

R. H. THURSTON

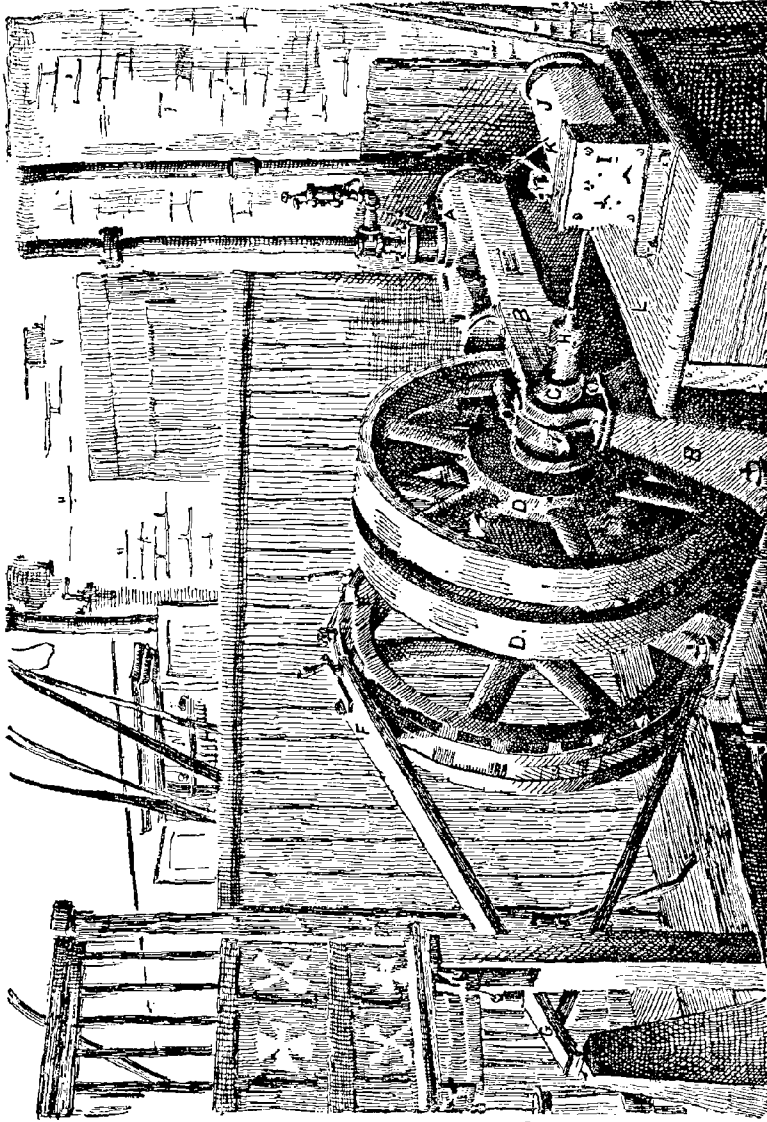
ESSAIS  
DE  
MACHINES ET CHAUDIÈRES  
A VAPEUR

PARIS

BAUDRY & C<sup>IE</sup> EDITEURS



**MANUEL PRATIQUE**  
**DES ESSAIS**  
DE  
**MACHINES ET CHAUDIÈRES**  
**A VAPEUR**



*Les tachymètres, indicateurs de vitesse, chronographes et compteurs.*



MANUEL PRATIQUE  
DES ESSAIS  
DE  
MACHINES ET CHAUDIÈRES  
A VAPEUR

PAR

ROBERT H. THURSTON

Directeur du « Sibley College », Cornell University  
Ancien Président de American Society of Mechanical Engineers  
Ancien Ingénieur de la marine des États-Unis.

TRADUIT DE L'ANGLAIS

PAR

AUGUSTE ROUSSEL

Ancien élève de l'École Polytechnique  
Et de l'École nationale supérieure des Mines



PARIS

LIBRAIRIE POLYTECHNIQUE, BAUDRY ET C<sup>ie</sup>, ÉDITEURS

15, RUE DES SAINTS-PÈRES, 15

MAISON A LIÈGE, RUE DES DOMINICAINS, 7

1893

Tous droits réservés.



# TABLE DES MATIÈRES

## CHAPITRE PREMIER

### NÉCESSITÉ ET BUT DES ESSAIS

Art.	Pages.
PRÉFACE . . . . .	xi
1. But des essais. — Rendement des machines. — Définitions . . . . .	1
2. Conditions de livraison et de fonctionnement. — Force de la machine. — Puissance de la chaudière . . . . .	3
3. Résultats que l'on a en vue d'obtenir par les essais . . . . .	5
4. Méthodes d'essai et choix de l'expérimentateur. . . . .	7
5. Genre du rapport. . . . .	8
6. Appareils employés pour les essais . . . . .	9
7. Méthodes d'emploi . . . . .	9
8. Données et calculs nécessaires . . . . .	10
9. Essais de rendement et de consommation. . . . .	10
10. Rendement d'une chaudière . . . . .	11
11. Rendement de la surface de chauffe. . . . .	13
12. Développement effectif, transport et emmagasinage de la chaleur. . . . .	19
13. Utilisation de la chaleur. . . . .	23
14. Essais pour reconnaître la puissance ou le maximum de capacité. . . . .	27
15. Quantités à mesurer et résultats à obtenir. — Valeurs usuelles . . . . .	29
16. Types généraux d'essais de machines . . . . .	33
17. Essais de chaudière. . . . .	34
18. Essais de machine . . . . .	35
19. Essai de chaudière et de machine. . . . .	36
20. Appareils d'essai des chaudières et des machines. . . . .	36

## CHAPITRE II

### ESSAIS DES CHAUDIÈRES

21. Objet d'un essai de chaudière. . . . .	38
22. Essais de combustible . . . . .	39
23. Détermination de la valeur d'une chaudière. . . . .	39
24. Puissance évaporatrice des combustibles . . . . .	40
25. Analyse des combustibles . . . . .	40
26. Economie et rendement du combustible. . . . .	42
27. Valeur relative des chaudières . . . . .	42
28. Variations du rendement avec la consommation de charbon et la surface de grille . . . . .	43

Art.	Pages.
29. Relation de la surface de chauffe avec le rendement . . . . .	43
30. Puissance combinée au rendement . . . . .	44
31. Appareils et méthodes d'essai. . . . .	44
32. Essais-types. . . . .	46
33. Instructions et règles relatives aux essais-types. . . . .	47
34. Précautions à prendre. — Tableaux et graphiques . . . . .	56
35. Puissance calorifique des combustibles . . . . .	62
36. Chaleurs spécifiques. — Energie emmagasinée dans la vapeur. . . . .	72
37. Chaleur latente et totale. — Consommation d'eau . . . . .	74
38. Facteurs de vaporisation. — Puissance de la chaudière . . . . .	75
39. Tables de Regnault et autres constantes. . . . .	75

## CHAPITRE III

## RÉSULTATS DES MÉTHODES TYPES. — APPAREILS

40. Résultats des méthodes-types, — Exemples . . . . .	77
41. Qualité de la vapeur. . . . .	85
42. Calorimètre à baril. — Son emploi . . . . .	87
43. Théorie des calorimètres. . . . .	89
44. Résultats. — Erreurs. . . . .	94
45. Calorimètre à serpentin . . . . .	96
46. Calorimètre continu. . . . .	99
47. Analyse des gaz. — Appareils . . . . .	105
48. Manomètre de tirage. — Essai des manomètres . . . . .	110
49. Exemple d'essai. — Méthodes et résultats. . . . .	113

## CHAPITRE IV

## L'INDICATEUR

50. L'indicateur et le dynamomètre. . . . .	126
51. Construction des indicateurs. . . . .	127
52. Qualités essentielles d'un bon indicateur. . . . .	127
53. Formes diverses des indicateurs . . . . .	128
54. Réglage et essai de l'indicateur . . . . .	139
55. Montage des indicateurs. — Transmissions de mouvement . . . . .	155
56. Emploi de l'indicateur. — Précautions à prendre. . . . .	175

## CHAPITRE V

## INTERPRÉTATION DES DIAGRAMMES D'INDICATEURS

57. Diagrammes . . . . .	178
58. Diagramme-type. — Nomenclature . . . . .	178
59. Modifications des formes types . . . . .	182
60. Interprétation des diagrammes. . . . .	185

## TABLE DES MATIÈRES

IX

Art.	Pages.
61. Diagrammes de machines compound . . . . .	190
62. Applications spéciales . . . . .	199
63. Diagrammes de pompes. — Pompes à air et compresseurs . . . . .	201
64. Formes particulières de diagrammes . . . . .	204

### CHAPITRE VI

#### MESURE DES DIAGRAMMES; CALCULS, APPAREILS ET MÉTHODES

65. Appareils et méthodes de mesure. . . . .	208
66. Mesure des diagrammes . . . . .	208
67. Planimètres et leur emploi. . . . .	215
68. Tachymètres, chronographes, diapasons, compteurs . . . . .	219
69. Consommation de chaleur, d'eau et de vapeur. . . . .	233
70. Construction des courbes. — Hyperbole. — Espace nuisible. . . . .	243
71. Condensation dans le cylindre et fuites . . . . .	248

### CHAPITRE VII

#### FROTTEMENT. — DYNAMOMÈTRES. — FREIN DE PRONY

72. Frottement. — Rendement de la machine . . . . .	258
73. Travail indiqué. — Puissance dynamométrique . . . . .	258
74. Puissance brute et nette. — Dynamomètres de transmission . . . . .	260
75. Etalonnage des dynamomètres de transmission . . . . .	263
76. Frein de Prony. . . . .	265
77. Etude d'un frein dynamométrique. — Formes diverses. . . . .	267
78. Données obtenues par l'emploi du dynamomètre. . . . .	277

### CHAPITRE VIII

#### MÉTHODES-TYPES POUR LES ESSAIS DE MACHINES

79. Types de méthodes pour les essais de machines. . . . .	279
80. Essais de machines et de chaudières . . . . .	281
81. Dispositions à prendre pour un essai . . . . .	288
82. Méthodes d'essai . . . . .	291
83. Système Farey et Donkuu . . . . .	293
84. Essai des machines à gaz . . . . .	298
85. Essai de machines à fluides simples ou combinés . . . . .	299
86. Essai de machines à gaz et à vapeur . . . . .	300
87. Programme de l'essai. . . . .	305
88. Essais comparatifs des machines. — Règles. . . . .	305
89. Réglementation des essais comparatifs de machines . . . . .	311
90. Méthodes-types d'essai de chaudière . . . . .	318
91. Qualité de la vapeur. — Fumivorté. . . . .	318
92. Exemples de méthodes spéciales . . . . .	319

## TABLE DES MATIÈRES

## CHAPITRE IX

## EXEMPLES D'ESSAIS. — MÉTHODES ET RAPPORTS

Art.	Pages.
93. Exemples d'essais de machines et de chaudières. . . . .	327
94. Exemples d'essais des machines fixes. . . . .	328
95. Déductions et conclusions. . . . .	342
96. Essais de machines portatives . . . . .	354
97. Conclusions générales . . . . .	354
98. Rapports sur les essais de locomotives . . . . .	363
99. Résultats généraux et conclusions . . . . .	374
100. Essais de machines marines . . . . .	375
101. Graphiques. — Résultats et conclusions. . . . .	392
102. Essais de pompes. — Pompes centrifuges . . . . .	402
103. Applications de la méthode Farey et Donkin . . . . .	420
104. Essais de machines à gaz. — Rapports . . . . .	433
105. Essais de machines à vapeurs combinées . . . . .	448
106. Conclusions générales. . . . .	456

## APPENDICE

Table I. Vapeur d'eau saturée . . . . .	460
II. Températures et pressions de la vapeur saturée . . . . .	467
III. Densités et volumes de l'eau à diverses températures . . . . .	470
IV. Comparaison des différents thermomètres. . . . .	471
V. Pression moyenne pour différents degrés de détente . . . . .	472
VI. Pressions finales $\frac{p_1}{p_2}$ . . . . .	474
VII. Rapports réels de détente . . . . .	475
VIII. Chiffres relatifs au fonctionnement de la vapeur. — Echange et transformation de chaleur (d'après Northcott) . . . . .	476
IX. Puissance en chevaux par kilogrammes de pression moyenne. . . . .	478
X. Énergie totale contenue dans l'eau et la vapeur. . . . .	480
XI. Composition et pouvoir calorifique des combustibles naturels . . . . .	481
XII. Consommation de vapeur . . . . .	482
XIII. Facteurs de vaporisation. . . . .	484
XIV. Formules relatives aux propriétés de la vapeur d'eau saturée . . . . .	485
XV. Type de tableau d'essai dressé par le laboratoire de mécanique. . . . .	486
XVI. Chevaux électriques . . . . .	490

## PRÉFACE

---

Ce *Traité des essais de machines et de chaudières* a pour but de répondre à un besoin qui, de l'avis de l'auteur, s'est fait depuis longtemps sentir. Jusqu'à présent, les ingénieurs, ayant à faire des essais de ce genre, ne pouvaient se reporter à une méthode type, et les résultats des essais de machines ou de chaudières indiqués dans les rapports ont été présentés de manières si différentes qu'ils ne sont pas susceptibles de comparaison. De plus, il est impossible d'en tirer un critérium général pour l'ingénieur désireux de se faire une méthode d'opération. Mais les travaux d'un comité de la Société Américaine des ingénieurs mécaniciens, des ingénieurs Allemands et d'un certain nombre d'individualités dont l'autorité est reconnue parmi les experts, ont abouti dans ces derniers temps à un tel accord entre les gens du métier, qu'on peut dès maintenant offrir, au moins provisoirement, un système d'essai pour les machines et pour les chaudières qui peut être considéré comme satisfaisant.

Il n'est pas douteux que ce système ne doive recevoir dans l'avenir d'utiles et constantes modifications. Les méthodes en vogue parmi les meilleurs praticiens d'aujourd'hui ne sont pas

exactement celles qu'ils appliquaient il y a quelques années ; mais les procédés aujourd'hui adoptés presque partout ne seront probablement modifiés que dans le détail, et les perfectionnements consisteront principalement, on peut le prédire à coup sûr, dans l'application des méthodes de mesure les plus nouvelles et les plus rigoureuses, telles qu'elles sont habituellement employées dans les laboratoires à la détermination des quantités considérées dans ces essais. L'ensemble de la méthode d'aujourd'hui représentera dans l'avenir celui des méthodes nouvelles.

Il est donc maintenant possible d'adopter une méthode uniforme, et le moment est venu de faire connaître les méthodes d'essai qui sont à présent bien définies. Tel est le but que l'auteur a voulu atteindre en écrivant le traité qu'il présente aujourd'hui au public.

Il s'est proposé de faire connaître les méthodes d'essai des machines thermiques qui sont actuellement des types d'opération ; d'enseigner la pratique de ces procédés ; de décrire les meilleures formes d'appareils à employer pour les mettre en œuvre et pour fixer les données à envisager dans ces essais ; de montrer l'emploi de ces appareils et leur sensibilité variable ; enfin de présenter des exemples de rapports faits par des ingénieurs distingués sur des opérations de ce genre, et de donner ainsi de bons modèles de leur forme avec les données et les résultats déduits d'expériences faites sur les meilleurs types de machines et d'appareils.

L'auteur s'est proposé de décrire les appareils généralement usités et leur méthode d'emploi ; la sensibilité dont ils sont susceptibles pour la détermination directe ou indirecte des données ; les procédés de calcul de celles-ci ; la manière de disposer et de rassembler les résultats sous forme de table ; enfin, les observations à présenter sur les quantités essentielles qui doi-



vent servir de base à la détermination de l'économie et de l'effet utile, physique ou commercial de la machine employée comme source de puissance.

La méthode d'essai des chaudières que nous ferons connaître dans ce volume est celle qui a été proposée par le Comité dont il a été question ci-dessus et qui, depuis lors, est devenu par convention une méthode type employée aux Etats-Unis et souvent à l'étranger. De l'avis de l'auteur elle est plus complète et plus satisfaisante qu'aucune autre méthode connue jusqu'à ce jour, et paraît s'appliquer suffisamment bien à tous les cas ordinaires. Les précautions spéciales recommandées par les différents experts du Comité ont été aussi indiquées, ainsi que les formes d'imprimés ou de rapports qui conviennent le mieux aux travaux de ce genre. L'auteur s'est longuement étendu sur les méthodes qui permettent de déterminer le caractère et la valeur de la vapeur fournie par un générateur ; il a décrit les différentes variétés de calorimètres généralement employées.

Les résultats d'un essai fait par l'auteur pour un Comité de l'Américan-Institut en 1871, montrent qu'un bon type de chaudière fonctionnant dans les conditions ordinairement satisfaisantes, donne pratiquement de la vapeur sèche ; mais il n'en est pas moins nécessaire de s'assurer dans tout essai important que cette condition est réalisée par la chaudière qu'il s'agit d'essayer. Une expérience faite sans déterminer la qualité de la vapeur serait aujourd'hui regardée comme sans valeur par les gens du métier.

Le texte adopté pour l'exposé de la méthode d'essai des chaudières est celui du comité, tel qu'il a été publié dans les comptes rendus de la Société. Des références ont été données dans tous les cas où le sujet peut inspirer au lecteur le désir de se reporter aux sources originales.

Le chapitre de l'*Indicateur* est une courte et simple descrip-

tion de ce merveilleux instrument et de ses ressources, avec un exposé des meilleures méthodes d'emploi. L'auteur n'a pas longuement développé l'étude du diagramme ; mais il a donné les meilleures formes de diagrammes et celles qui doivent se rencontrer le plus souvent dans les meilleures machines. Quelques diagrammes ont été pris sur des machines défectueuses.

Pour compléter ces renseignements sur ce sujet inépuisable, le lecteur pourra consulter les traités spéciaux sur l'indicateur.

Il en existe un grand nombre, depuis celui de Porter qui est le premier des bons écrits sur cette matière, jusqu'aux derniers ouvrages publiés, chacun de ces ouvrages ayant son point de vue spécial et ses caractères particuliers. Tous donnent des renseignements d'une réelle valeur. Nous essaierons de donner une idée de la forme et de la signification des types les plus usuels de diagrammes, et de montrer les renseignements qu'ils peuvent fournir sur l'ajustage, les proportions et le fonctionnement de la machine. Les types singuliers et rares qui peuvent être cependant d'un grand intérêt pour les ingénieurs spécialistes ont été laissés de côté ; ils pourront être décrits par les auteurs de traités spéciaux sur l'*Indicateur*. A cet égard, on trouvera des renseignements du plus grand intérêt dans les ouvrages de plusieurs spécialistes qui ont une grande expérience de cet instrument.

Dans le chapitre qui traite de la mesure et du calcul des diagrammes d'indicateur, on trouvera une description des méthodes généralement considérées comme les meilleures et les plus exactes, ainsi que des procédés conduisant aux plus importants des résultats fournis par cet instrument. Ces méthodes et procédés sont pour la plupart bien connus et considérés comme types par les meilleurs praticiens ; mais quelques-uns d'entre eux sont d'une application récente, et relativement nou-

veaux. Ils sont ici introduits pour la première fois dans un traité de ce genre.

Telles sont les applications du chronographe employé probablement pour la première fois par le professeur M. A. Anthony, et mis en usage pour un certain nombre d'opérations par quelques ingénieurs, dans le but d'obtenir des mesures précises de durée et d'étudier les variations rapides de vitesse des machines. L'emploi du diapason introduit par l'auteur depuis quelques années est encore une méthode nouvelle et jusqu'à présent inédite, pour noter les variations de vitesse des organes des machines, et qui promet de rendre les plus grands services dans les investigations dont il sera parlé au chapitre qui traite de l'emploi de cet instrument.

L'application du frein de Prony ou frein dynamométrique est encore un procédé non moins important et rarement décrit, conduisant à la détermination des données universellement reconnues comme essentielles, pour mesurer l'effet utile de la machine.

Les meilleures formes de freins et les plus récentes sont indiquées dans cet ouvrage.

Leur théorie et leur mode d'emploi sont donnés suffisamment en détail, nous l'espérons, pour permettre à tout ingénieur de les appliquer avec succès.

Le dynamomètre de transmission est aussi fréquemment employé maintenant ; nous lui avons donné une place dans cet ouvrage.

Des méthodes-types sont aussi essentielles à l'ingénieur pour les essais de machines que pour les essais de chaudières. Aucune méthode n'a été jusqu'à ce jour exactement formulée et présentée comme type pour les essais de machines comme cela a été fait pour les essais de chaudières ; mais l'ouvrage contient la description d'un certain nombre de méthodes qui,

d'après les meilleures autorités, donnent de tout point les résultats les plus exacts, les plus complets et les plus satisfaisants. Nous avons indiqué la manière habituelle de conduire ces essais, et nous avons donné à titre d'exemples les résultats obtenus par des méthodes spéciales.

L'ouvrage est complété par une série de rapports rédigés par les plus habiles praticiens. Ces rapports peuvent être considérés comme des exemples remarquables et des modèles du genre, tant par la manière de présenter les données que par les conclusions tirées de leur étude. Nous avons ainsi donné un exemple pour chacune des plus importantes classes de machines ; et ces documents permettront à tout ingénieur non familiarisé avec ces opérations d'arriver à des résultats complètement satisfaisants pour lui-même et pour ses clients.

L'auteur espère avoir constitué un exposé concis, exact et complet des méthodes et appareils actuellement en usage parmi les spécialistes les plus expérimentés et les plus consciencieux. Mais pendant la rédaction même de ce livre, de nouvelles méthodes surgissent et les anciennes sont perfectionnées, tandis que de nouveaux instruments sont inventés et que l'appareil qui vous était familier est appliqué à de nouveaux usages. C'est seulement par une étude attentive des ouvrages périodiques que l'ingénieur jeune ou vieux pourra suivre les progrès de son époque. Nous espérons néanmoins que cet ouvrage rendra service à plus d'un lecteur de tout âge et qu'on y trouvera sur les méthodes pratiques les plus modernes et les meilleures, des renseignements suffisants pour obtenir dans toutes les circonstances des résultats aussi satisfaisants par leur exactitude que par leur perfection.

---

# ESSAIS

DES

# MACHINES ET DES CHAUDIÈRES

---

## CHAPITRE PREMIER

### NÉCESSITÉ ET BUT DES ESSAIS

1. — **Le but des essais** de machines et de chaudières est généralement la vérification des charges imposées au constructeur pour l'accomplissement de son contrat, et plus spécialement la détermination de la puissance et de la consommation de ces appareils. Quand un constructeur établit un moteur à air, à gaz ou à vapeur pour un acquéreur déterminé, il s'engage ordinairement par un contrat bien étudié à fournir un appareil capable de développer une force déterminée avec une consommation donnée de combustible et quelquefois d'autres fournitures. Quand la machine est installée dans les conditions normales de marche, on fait un essai afin de reconnaître si les clauses du contrat ont été complètement remplies.

Dans d'autres cas, l'essai est fait pour donner au propriétaire la satisfaction de constater que sa machine marche bien, ou, encore, dans le cas où un chef d'industrie veut s'assurer que certaines modifications apportées aux méthodes usuelles de travail peuvent donner des résultats avantageux ; d'autres fois, c'est pour se rendre compte de l'habileté des ouvriers, ou pour étudier la qualité du combustible. Dans tous les cas, quel que soit le but principal de l'opération, il faut obtenir certaines données indispensables pour

l'appréciation des résultats que l'on a en vue, ou pour fournir une mesure de la puissance et de l'effet utile de la machine, ou bien encore pour servir de terme de comparaison avec d'autres appareils du même genre et reconnus bons. Un essai complet de machine et de chaudière comprend la détermination de la quantité d'énergie emmagasinée dans le combustible ; de la proportion rendue disponible par la combustion ; de la quantité d'énergie absorbée par la chaudière ; de la proportion emmagasinée dans la vapeur, dans l'eau entraînée, et transportée à la machine ; enfin la répartition dans la machine du travail utile, du travail perdu et de la chaleur perdue. Nous indiquerons les méthodes de mesures qui permettent de déterminer chacune de ces quantités.

Ces méthodes ont donc pour but la détermination exacte et incontestable d'une ou plusieurs fonctions de la machine ou de la chaudière, et ces méthodes doivent donner la mesure scientifiquement exacte de la chaleur, de la quantité de vapeur, de la quantité d'eau d'alimentation et de l'énergie développée par la machine, la puissance effective, la répartition de la chaleur utile et perdue, la puissance, l'utilisation thermodynamique de la machine considérée comme moteur thermique ainsi que l'efficacité du moteur considéré comme un ensemble d'organes, c'est-à-dire comme une machine. Il n'est pas toujours indispensable de déterminer toutes ces quantités ou de mesurer avec une exactitude rigoureuse toutes celles que l'on a en vue d'obtenir. On fait souvent des essais pour obtenir des résultats partiels et par des méthodes qui sont seulement approchées ; quelquefois même elles ne peuvent donner qu'une approximation grossière au point de vue de la science expérimentale.

Comme dans toute opération d'ingénieur, l'utilité qu'on peut en retirer au point de vue financier, détermine le degré d'importance qu'on doit accorder à ces essais de machines ou de chaudières et la dépense qu'on peut y consacrer. Quand il s'agit de contrats importants ou de travaux coûteux, on peut faire appel à toutes les ressources de la science physique et à la pratique des meilleurs ingénieurs ; si le cas est moins important, on pourra se contenter d'une étude moins approfondie et d'une moindre dépense.

2. — Les conditions de livraison et de fonctionnement doivent être stipulées dans le marché et une garantie doit être prévue pour le cas où elles ne seraient pas remplies ; il faut qu'elles soient si exactement définies qu'aucune discussion ne puisse s'élever sur leur signification et leur interprétation au moment de les vérifier. Les formes ordinaires de ces marchés sont aujourd'hui bien établies et nous donnerons des exemples des méthodes usuelles de comparaison et de vérification. Lorsqu'il n'existe aucun marché de ce genre, le vendeur est supposé astreint à livrer des produits de bonne fabrication et à assurer aux acheteurs une économie et un fonctionnement satisfaisants. Un défaut évident ou incontestable, ou démontré par des essais, dégage l'acheteur de toute responsabilité qu'il n'aurait pas prise spécialement et formellement, et la rejette sur le constructeur ou le vendeur.

L'effet utile d'une machine (*duty*) est la mesure de son rendement déterminé par le prix en charbon consommé du travail effectué.

Le cheval-vapeur qui est de 4 500 kgm par minute ou 270 000 kgm par heure exige la transformation de la quantité équivalente de chaleur en travail par minute ou par heure. Une machine idéale fonctionnant dans des conditions parfaites ne consommerait pas moins de 0<sup>k</sup>,115 de bon combustible ou 1 kg 035 de vapeur.

La consommation ordinaire d'énergie engendrée par la chaudière, comme on le verra plus loin, est rarement moindre que 8 ou 10 fois ces quantités.

Les pompes sont généralement estimées d'après le travail fourni pour une consommation déterminée de charbon 1 kg. par exemple. Un effet utile de 270 000 kgmètres correspondrait, d'après cette base, à une consommation de 0<sup>k</sup>,877 de combustible par cheval-heure. M. Sherman, en supposant que le rendement de la machine soit de 90 p. 100, y compris les pompes et le moteur, a obtenu les nombres indiqués dans la table suivante.

M. Emery a comparé différentes sortes de machines à vapeur en supposant que la chaudière utilise 5 548 calories par kgr de combustible, ce qui correspond à une vaporisation de 8 kg 450 d'eau à la pression de 6 kg ; ou de 8 kg 502 à la pression de 4 kg ; ou de 8 kg 575 à la pression de 2 kg, à partir de la température de 0° centigr. dans chaque cas.

## TRAVAIL UTILE DES POMPES A VAPEUR

POUR 1 000 MÈTRES CUBES D'EAU ÉLEVÉS A 1 MÈTRE DE HAUTEUR. RENDEMENT DU COMBUSTIBLE  
PAR CHEVAL-VAPEUR ET PAR HEURE

Tonnes-mètres par kil. de charbon	Kil. de charbon pour élever 1000 m <sup>3</sup> d'eau à 1 m. de hauteur	Kil. de charbon par cheval-heure	Tonnes-mètres par kil. de charbon	Kil. de charbon pour élever 1000 m <sup>3</sup> d'eau à 1 m. de hauteur	Kil. de charbon par cheval-heure	Tonnes-mètres par kil. de charbon	Kil. de charbon pour élever 1000 m <sup>3</sup> d'eau à 1 m. de hauteur	Kil. de charbon par cheval-heure
	kil.	kil.		kil.	kil.		kil.	kil.
100	10,000	2,700	200	5,000	1,350	300	3,333	0,900
105	9,524	2,574	205	4,878	1,317	305	3,279	0,885
110	9,091	2,455	210	4,762	1,286	310	3,226	0,870
115	8,696	2,348	215	4,651	1,256	315	3,175	0,857
120	8,333	2,250	220	4,545	1,227	320	3,125	0,844
125	8,000	2,160	225	4,444	1,199	325	3,077	0,831
130	7,692	2,077	230	4,362	1,178	330	3,030	0,818
135	7,407	2,000	235	4,285	1,149	335	2,985	0,806
140	7,143	1,929	240	4,167	1,125	340	2,941	0,794
145	6,896	1,861	245	4,082	1,102	345	2,899	0,782
150	6,667	1,800	250	4,000	1,080	350	2,857	0,771
155	6,452	1,742	255	3,952	1,067	355	2,817	0,761
160	6,250	1,687	260	3,846	1,038	360	2,778	0,750
165	6,061	1,636	265	3,774	1,019	365	2,740	0,740
170	5,882	1,588	270	3,704	1,000	370	2,703	0,730
175	5,714	1,543	275	3,636	0,982	375	2,667	0,720
180	5,556	1,500	280	3,571	0,964	380	2,632	0,710
185	5,405	1,460	285	3,509	0,947	385	2,597	0,701
190	5,263	1,421	290	3,448	0,931	390	2,564	0,692
195	5,128	1,385	295	3,390	0,915	395	2,532	0,684
						400	2,500	0,675

D'après cette base, si l'on fait usage de charbon pur ou d'an-thracite de la meilleure qualité dont le pouvoir calorifique est d'environ 8 000 calories, le rendement sera de  $\frac{5\ 548}{8\ 000} = 69$  p. 100 de la valeur calorifique.

De sorte que, ordinairement, 100 — 69 = 31 p. 100 de la chaleur contenue dans le combustible disparaît dans la cheminée.

L'effet utile des machines élévatrices étant conventionnellement exprimé en tonnes-mètres par kilogramme de combustible, les qualités d'une machine à vapeur quelconque peuvent être promptement appréciées d'après cette base.

L'équivalent mécanique d'une calorie est de 424 kilogram-mètres, ce qui correspond, d'après ce qui a été dit ci-dessus, à un travail utile de  $0,424 \times 5\ 548 = 2\ 352$  tonnes-mètres, par kilo-gramme de combustible. Les machines à vapeur les plus écono-



miques ne donnent guère au maximum que 396 tonnes-mètres, ce qui équivaut, en dernier ressort, à un rendement de  $\frac{396}{2 \cdot 352} = 16,83$  p. 100 de la chaleur de la vapeur, ou seulement  $16,83 \times 0,69 = 11,62$  p. 100 de la capacité calorifique du combustible.

Si D = l'effet utile en tonnes-mètres par kilogramme de charbon,

H = la différence des niveaux de l'eau élevée,

T = la température initiale et t = la température finale,

on aura<sup>4</sup> :

$$D = \frac{26,700}{13 (T - t) + 0,03 H}$$

3. — Les résultats que l'on a en vue d'obtenir par les essais peuvent varier suivant les cas ; mais ils exigent presque toujours la mesure de la puissance obtenue et de son prix de revient, exprimés soit en argent, soit en combustible brûlé.

Pour cela, il faut connaître exactement le poids du combustible consommé, la quantité d'eau employée, la qualité du combustible et de la vapeur formée, ainsi que sa quantité, et la répartition de l'énergie emmagasinée par la machine, en travail utile et perdu. Il est nécessaire de mesurer avec une rigoureuse exactitude toutes les quantités qui jouent un rôle dans la question, et les résultats doivent être recueillis de manière à être facilement introduits dans le calcul et, en cas de besoin, facilement contrôlés et vérifiés. Les méthodes de détermination de ces quantités ont donc une grande importance et doivent être l'objet d'une étude attentive ; enfin, pour constituer un système digne de confiance et acceptable, l'ingéniosité et l'habileté sont indispensables. Pour étudier l'utilité d'un capital, il est avant tout nécessaire de considérer les éléments du prix de revient de la force motrice. Le coût annuel d'une machine à vapeur comprend :

<sup>4</sup> L'unité adoptée par les ingénieurs anglais pour mesurer l'effet utile est généralement le nombre de livres élevées à un pied de hauteur par 94 livres de combustible, ou par *hundred-weight* (112 livres). Suivant cette base, l'effet utile est estimé d'après le poids de combustible brûlé par cheval indiqué et par heure. Si donc

D = le travail utile en millions,

F = le poids du combustible par cheval indiqué et par heure.

$D = \frac{186,12}{F}$ , si l'unité est 94 livres ;

$D = \frac{221,76}{F}$ , si l'unité est *hundred-weight* (112 livres).

1° Certaines dépenses qui, dans tous les cas, sont invariables, que le travail soit effectué par une forte machine avec une grande détente et une petite chaudière, ou qu'il soit effectué par une machine plus petite, avec peu de détente et une grande chaudière.

Ces dépenses sont d'ordinaire : l'amortissement des ateliers, ou l'intérêt de la dépense qui le représente, les taxes, réparations, etc., etc., le salaire du mécanicien et quelquefois tout ou partie de celui du chauffeur. Il y a aussi diverses autres dépenses moins importantes, répartition des frais accessoires de l'usine, qui sont variables. Ces dernières peuvent être négligées dans la solution du problème que nous avons à considérer.

2° L'intérêt du prix d'achat de la machine en place, le coût des réparations, et une somme qui mesure la dépréciation de la machine due à son usure naturelle ou à la diminution de sa valeur en présence des changements qui conduisent finalement à l'acquisition d'une machine nouvelle plus perfectionnée, les dépenses d'huile et autres fournitures du mécanicien rentrent dans cette catégorie. Elles sont variables suivant les dimensions et le type de la machine.

3° Le prix de revient de la vapeur consommée par la machine, dans lequel interviennent :

a). Le prix du combustible nécessaire pour fournir la vapeur et qui comprend également le prix de la vapeur condensée en route par la tuyauterie, ou perdue par condensation dans le cylindre, ou par les fuites, aussi bien que la vapeur utilisée. Cette quantité totale de vapeur surpasse de beaucoup celle qui est employée utilement pour produire du travail par simple transformation de la chaleur. Elle varie avec le rendement de la machine et la dimension de la chaudière.

b). L'intérêt du prix des chaudières en place et de leurs accessoires, intérêt du bâtiment affecté aux chaudières, dépréciation, réparations et frais d'assurance ; ceux-ci sont totalement imputables au compte des chaudières. Ils sont variables avec la dimension des appareils employés.

c). Frais de service non compris parmi ceux que nous avons désignés au paragraphe 1<sup>er</sup> et variables avec la dimension de la chaudière ou la quantité de vapeur employée.

Le salaire du mécanicien est imputable à la fois au compte de la machine et de la chaudière, parce que le mécanicien surveille l'ensemble ; s'il est soigneux, il exercera même une surveillance attentive sur la conduite des chaudières. La machine peut ordinairement être abandonnée à elle-même, la plupart du temps, pendant que le mécanicien lui donne les soins nécessaires. Pour les petites machines, le mécanicien est en même temps chauffeur. Pour les machines d'une plus grande importance, le nombre des mécaniciens ou, au moins, le nombre des supplémentaires à ajouter à l'homme de service indispensable, peut être considéré comme proportionnel à la quantité de vapeur ; pour les machines de puissance ordinaire, et pour les machines marines très puissantes, la même proportionnalité s'applique le plus souvent au personnel chargé du service de la machine.

Le but d'un essai de machine ou de chaudière est de déterminer la valeur des quantités désignées au paragraphe 3, qu'on ne peut obtenir autrement que par une mesure directe et faite avec le plus grand soin.

Le plan de cet ouvrage comprend une étude des méthodes admises pour les essais de machines ou de chaudières et des appareils employés à cet effet, une description des meilleures méthodes en usage, et des procédés conduisant à la détermination des résultats exacts, d'où l'on tirera une conclusion digne de confiance. Nous décrirons et nous définirons l'objet de ces différentes recherches, ainsi que les quantités à mesurer ; les appareils employés à cet effet seront énumérés. Enfin, nous exposerons le plan général de ces essais. Les instruments le plus souvent employés seront complètement décrits et leur manipulation sera indiquée. Nous donnerons, en outre, les méthodes de correction, d'étalonnage et d'élimination des erreurs d'observation. Enfin, nous ferons connaître les principales opérations de calcul à effectuer sur ces données.

Nous indiquerons la pratique des différents systèmes d'essai, et on trouvera dans cet ouvrage quelques exemples de rapports et de calculs.

#### 4. — Les méthodes d'essais et le choix de l'expérimentateur sont

généralement fixés par le contrat. Dans certains cas, les parties conviennent simplement que toute contestation sera soumise à l'arbitrage d'une réunion de trois experts, dont un sera choisi respectivement par chacune des parties, et le troisième par les deux autres. Dans d'autres cas, il est convenu qu'un expert de réputation bien établie conduira les essais ou choisira les arbitres en cas de besoin. Le plus souvent, quand il s'agit d'une affaire très importante, le traité prévoit le choix de trois experts, qui sont d'ordinaire désignés dans le traité, et prévoit aussi la méthode employée pour les essais. Les expérimentateurs choisis en pareil cas doivent être toujours des ingénieurs d'une habileté reconnue, intègres, énergiques et praticiens consommés ; il est nécessaire que l'exercice de leur profession les ait rendus familiers avec les meilleures méthodes et qu'ils aient acquis l'habileté nécessaire pour la réussite de ces expériences.

Toutes les fois que cela sera possible, on prescrira une méthode bien connue et universellement adoptée.

Ceux qui désirent suivre les progrès de l'art des essais doivent se tenir au courant des dernières méthodes et consulter les autorités en cette matière ; mais on verra qu'il n'a été presque rien fait jusqu'à ces derniers temps pour ramener les différents procédés à une forme exacte et à un système. C'est une Commission d'ingénieurs allemands qui a commencé à codifier la pratique de ces essais, et plus tard, un Comité de la Société Américaine des Ingénieurs-Mécaniciens a établi une méthode-type pour les essais de chaudières. Différents praticiens, aux Etats-Unis et à l'étranger, ainsi que les Commissions des expositions et concours publics, ont été conduits graduellement à adopter les systèmes et les méthodes que nous avons pour but de décrire dans cet ouvrage, et qui peuvent être considérés maintenant comme la pratique la plus récente et la plus généralement approuvée.

5. — **Le genre du rapport** demandé aux ingénieurs chargés de conduire l'essai est déterminé par le but poursuivi. Dans tous les cas, ce rapport doit être simple, facile à comprendre autant que possible par un lecteur non expert, doit fournir toutes les données essentielles, procédés et résultats, de manière qu'en cas de con-

testation la vérification soit certaine et complète. La question à envisager doit être définie avec précision et clarté, et le tout doit être, autant que possible, concis et absolument débarrassé de toutes considérations étrangères.

Toutes les fois qu'il s'agira d'éclaircir une question considérée comme douteuse, l'arbitre trouvera l'occasion d'appliquer un jugement solide avec une grande discrétion. Nous donnerons plus loin des exemples des meilleures formes employées pour ces rapports.

Certaines méthodes récentes atteignent presque à l'exactitude et à la précision des procédés des physiciens et des chimistes. En fait, les appareils et les procédés de ces investigateurs sont maintenant adoptés par les praticiens, et le jeune ingénieur lui-même suit invariablement la voie tracée par les physiciens et les chimistes dans toutes les méthodes exactes du laboratoire et dans ses études préliminaires à l'école.

La détermination de la température et des poids se fait par toutes les méthodes de mesure adoptées dans les sciences exactes ; l'analyse des combustibles et des cendres est une application des plus intéressantes de la chimie du laboratoire.

**6. — Les appareils** employés pour les essais de machines ou de chaudières doivent être fabriqués et étalonnés, avec autant de soin que dans toute autre application des procédés de la physique. Les instruments de toute classe servant à ces investigations doivent être choisis avec précaution et chez les meilleurs fabricants ; ils doivent être examinés, essayés et comparés avec des instruments-types dont la perfection et l'exactitude sont reconnues. S'ils donnent lieu à des erreurs permanentes, il est indispensable de le constater, de le noter avec une rigoureuse exactitude. Les mesures de longueur doivent être comparées aux étalons légaux ; les mesures de volume doivent être vérifiées avec une grande précision ; les thermomètres doivent être calibrés ; les indicateurs doivent être essayés à chaud et à froid ; enfin les dynamomètres doivent être éprouvés avec la même exactitude.

**7. — Les méthodes d'emploi** de ces instruments sont généralement bien déterminées par l'expérience et fixées par l'usage.

Toute erreur commise en cette matière peut apporter au résultat des variations si importantes, qu'il est indispensable, pour l'ingénieur-expert, de se rendre compte des effets produits par les différences introduites dans la manière d'opérer.

Un thermomètre mal placé, un indicateur mal établi peuvent donner des différences sensibles et même importantes dans les résultats.

**8. — Les données et calculs nécessaires à l'étude d'une machine ou d'une chaudière en marche s'obtiennent au moyen d'une série de lectures continues ou très rapprochées sur tous les instruments employés, lectures prises et réunies de manière à donner une représentation exacte de toute la période sur laquelle portent les essais. Ces observations doivent être assez fréquentes et nombreuses pour donner des moyennes très exactes, et, dans le cas où l'on emploie une des méthodes graphiques maintenant si répandues, elles doivent donner la courbe exacte et complète représentant la loi des phénomènes pendant toute la période embrassée. Tout procédé continu doit être représenté par une notation également continue et de manière à fournir rapidement toutes les données du calcul. Les résultats ainsi obtenus donneront alors la mesure numérique exacte de chacune des quantités nécessaires pour vérifier si le contrat a été rempli.**

**9. — Les essais de rendement et de consommation sont les plus fréquents et généralement de la plus grande importance. Il est bien rare qu'un marché pour la fourniture d'un appareil à vapeur d'une certaine force ne spécifie pas la consommation de vapeur et de combustible, et même la méthode d'essai. Dans ce cas, il est nécessaire de conduire les essais, de façon à déterminer avec précision la quantité de combustible, de vapeur, ou d'énergie fournie à la machine, la quantité d'énergie convertie en travail, la proportion de chaleur et de travail perdus, les causes et l'importance des pertes et la force appliquée par la machine à la production du travail pour lequel elle a été étudiée. Le travail utile constaté donne la mesure du profit que l'acheteur peut retirer de la machine ; ce qu'elle lui coûte à lui, c'est ce qu'elle consomme en combus-**

tible, vapeur ou énergie, et frais accessoires, tels que : loyer, service, usure et entretien, assurances, taxe et dépréciation. En comparant le prix de revient moyen avec la moyenne du travail utile fourni, on appréciera la valeur réelle de la machine pour l'acquéreur. Pour faire un essai complet, il faut déterminer exactement les quantités suivantes :

DÉPENSES : Quantités et prix.	RECETTES : Quantités et prix.
Combustible ou Vapeur ou Energie <i>consommée</i>	Travail utile. Travail et chaleur perdus : (a) frottement de la machine. (b) chaleur perdue extérieurement. (c) chaleur perdue intérieurement et <i>rejetée</i> du système.

10. — Le rendement d'une chaudière se définit facilement lorsque la nature de la quantité à mesurer est elle-même bien définie préalablement. Il y a, comme on le verra, plusieurs rendements différents pour une chaudière, de même que pour une machine à vapeur ; et il est important que chacun d'eux soit bien nettement défini avant d'entreprendre l'étude de chaque rendement partiel et du rendement total. En général, on peut dire que le rendement se mesure par le rapport du résultat produit aux frais de production. Dans une machine à vapeur, le rendement peut être représenté par le rapport du travail effectué d'une manière déterminée au travail dépensé pour l'obtenir, ou son équivalent ; de même dans le cas d'une chaudière, le rendement peut se mesurer par le rapport d'un effet calorifique, ou son équivalent, à la quantité de chaleur actuelle ou latente, consommée pour obtenir cet effet.

Dans certains cas, il n'est pas possible de déterminer la valeur numérique d'un rendement, et on peut seulement montrer que le rendement, dans le sens de quantité de résultat comparée à la grandeur des moyens employés, augmente ou décroît dans des conditions qui peuvent être spécifiées, ou par l'effet de phénomènes définis.

On ne peut pas toujours trouver une commune mesure ou une loi exacte de ces relations.

Par exemple, une augmentation de la pression de la vapeur donne une économie croissante jusqu'à une certaine limite au-dessus des pressions ordinaires. Plus la pression est élevée, et plus grande est la valeur économique de la vapeur dans une machine ; mais, d'un autre côté, le rendement est d'autant plus faible pour la chaudière, et on peut parfaitement arriver à un point où le bénéfice d'un côté est plus que compensé par la perte de l'autre côté. Si on envisage seulement le pouvoir calorifique, l'avantage reste, en somme, au système des basses pressions.

Le rendement des chaudières se mesure généralement par le rapport de la quantité de chaleur employée à un résultat défini, ou emmagasinée sous une forme déterminée, à la quantité totale de chaleur d'où elle a été retirée, le reste étant dispersé pour d'autres résultats et perdu pour l'emploi que l'on a en vue. Ainsi, une quantité donnée de chaleur étant emmagasinée comme énergie potentielle d'une action chimique dans le combustible, une certaine proportion de cette énergie est reçue par la machine à vapeur, lorsque ce combustible est brûlé dans le foyer d'une chaudière ; le rapport de ces deux quantités (qui est toujours une fraction, et souvent petite) constitue le rendement total de tout l'appareil employé pour brûler le combustible, transporter l'énergie calorifique au fluide qui la reçoit, transporter ce fluide au point où il est utilisé par transformation en énergie mécanique et en travail.

Le rendement de la combustion se mesure par le rapport de l'énergie calorifique disponible dans le combustible à celle qui est mise en liberté par son union avec l'oxygène ; il diminue avec la proportion de combustible qui échappe à cette réaction chimique, ou qui est imparfaitement brûlé, ou qui tombe dans le cendrier, ou reste sur la grille quand le feu est éteint, ou qui est transformé en oxyde de carbone seulement, au lieu d'acide carbonique correspondant à une combustion complète. Dans les foyers bien construits, ce rendement approche de l'unité ; il ne doit pas descendre au-dessous de 0,90 probablement dans les cas ordinaires.

Le rendement en chaleur transportée a pour valeur le rapport de la quantité de chaleur reçue du foyer par la chaudière à la quantité de chaleur produite par la combustion. Celle qui n'est pas transportée à la chaudière est perdue dans la cheminée, où elle



est, jusqu'à un certain degré, utile à la production du tirage, ou bien elle est perdue par conductibilité et rayonnement sur les corps environnants. Ce rapport dépasse 0,75 dans les chaudières bien établies, il ne doit pas descendre au-dessous de 50 à 60 p. 100. La valeur la plus avantageuse dépend des cas, comme on le verra plus loin, et il n'est pas toujours désirable qu'elle approche le plus possible de l'unité.

Le rendement net de la chaudière est le produit des rendements partiels.

11. — Le rendement de la surface de chauffe a pour mesure le rapport de la quantité de chaleur transmise à travers cette surface à la quantité totale disponible pour cet emploi ; dans les chaudières, c'est le rapport de la quantité de chaleur utilisée pour chauffer et vaporiser le fluide, à la chaleur totale produite par le foyer, la chaleur non utilisée étant perdue par conductibilité et rayonnement, ou par la cheminée. Rankine a trouvé une expression qui s'applique très bien au cas des chaudières ordinaires. Cette expression peut être déterminée comme il suit.

Soit  $w$  le poids des gaz combustibles débités par heure,  $T - t$  la différence entre la température des gaz et celle de l'eau de part et d'autre de l'enveloppe sur une surface élémentaire  $dS$ ,  $C$  la chaleur spécifique des gaz, et soit  $q$  la quantité de chaleur traversant l'unité de surface dans l'unité de temps pour une différence de température  $T - t$  ; en d'autres termes, le coefficient de conductibilité par unité de surface et par heure.

La quantité de chaleur traversant la surface  $dS$  est alors égale à  $q dS$ , et la chute de température des gaz doit être égale à cette quantité divisée par le produit du poids  $w$  et de la chaleur spécifique  $C$  des gaz auxquels la chaleur est empruntée :

$$\frac{q dS}{Cw} = - dT;$$

Les gaz passent sur la surface élémentaire voisine abandonnant leur chaleur au fur et à mesure qu'ils s'éloignent, jusqu'au moment où ils quittent la surface absorbante et pénètrent dans la cheminée.

Si  $T_1$  et  $T_2$  sont les températures initiale et finale des gaz, et  $t$  la température de l'eau entrant dans la chaudière, la chaleur produite  $Q_1$  et la chaleur perdue  $Q_2$  par heure ont respectivement pour mesure approximative :

$$\begin{aligned} Q_1 &= Cw (T_1 - t) \\ Q_2 &= Cw (T_2 - t) \end{aligned}$$

Et le rendement de la surface de chauffe a pour mesure le rapport de la chaleur totale à la chaleur absorbée, c'est-à-dire si l'eau d'alimentation entre à la température extérieure, ou à peu près,

$$\frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} = \frac{T_1 - T_2}{T_1 - t}$$

Pour les applications journalières aux formes habituelles de chaudières dans des conditions ordinaires de marche, il est souvent très suffisant d'employer des expressions empiriques tirées d'expériences faites sur des chaudières d'un type semblable et dans des conditions analogues d'emploi.

L'expression indiquée plus haut, d'après Rankine, pour mesurer le rendement d'une chaudière, est l'expression rationnelle et algébrique d'une loi, expression dont on peut se rapprocher avec une exactitude parfaitement suffisante par détermination directe dans un cas donné. Si on commet une erreur dans l'appréciation du coefficient qu'il convient d'appliquer à cette formule, il peut en résulter une erreur d'une grande importance; si l'expression empirique est appliquée dans des conditions autres que celles sur lesquelles elle est basée, on commettra certainement une erreur qui peut être assez élevée.

Mais l'expression (§ 14) et autres formules, qui sont plus ou moins empiriques, peuvent être appliquées avec sécurité toutes les fois qu'on se trouve dans des conditions analogues à celles pour lesquelles elles ont été construites et qui ont fourni les constantes qui y figurent. Quand ces conditions sont remplies, les expressions empiriques, telles que celles d'Emery (p. 48), ou d'autres encore, donnent souvent des résultats plus satisfaisants que les autres formules rationnelles; la raison de ce fait est que les conditions dans lesquelles se fait l'opération ne sont pas exactement celles que l'auteur a supposées pour établir sa formule.

La chaleur utilisée  $Cw (T_1 - T_2)$  est aussi égale à celle qui est absorbée et transmise,  $q dS$  :

$$\int q dS = Cw (T_1 - T_2) \text{ et } \frac{S}{Cw} = \int_{T_2}^{T_1} \frac{dT}{q}$$

On a trouvé<sup>1</sup> que la quantité de chaleur  $Q$ , transmise en un temps donné  $t$  à travers une surface  $A$ , peut être représentée par la formule  $Q = \frac{(T_1 - T_2)^2 A t}{a}$  dans laquelle  $a$  est un coefficient qui varie entre 13 et 20 suivant que la surface est propre ou non, pour la tôle de fer baignée d'un côté par l'eau, et de l'autre par les gaz chauds. Or  $q = \frac{At}{Q}$ .

alors 
$$\frac{S}{Cw} = \int_{T_2}^{T_1} \frac{dT}{q} = a \int_{T_2}^{T_1} \frac{dT}{(T-t)^2}$$

Posons 
$$T - t = x,$$

alors 
$$\begin{aligned} \frac{S}{aCw} &= \int_{T_2}^{T_1} \frac{d(T-t)}{(T-t)^2} = \int_{T_2}^{T_1} x^{-2} dx \\ &= \left[ -x^{-1} \right]_{T_2}^{T_1} = \left[ \frac{1}{T-t} \right]_{T_2}^{T_1} \end{aligned}$$

$$\frac{S}{aCw} = \frac{1}{T_2 - t} - \frac{1}{T_1 - t} = \frac{(T_1 - t) - (T_2 - t)}{(T_1 - t)(T_2 - t)}$$

et le rendement devient

$$E = \frac{T_1 - T_2}{T_1 - t} = \frac{S}{aCw} (T_2 - t)$$

Alors 
$$\frac{T_1 - t}{T_2 - t} = \frac{S (T_1 - t)}{aCw} + 1 = \frac{S (T_1 - t) + aCw}{aCw}$$

et 
$$\frac{(T_1 - t) - (T_2 - t)}{T_2 - t} = \frac{T_1 - T_2}{T_2 - t}$$

$$E = \frac{T_1 - T_2}{T_1 - t} = \frac{S (T_1 - t)}{S (T_1 - t) + aCw}$$

Si la chaleur totale absorbée par heure est  $H$

$$H = Cw (T_1 - t); \quad T_1 - t = \frac{H}{Cw}$$

et l'expression simplifiée de  $E$  devient

$$E = \frac{S}{S + \frac{aC^2 w^2}{H}}$$

---

<sup>1</sup> Voir le *Manuel des Chaudières*, du même auteur.

dans laquelle  $Cw$  peut être considéré comme proportionnel au poids d'air fourni ou de combustible brûlé, et  $H$  comme proportionnel à la même quantité. Alors, si  $F$  est le poids de combustible brûlé dans un temps donné sur l'unité de surface de grille, le rendement aura pour expression :

$$E = \frac{BS}{S + AF} = \frac{B}{1 + AR}$$

$A$  et  $B$  sont des constantes à déterminer par expérience pour le type spécial de chaudière que l'on considère.

Si  $S$  représente le rapport de la surface de chauffe à la surface de grille,

et  $F$  la consommation de combustible par heure et mètre carré de surface de grille,

et que l'on pose comme ci-dessus  $R = \frac{F}{S}$ ,

les valeurs de  $A$  et  $B$  sont données par Rankine, comme il suit :

Type de chaudière.	A.	B.
Classe 1. Conductibilité supérieure, tirage par cheminée.	0,102	1,00
— 2. — ordinaire	0,102	0,90
— 3. — supérieure, tirage forcé.	0,061	1,00
— 4. — ordinaire	0,061	0,95

Ces constantes sont tirées d'expériences faites avec de bons charbons bitumineux à combustion rapide : pour les anthracites de bonne qualité, l'auteur a trouvé que les coefficients suivants donnent des résultats plus exacts dans la pratique :

Type de chaudière.	A.	B.
Classe 1. . . . .	0,102	0,90
— 2. . . . .	0,102	0,80
— 3. . . . .	0,061	0,90
— 4. . . . .	0,061	0,85

Quand on se sert de réchauffeurs d'eau d'alimentation ou de surchauffeurs, leur surface doit être comprise dans la valeur de  $S$ . La formule suppose qu'il n'y a pas de perte par excès d'air. Lorsque cet excès est constaté ou supposé, on peut en tenir compte en augmentant la valeur de  $A$  en proportion du carré de la quan-

tité totale d'air fourni. La table suivante donne la valeur du rendement pour les types les plus ordinaires de la pratique :

RENDEMENT DES CHAUDIÈRES

R = $\frac{F}{S}$	BOUILLES BITUMINEUSES Classe de chaudières				ANTHRACITE Classe de chaudières			
	I	II	III	IV	I	II	III	IV
50	0,16	0,15	0,25	0,23	0,15	0,13	0,22	0,21
40	0,20	0,18	0,29	0,27	0,18	0,16	0,26	0,25
30	0,25	0,22	0,36	0,34	0,22	0,19	0,32	0,30
20	0,33	0,30	0,45	0,43	0,30	0,27	0,41	0,38
19	0,50	0,45	0,62	0,59	0,45	0,40	0,56	0,53
5	0,66	0,60	0,77	0,73	0,60	0,53	0,69	0,65
4	0,71	0,64	0,81	0,77	0,64	0,57	0,73	0,69
3	0,76	0,69	0,85	0,80	0,69	0,62	0,76	0,72
2	0,83	0,75	0,89	0,84	0,75	0,67	0,80	0,76
1	0,90	0,82	0,94	0,89	0,82	0,73	0,85	0,80
0,5	0,95	0,86	0,97	0,92	0,86	0,76	0,87	0,82

Ces valeurs sont bien d'accord avec la pratique lorsque la combustion ne dépasse pas 250 à 300 kilogrammes par mètre carré de surface de grille, et par heure, limite au delà de laquelle le rendement décroît. Pour que la formule donne de bons résultats, il est nécessaire que la combustion et l'alimentation d'air se fassent dans les conditions sur lesquelles est basée la formule.

Dans l'étude d'une chaudière, la question la plus fréquente est de déterminer la surface de chauffe nécessaire pour assurer un rendement donné. Dans ce cas, la formule ci-dessus doit être transformée comme il suit :

$$E = \frac{B}{1 + AR} = \frac{B}{1 + \frac{AF}{S}}$$

$$S = \frac{AF}{\frac{B}{E} - 1} \quad (13)$$

$$R = \frac{S}{F} = \frac{A}{\frac{B}{E} - 1} \quad (14)$$

De ces expressions, on peut tirer le rapport de la surface de

chauffe à la surface de grille et l'étendue de la surface de grille pour le rendement que l'on a en vue d'obtenir. Comme on le verra plus loin, la question de savoir jusqu'à quelle limite peut être porté économiquement le rendement par une augmentation de la surface de chauffe, est un des problèmes les plus intéressants qui se rencontrent dans l'étude des chaudières.

M. Emery a trouvé que les résultats d'une série de nombreuses expériences sur de bons types de chaudière peuvent être représentés par l'expression empirique, pour les chaudières tubulaires verticales :

$$E = \frac{224,84}{c + 14,73} - 1,067$$

Dans laquelle  $E$  représente le poids d'eau vaporisée par kilogramme de combustible, l'eau prise à 100 degrés centigrades étant transformée en vapeur à la même température et sous la pression atmosphérique, et  $c$  le poids de combustible consommé par heure et mètre carré de surface de chauffe.

Pour les chaudières horizontales

$$E = \frac{123,24}{c + 9,95} + 0,824$$

la vaporisation atteignant ici le maximum possible avec de l'an-thracite de bonne qualité.

Le rendement maximum est :

$$E_0 = \frac{e}{E}$$

Dans cette expression,  $e$  représente la vaporisation observée rapportée à l'unité servant de base. Ces relations sont indiquées dans la table de la page 20. Pour les chaudières mal étudiées ou mal conduites, il faut retrancher du rendement et de la vaporisation indiqués ici jusqu'à 10 p. 100 et plus, suivant la gravité du défaut.

Dans les chaudières autres que les chaudières marines, on a l'habitude de maintenir la proportion de combustible par mètre carré de surface de grille aux environs de 40 kilogrammes par heure, bien que cette proportion s'élève fréquemment à 50 et

60 kilogrammes. Dans les chaudières marines, cette proportion atteint 60 et 80 kilogrammes par mètre carré de grille et par heure quand le charbon anthraciteux est brûlé à tirage naturel, et à 100 kilogrammes et plus pour le charbon bitumineux.

Dans les locomotives en marche à tirage forcé, on brûle jusqu'à 350 et même 490 kilogrammes de charbon par mètre carré de surface de grille. Ces variations d'étendue de la grille ne paraissent pas être défavorables au résultat et, en fait, il est indiscutable qu'avec une grille réduite et à tirage forcé, la dilution de l'air se trouve réduite et la vaporisation quelque peu augmentée. On peut donc conclure que, quand on prend soin d'assurer une combustion parfaite, l'étendue relative de la grille sur laquelle le charbon est consommé n'a pas d'importance pour le résultat, et que l'économie dépend de la proportion de combustible par unité de surface de chauffe.

**12. — Le développement effectif, le transport et l'emmagasinement de la chaleur, combinés dans les conditions les plus favorables, est l'opération que doit réaliser une bonne chaudière.**

Pour assurer une combustion complète, il est indispensable d'amener au foyer une quantité d'air suffisante et de mélanger complètement cet air avec les éléments combustibles ; en second lieu, pour développer une haute température, il faut que l'air ne soit pas en excès, mais seulement en quantité strictement nécessaire pour donner une combustion complète. Le rendement d'un foyer brûlant complètement son combustible est mesuré par l'expression :

$$E = \frac{T - T'}{T - t}$$

Dans laquelle E représente le rapport de la chaleur utilisée à la valeur calorifique totale du combustible ; T est la température du foyer ; T' la température de la cheminée, et t celle de l'air extérieur. La proportion de chaleur disponible est donc d'autant plus grande que la température du foyer est plus élevée et que celle de la cheminée est plus basse.

Il est d'ailleurs évident que, si parfaite que soit la combustion, il n'y a pas de chaleur utilisable si la température de la cheminée approche de celle du foyer, ou si la température du foyer est

## CONSUMMATION DES CHAUDIÈRES, D'APRÈS EMERY

1	2	3	4	5	6
c	E	c E	$\frac{E}{15}$	$\frac{15,650 + 1,2}{E}$	$\frac{15,650}{c E}$
Combustible consommé par heure et mètre carré de chauffe.	Eau vaporisée à 100° C. à la pression atmosphérique		Rendement	Charbon par cheval-heure (1/6° de déchet)	Surface de chauffe par cheval
	Par kil. de combustible	Par mètre carré de surface de chauffe.		Sur cette base qu'un cheval dépense 13 kil. 608 d'eau évaporée par heure à la pression de 5 kil. par centimètre carré de la température de 38° C. ou 15,650 kil. à 100° C. transformée en vapeur à la même température, à la pression atmosphérique	
kil.	kil.	kil.		kil.	mètres carrés
Minimum.	14,20	>	0,95	>	>
0,5	13,71	6,85	0,91	1,37	2,3
1,0	13,25	13,25	0,88	1,42	1,2
1,5	12,82	18,23	0,85	1,46	0,84
2,0	12,41	24,82	0,83	1,51	0,65
2,5	12,03	30,07	0,80	1,56	0,53
3,0	11,68	34,04	0,78	1,61	0,45
3,5	11,32	39,62	0,75	1,66	0,40
4,0	11,00	44,00	0,73	1,71	0,36
4,5	10,69	48,10	0,71	1,76	0,33
5,0	10,39	51,95	0,69	1,81	0,30
7,5	9,13	68,47	0,61	2,06	0,24
10,0	8,11	81,10	0,54	2,32	0,20
12,5	7,28	91,00	0,49	2,58	0,18
15,0	6,57	98,55	0,44	2,86	0,16
17,5	6,00	105,00	0,40	3,13	0,15
20,0	5,50	110,00	0,37	3,42	0,14
22,5	5,06	113,55	0,34	3,71	0,14
25	4,68	117,00	0,31	4,01	0,13

réduite par la dilution à peu près à celle de la cheminée. La concentration de la chaleur dans le foyer est souvent assurée par des dispositions spéciales, comme par exemple : le chauffage préalable de l'air introduit, ou bien, comme dans les fours Siemens, le chauffage des gaz combustibles et du comburant. Les fours isolés en briques réfractaires ont cet avantage sur les foyers de chaudières qu'ils développent une température plus élevée ; en entourant le feu de surfaces non conductrices et portées à une haute



température, on obtient une combustion plus parfaite et une température plus élevée dans le foyer.

Le but à atteindre pour obtenir une bonne disposition de la surface de chauffe est de gêner le tirage aussi peu que possible, et de faire en sorte que la circulation de l'eau à l'intérieur de la chaudière soit libre et rapide dans toutes les parties atteintes par les gaz chauds.

La direction de l'eau circulant d'un côté de l'enveloppe doit être, autant que possible, opposée à celle des gaz chauds circulant de l'autre côté. L'eau froide doit entrer au point où les gaz refroidis quittent l'enveloppe, et la vapeur doit être prise à l'opposé de ce point. La température des gaz de la cheminée peut être réduite à moins de 150° centigr., et on peut atteindre le rendement théorique de 0,75 à 0,80.

Le développement de la surface de chauffe, dans les meilleurs types de chaudières, détermine le rendement, et la disposition de cette surface dans ces chaudières a souvent une grande importance. L'étendue de la surface de chauffe peut varier dans des limites assez larges sans modifier beaucoup le rendement. Le rapport de 30 à 4 pour les chaudières tubulaires et de 25 à 4 pour les chaudières ordinaires est celui qui est adopté dans la pratique par les meilleurs constructeurs, comme proportion de la surface de chauffe à la surface de grille. Cette proportion peut être souvent déterminée par un calcul exact.

La matière de la chaudière doit être, comme on le verra plus loin, un fer résistant et ductile, ou mieux un acier doux contenant très peu de carbone et parfaitement homogène.

Le coefficient de sécurité est souvent trop faible. La chaudière doit être construite assez solidement pour résister à une pression au moins sextuple de la pression en marche normale. Comme la chaudière s'use, il faut faire de temps en temps des essais à des pressions notablement supérieures à la pression normale, qui doivent être abaissées graduellement de manière à rester dans les limites de la sécurité. Le coefficient de sécurité est rarement supérieur à quatre dans les nouvelles chaudières, et même il se trouve réduit en pratique par les épreuves.

Le développement effectif de la chaleur est assuré première-

ment par le choix d'un bon combustible, ce qui veut dire contenant la plus grande proportion possible de matière combustible ; mais pour l'ingénieur qui étudie une chaudière ou pour l'acquéreur qui la fait construire, le criterium de la qualité est la quantité de chaleur que ce combustible, brûlé dans le foyer, développera pour une somme déterminée d'argent. Le prix du combustible pour le consommateur n'est pas simplement le prix d'achat, il comprend aussi les frais de transport, de chargement sur la grille, d'enlèvement des cendres et les autres dépenses incidentes telles que l'usure de la chaudière, l'augmentation des risques et une foule d'autres accessoires qu'il est très difficile de déterminer avec une exactitude satisfaisante. Toutes choses égales d'ailleurs, le combustible qui donne la plus grande quantité de chaleur disponible pour une dépense totale déterminée est celui qui permet le meilleur développement dans le sens que nous lui donnons ici. Le développement effectif de la chaleur pour un combustible déterminé est obtenu, comme nous l'avons déjà dit, par une combustion complète, de manière à donner une température aussi élevée que possible.

Le transport effectif de la chaleur s'obtient en donnant au générateur de vapeur une forme et une disposition telles que les surfaces de chauffe utilisent plus complètement la chaleur développée dans le foyer et les conduites des gaz chauds, avec la moindre perte possible, par circulation au sein de l'eau et de la vapeur contenues dans la chaudière. On arrive à ce résultat par une disposition convenable des surfaces absorbant la chaleur des gaz et la cédant au liquide.

On emmagasine la chaleur en employant de grands volumes d'eau et de vapeur qui absorbent la chaleur transmise par le foyer et les carneaux, et en protégeant avec soin tout le système contre les pertes par conductibilité ou par rayonnement sur les corps adjacents. Quand le débit de la vapeur est rapide et que celui de la chaleur est rapide aussi, il n'est pas nécessaire que la quantité emmagasinée soit considérable, car le réservoir joue simplement le rôle de régulateur entre le foyer et la machine ou l'appareil récepteur ; mais si le débit est variable, la capacité du réservoir doit être beaucoup plus grande

13. — Une bonne utilisation de la chaleur est aussi essentielle à tout système de production et d'application de la chaleur que les conditions de production de transport et d'emmagasinage. Le procédé à employer pour obtenir le maximum d'effet utile dépend de la nature du débit et de la méthode de dépense ; et des considérations sur ce sujet de détail ne seraient pas ici à leur place. En général, on peut dire que dans une machine consommant de la chaleur et de la vapeur, l'utilisation de la chaleur est d'autant meilleure que la pression et la température de la vapeur sont plus élevées. Ces limites de température et de pression sont d'autant plus hautes que les conditions du travail se rapprochent davantage des conditions idéales prescrites par la science pure.

Quand il s'agit de chauffer simplement, sans transformation de la chaleur en travail, le point principal et le seul vraiment important d'ordinaire est de protéger l'appareil contre les pertes par rayonnement ou par conductibilité. La qualité de la vapeur produite, comme par exemple son degré d'humidité, n'a relativement que peu d'importance dans ce cas ; mais, dans le cas contraire, il est essentiel que la vapeur soit toujours sèche, et souvent le meilleur moyen est de la surchauffer notablement au-dessus du point d'ébullition correspondant à sa pression.

Les machines à vapeur actuelles sont réellement au point de vue du rendement comme machines thermiques, dans d'excellentes conditions. Les causes de pertes, sont tout à fait en dehors des principes d'étude et de construction et même du mode opératoire de la machine ; on verra bientôt que pour réaliser un progrès important vers le rendement théorique, il faut changer radicalement nos méthodes et probablement laisser de côté les machines thermiques sous toutes leurs formes et les remplacer par d'autres appareils dans lesquels on utilisera un mode de mouvement ou d'énergie naturelle autre que la chaleur.

Les meilleurs types de machines à vapeur actuelles consomment rarement moins de 0,9 kilogramme de charbon par cheval et par heure, et une bonne machine consomme régulièrement 1,37 kilogramme.

Les meilleurs types de machines donnent donc moins de 10 p. 100 du travail emmagasiné dans un bon combustible, et la

moyenne des machines n'utilise guère que 5 p. 100. Une partie de cette perte est inévitable ; elle est due à des conditions naturelles en dehors de l'action humaine, tandis que le reste de cette perte peut être, dans une grande proportion, atténué par l'ingénieur ou le mécanicien. Les recherches de la science ont montré que la proportion de chaleur emmagasinée dans un fluide, qui peut être utilisée par un mécanisme parfait, a pour valeur une fraction dont le numérateur est la chute de température du fluide produisant un travail utile, et dont le dénominateur est la température du fluide à son entrée dans la machine, températures mesurées à partir du zéro absolu.

Il en résulte que la vapeur prise à une température de 160° dans une machine à vapeur parfaite et travaillant jusqu'à son entrée dans le condenseur à une température de 37°, donnerait  $\frac{160 - 37}{274 + 160} = 0,28$  ou à peine le quart du travail reçu de chaque kilogramme de combustible. La proportion que peut utiliser une machine sans condenseur, parfaite sous tout autre rapport, employant de la vapeur à 5 kilogrammes est de  $\frac{158 - 100}{158 + 273} = 0,13 = \frac{1}{7}$  environ, et tandis que la machine à condensation parfaite consommerait 0,3 kilogramme de bon charbon par heure, la machine idéale sans condensation, brûlerait 0,6 kilogramme par cheval-heure développé, la vapeur étant prise dans la machine et rejetée aux températures ci-dessus. Enfin, s'il était possible de réduire la température de la vapeur au zéro absolu, la machine parfaite n'exigerait que 0,09 kilogramme du même combustible.

Il est donc constaté avec une approximation voisine de l'exactitude que de toute la chaleur développée par un combustible, sept dixièmes sont perdus par suite de l'existence de conditions naturelles qui resteront probablement toujours en dehors de l'action humaine, deux dixièmes sont perdus par suite de l'imperfection de nos appareils et un dixième seulement est utilisé, même dans les bonnes machines. La machine et la chaudière sont comprises ensemble dans ce qui est dit ci-dessus. Dans cette combinaison une perte qui atteint probablement les deux dixièmes au moins de la chaleur dégagée par le combustible se produit dans la chaudière et le tuyautage ; en moyenne, on ne peut donc espérer

qu'une économie de  $0,28 \times 0,75 = 0,45$ , soit environ un sixième du combustible consommé dans les meilleures machines, par des perfectionnements apportés à la machine proprement dite. La meilleure machine à vapeur, sa chaudière étant mise à part a 0,85 ou environ les cinq sixièmes du rendement d'une machine parfaite et le dernier sixième est perdu par conductibilité et rayonnement, par condensation dans le cylindre, par frottement et autre travail inutile à l'intérieur de la machine. Tels sont les points sur lesquels les inventeurs doivent porter leur attention pour perfectionner, par des changements de construction, nos meilleures types actuels.

Pour pousser plus loin l'économie, après avoir perfectionné la machine dans ces détails, il faut chercher à employer un fluide pouvant donner une plus grande chute de température comme dans les machines à air, en élevant la limite supérieure de la température, ou comme dans les machines à vapeur binaires, en abaissant la limite inférieure, ou par l'emploi d'un fluide travaillant depuis une température plus élevée jusqu'à la température la plus basse possible. La limite supérieure dépend de la résistance de nos matériaux de construction à la chaleur, et la limite inférieure dépend de la température moyenne des objets à la surface de la terre, qui est variable suivant les saisons. Dans une chaudière, le but à poursuivre est de prendre toute la chaleur de combustion, d'envoyer les gaz dans la cheminée à la température la plus basse possible et d'assurer dans le foyer une combustion parfaite sans excès d'air.

Une bonne conduite du foyer pour obtenir la transmission du maximum de chaleur par unité de poids du combustible est évidemment aussi essentielle pour l'économie et le rendement en vapeur produite que le choix d'un combustible convenable.

Le feu doit être tenu de manière à réaliser les conditions les plus favorables pour l'économie et autant que possible l'uniformité de ces conditions. Le combustible doit être répandu à de très fréquents intervalles sur la grille, et pour combattre la tendance à brûler irrégulièrement et par petites places, il faut attiser le feu. L'expérience déterminera le meilleur intervalle à choisir

entre deux opérations consécutives. Si le charbon ou l'antracite est en menus morceaux, le feu doit être d'autant moins épais. L'épaisseur de la couche de combustible, quel que soit celui-ci doit d'être d'autant plus épaisse que le tirage est plus énergique. Quand le feu est trop mince, il est à craindre qu'il y ait excès d'air ; quand il est trop épais, il peut se produire de l'oxyde de carbone. Dans le premier cas la combustion sera complète, mais la chaleur fournie sera diluée dans un grand excès d'air et l'effet utile du foyer sera diminué d'autant. Dans le second cas, il y a perte par combustion incomplète et fuite de gaz combustibles par la cheminée. Cet inconvénient se présente moins fréquemment que le premier, mais l'un ou l'autre peut se présenter dans la plupart des chaudières, et nous avons vu les deux cas réunis dans une même chaudière et en même temps. Il est indispensable, pour obtenir une bonne combustion, de réaliser un mélange parfait du comburant avec le combustible, et faute de ce soin on aura des pertes importantes.

L'apparence de fumée en haut de la cheminée n'indique pas toujours une perte sérieuse de même que l'absence de fumée ne prouve pas toujours qu'il y ait combustion complète. Avec les charbons ou combustibles chargés d'hydrocarbures, il se produit un peu de fumée même dans les meilleures conditions auxquelles on peut arriver dans la pratique ; l'antracite, le charbon de bois et le coke ne produisent jamais une véritable fumée. Les efforts que l'on fait pour augmenter le rendement des générateurs de chaleur à l'aide d'appareils dits « fumivores » pèchent souvent par l'introduction d'un tel excès d'air que la perte finale est supérieure à celle que causait la formation des fumées. Le brassage d'un minimum d'air avec les gaz distillés par le combustible est le seul moyen d'obtenir un rendement élevé.

Quand on attise le feu, il faut avoir soin que les côtés et les coins de la grille ne soient pas épargnés. La meilleure façon de régler le feu est d'ajuster convenablement l'ouverture du registre. La manœuvre des portes est une cause de pertes. Les combustibles liquides sont particulièrement susceptibles de donner des pertes par excès d'air, et les combustibles gazeux sont plus sensibles à l'inconvénient inverse, celui d'une combustion incom-

plète ; ils exigent tous les deux un maniement plus délicat, si c'est possible, qu'aucun combustible solide.

14. — Les essais pour reconnaître la puissance ou le maximum de capacité sont faits le plus souvent dans les mêmes conditions que la détermination du rendement de la machine. Une machine à vapeur est généralement garantie pour une économie et une force données. Ces essais sont faits quelquefois en même temps que les essais de rendement ; mais la puissance maxima des machines et des chaudières est rarement, si cela se présente jamais, celle qui donne la plus grande économie. On ne fait qu'un seul essai, lorsque la force garantie est celle de la marche normale et celle pour laquelle est fixée l'économie garantie par le marché. Dans un essai de capacité maxima, la puissance seule est déterminée et son prix de revient est négligé, à moins de demande contraire. Les méthodes à employer sont les mêmes que dans les essais les plus complets.

La puissance effective de la vapeur et des chaudières dépend évidemment de l'effet utile du procédé d'application et des appareils employés. La quantité d'énergie, fournie sous forme de chaleur à la machine et abandonnée par le générateur, se calcule aisément en multipliant la quantité de chaleur communiquée du combustible à la vapeur par l'équivalent mécanique de la chaleur. La quantité disponible comme énergie peut être égale au total fourni lorsque, par exemple, l'eau de condensation est utilisée pour alimenter la chaudière ; ou bien elle peut être moindre suivant que la méthode d'emploi est plus ou moins effective. Les tables de l'appendice fournissent les données nécessaires au calcul dans tous les cas où l'effet du transport et de la transformation est connu. Quand on ne peut fixer une valeur constante pour le rendement du système employé, il est néanmoins quelquefois important de fixer conventionnellement un terme de comparaison. Ainsi, dans le calcul de l'énergie disponible emmagasinée, tel qu'il est donné dans l'appendice, on a supposé que la vapeur serait détendue à la pression atmosphérique. De même, on a fixé par convention le cheval-vapeur comme unité de comparaison des chaudières, afin d'avoir un terme de comparaison

dans les essais et pour fournir un moyen de classer ces appareils.

Le fonctionnement des chaudières dépend d'un grand nombre de conditions : la pression de la vapeur, la température de l'eau d'alimentation, la proportion de combustible et la vaporisation, enfin une foule d'autres conditions variables différent à un tel degré dans deux essais quelconques que la comparaison des totaux obtenus ne peut donner aucun renseignement sur la valeur relative des chaudières. On a pris peu à peu l'habitude de réduire tous les résultats à une commune mesure, qui est le poids d'eau vaporisée par l'unité de poids du combustible, la vaporisation étant supposée se faire à la pression atmosphérique moyenne et à la température due à la pression, et l'eau d'alimentation étant supposée aussi à la même température. Cela s'appelle la vaporisation équivalente au point d'ébullition (212° F., 100° C.). Ce système de comparaison est maintenant adopté d'une manière générale dans la science et dans la pratique de l'art de l'ingénieur. L'« unité de vaporisation » est un kilogramme d'eau au point d'ébullition transformée en vapeur à la même température. Cela équivaut à peu près à 537 unités thermiques françaises par kilogramme d'eau ainsi vaporisée. L'économie de la chaudière peut ainsi être exprimée par le nombre d'unités de vaporisation obtenues par kilogramme de combustible.

La pression de la vapeur dans la machine de Newcomen était à peine supérieure à la pression atmosphérique, et cette machine élevait 32 000 kilogrammes d'eau à 1 mètre de hauteur, par kilogramme de charbon consommé. Smeaton a poussé la pression de la vapeur jusqu'à 0<sup>kg</sup>,560 et a élevé le rendement à 36 500 kilogrammètres. Watt a commencé avec un rendement double de celui de Newcomen et l'a élevé à 97 600 kilogrammètres par kilogramme de charbon avec de la vapeur à 0<sup>kg</sup>,790. Aujourd'hui, les machines de Cornouailles, du même type général que celle de Watt, mais fonctionnant à 2<sup>kg</sup>,800 ou 4<sup>kg</sup>,200 de pression, et une détente de un quart à un sixième, atteignent un rendement de 180 000 kilogrammètres.

Les dernières machines Compound ont des chaudières de 10 atmosphères au-dessus de la pression normale de l'air, et le



rendement a pu s'élever jusqu'à 365 000 kilogrammètres par kilogramme de charbon brûlé.

**15. — Les quantités à mesurer et les résultats à obtenir** sont, en détail, les suivants pour un essai complet :

Lorsque l'essai comporte, comme c'est le cas le plus fréquent, un essai de la chaudière, le rendement de la machine et de la chaudière combinées étant le but final, il faut prendre ses dispositions à l'avance pour connaître exactement les poids de combustible brut et net, charbon et cendre par exemple ; le poids de l'eau d'alimentation ; la température et la pression de la vapeur sèche ; le poids de l'eau entraînée ; la température du foyer, des carneaux et de la cheminée ; celle de la vapeur surchauffée, s'il y a lieu ; le travail de la machine, brut et net ; le frottement de la machine ; les pertes par condensation dans le cylindre ou ailleurs ; la pression de la vapeur dans la chaudière et dans le tiroir ; les variations continues de la pression dans le cylindre à chaque révolution de la machine. Chacune de ces quantités est mesurée à des intervalles spécifiés. En comparant les valeurs moyennes de la puissance utilisée et les dépenses pour la produire, on obtient la mesure de l'économie réalisée.

En même temps qu'ils mesurent la puissance développée par l'action de la vapeur dans le cylindre ou la puissance indiquée, les diagrammes obtenus fournissent le moyen de reconnaître comment les pressions et les volumes de la vapeur varient simultanément dans la machine et donnent ainsi une détermination exacte du mouvement des tiroirs et du degré de détente qu'il faut choisir pour arriver à une marche économique. Ces diagrammes permettent aussi à l'ingénieur de déterminer avec une grande exactitude le volume et le poids de la vapeur en un point quelconque de la course. En comparant les quantités ainsi calculées aux mesures obtenues sur la chaudière ou avant l'entrée de la vapeur dans le cylindre, on détermine la proportion de vapeur qui se condense dans le cylindre pendant le mouvement de propulsion du piston, et la réévaporation. Les pertes du cylindre peuvent alors être déterminées aussi avec une grande exactitude. Les diagrammes indiquent aussi la contre-pression, ce qui permet

de trouver les résistances aux lumières d'échappement et au condenseur, s'il y a lieu, et d'apprécier la construction de la machine à cet égard. De même, la différence entre la pression dans le tiroir et dans le cylindre, ou dans la conduite d'échappement, mesure les pertes par étranglement aux lumières.

La vaporisation et les effets que l'on obtient en faisant varier les proportions des tubes, ont été bien étudiés par les expériences d'Isherwood et autres.

Les proportions des tubes et des sections de passage des gaz brûlés varient quelque peu dans la pratique; mais il est rare de donner à ces tubes une longueur supérieure à 50 ou 60 fois leur diamètre. Lorsque la surface de chauffe est principalement composée de tubes, le rendement varie suivant leur longueur à peu près comme il suit :

Longueur du tube (diamètres) . . . . .	60	50	40	30	20
Eau par unité de poids du combustible . . .	12	11	10	9	8

Pour un rapport de la surface de chauffe à la surface de grille égal à 25, Isherwood a trouvé que la vaporisation varie de la manière suivante :

Combustible par heure. . . . .	8	10	12	16	20	24
Vaporisation . . . . .	10,5	10,1	9,5	8,2	7,3	6,4

Ces résultats peuvent être approximativement représentés par la formule

$$w = \frac{21}{\sqrt{F}}$$

Clark a obtenu pour les locomotives une vaporisation égale avec

Combustible (coke) . . . . .	15	25	38	56	76	98	125	153
Rapport de la surface de grille à la surface de chauffe. . . . .	30	40	50	60	70	80	90	100

la vaporisation étant constamment égale à 9 d'eau pour 1 de combustible, ce qui peut s'exprimer par la formule

$$S = 8 \sqrt{F}, \text{ approximativement.}$$

S étant le rapport des deux surfaces et F le poids de coke brûlé sur l'unité de surface de grille.

En estimant l'aire de la surface de chauffe, on y comprend toute la surface exposée à la chaleur du foyer. Les formules du rendement données ci-dessus représentent la variation progressive de la puissance évaporatrice avec le changement de proportions de la chaudière.

Le rapport des dimensions de la chaudière à la quantité de vapeur demandée est un élément de la plus grande importance.

Lorsque la vapeur est destinée à l'alimentation d'une chaudière, il est essentiel qu'elle sorte absolument sèche, et il est avantageux de la surchauffer légèrement. Le maximum d'économie ne peut être atteint avec de la vapeur humide. Une chaudière destinée à une machine à vapeur, spécialement lorsque le combustible est cher et l'économie désirable, doit présenter une grande surface de chauffe, un surchauffeur si cela est possible, une grande surface d'eau pour permettre la libre séparation de la vapeur et de l'eau, enfin un grand espace pour la vapeur.

La vapeur que l'on emploie pour le chauffage ne doit pas être nécessairement de la vapeur sèche. Elle peut contenir une forte proportion d'eau et l'entraîner dans les serpentins, sans cesser de donner un bon résultat si les tubes de conduite sont à grande section. Dans le cas contraire, la vapeur humide circulant moins librement que la vapeur sèche ou surchauffée, il peut en résulter un retard dans la circulation qui sera préjudiciable à l'économie du système, et à un degré tel parfois qu'on a dû sécher et surchauffer la vapeur d'échappement de certaines machines, quand elle est employée au chauffage. En règle générale, la chaudière doit être capable de fournir une quantité de vapeur un peu supérieure au besoin réel.

Si l'on emploie la vapeur comme moyen de chauffage, un mètre carré de surface de chaudière fournira de 7 à 10 mètres carrés de surface rayonnante. Les petites chaudières doivent avoir des proportions relativement plus élevées que les grandes chaudières. Chaque cheval-vapeur de la chaudière fournira de 75 à 110 mètres de tuyautage de 0<sup>m</sup>,025 de diamètre ou de 7 à 11 mètres carrés de surface rayonnante.

Dans les conditions ordinaires un cheval-vapeur chauffera environ :

Habitations en briques dans les villes. . . . .	425 à 550 mètres cubes.		
Magasins en briques. . . . .	280	425	—
Habitations exposées de tous les côtés . . . . .	280	425	—
Moulins, fabriques, usines. . . . .	200	280	—
Habitations en bois exposées . . . . .	160	280	—
Fonderies et boutiques en bois. . . . .	160	280	—
Bâtiments d'exposition largement éclairés.	120	420	—

Le système de chauffage des moulins et usines au moyen de tuyaux placés en l'air est des plus recommandables.

L'air employé pour la ventilation est ordinairement chauffé par rayonnement indirect. Le courant passe dans une série de chambres contenant des serpentins. Il faut 140 à 420 décimètres cubes par minute et par individu. Le premier chiffre correspond aux réunions, le second aux habitations privées ; il faut environ un dixième de cette quantité par bec de gaz ou par lampe.

D'après Buel, la consommation des petites machines est la suivante :

Pression de la vapeur dans la chaudière kil. par c. m. q.	Kil. d'eau par cheval effectif et par heure.	Pression de la vapeur dans la chaudière kil. par c. m. q.	Kil. d'eau par cheval effectif et par heure.
0,7	54	4,2	34
1,0	50	5,0	32
1,4	47	5,6	30
1,8	45	6,3	29
2,1	42	7,0	28
2,8	38	8,4	27
3,5	36	10,5	26

Les pressions inférieures à 4<sup>kg</sup>,200 ne sont généralement pas adoptées pour les petites machines. Les meilleurs types de ces machines consomment d'après l'auteur de 25 à 33 p. 100 de moins qu'il n'est indiqué ci-dessus.

La table ci-contre donne la consommation d'eau et de vapeur pour les meilleurs types de machines généralement adoptés. Il s'agit des types de dimensions moyennes en bon état d'entretien.

On conseille de supposer une moyenne de conditions réalisables dans la pratique et d'admettre comme puissance de la machine dans les transactions commerciales et industrielles la puissance ainsi obtenue.

L'unité généralement adoptée est le poids de vapeur nécessaire par cheval et par heure pour une bonne machine à vapeur. Ce

MACHINES SANS CONDENSATION							
PRESSION DE LA VAPEUR		KILOGRAMMES PAR CHEVAL-HEURE POUR LA DÉTENTE					
Atmosphères par c. m. q.	Kil. par c. m. q.	2	3	4	5	7	10
3	3,1	18,1	17,7	18,1	22,2	19,1	20,4
4	4,2	15,8	15,4	16,3	16,3	17,2	18,1
5	5,2	13,6	12,7	12,2	11,8	13,6	14,5
6	6,2	12,7	12,2	11,8	11,3	12,2	13,2
7	7,3	11,8	11,3	10,8	10,4	11,3	12,2
8	8,3	11,3	10,8	10,4	9,9	9,9	9,5
10	10,3	10,8	10,4	9,9	9,5	9,1	9,1

MACHINES A CONDENSATION							
2	2,1	13,6	12,7	12,7	13,6	13,9	18,1
3	3,1	12,7	12,2	12,2	11,8	12,7	14,5
4	4,2	12,2	11,8	11,3	10,8	11,3	12,2
5	5,2	11,8	11,3	11,3	10,4	9,9	10,8
6	6,2	11,8	10,8	10,8	9,9	9,5	9,1
8	8,3	11,3	10,4	10,4	9,9	9,5	9,1
10	10,3	11,3	10,4	9,9	9,5	9,1	8,6

poids a été en décroissant depuis les premières périodes de l'histoire de la machine à vapeur. A l'époque de Watt, une dépense de 28 kilogrammes d'eau par heure était un résultat magnifique ; au milieu du siècle actuel 4<sup>kg</sup>,500 de charbon étaient un chiffre ordinaire ; et 1 kilogramme de charbon équivalant généralement à environ 8 kilogrammes d'eau était celui des meilleures machines. Après les perfectionnements des machines modernes, ce dernier chiffre a été réduit de 25 p. 100, et les derniers perfectionnements ont encore abaissé la consommation de combustible et de vapeur. Par une convention générale, l'unité adoptée est maintenant de 13 kilogrammes de vapeur sèche par cheval et par heure, ce qui représente la consommation d'une bonne machine sans condensation.

16. — Des types généraux d'essais de machines ont été adoptés maintenant par les ingénieurs. S'ils varient quelque peu dans les détails, ils se ressemblent en fait par la recherche d'un même but

et par l'analogie des méthodes employées. Ils comprennent ordinairement des essais de chaudières, comme le seul moyen pratique et satisfaisant de reconnaître la quantité et la qualité de la vapeur fournie, ainsi que le prix de revient de la force, en combustible et en argent. Ils comportent invariablement l'application de l'indicateur ou du dynamomètre et même des deux ensemble, si l'essai est complet, pour mesurer le travail. Lorsque la question qui se pose est simplement de déterminer le rendement de la machine, ou de celle-ci considérée au point de vue dynamique, la machine étant considérée comme un mécanisme, on aura la solution en comparant la puissance indiquée à la puissance effective mesurée au dynamomètre; mais s'il s'agit de mesurer le rendement thermique et le rendement en énergie transformée, il faut mesurer l'énergie fournie sous forme de chaleur, et par suite un essai de chaudière est indispensable. On peut donc dire que tous les systèmes en général comprennent la série de déterminations ci-dessus indiquées; mais les détails n'ont pas encore été arrêtés de manière à fournir les éléments d'une méthode type ou réglementaire. Cependant l'expérience des praticiens les plus distingués a graduellement établi une sorte de coutume admise pour les opérations les plus importantes. Nous décrirons plus loin quelques-unes de ces méthodes et des types d'essais complets.

Les essais de chaudières, indépendamment des essais de machines, et faits dans le but de reconnaître la quantité et la qualité de la vapeur fournie, son prix de revient en charbon et en matière combustible y contenue, enfin le rendement de la chaudière et de sa surface de chauffe se font aujourd'hui d'après des méthodes à peu près universellement adoptées. Aux Etat-Unis et en Allemagne particulièrement, ces méthodes sont maintenant conformes au système indiqué et publié par les ingénieurs d'une autorité reconnue. La méthode que nous exposerons dans cet ouvrage est celle qui a été proposée par la Commission de la Société Américaine des Ingénieurs-Mécaniciens<sup>1</sup>.

Dans un essai quelconque, il n'y a généralement qu'un seul objet bien défini à envisager et l'ingénieur doit s'accoutumer à le défi-

---

<sup>1</sup> *Transactions American Society of Mechanical Engineers*, vol. VII, 1884.

nir avec précision dans son esprit aussi bien que dans ses instructions et observations relatives aux essais. Toute l'opération peut alors être conduite sans perdre de vue cet objet, et le but poursuivi peut être atteint avec le maximum d'économie, de temps et de travail, aussi bien qu'avec la plus grande exactitude. Les observations doivent être faites par l'ingénieur conduisant les essais ou par ses aides, tous bien pénétrés du but à atteindre et ayant chacun leur rôle bien circonscrit dans l'opération, responsables, chacun pour leur part, enfin bien informés de l'étendue et de la nature des opérations faites par leurs collègues et de la relation qu'elles ont ensemble. Il doit être interdit aux aides de se remplacer sans autorisation de l'ingénieur dirigeant l'opération. Le but des observations est, dans un essai de chaudière par exemple, d'obtenir : une détermination exacte du poids de charbon consommé, la proportion de matière combustible développant de la chaleur, le poids exact d'eau vaporisée dans les conditions bien déterminées de l'essai, les caractères de la vapeur produite, et souvent la nature et la composition des gaz du foyer. Chacun de ces résultats nécessite la détermination de certaines quantités bien définies, et l'observateur auquel est confiée chaque série d'opérations doit être assez familiarisé avec l'objet à atteindre et la méthode employée dans ce but pour faire lui-même ses lectures avec exactitude et en employer correctement les résultats. C'est seulement lorsque ce savoir est acquis qu'on peut confier à un aide des observations sans contrôle et atteindre une précision satisfaisante. L'essai doit, autant que possible, être conduit de telle manière que toute erreur soit découverte ou écartée par quelque système de vérification mutuelle des observations recueillies. A ce point de vue, l'emploi des méthodes graphiques et des instruments automatiques est de la plus grande utilité. Nous ne manquerons pas de les faire connaître en temps et lieu.

**18. — L'essai de machine** peut ou non comprendre la détermination du rendement de la chaudière ; mais pour un examen complet, la mesure de la quantité et de la qualité de la vapeur produite est aussi essentielle que toute autre détermination. Dans certains cas, on se borne à comparer le travail effectué à son prix de revient en

combustible ; mais alors le rendement ainsi totalisé ne peut être décomposé en ses deux facteurs, rendement de la machine et rendement de la chaudière, de sorte qu'il est impossible de dire à quel degré la machine ou la chaudière sont responsables du résultat final obtenu. L'étude complète de l'action et du fonctionnement d'une machine, en tant que moteur thermique et source de puissance, doit toujours comprendre quelque méthode d'obtenir une mesure de la quantité d'énergie transmise sous forme de chaleur à la machine ; la proportion de cette énergie qui parvient à la machine sous forme disponible ; la répartition de la proportion disponible ; de ce qui est converti en travail utile à ce qui est perdu ; le détail des différentes pertes, leur cause et leur mesure ; l'effet bon ou mauvais sur les pertes, l'économie et les différents rendements, de toutes les variations observées dans la marche, qu'elles soient voulues ou accidentelles.

Il est important de bien connaître les méthodes pratiques permettant de déterminer la quantité et la qualité de la vapeur, son état plus ou moins grand d'humidité, ainsi que les pressions et les volumes dans chaque état de transformation et la quantité de chaleur emmagasinée, transportée, utilisée ou perdue.

19. — L'essai de la chaudière et de la machine doivent donc se faire simultanément pour le contrôle de tout marché important, et c'est le seul moyen d'obtenir des résultats dignes de foi. Lorsque les quantités à déterminer et à mesurer ne varient pas sensiblement avec la période des opérations un essai de quelques heures sera suffisant. Les machines à gaz ne sont souvent essayées que pendant une heure ; et une durée de cinq heures est tout ce qu'on peut demander dans la plupart des cas. Les essais de machine et chaudière ne durent guère moins de dix heures et occupent parfois une journée entière de vingt-quatre heures, même une semaine, nuit et jour sans interruption ; enfin, il est quelquefois nécessaire d'observer pendant des mois et même un an, certaines données importantes. Ordinairement un essai de dix heures est amplement suffisant, s'il est bien conduit.

20. — Les appareils d'essai des chaudières se composent de réser-



voirs pour recueillir et mesurer l'eau d'alimentation, de jauges pour effectuer ces mesures, peser le combustible et les cendres, enfin de thermomètres pour déterminer la température de l'eau et de la vapeur. La température des gaz de cheminée se mesure au pyromètre, et on se sert du calorimètre pour déterminer la proportion d'eau entraînée dans la vapeur. Avant de mettre en usage les méthodes d'essai des chaudières ordinairement adoptées, il sera nécessaire d'étudier les méthodes d'emploi de calibrage et d'étalement de ces différents appareils, comment on peut se les procurer, enfin leur meilleur mode d'emploi. Il est généralement admis qu'il vaut mieux peser l'eau que de mesurer son volume. Si on le mesure cependant, il ne faut pas oublier que sa densité varie notablement avec sa température et qu'on s'exposerait à des erreurs si on ne tenait pas compte des corrections relatives à cette densité.

Pour les essais de machines, il faut des indicateurs, des dynamomètres, des compteurs et des chronomètres. L'emploi de ces instruments est très simple, ainsi que la manière de les essayer et de les corriger ; à l'exception de l'indicateur, aucun d'eux n'exige une attention exceptionnelle. L'indicateur cependant est un instrument qui doit être fait avec le plus grand soin et la plus grande habileté. L'étude et l'interprétation des diagrammes exige du savoir et de l'expérience. Nous nous étendrons donc longuement sur la description de cet intéressant et indispensable instrument, sur son emploi et ses applications ; enfin nous étudierons les méthodes d'interprétation des renseignements qu'il donne et les calculs auxquels ils conduisent.

---

## CHAPITRE II

### ESSAIS DE CHAUDIÈRES

21. — L'objet d'un essai de chaudière est de déterminer la quantité de vapeur que cette chaudière peut fournir dans des conditions données ; la qualité de cette vapeur, son état de siccité ou d'humidité ; la quantité de combustible nécessaire pour produire cette vapeur ; comment se fait la combustion et comment fonctionne la chaudière en service. Les conditions prescrites pour l'essai peuvent varier notablement dans chaque cas particulier et ces différences sont souvent le point essentiel à étudier. Dans certains cas, on suppose que les conditions dans lesquelles va fonctionner la chaudière doivent être constatées, et l'ingénieur conduisant les expériences se propose de reconnaître tous les faits qui déterminent la performance de la chaudière, de les constater avec concision, exactitude et sans omission.

Pour atteindre ce résultat, l'ingénieur a bien des difficultés à résoudre et trouve matière à exercer tout son soin et toute son habileté. Dans un essai de chaudière, il faut déterminer la quantité d'eau fournie, le poids de combustible consommé, l'état de la vapeur ; et ces quantités doivent être notées à de fréquents intervalles. Il est également nécessaire de savoir si la combustion est parfaite ou imparfaite, et dans quelles proportions les résultats constatés sont dus à la chaudière et aux conditions extérieures.

Il faut maintenant considérer que la détermination de la puissance et de l'économie d'une chaudière exige autant de soin, d'habileté, de perfection dans les méthodes et les appareils, que n'importe quelle recherche purement scientifique. Il est bon que

toutes les études de ce genre soient faites de la même manière pour qu'elles soient comparables entre elles.

**22. — Les essais de combustible** sont quelquefois le seul but des essais de chaudières. On se propose alors de déterminer par expérience quelle quantité d'eau un combustible de qualité inconnue peut vaporiser dans une chaudière dont le rendement général est bien établi. Dans ce cas, le combustible s'emploie à la manière ordinaire et les résultats sont comparés à ceux que donnent des combustibles de qualité reconnue. Ainsi, dans une bonne chaudière ayant une surface de chauffe bien proportionnée au poids de combustible brûlé par heure, on trouvera qu'un combustible de bonne qualité et de composition uniforme vaporisera à 100° C. dix fois son propre poids d'eau prise à la même température. L'essai d'un combustible de qualité inconnue peut prouver que la chaudière, dans les mêmes conditions, vaporisera une égale quantité d'eau, bien que le prix de ce combustible soit beaucoup moins élevé que celui du premier. Le résultat immédiat sera la substitution du combustible le moins coûteux, si l'économie de cette substitution n'est pas compensée par quelque désavantage trop marqué. Dans tous les cas, la manière de conduire les expériences est exactement la même que pour déterminer le rendement de la chaudière, bien que l'objet des recherches soit tout à fait différent. On est ainsi amené généralement à faire au moins deux essais, l'un avec le combustible type, l'autre avec le combustible inconnu, et à comparer le rendement de la chaudière dans les deux cas.

**23. — La détermination de la valeur d'une chaudière** comporte la mesure de son rendement, indépendamment de la nature du combustible et il est alors important de faire choix d'une méthode de mesure du rendement du combustible ou d'éliminer toutes les variations de ce rendement. C'est ce dernier système qui est généralement employé ; et la détermination du rendement de la chaudière est basée sur la mesure de l'eau vaporisée, dans des conditions-types bien constatées, par unité de poids du combustible et pour un poids déterminé de combustible brûlé pendant l'essai.

Mais la puissance de la chaudière est un élément de sa valeur

aussi important que le rendement ; aussi un essai complet doit-il comprendre la mesure du rendement pour une allure donnée et pour une production maxima.

**24. — La puissance évaporatrice des combustibles** dépend non seulement de leur composition chimique mais aussi à un haut degré de leur structure et de leur condition physique à tous égards ; de leur pureté, de leur état d'humidité, de leur mélange avec les terres ou autres matières étrangères ; de l'agencement du foyer ; de l'admission d'air ; de sa quantité, sa température, son humidité ; elle dépend aussi de la proximité des surfaces refroidissantes ; de l'étendue de la chambre de combustion dans laquelle les gaz s'élevant de la couche de combustible peuvent être plus ou moins complètement brûlés ; enfin d'une foule d'autres conditions de moindre importance qui toutes à un degré variable influent sur la valeur et le rendement du système générateur de chaleur.

**25. — Les analyses de combustibles** sont faites quelquefois pour contrôler les essais ou pour les remplacer. Si l'analyse indique un combustible riche en éléments producteurs de chaleur, et que l'essai ne donne pas les résultats que l'on peut attendre d'après des expériences faites sur d'autres combustibles, il faut en conclure que le combustible essayé demande quelque traitement particulier ou que le foyer a besoin d'être modifié. S'il s'agit de choisir le meilleur combustible parmi plusieurs échantillons du même genre, une analyse chimique donnera une réponse plus économique et plus prompte qu'un essai. Cependant il est rare qu'aucun système donne un résultat aussi satisfaisant en définitive qu'un essai réel assez prolongé pour éliminer les causes d'incertitude.

Les méthodes d'analyse sont quelque peu différentes. Celle que nous allons exposer est présentée par l'Union des Ingénieurs Allemands.

Pour prendre un échantillon du combustible, il faut prélever sur chaque tombereau ou wagon une pelletée que l'on met dans une boîte munie d'un couvercle. Le charbon est ensuite mélangé, puis étalé en forme de carré sur une surface horizontale. On divise alors le carré en quatre parties égales par deux diagonales. On

laisse de côté deux triangles opposés, puis on broie finement les deux autres. On prend ensuite une autre pelletée, et on continue ainsi jusqu'à ce que l'on ait réuni environ 10 kilogrammes de matière dans une boîte qui est soigneusement fermée et mise en réserve pour l'analyse chimique. Dans les essais de précision, on analyse également les moitiés qui ont été laissées de côté.

Pour déterminer l'humidité du charbon, il faut prendre environ 10 grammes de l'échantillon ci-dessus, et maintenir pendant deux heures à 105 ou 110°. La perte de poids fait connaître l'humidité du charbon. L'essai doit être pratiqué sur du charbon dans l'état moyen d'humidité où il est livré au sortir du puits, et cet état doit être, s'il est nécessaire, déterminé à l'avance. Le reste de l'échantillon, mis en poudre et mélangé intimement, sert à déterminer la proportion de cendre, de carbone, d'hydrogène, d'azote et de soufre. La valeur calorifique du charbon se détermine comme il suit :

Supposons que l'on ait trouvé dans sa composition  $c$  p. 100 de carbone,  $h$  p. 100 d'hydrogène,  $s$  p. 100 de soufre,  $o$  p. 100 d'oxygène et  $w$  p. 100 d'eau, la valeur calorifique sera théoriquement donnée par la formule de Dulong :

(a) Rapportée à l'eau à 0° C.

$$8\,100\,c + 34\,320 \left( h - \frac{o}{8} \right) + 2\,500\,s.$$

(b) Rapportée à l'eau à 100° C.

$$8\,100\,c + 34\,200 \left( h - \frac{o}{8} \right) + 2\,500\,s - 636,5 (9h + w)$$

Pour déterminer la quantité d'air nécessaire à la combustion de ce charbon, nous avons la formule suivante ; un kilogramme de combustible exige :

$$\frac{2\,667\,c + 8h + s - o}{100 \times 1,43} \text{ mètres cubes d'oxygène ou bien}$$

$$\frac{2\,667\,c + 8h + s - o}{21 \times 1,43} \text{ mètres cubes d'air contenant 21 p. 100 d'oxygène.}$$

Les analyses doivent être faites avec soin par un chimiste expéri-

menté, toutes les fois qu'il s'agit d'une question de quelque importance.

26. — **Economie et combustible** sont, pour ainsi dire, synonymes de rendement de la chaudière ; mais quand on examine la dépense, on trouve souvent, à ce point de vue, des conclusions bien différentes. Il est parfaitement possible d'adopter une telle proportion de surface de chauffe, une chaudière si grande que le bénéfice du combustible économisé, comparativement aux types de chaudière analogue et de proportions ordinaires, soit plus que compensé par l'augmentation des frais accessoires à cause de la dimension de la chaudière. Le rendement d'une chaudière, dans le sens ordinairement attribué à ce mot, est néanmoins une mesure de l'économie du système. La variation du rendement et de l'économie en charbon consommé est une fonction de la proportion de la surface de chauffe à la quantité de combustible brûlé, et l'objet d'un essai de chaudière est de déterminer ces relations avec précision. Il faut d'abord s'entendre avant l'essai sur l'espèce de combustible à employer ; quand il n'y a pas de raison spéciale pour faire autrement, il faut employer le meilleur combustible dont on puisse disposer, parce que cela permet de mieux juger la chaudière et parce que les résultats de l'essai seront meilleurs comparativement aux essais analogues d'autres chaudières donnant tout ce qu'elles peuvent donner. Les différences entre plusieurs lots de charbons de bonne qualité sont moins grandes qu'entre des lots de charbons inférieurs. Ainsi la comparaison se fera plus facilement si l'on adopte les premiers.

27. — **La valeur relative des chaudières** dépend non seulement de leur rendement, mais encore de leur facilité à fournir de la vapeur, et de différentes qualités, comme par exemple : la complication plus ou moins grande de leur structure, leur durée, leur sécurité, leur volume, leur poids et leur prix. L'essai d'une chaudière permet de résoudre les questions relatives à leur rendement et à leur puissance, autant que ces éléments sont introduits dans le problème posé. Ce sont d'ailleurs ordinairement les facteurs principaux, et leur mesure, donnée par un essai, permet de tran-

cher, dans la plupart des cas, toutes les questions qui peuvent vraisemblablement se présenter relativement à l'emploi de ces appareils.

**28. — Les variations du rendement** dépendent des variations de la surface de grille, de l'activité de la combustion et de la qualité du combustible. Pour une chaudière donnée, dans une étendue dont les limites sont généralement fort éloignées des conditions de la pratique, plus grande est la quantité de combustible consommé, plus petite est la quantité de vapeur fournie par l'unité de poids de ce combustible ; le rendement sera d'autant meilleur que la quantité de combustible consommé dans des conditions convenables sera elle-même plus petite. On a vu, dans le précédent chapitre, que le bénéfice en rendement par l'augmentation du rapport de la surface de grille diminue de plus en plus avec cet accroissement. En augmentant ou réduisant soit la grille, soit le tirage et l'arrivée d'air, et en notant, pendant une suite d'essais, le mode de variation du rendement et de la puissance en vapeur fournie, on peut établir la loi de ces variations et choisir la meilleure disposition à tous égards.

**29. — La variation des proportions** d'une chaudière à une autre du même type peut s'exprimer au moyen d'une formule algébrique très simple, sur laquelle sont basées toutes les théories du rendement. Mais, dans certains cas, cette formule ne s'applique pas d'une manière précise, et il faut recourir alors à des essais pour connaître la relation exacte des deux modèles. Les relations générales dont nous avons déjà parlé, subsistent invariablement, mais il arrive souvent qu'une chaudière présente des particularités qui rendent inapplicable ce système de comparaison. Il n'est pas rare de comparer non seulement la condition actuelle indiquée par les essais avec les résultats prévus par la théorie, mais aussi de modifier le rapport de la surface de grille à la surface de chauffe, en bouchant une partie de la grille. Par ce procédé ou par d'autres, on fait varier ce rapport dans des essais successifs, de manière à obtenir une expression empirique et approximativement exacte de la loi suivant laquelle varie le rendement dans le cas particulier qu'on étudie.

30. — **La puissance combinée au rendement** distingue les types supérieurs de chaudières. Celle qui, pour un prix déterminé, réunit le meilleur rendement à la plus grande puissance de production de vapeur, réalise le meilleur type. Ces qualités, d'ailleurs, ne sont généralement pas compatibles, et en augmentant la production de vapeur, on diminue presque toujours le rendement; et comme l'une de ces qualités surpasse l'autre pour le propriétaire de l'appareil, il en résulte que la combinaison qui donnera le meilleur résultat, est absolument variable. Il n'y a pas deux cas dans lesquels une même combinaison soit également désirable. Chaque chaudière doit être essayée à ces deux points de vue, avant qu'on puisse dire si elle convient parfaitement à son service.

31. — **Les appareils et les méthodes d'essai** doivent être indiqués préalablement et autant que possible d'accord avec les systèmes généralement adoptés comme types. Les appareils se composent de jauges et de réservoirs pour mesurer les poids de charbon et d'eau; de manomètres pour indiquer la pression de la vapeur; de thermomètres d'une grande précision pour mesurer la température de l'eau, de la vapeur et des gaz d'échappement; enfin, de calorimètres pour déterminer la qualité de la vapeur, son degré de surchauffe et la proportion d'eau entraînée qui s'y trouve contenue.

Avant de mettre ces appareils en service, il faut s'assurer de leur parfaite exactitude. L'étalonnage de ces instruments est une opération de la plus grande importance, puisque de cette exactitude dépend tout le travail de l'ingénieur. C'est aussi une opération qui exige, dans la plupart des cas, beaucoup de soin et d'habileté, et qui, pour être satisfaisante, doit se faire chez l'industriel ou chez l'ingénieur chargé des essais. Les jauges peuvent être vérifiées et poinçonnées par le contrôle des poids et mesures; les appareils de mesure pour l'eau peuvent être facilement vérifiés à l'aide des jauges poinçonnées; les thermomètres sont d'ordinaire parfaitement essayés par les fabricants auxquels il est bon d'envoyer ces appareils immédiatement avant et après l'essai. Quelquefois l'ingénieur possède et conserve soigneusement un thermomètre-étalon auquel il compare ses instruments de service. Les



mêmes remarques s'appliquent à l'examen des manomètres, qui doivent être étalonnés avant et après les expériences. Les appareils qui se joignent au calorimètre pour la détermination de la qualité de la vapeur fournie, exigent un soin tout à fait exceptionnel. Quand on ne peut faire autrement, on peut se servir de thermomètres grossièrement gradués et de jauges construites sans précision, mais seulement lorsque l'on fait un très grand nombre d'observations dont la moyenne restera dans les limites d'erreur admissibles.

La manière de commencer et de terminer l'essai a la plus grande importance, et c'est un sujet sur lequel les ingénieurs d'une expérience et d'une autorité reconnues ne sont pas complètement d'accord. Les principes qu'il faut admettre là-dessus, de même que pour tout autre détail d'opération des essais, sont faciles à formuler, mais il n'est pas toujours aussi aisé de les mettre en pratique. Les conditions doivent être exactement les mêmes au commencement et à la fin de l'essai, son commencement et sa fin doivent être fixés avec exactitude, ou bien on doit les choisir de telle manière que le travail effectué par la chaudière au moment un peu indéterminé du commencement et de la fin soit nul autant que possible, afin qu'une erreur légère quant au temps n'affecte pas d'une manière appréciable les résultats.

Pendant l'essai, il faut prendre des précautions afin de maintenir autant que possible l'uniformité du travail aussi longtemps que durent les expériences. Chaque variation du régime cause une diminution plus ou moins grande du rendement et trouble l'exactitude des résultats constatés. L'opération sera d'autant meilleure que l'on s'écartera moins des conditions moyennes pendant l'essai.

L'uniformité pendant l'opération et le maximum de rendement pendant l'essai s'obtiendront si l'on dispose d'un appareil indiquant à tout instant les variations du régime, et il est bon de les noter pour se prémunir contre les erreurs d'observation. Les méthodes graphiques doivent être employées toutes les fois que cela peut se faire. Ces méthodes mettent en évidence d'une manière parfaite les écarts de régime ou l'uniformité si désirable pour le rendement et l'exactitude.

**32.** — Les essais-types se font d'après des règles établies et d'accord avec les principes adoptés comme constituant un procédé satisfaisant. La première chose à faire est de déterminer un système-type de mesures et de comparaison qui soit accepté par tous les intéressés. Le cheval-vapeur nominal est parfaitement défini et accepté par les meilleures autorités.

Le comité du jury de l'Exposition centennale, auquel a été confié l'essai des chaudières présentées à cette exposition a adopté pour unité, 13<sup>kg</sup>,600 d'eau transformée en vapeur sèche avec de l'eau d'alimentation à 0° et sous une pression de 5 kilogrammes par centimètre carré au-dessus de la pression atmosphérique, ces conditions étant considérées comme se rapprochant le mieux des conditions ordinaires de la pratique. La quantité de chaleur nécessaire pour vaporiser 1 kilogramme dans ces conditions est de 616 calories ou 1,496 unité d'évaporation<sup>1</sup>. L'unité de puissance proposée est donc équivalente au développement de 8 388 calories par heure ou 15,658 unités d'évaporation.

L'unité d'évaporation est un poids d'eau, de préférence l'unité de poids, transformée en vapeur au point d'ébullition sous la pression atmosphérique. L'unité de puissance pour les chaudières, acceptée maintenant dans le code élaboré pour la Société Américaine des Ingénieurs-Mécaniciens est l'équivalent de celle qui avait été adoptée pour l'Exposition dont nous avons parlé plus haut, et, dans tous les essais commerciaux, le cheval correspond à *la vaporisation de 13<sup>kg</sup>,600 d'eau par heure, l'eau d'alimentation étant à 37° C.* et la vapeur fournie étant à la pression de 5 kilogrammes, ce qui équivaut à 15,65 unités de vaporisation ou à 15<sup>kg</sup>,65 d'eau d'alimentation à 100° C. transformée en vapeur à la même température. Cette quantité équivaut à  $15,65 \times 536 = 8\,388$  calories par heure.

Une chaudière donnée pour une puissance déterminée doit la

---

<sup>1</sup> La chaleur totale de vaporisation de 1 kilogramme d'eau divisée par la chaleur latente d'évaporation 536 de 1 kilogramme d'eau à 100° C. donne ce qu'on appelle le facteur d'évaporation ou unité d'évaporation. En multipliant cette unité d'évaporation par le poids d'eau évaporée par chaque kilogramme de charbon, on obtient le poids d'eau qui aurait été évaporé par chaque kilogramme de charbon, si cette eau avait été fournie à 100° et évaporée à la pression de 760. Le poids d'eau ainsi calculé est appelé puissance vaporisatrice du combustible.

développer avec un feu modéré, un tirage et un combustible ordinaires, dans de bonnes conditions d'économie. Cette chaudière doit être capable de développer une moitié ou un tiers en plus de sa puissance annoncée, en cas de besoin, lorsque l'économie n'est plus qu'une condition négligeable.

**33. — Les instructions et règles** relatives aux essais-types de chaudières, préparées par un comité de la Société des Ingénieurs-Mécaniciens, peuvent être considérées comme un exemple à suivre, et, sous une forme ou sous une autre, elles sont généralement acceptées par les ingénieurs chargés des essais.

Ces règles sont les suivantes :

#### PRÉLIMINAIRES D'UN ESSAI

I. *Pendant la préparation* et la conduite des essais de chaudières, le but spécialement visé doit être clairement défini et n'être jamais perdu de vue.

II. *Mesurer et noter les dimensions*, position, etc., des surfaces de grille et de chauffe, des carnaux et cheminées, la section de passage de l'air à travers la grille, les conditions du tirage, naturel ou forcé.

III. *Mettre la chaudière en bon état*. — Avoir une surface de chauffe propre intérieurement et extérieurement, prendre soin que les barreaux de grilles et les parois du foyer soient absolument propres, enlever les cendres et les poussières accumulées au fond, combler toutes les fuites qui pourraient exister dans la maçonnerie, enlever tout ce qui peut obstruer le tirage. Constater que le registre peut être tiré à pleine ouverture et fermé au besoin.

Pour reconnaître les fuites de la maçonnerie, on fait brûler un combustible fuligineux en fermant le tirage. La fumée indiquera les fuites s'il y en a.

IV. *Préparer entre les parties qui ont demandé l'essai*, une entente sur la nature du combustible à employer. Ce combustible doit être sec. S'il est humide, il faut en faire sécher un échantillon avec soin, déterminer la proportion d'eau y contenue et corriger en conséquence les résultats obtenus.

Toutes les fois que cela sera possible, on fera l'essai avec un

combustible-type de qualité connue. Dans la partie du territoire située à l'est des monts Alleghany, on peut se servir de houille anthraciteuse ou de charbon semi-bitumineux de Cumberland comme combustibles-types, pour les essais. A l'ouest des monts Alleghany et à l'est du fleuve Missouri, on peut adopter la houille de Pittsburg <sup>1</sup>.

V. *Dans tous les essais importants*, il faut prélever un échantillon pour l'analyse chimique, s'assurer de la parfaite exactitude de tous les appareils de poids et mesures, à savoir :

1. Les jauges pour peser le charbon, les cendres et l'eau.

2. Les réservoirs pour mesurer l'eau. Ils ne doivent servir que de contrôle à un autre système de mesure. Pour les opérations de précision, l'eau doit être pesée ou mesurée dans une bêche.

3. Les thermomètres et pyromètres pour prendre la température de l'air, de la vapeur, de l'eau d'alimentation, des gaz perdus, etc.

4. Des manomètres, anémomètres, etc.

VII. *Avant le commencement de l'essai*, la chaudière et la cheminée doivent être amenées à leur température ordinaire en service. Si la chaudière est neuve, il faut la mettre en service continu au moins huit jours avant l'essai, de façon à sécher complètement le mortier et chauffer les murs.

VIII. *Avant de procéder à un essai*, il faut s'assurer que la chaudière et ses accessoires ne présentent aucune fuite, que tout le tuyautage, y compris les tuyaux de purge et d'alimentation auxiliaire peut être disjoint ou isolé avec des brides, excepté le tuyau particulier amenant l'eau à la chaudière pendant l'essai. Dans les cas où la constance de la force a une telle importance qu'on maintient un tuyau d'alimentation auxiliaire, et en général quand, pour une raison quelconque, les tuyaux d'eau autres que les tuyaux d'alimentation ne peuvent pas être séparés, il faut les percer de manière à créer des ouvertures à leur point le plus bas, ouvertures qu'on laissera subsister pendant toute la durée de l'essai et par où

---

<sup>1</sup> Ces combustibles ont été choisis parce que ce sont presque les seuls qui contiennent les éléments essentiels à une bonne qualité, convenant bien aux différentes espèces de foyers, grilles, chaudières, aux différents systèmes de chauffage, et se trouvant sur tous les marchés d'Amérique.

se décélèrent les fuites ou les ouvertures intempestives des robinets.

Si l'on fait usage d'un injecteur, il doit recevoir la vapeur directement de la chaudière en essai et non d'un tuyau de vapeur ou d'une autre chaudière.

Il faut s'assurer que le tuyau de prise de vapeur est disposé de façon que l'eau de condensation ne puisse pas retomber dans la chaudière. Si ce tuyau a une inclinaison telle que l'eau condensée dans une partie quelconque puisse retourner à la chaudière, il faut le munir d'une clef de manière à empêcher que l'eau ne puisse aller à la chaudière sans avoir été mesurée.

#### MISE EN MARCHÉ ET ARRÊT D'UN ESSAI

Un essai doit durer au moins dix heures de marche continue, ou vingt-quatre heures, si c'est possible. Les conditions du foyer et de la chaudière doivent être à tous égards, autant que possible, les mêmes au commencement qu'à la fin de l'essai. La pression de la vapeur doit être la même ainsi que le niveau de l'eau, le feu sur les grilles doit être en même quantité et condition, les parois, carneaux, etc., doivent être à la même température. Pour obtenir autant que possible un régime approchant de l'uniformité en ce qui concerne le feu et la température des parois et carneaux, il faut adopter la méthode suivante pour la mise en marche et l'arrêt de l'essai :

X. *Méthode-type.* — La vapeur étant amenée à la pression normale en service, enlevez rapidement tout le feu de la grille, fermez le registre, nettoyez le cendrier, et, aussi promptement que possible, faites un nouveau feu avec une quantité pesée de bois et de charbon, notez l'heure du commencement de l'essai, la hauteur du niveau de l'eau au repos, juste avant d'allumer le feu.

A la fin de l'essai, enlevez tout le feu, nettoyez les grilles et le cendrier et notez le niveau de l'eau à l'état de repos ; le moment où l'on a retiré le feu est celui qui marque la fin de l'expérience. Le niveau de l'eau doit être, autant que possible, le même qu'au commencement de l'essai. Dans le cas contraire, il faut faire une

correction par calcul et non pas alimenter après l'essai. Il sera généralement nécessaire de régler l'échappement de la vapeur hors de la chaudière essayée au moyen d'un robinet pendant un certain temps, au moment où l'on tire le feu au commencement et à la fin de l'expérience, afin de maintenir la pression de la vapeur à ces deux instants un peu au-dessus de la moyenne pendant l'essai.

XI. *Autre méthode.* — Au lieu de la méthode que nous venons de décrire, on peut aussi employer la suivante lorsque les circonstances locales y obligent :

Au moment exact de piquer et de nettoyer les feux, tenez-les bas comme d'ordinaire, avant le nettoyage, et alors nettoyez-les complètement; notez la quantité de combustible laissée sur la grille aussi exactement que vous pouvez l'estimer; notez la pression de la vapeur et la hauteur du niveau d'eau, — qui doit être la hauteur médiane à maintenir pendant l'essai, — au même moment que vous noterez comme heure du commencement de l'opération. Le combustible frais, qui a été pesé, peut maintenant être consommé. Les cendriers doivent être complètement nettoyés aussitôt après le commencement de l'opération. Avant la fin de l'essai, il faut tenir les feux bas comme au commencement et les nettoyer de manière à laisser sur la grille la même quantité de feu et dans les mêmes conditions qu'au départ. Le niveau de l'eau et la pression de la vapeur doivent aussi être portés au même point qu'au début de l'essai, et celui-ci doit être terminé juste avant de renouveler le combustible.

#### PENDANT L'ESSAI

XII. *Maintenir les conditions uniformes.* — La chaudière doit fonctionner d'une manière continue, sans arrêt pour les heures de repas, ou pour élever ou abaisser la pression, par suite des variations qui se produisent dans la consommation de la vapeur. Le tirage étant réglé proportionnellement à la vaporisation ou la combustion désirée avant le commencement de l'essai, doit être maintenu constant au moyen du registre pendant toute la durée de l'opération.

Si la chaudière n'est pas réunie à d'autres par un même tuyau de vapeur, il faut établir un tuyau de dégagement auxiliaire avec soupape, de façon que, dans le cas où la pression tendrait à dépasser la limite prévue pour la soupape de sûreté, cette pression puisse être réduite en ouvrant le dégagement auxiliaire sans qu'il soit besoin d'agir sur les feux.

Si la chaudière est reliée à d'autres par un même tuyau de vapeur, la soupape de sûreté de ladite chaudière, après avoir été préalablement essayée, sera pourvue d'un poids additionnel, de sorte que, dans le cas où la pression monterait, les autres chaudières soulèveront leurs soupapes de sûreté, et on réduira la pression en agissant sur les registres, tout en laissant ouvert celui de la chaudière qui est en essai et en maintenant le feu comme d'ordinaire.

Les conditions de toutes sortes doivent rester uniformes. Telles sont l'intensité du tirage, la pression de la vapeur et la hauteur de l'eau. Le moment de nettoyer les feux sera choisi suivant la qualité du combustible, la rapidité de la combustion, et suivant la disposition de la grille. Quand le combustible est de très bonne qualité et la combustion pas trop rapide, on peut faire un essai de dix heures sans nettoyer les grilles autrement qu'avant de commencer, et juste avant la fin de l'essai. Mais s'il faut nettoyer les grilles pendant l'expérience, les intervalles d'un nettoyage à un autre doivent être égaux.

XIII. *Observations à noter.* — Le charbon doit être pesé et remis au chauffeur en lots égaux, chacun d'eux pouvant suffire à la consommation pendant une heure environ. Il ne faut pas donner une nouvelle quantité de charbon avant que le lot précédent ait été mis dans le foyer. Le temps nécessaire à la consommation de chaque lot doit être noté; pour cela, on prendra l'heure à laquelle on jette dans le foyer les premières portions de chaque nouveau lot. Il est bon qu'en même temps la quantité d'eau d'alimentation introduite dans la chaudière soit exactement notée, ainsi que la hauteur de l'eau dans la chaudière, la moyenne de la pression de la vapeur et de la température de l'eau d'alimentation pendant ce temps. En relevant ainsi la quantité d'eau vaporisée successivement pendant la consommation des différents lots de combustible,

on peut, si on le désire, à la fin de l'essai, diviser le relevé en plusieurs périodes, de manière à connaître le degré d'uniformité de la combustion, de la vaporisation et de l'économie aux différentes périodes de l'essai.

XIV. *Essais de primage.* — Dans tout essai où l'exactitude des résultats a quelque importance, il faut faire des expériences calorimétriques pour déterminer le pourcentage de l'eau entraînée par la vapeur, ou le degré de surchauffe. Il faut faire au moins dix expériences de ce genre pendant l'essai de la chaudière, ou, dans tous les cas, les faire en nombre suffisant pour réduire l'erreur moyenne probable, à moins de 1 p. 100, et on corrigera le résultat final de l'essai, suivant la moyenne des données fournies par les expériences calorimétriques.

En raison de la difficulté d'opérer avec précision, il faut apporter le plus grand soin aux mesures des poids et des températures. Les thermomètres doivent être sensibles au dixième de degré, et les balances employées pour peser l'eau doivent donner le demi-décagramme.

#### ANALYSE DES GAZ. — MESURE DE L'AIR

XV. — Dans les essais qui ont pour objet des recherches scientifiques et qui exigent la détermination de toutes les variables à considérer, il faut faire certaines observations qui, en général, ne sont pas nécessaires pour les essais industriels. Telles sont la mesure de l'air, de la proportion d'eau y contenue, la mesure et l'analyse des gaz d'échappement, la proportion de chaleur perdue par rayonnement, la proportion d'air infiltré par le bâti, la détermination directe, par le calorimètre, de la puissance calorifique du combustible, et (par la condensation de toute la vapeur fournie) la détermination de la chaleur totale transmise à l'eau.

L'analyse des gaz d'échappement est une méthode précieuse pour déterminer la valeur relative des différents systèmes de combustion, ou des différents genres de foyers. Quand on fait ces analyses, il faut avoir grand soin d'opérer sur des échantillons



moyens, parce que la composition des gaz peut varier d'un point à un autre des conduits de fumées. Ces analyses ne peuvent être confiées qu'à des chimistes absolument compétents, munis d'un outillage de précision bien complet.

Comme la détermination des autres variables mentionnées ci-dessus ne peut guère être entreprise que par des ingénieurs d'une haute valeur scientifique, et comme les appareils employés à cet effet sont susceptibles de perfectionnements probables avec le progrès des sciences, nous avons jugé inutile de faire figurer dans cet ouvrage aucune donnée sur ce sujet.

RELEVÉ D'UN ESSAI

XVI. — Il faut préparer une table de la manière suivante :

HEURE	PRESSIONS			TEMPÉRATURES				COMBUSTIBLES		EAU D'ALIMENTATION		
	Baromètre.	Manomètre.	Tirage.	Air extérieur.	Chaudière.	Gaz.	Eau d'alimentation.	Vapeur.	Heure.	Poids.	Heure.	Poids ou volume.

TABLEAU DE L'ESSAI

XVII. — Les résultats définitifs doivent comprendre autant des indications ci-dessous qu'en comporte l'objet spécial pour lequel

l'essai a été fait. Les indications précédées d'un astérisque (\*) peuvent être laissées de côté dans les essais ordinaires, mais il est intéressant de les recueillir quand on le peut, afin de les comparer aux données fournies ailleurs.

Résultats de l'essai de . . . . .  
 Chaudière à . . . . .  
 Pour déterminer . . . . .

1. Date de l'essai . . . . .			
2. Durée de l'essai . . . . .	heures		
DIMENSIONS ET PROPORTIONS			
Laisser un espace pour la description complète.			
3. Surface de grille... largeur... longueur... surface . . . . .			
4. Surface de chauffe . . . . .			
5. Surface du réchauffeur d'eau . . . . .			
6. Rapport de la surface de chauffe à la surface de grille. . . . .			
PRESSIONS MOYENNES			
7. Pression de la vapeur dans la chaudière, au manomètre. . . . .	kil.		
* 8. Pression absolue de la vapeur . . . . .	»		
* 9. Pression atmosphérique au baromètre . . . . .	»		
10. Force du tirage exprimée en hauteur d'eau . . . . .	»		
TEMPÉRATURE MOYENNE			
* 11. De l'air extérieur . . . . .	degrés.		
* 12. De la chaufferie. . . . .	»		
* 13. De la vapeur . . . . .	»		
14. Des gaz d'échappement . . . . .	»		
15. De l'eau d'alimentation . . . . .	»		
COMBUSTIBLE			
16. Total du combustible employé <sup>1</sup> . . . . .	kil.		
17. Eau contenue dans le charbon . . . . .	p. cent		
18. Charbon sec consommé . . . . .	kil.		
19. Résidu total... kilogrammes = . . . . .	p. cent		
20. Combustible total (poids du charbon sec, 18, moins le résidu, 19) . . . . .	kil.		
* 21. Charbon sec consommé par heure . . . . .	»		
* 22. Combustible consommé par heure . . . . .	»		

<sup>1</sup> Y compris l'équivalent du bois employé pour l'allumage. 1 kilogramme de bois équivalent à 0,8,4 de charbon. Ce poids ne comprend pas le combustible non brûlé extrait à la fin de l'essai.

RÉSULTATS DES ESSAIS CALORIMÉTRIQUES			
23. Qualité de la vapeur, la vapeur sèche étant prise pour unité . . . . .			
24. Proportion d'eau dans la vapeur . . . . .	p. cent		
25. Nombre de degrés de surchauffe . . . . .	degrés		
EAU			
26. Poids total de l'eau pompée dans la chaudière et apparemment vaporisée <sup>1</sup> . . . . .	kil.		
27. Eau réellement vaporisée, corrigée d'après la qualité de la vapeur <sup>2</sup> . . . . .	"		
28. Poids équivalent d'eau à 100° C. transformée en vapeur sèche à la même température <sup>2</sup> . . . . .	"		
29. Chaleur totale équivalente tirée du combustible en calories . . . . .	"		
30. Poids équivalent d'eau à 100° C. transformée en vapeur sèche à la même température par heure . . . . .	"		
DÉPENSES DE VAPORISATION			
31. Eau réellement vaporisée par kilogramme de combustible sec, d'après la pression réelle et la température <sup>2</sup> . . . . .	"		
32. Poids équivalent d'eau à 100° C. vaporisée à la même température, par kilogramme de combustible sec <sup>2</sup> . . . . .	"		
33. Poids équivalent d'eau à 100° C. vaporisée à la même température, par kilogramme de combustible <sup>2</sup> . . . . .	"		

<sup>1</sup> Corrigé pour l'inégalité du niveau d'eau et de la pression de la vapeur au commencement et à la fin de l'essai.

<sup>2</sup> Ce qui suit montre comment un certain nombre des données ci-dessus dérivent les unes des autres :

Item 27 = Item 26 × Item 23.

Item 28 = Item 27 × Facteur d'évaporation.

Facteur d'évaporation =  $\frac{H-h}{537}$ , H et h étant [respectivement la chaleur totale

correspondant à la pression moyenne observée pour la vapeur et à la température moyenne observée pour l'eau, telles que ces chaleurs totales sont données par les tables pour la vapeur et l'eau.

Item 29 = Item 27 × (H-h).

Item 31 = Item 27 ÷ Item 18.

Item 32 = Item 28 ÷ Item 18 ou = Item 31 × Facteur d'évaporation.

Item 33 = Item 28 ÷ Item 20 ou = Item 32 ÷ (pour cent - Item 39).

Items 36 à 38. Premier terme = Item 20 ×  $\frac{6}{5}$

Items 40 à 42. Premier terme = Item 39 × 0,843.

Item 43 = Item 29 × 0,0001189 ou =  $\frac{\text{Item 30}}{15,65}$ .

Item 45 =  $\frac{\text{Différence des Items 43 et 45}}{\text{Item 44}}$ .

VAPORISATION COMMERCIALE				
34.	Poids équivalent d'eau vaporisée par kilogramme de combustible sec avec un sixième de résidu, à la pression manométrique de 5 kilogrammes; depuis la température de 0° C. = Item 33 $\times$ 0,7409 . . . . .		kil.	
RÉGIME DE LA COMBUSTION				
35.	Combustible sec réellement brûlé par mètre carré de surface de grille et par heure . . . . .		>	
* 36.	$\left. \begin{array}{l} \text{Consomma-} \\ \text{tion de charbon} \\ \text{sec par heure} \\ \text{en supposant un} \\ \text{sixième de résidu.} \end{array} \right\}$	par mètre carré de surface de grille . . . . .	>	
* 37.		par mètre carré de surface de chauffe. . . . .	>	
* 38.		par mètre carré de la section minima de tirage . . . . .	>	
RÉGIME DE LA VAPORISATION				
39.	Eau à 100° C. vaporisée à la même température, par mètre carré de surface de grille et par heure . . . . .		>	
* 40.	$\left. \begin{array}{l} \text{Eau à 0° C.} \\ \text{transformée par} \\ \text{heure en vapeur} \\ \text{à la pression ma-} \\ \text{nométrique de} \\ \text{5 kilogrammes.} \end{array} \right\}$	par mètre carré de surface de grille . . . . .	>	
* 41.		par mètre carré de surface de chauffe . . . . .	>	
* 42.		par mètre carré de la section minima de tirage . . . . .	>	
				>
CHEVAL-VAPEUR COMMERCIAL				
43.	Sur la base de 12 <sup>kg</sup> ,850 d'eau à 0° C. transformée en vapeur à la pression manométrique de 5 kilogrammes (= 15 <sup>kg</sup> ,650 d'eau depuis et à 100° C.) <sup>2</sup> . . . . .			
44.	Puissance en chevaux-vapeur d'après les constructeurs, à.... mètres carrés par cheval-vapeur . . . . .			
45.	Pourcentage au-dessus ou au-dessous <sup>2</sup> . . . . .			

34. — Des précautions doivent être prises, de toutes les manières possibles, pour empêcher et éviter les irrégularités qui pourraient se produire dans la conduite de l'essai et les erreurs d'observations.

Avant toutes choses, il faut définir bien rigoureusement le but de l'essai, ne pas le perdre de vue, et comme le conseille M. Hoadley :

(1). Si l'on a à déterminer le rendement d'un type de chaudière dans des conditions normales, il faut examiner et décrire très

minutieusement le bâti, les grilles, registres, carneaux, en résumé, tout l'appareil. Il faut remédier à tout ce qui n'est pas dans les conditions normales, ou, en cas d'impossibilité, fournir une description bien complète sur ce point.

(2). S'il s'agit d'examiner une chaudière ou un groupe de générateurs dans le but d'améliorer tout ce qui peut laisser à désirer, il faut étudier très exactement les conditions réelles et les décrire avec la plus grande clarté.

(3). Si l'essai a pour objet de déterminer la valeur relative de différentes qualités de charbon ou la valeur effective d'une qualité déterminée, il faut maintenir autant que possible les mêmes conditions et, dans le cas contraire, tenir compte de toutes les variations.

(4). Il faut n'admettre qu'une seule variable dans les données du problème; ou bien si on ne peut écarter toutes les causes de variations perturbatrices, il faut les restreindre dans les limites les plus étroites et en tenir compte avec toute l'exactitude possible.

Il est indispensable de préparer à l'avance les tables sur lesquelles on notera les résultats observés pendant l'essai. On trouvera plus haut la forme adoptée pour présenter ces résultats généraux. Les tableaux doivent être, autant que possible, préparés sous la même forme de manière à se comparer facilement les uns aux autres.

Les observations doivent être faites par l'ingénieur chargé de l'essai ou par ses aides, bien pénétrés du but poursuivi; chacun d'eux doit avoir un rôle parfaitement défini, en assumer la responsabilité, et se rendre bien compte de la portée de cette responsabilité, de même que du rôle rempli par ses collègues et des relations qui lient toutes les opérations entre elles. Aucune observation destinée à figurer dans les tables ne doit être faite par des personnes n'ayant pas qualité pour cela; il doit être interdit à tout agent de déléguer ses fonctions à un collègue, sans autorisation de l'ingénieur. L'essai doit être conduit de manière que toute erreur accidentelle soit découverte, contrôlée et réparée par un système de vérifications mutuelles ou d'observations rapportées les unes aux autres. L'emploi des méthodes graphiques et des appareils enregistreurs est de la plus grande utilité pour cela.

On peut employer plusieurs méthodes également bonnes pour les pesées de charbon, l'essentiel est que les poids soient toujours relevés par un même observateur et contrôlés par un autre en un point aussi éloigné qu'il conviendra. Il est généralement suffisant de faire peser le combustible au magasin par un observateur, de noter en ce point le nombre de distributions et le poids de chaque lot, enfin d'annoncer ce nombre et de noter l'heure de la remise à la porte du foyer. En oubliant de noter une pesée, on commettrait une erreur qui ne peut être évitée avec certitude que par un système de double observation et de contrôle.

Les mêmes remarques s'appliquent aux pesées d'eau d'alimentation. Il est indispensable pour obtenir des résultats certains de soigner la disposition des instruments de pesage et de recourir à un double système d'observations, c'est-à-dire à un contrôle des chiffres obtenus. Si l'on a de bons observateurs à la bêche et si la consommation d'eau est modérée, on peut n'employer qu'une seule bêche ; mais il est préférable d'en avoir deux dans tous les cas, et même trois si la consommation d'eau est très abondante, comme pour les essais des très grands générateurs ou des batteries de chaudières. Plus l'alimentation d'eau est uniforme, plus le feu est constant, et moins il y a de chances d'erreur d'appréciation.

Les deux tableaux qui suivent ont été préparés par l'auteur pour les besoins de ses études industrielles ou de laboratoire.

Il est toujours bon d'avoir de ces tableaux et quelquefois même de plus compliqués que ceux-ci<sup>1</sup>. Pour les besoins ordinaires un tableau moins complet peut suffire ; mais pour des recherches scientifiques et, dans certains particuliers, un tableau plus détaillé peut être nécessaire.

Les méthodes graphiques de représentation des résultats, des conditions et de la marche de l'essai indiquées ailleurs, sont aussi quelquefois très utiles.

---

<sup>1</sup> Voir *Stevens Indicator*, nov. 1889.

T A B L E

Essai fait à \_\_\_\_\_

sur \_\_\_\_\_

$$\frac{U - 10h}{H - h} =$$

$$\frac{U + t - T}{0,48} =$$
 degré de surchauffe.

HEURES	PRESSIONS		TEMPÉRATURES			POIDS			REMARQUES
	Baromètre.	Manomètre.	Titre.	Air extérieur.	Chaudière.	Combustible.	Eau d'alimentation.	Vapeur	

N <sup>o</sup> HEURES	CALORIMÈTRE		UNITÉS de chaleur par kilogramme		Chaleur cédée au calorimètre		Chaleur de la vapeur		Chaleur de l'eau		Vapeur passée dans les calorifères	S	Primage pour cent.	SURCHAUFFÉ		REMARQUES
	Eau condensée W	Vapeur sèche w	Eau t'	Vapeur t	W x R = U	H = T - t'	de la vapeur H = T - t'	de l'eau h = t - t'	Degrés.	Unités de chaleur.						

ESSAIS DE PRIMAGES





TABLE II (Suite).

TOTAL DE L'EAU FOURNIE A LA CHAUDIÈRE		PRIMAGE MOYEN	PRIMAGE TOTAL	EAU TRANSFORMÉE EN VAPEUR SÈCHE			REMARQUES
De la température réelle de l'eau d'alimentation et à la pression de la vapeur	Equivalent en eau prise à 100° C. et vaporisée à la même température de la vapeur	pour cent	poids	De la température réelle de l'eau d'alimentation et à la pression de la vapeur	Equivalent en eau prise à 100° C. et vaporisée à la même température	Equivalent en eau prise à 100° C. et vaporisée à la pression réelle de la vapeur	
poids	poids			poids	poids	poids	
VAPORISATION EN EAU PRISE à 100° C. transformée en vapeur à la même température		RENDEMENT		FORCE EN CHEVAUX			REMARQUES
par kilogramme de charbon	par kilogramme de combustible proprement dit	d'après l'expérience	Estimé	taxe	réelle		
poids	poids	pour cent	pour cent	valeurs de A et B dans $R = A \sqrt{H + B}$			
Degés				$R = \frac{\text{Expérience}}{\text{Estimation}}$			

Le tableau suivant d'une forme plus simple est généralement suffisant pour les besoins ordinaires <sup>1</sup>.

	HEURES											TOTAL	MOYENNE			
	6	7	8	9	10	11	12	1	2	3	4			5		
Pression. . . . .																
Charbon allumé . . . . .																
Cendres, etc . . . . .																
Combustible . . . . .																
Température . . . . .																
Température de l'alimentation . . . . .																
Tours par minute . . . . .																
Valve ouverte . . . . .																
Détente . . . . .																
Vide . . . . .																
Température du réservoir à eau chaude.																
Injection tempér. . . . .																
» kgr. . . . .																
Puissance indiquée . . . . .																

Durée totale . . . . .  
 Qualité de houille . . . . .  
 Prix de la houille par . . . . .  
 Huile. — Volume . . . . .  
 Qualité de l'huile . . . . .  
 Prix de l'huile . . . . .  
 Pertes . . . . .

Vapeur sèche ou humide . . . . .  
 Poids d'eau par unité de poids de houille . . . . .  
 » de matière combustible . . . . .  
 » vaporisée à 100° par unité de poids de houille . . . . .  
 » vaporisée à 100° par unité de poids de matière combustible . . . . .  
 Remarques . . . . .

35. — La puissance calorifique d'un combustible se détermine en calculant sa chaleur totale de combustion. Cette puissance est la somme des quantités de chaleur engendrées par la combustion du carbone non oxydé et de l'hydrogène contenus dans le combustible moins la chaleur nécessaire à l'évaporation et la volatilisation des constituants qui deviennent gazeux à la température résultant de la combustion des premiers éléments ci-dessus indiqués. Elle se mesure en « unités de chaleur ».

<sup>1</sup> Voir le *Practical World*, déc. 1888, p. 1.

Une *unité de chaleur* est la quantité de chaleur nécessaire pour élever d'un degré la température de l'unité de poids d'eau prise à son maximum de densité. L'unité thermique anglaise est la quantité de chaleur nécessaire pour élever une livre d'eau de 39°,4 à 40°, 4 Fahrenheit. L'unité métrique ou calorie est la quantité de chaleur nécessaire pour élever un kilogramme d'eau de 3°,94 à 4°,94 C.

Un calorie équivaut à 3,96832 unités thermiques anglaises, et une unité thermique anglaise vaut 0, 251996 calorie.

Quand on connaît la composition chimique d'un combustible, on peut calculer approximativement la quantité de chaleur développée par la combustion d'une livre ou d'un kilogramme de matière sèche par la formule suivante :

$$\left. \begin{aligned} h &= 14\,500\ C + 62\,000 \left( H - \frac{O}{8} \right), \\ h' &= 8\,080\ C + 34\,460 \left( H - \frac{O}{8} \right), \end{aligned} \right\}$$

où *h* est le nombre d'unités thermiques anglaises, représentant la chaleur totale de combustion d'une livre de combustible, et *h'* est le nombre d'unités métriques ou calories correspondant à un kilogramme de combustible ; C représente la proportion de carbone ; H celle de l'hydrogène et O celle de l'oxygène.

Si un anthracite a la composition suivante :

	P. 100.
Carbone . . . . .	81,34
Hydrogène non combiné . . . . .	3,45
Hydrogène en combinaison. . . . .	0,74
Oxygène et azote . . . . .	5,89
Soufre . . . . .	0,64
Eau. . . . .	2,00
Cendre . . . . .	5,94
Total. . . . .	100,00

Une livre ou un kilogramme de ce combustible peut vaporiser théoriquement 14,4 livres ou kilogrammes d'eau prise à 100° C., ou 212° Fahrenheit.

MM. Scheurer, Kestner et Meusnier ont adopté la formule proposée par Dulong, mais sans tenir compte de l'oxygène ce qui

réduit l'erreur moyenne de la formule de 12 p. 100 ou plus à 8 ou 10. M. Cornut propose de séparer le carbone fixe du carbone volatil, et donne à ce dernier une efficacité triple de celle du premier. On arrive ainsi à une approximation plus grande que par les autres méthodes.

M. G.-H. Babcock donne la table suivante comme représentant la moyenne de la pratique :

NATURE du COMBUSTIBLE	AIR nécessaire	TEMPÉRATURE DE COMBUSTION Degrés C.				VALEUR théorique		MAXIMUM DE VALEUR PRATIQUE Sous la chaudière	
	En kgr. par kgr. de combustible	Avec l'air théoriquement nécessaire	Avec 1 fois 1/2 l'air théoriquement nécessaire	Avec 2 fois la quantité d'air théoriquement nécessaire	Avec 3 fois la quantité d'air théoriquement nécessaire	En kgr. d'eau élevée de 1° C. par kgr. de combustible	En kgr. d'eau à 100° C. vaporisée à la même tempér. par kgr. de combustible	Avec le tirage d'une cheminée	Avec soufflerie air théoriquement nécessaire à 150°, par à 160°
Hydrogène . . . . .	36,00	3 170	2 120	1 570	1 060	34 117	64,20	"	"
Pétrole . . . . .	15,43	2 780	1 930	1 480	1 010	14 550	21,74	18,55	19,90
Charbon. —									
Charbon de bois . . . . .									
Coke . . . . .	12,13	2 520	1 760	1 220	890	7 975	15,00	13,30	14,14
Anthracite . . . . .									
Houille. —									
Cumberland . . . . .	12,06	2 700	1 840	1 390	940	8 453	15,90	14,28	15,06
Bitumineux . . . . .	14,73	2 830	1 930	1 470	980	8 710	16,00	14,45	15,19
Cannel . . . . .	14,80	2 670	1 830	1 390	930	8 294	15,60	14,01	14,76
Lignite . . . . .	9,30	2 530	1 760	1 360	910	6 460	12,15	10,78	11,46
Tourbe. —									
Séchée au four . . . . .	7,68	2 460	1 720	1 320	900	5 313	10,00	8,92	9,42
Séchée à l'air, 25 p. 100 d'eau . . . . .	5,76	2 200	1 550	1 220	840	3 850	7,25	6,41	6,78
Bois. —									
Séchée au four . . . . .	6,00	2 250	1 590	1 230	830	3 985	7,50	6,64	7,02
Séchée à l'air, 20 p. 100 d'eau . . . . .	4,80	2 030	1 460	1 150	810	3 080	5,80	4,08	4,39

La table ci-dessus indique la quantité d'air nécessaire pour obtenir une combustion complète, la température que l'on peut atteindre avec différentes proportions d'air, la valeur théorique, et le maximum d'utilisation pratique sous une chaudière, en supposant que les gaz sont évacués à 160° C., la température de la vapeur à la pression de 5 kilogrammes et l'air introduit à 150° C., on a supposé aussi le cas du tirage par une cheminée ou de l'air soufflé, avec la quantité d'air théoriquement nécessaire pour la combustion dans le dernier cas, et le double de cette quantité dans le premier.

Si nous prenons pour valeur du noyer d'Amérique le prix de 5 dollars la corde, celle des bois sera comme suit :

Noyer d'Amérique. . . . .	5,00
Chêne . . . . .	4,01
Frêne. . . . .	3,85
Pommier . . . . .	3,50
Chêne rouge . . . . .	4,45
Hêtre. . . . .	3,25
Noyer. . . . .	3,25
Bouleau blanc. . . . .	3,15
Erable dur . . . . .	3,00
Ormeau. . . . .	2,90
Cèdre rouge. . . . .	2,08
Merisier. . . . .	2,75
Erable tendre . . . . .	2,70
Pin. . . . .	2,70
Châtaignier . . . . .	2,60
Butternut. . . . .	2,55
Bouleau noir . . . . .	2,40
Pin blanc. . . . .	2,10

M. D.-K. Clark donne pour la chaleur de combustion d'un bon coke brûlé dans une locomotive :

Formation de vapeur . . . . .	78	p. 100
Perte dans la cheminée . . . . .	16,5	—
Cendre et déchet . . . . .	5,5	—
	<u>100</u>	p. 100.

Il en tire cette conclusion que la combustion du coke dans les foyers de locomotives peut être pratiquement parfaite, atteint même souvent la perfection, et qu'on ne pourra augmenter la production de vapeur qu'en utilisant la chaleur actuellement perdue par la cheminée. Le maximum ordinaire de vaporisation est de huit fois le poids de coke employé, chiffre relativement faible à cause de la proportion restreinte de la surface de chauffe. En général, on peut dire que l'économie augmentera d'autant plus que la composition du combustible se rapprochera davantage de celle du coke. La houille donne en moyenne les deux tiers de l'effet du coke, telle qu'on la brûle ordinairement. Quand on connaît sa composition, on peut atteindre à peu près sa valeur théorique, en supposant que le carbone soit le seul élément utile.

L'économie dans la consommation des combustibles, quand on

les emploie simplement pour produire une haute température, a une si grande importance que l'ingénieur ne doit négliger aucune précaution pour assurer leur utilisation parfaite, sauf dans les localités favorisées par la proximité des mines, des tourbières ou des forêts, parce que, dans ce cas, leur gaspillage a moins d'importance.

Si l'on veut obtenir la plus grande économie, il faut adopter une forme de grille qui, tout en permettant une arrivée d'air suffisante pour assurer la combustion complète, présente des vides assez étroits pour éviter la perte des menus morceaux qui sans cela passeraient au travers.

Les pertes seront d'autant moindres et l'obstruction du tirage sera d'autant mieux évitée, que les barreaux de grille seront plus rapprochés et les entrées d'air seront plus étroites. Avec un feu vif, cependant, les difficultés que crée la déformation des barreaux sont si grandes, que pour réduire leur épaisseur au-dessous de 20 millimètres au sommet, il faut recourir à des dispositions particulières d'accrochage et d'entretoises; les dispositions de ce genre sont maintenant très répandues. Quand on brûle un combustible humide, avec un feu couvert, il faut employer des barreaux en terre réfractaire.

Généralement, il faut laisser pénétrer une certaine quantité d'air au-dessus de la grille pour brûler les gaz combustibles qui n'ont pas reçu par-dessous la quantité d'oxygène nécessaire. Le carbone probablement dans ce cas se combine à l'oxygène qui a traversé la grille, tandis que les éléments gazeux sont consumés par l'oxygène arrivant par-dessus la grille.

Chas. Wye Williams, qui a fait sur la combustion les expériences les plus étendues et les plus rigoureuses, recommande, en général, quand on emploie des houilles bitumineuses, de ménager une arrivée d'air au-dessus de la grille, soit une surface d'un pouce carré pour 900 livres de combustible consommé par heure, ou d'un centimètre carré pour 63 kilogrammes de combustible. Cette surface doit être augmentée, proportionnellement, avec l'épaisseur du lit de combustible et la proportion d'hydrocarbures.

Le refroidissement des gaz avant leur combustion complète doit être soigneusement évité, et les surfaces relativement froides

comme celle d'une chaudière ne doivent pas se trouver trop près du foyer. Une grande chambre de combustion doit être ménagée quand cela est possible, et la combustion sera plus complète dans un foyer de grande dimension garni de briques réfractaires et avec voûtes de même matière que dans un foyer de petite dimension où le feu est entouré de surfaces refroidissantes comme dans une « chaudière à boîte à feu ».

En résumé, la plus grande quantité possible de chaleur étant développée par la combustion, il faut s'efforcer d'utiliser complètement cette chaleur.

Dans une chaudière, on réalise cette condition en adoptant une étendue de surface de chauffe, et par une répartition des courants adjacents d'eau et de gaz chauds telle que leur différence de température soit aussi grande que possible. Les gaz doivent pénétrer dans les conduites au point de la chaudière où la température est plus élevée et les quitter au point où la température est plus basse. L'eau d'alimentation doit entrer aussi près que possible du point où les gaz s'en vont à la cheminée, et circuler graduellement jusqu'à vaporisation complète dans le voisinage aussi rapproché que possible du point où pénètrent les gaz chauds.

Quand on est obligé d'employer une petite chambre de combustion, comme dans les locomotives, plusieurs procédés peuvent être employés pour produire un mélange complet des gaz avant leur pénétration dans les tubes. Le dispositif le plus répandu et le plus efficace est un autel, quelquefois dépendant du ciel de foyer, mais s'élevant le plus souvent au-dessus de la grille et qui, produisant des tourbillons au passage du courant détermine un brassage des gaz combustibles avec l'air. Aucun de ces dispositifs ne paraît avoir donné des résultats assez avantageux pour le faire adopter d'une manière générale.

Pour les foyers de chaudière, on conseille d'abaisser jusqu'au voisinage de 600° Fahrenheit (315° centigrades) la température des produits gazeux de la combustion avant leur pénétration dans la cheminée.

La conduite des feux est une étude des plus importantes et trop souvent négligée par les chauffeurs. L'économie d'une chaudière dépend beaucoup de l'habileté avec laquelle on sait tirer parti du

combustible et du foyer. En général, les feux doivent être d'épaisseur uniforme, débarrassés des cendres et du mâchefer, propres sur les côtés et dans les coins comme partout ailleurs. L'épaisseur du combustible est déterminée par sa nature, sa grosseur et l'intensité du tirage. Les houilles sèches peuvent être consommées sur une plus grande profondeur que les houilles grasses et le charbon en gros morceaux peut être chargé plus épais que le menu. Si le tirage est énergique, il faut un lit épais de combustible, et inversement un lit mince si le tirage est modéré. Avec une cheminée peu élevée et un tirage naturel, on peut brûler de l'anhracite ou de la houille bitumineuse, mais en couche épaisse d'une largeur de main. On peut employer une épaisseur quintuple et au delà avec des houilles maigres en gros morceaux, *steamboat*, et un tirage forcé. Le secret du succès dans la conduite des feux est de trouver l'épaisseur de combustible qui convient le mieux aux conditions données; de maintenir cette épaisseur en tenant compte des cendres qui peuvent s'accumuler; de garnir la grille à des intervalles assez fréquents pour éviter que la combustion se localise dans des trous ou produise des épaisseurs irrégulières en différents points; de lancer le combustible assez vite et bien en direction afin d'éviter les causes de pertes par rentrée d'air froid, et pour que chaque pelletée atteigne bien exactement le point visé, le point où doit tomber la pelletée suivante étant observé au même moment. Le meilleur moyen à employer pour faire tomber les cendres est de piquer la grille par-dessous, plutôt que de remuer le feu par la porte entr'ouverte. On fait maintenant des grilles à secousses qui sont d'un emploi très commode. Pour bien réussir, il faut tenir un feu clair par-dessous et le cendrier bien dégagé. Cependant, avec un tirage faible et un lit mince, il est quelquefois bon, si l'on veut obtenir ainsi une quantité de vapeur suffisante, de remuer le feu moins souvent et de produire ainsi une légère accumulation de cendres pour marcher avec le maximum d'économie.

La grille doit être chargée adroitement et rapidement, afin d'éviter les variations de pression et de production de la vapeur. Quand il y a plusieurs foyers, on évite facilement cette difficulté en adoptant un roulement successif pour le nettoyage et le garnissage des



grilles. Un chauffeur habile peut maintenir la pression et la production de vapeur parfaitement constantes, même en surveillant deux feux.

Il ne faut pas laisser les cendriers se remplir de cendres, ce qui nuirait au tirage, réduirait la production de vapeur et le rendement, et pourrait même brûler la grille. Sur les bateaux à vapeur, on a pour habitude de nettoyer les cendriers et de se débarrasser des cendres en les jetant à la mer de quatre heures en quatre heures. S'il se trouve une quantité notable de combustible non consommé dans les cendres, il est bon, autant que possible, de le trier et de le repasser dans le foyer ou de l'utiliser ailleurs.

Le nettoyage du feu consiste à diviser la masse de combustible sur la grille, secouer toutes les cendres, racler promptement les agglomérations semi-fluides de cendre et de combustible appelées mâchefer, puis garnir aussi rapidement qu'on peut d'une couche de combustible frais le feu préalablement nivelé. Cette opération se fait par périodes de quatre heures à la mer et deux fois par jour à terre, mais ces intervalles peuvent varier suivant le combustible employé, l'essentiel est que l'opération se fasse avec la plus grande célérité possible et bien complètement, afin d'éviter les chutes de pression.

M. Ch.-W. Williams prescrit les règles suivantes pour l'emploi des houilles bitumineuses avec admission d'air par-dessus.

Charger depuis l'autel, en ajoutant graduellement le combustible jusqu'à la plaque fixe, la grille étant couverte bien également et de niveau. Ne jamais laisser l'épaisseur s'abaisser au-dessous de 10 à 12 centimètres d'un feu clair et incandescent, uniformément distribué et garni avec un soin tout spécial dans les coins et sur les côtés. S'il se forme des trous, il faut les remplir et rétablir une surface de niveau. Tous les blocs doivent être réduits en morceaux n'excédant pas la grosseur du poing. Il faut nettoyer le cendrier assez fréquemment pour éviter de surchauffer les barreaux de grille.

Un cendrier brillamment et uniformément éclairé par le feu qui se consume au-dessus, indique un bon état des choses. Si le cendrier est obscur ou irrégulièrement éclairé, c'est que le feu brûle mal et a besoin d'un nettoyage. Le meilleur outil pour cela est le

ringard ou tout autre outil agissant par-dessous la grille, de préférence à ceux qui seraient introduits dans la masse ou agiraient par-dessus la grille.

Le traitement varie avec les combustibles. Les principes ci-dessus sont d'une application générale, mais conviennent peut-être plus particulièrement à la houille anthraciteuse. Les charbons gras sont ordinairement répartis de manière que leurs gaz puissent se former et se brûler avant que le combustible soit étalé sur la grille. Les combustibles liquides doivent être distribués de manière à brûler complètement, uniformément, et spécialement de manière à éviter les mélanges de gaz explosifs. La même recommandation s'applique aux combustibles gazeux. On emploie dans ce cas des dispositifs spéciaux de grilles et des soins particuliers dans la conduite du feu.

On ajoute souvent avec succès des combustibles liquides ou gazeux au combustible solide. Dans ce cas, il faut suivre les mêmes précautions que si les combustibles étaient séparés.

Les combustibles liquides sont presque toujours les pétroles naturels. On les consume quelquefois dans un foyer où ils tombent goutte à goutte sur une série de tablettes disposées verticalement à la partie antérieure du foyer, la flamme passant au fond avec le courant d'air comburant; souvent le liquide est projeté dans le foyer par un jet de vapeur qui doit être surchauffée et à haute pression. On admet que la vapeur produit un résultat particulièrement avantageux, sans doute à cause des réactions chimiques facilitant la formation des hydrocarbures. Les pétroles peuvent causer des accidents s'ils sont maniés sans précautions. Leur emploi exige une attention toute spéciale.

Les combustibles gazeux sont rarement appliqués aux chaudières à vapeur, sauf là où l'on dispose de gaz naturels ou bien, comme dans l'industrie métallurgique, quand les besoins de l'usine justifient la construction de générateurs spéciaux. Pour prévenir les explosions, il faut encore plus de soin qu'avec les combustibles liquides. Le maximum d'économie avec les combustibles gazeux s'obtient par une arrivée d'air bien proportionnée à la consommation de gaz, et surtout en évitant l'excès d'air. Le système des générateurs n'est généralement pas économique avec les chaudières.

L'énergie emmagasinée dans la vapeur et l'eau à une température et une pression déterminée peut être facilement évaluée par le calcul d'après les lois de la thermodynamique.

Le premier essai d'évaluation de l'énergie latente de l'eau contenue dans les chaudières, et plus ou moins susceptible d'utilisation par explosion, a été fait par M. Georges Biddla Airy<sup>1</sup> astronome royal de Grande-Bretagne en 1863, et par le professeur Rankine<sup>2</sup> a peu près en même temps.

Des expressions empiriques approchées ont été données par ce dernier pour le calcul de l'énergie et du volume extrême de l'unité du poids d'eau pendant l'expansion. Ce sont, en mesures françaises et anglaises :

$$U = \frac{772 (T - 212)^2}{T + 1134.4}; \quad U_m = \frac{4235.5 (T - 100)^2}{T + 648}$$

$$V = \frac{3676 (T - 212)}{T + 1134.4} \quad V_m = \frac{2.29 (T - 100)}{T + 648}$$

Ces formules donnent l'énergie en pieds-livres et en kilogrammètres. Elles peuvent être employées pour les températures qui dépassent les limites des tables et pour les compléter, mais l'ingénieur aura sans doute rarement l'occasion d'y recourir. La quantité de travail et d'énergie qui peut être mise en liberté par l'explosion ou utilisée par l'expansion d'un mélange d'eau et de vapeur a été déterminée presque simultanément par Clausius et Rankine. Ils ont montré qu'elle peut s'exprimer facilement en fonction des deux températures entre lesquelles se produit l'expansion.

Quand une masse de vapeur primitivement sèche mais saturée se dilate entre la température initiale absolue  $T_1$  et la température finale absolue  $T_2$ , si  $J$  est l'équivalent mécanique de l'unité de chaleur et  $H$  la mesure de la chaleur latente par unité de poids de la vapeur, la quantité totale d'énergie exercée contre le piston d'une machine sans condensation est au maximum, par unité de poids de la masse qui se dilate.

$$U = JT_2 \left( \frac{T_1}{T_2} - 1 - \text{hyp log } \frac{T_1}{T_2} \right) + \frac{T_1 - T_2}{T_1} H$$

<sup>1</sup> *Numerical Expression of the Destructive Energy in the Explosions of Steam boilers.*

<sup>2</sup> *On the Expansive Energy of Heated Water.*

Cette équation a été publiée par Rankine depuis une cinquantaine d'années<sup>1</sup>.

Quand un mélange de vapeur et d'eau se dilate de la même manière, si  $M$  représente le poids de la masse totale et  $m$  celui de la vapeur seule, le travail produit par cette dilatation aura pour valeur :

$$U = MJT_2 \left( \frac{T_1}{T_2} - 1 - \text{hyp log } \frac{T_1}{T_2} \right) + m \frac{T_1 - T_2}{T_2} H$$

Cette équation a été publiée par Clausius<sup>2</sup>.

Il est évident que la chaleur latente de la quantité  $m$ , qui est représentée par  $mH$ , devient nulle quand la masse est composée uniquement d'eau, et que le premier terme du second membre de l'équation mesure la quantité d'énergie de l'eau chauffée qui est mise en liberté ou convertie en énergie mécanique par l'explosion. L'énergie disponible de l'eau chauffée, quand l'explosion se produit, est donc aisément mesurable.

**36. — La chaleur spécifique de l'eau et de la vapeur** varie légèrement avec la température. Cette variation qui a été observée pour les solides se manifeste aussi avec les vapeurs, bien qu'à un degré beaucoup moindre, et c'est une particularité qui les distingue des gaz. Pour tous les besoins de l'art de l'ingénieur, la chaleur spécifique de la vapeur saturée ou non peut être considérée comme égale à la valeur indiquée par Regnault, 0,303, qui est la quantité de chaleur, en unités thermiques, nécessaire pour élever de un degré l'unité de poids de vapeur saturée et maintenue à l'état de saturation par la vaporisation d'une quantité d'eau additionnelle, ce qui exige la transformation de 537 calories.

La chaleur spécifique de la vapeur non saturée ou surchauffée est constante, et égale à 0,48051, d'après Regnault.

La chaleur spécifique de l'eau a été déterminée par Regnault<sup>3</sup> avec beaucoup de soin et d'exactitude. Les chiffres qu'il a obtenus

<sup>1</sup> *Steam-engine and prime Movers*, p. 387.

<sup>2</sup> *Théorie mécanique de la chaleur*.

<sup>3</sup> *Mém. de l'Académie des Sciences*, 1847.

peuvent être représentés très rigoureusement par la formule empirique de Rankine<sup>1</sup> :

$$C = 1 + 0,000000\ 309 (t - 39^{\circ},1)^2$$

Formule de Regnault :

$$C = 1 + 0,004 \frac{T}{100} + 0,009 \left( \frac{T^2}{100} \right)^2$$

dans laquelle  $t$  est la température en degrés de l'échelle Fahrenheit et  $T$  la température en degrés centigrades.

La chaleur totale absorbée de  $t_1$  à  $t_2$  est alors :

$$h = \int_{t_1}^{t_2} C dt = t_2 - t_1 + 0,000000\ 103 [(t_2 - 39^{\circ},1)^3 - (t_1 - 39^{\circ},1)^3]$$

et la chaleur spécifique moyenne pour cet écart de température est :

$$\frac{h}{t_2 - t_1} = 1 + 0,000000\ 103 [(t_2 - 39^{\circ},1)^2 + (t_2 - 39^{\circ},1)(t_1 - 39^{\circ},1) + (t_1 - 39^{\circ},1)^2]$$

Pour les degrés centigrades, ces expressions deviennent :

$$C = 1 + 0,000001 (t - 4^{\circ})^2$$

$$h = t_2 - t_1 + 0,000000\ 33 [(t_2 - 4^{\circ})^3 - (t_1 - 4^{\circ})^3]$$

$$\frac{h}{t_2 - t_1} = 1 + 0,000000\ 33 [(t_2 - 4^{\circ})^2 + (t_2 - 4^{\circ})(t_1 - 4^{\circ}) + (t_1 - 4^{\circ})^2]$$

La chaleur spécifique de la glace est égale à 0,504, d'après M. Person.

Les expériences de Regnault et de Wiedemann, faites sur des gaz simples et sur l'oxyde de carbone qui est formé sans condensation, ont prouvé que dans ce cas la chaleur spécifique est constante entre 0° et 200° C. Au contraire pour les gaz formés avec condensation, la chaleur spécifique varie avec la température; elle est donnée par les formules empiriques suivantes :

Pour CO <sup>2</sup>	C = 8,41 + 0,00 53 t	} Moyenne de Regnault et Wiedemann.
« NO	= 8,96 + 0,00 28 t	
« C <sub>2</sub> S <sub>4</sub>	= 10,62 + 0,007 t,	Regnault.
« NH <sub>3</sub>	= 8,51 + 0,00 265 t,	Wiedemann.
« C <sub>4</sub> H <sub>4</sub>	= 9,42 + 0,0115 t,	Wiedemann.

<sup>1</sup> Trans. Royal Soc. of Edinburg, 1851; La machine à vapeur, p. 246.

37. — Le calcul de la chaleur totale et de la chaleur latente se fait aisément au moyen des formules données par Regnault qui embrassent un grand écart de température, depuis zéro et un peu au-dessous jusqu'à 375° F. (190° C.). La formule suivante est celle de Regnault légèrement modifiée et corrigée par Rankine, pour les mesures anglaises et centésimales respectivement :

$$l = 1091,7 - 0,695 (t - 32^\circ) - 0,000000 103 (t - 39^\circ,4)^3;$$

$$l_m = 606,5 - 0,695 t - 0,000000 333 (t - 4^\circ)^3;$$

ou approximativement,

$$l = 1092 - 0,7 (t - 32^\circ);$$

$$= 968 - 0,7 (t - 212);$$

$$= 1147 - 0,7 t$$

$$l_m = 606 - 0,7 t$$

La *chaleur totale de vaporisation* est la somme de la chaleur sensible, elle est donnée par l'expression :

$$h = C (t_1 - t_2) + l_1$$

$$= 1091,7 + 0,305 (t - 32^\circ);$$

$$h_m = 606,5 + 0,305 t$$

dans laquelle la « chaleur totale » mesurée est celle de  $t_2$  à  $t_1$ , la température initiale de l'eau et celle de la vaporisation, ainsi que les formules données étant basées sur cette hypothèse que  $t_1$  est le point de fusion de la glace. Pour une autre température, on peut admettre que la valeur de  $h$  est donnée en mesures anglaises et métriques respectivement par les formules :

$$h = 1092 + 0,3 (t_1 - 32) - (t_2 - 32^\circ);$$

$$= 1146 + 0,3 (t_1 - 212) - (t_2 - 32^\circ)$$

$$h_m = 606,5 + 0,305 (t_1 - t_2)$$

Pour les gaz :

$$h = 1092 + 0,48 (t_2 - t_1)$$

Le professeur Unwin propose la formule suivante pour la chaleur latente de vaporisation

$$l_m = 799 - \frac{894}{(7,5030 - \log p)^{0,8}}$$

qui est extrêmement exacte. Il obtient aussi pour la dilatation pendant le changement d'état :

$$\Delta v = 10,821_m \frac{l_m}{p (7,5030 - \log p)}$$

$p$  étant donné en millimètres de mercure.

**38. — Les facteurs d'évaporation** mesurent le rapport de la quantité de chaleur nécessaire pour élever l'eau d'une température donnée  $t_1$  et la transformer en vapeur à une température plus élevée  $t_2$  à la quantité de chaleur nécessaire pour la vaporisation au point d'ébullition sous la pression atmosphérique, qui d'ailleurs est considérée maintenant comme une donnée fixe. La valeur de ce facteur est donnée d'une façon commode par la formule :

$$f = 1 + \frac{0.3 (t_1 - 100) + (100 - t_2)}{536}$$

On trouvera dans l'appendice une table donnant les valeurs de ces facteurs calculés d'après la formule ci-dessus.

On voit que la dépense qui résulte de l'emploi de l'eau d'alimentation à une température ou à une autre varie en raison inverse des facteurs d'évaporation. Par exemple, si l'eau d'alimentation peut être amenée au moyen d'un réchauffeur à 99° C., tandis qu'auparavant elle sortait des conduites à 10°, la dépense relative pour obtenir de la vapeur sera, à la pression de 7 kilogrammes dans le rapport de  $\frac{559}{648} = 0,86$  et donnera une économie de 14 p. 100. Comme on le verra plus loin ces tables sont très utiles pour ramener à l'unité de comparaison les données obtenues dans les essais de chaudières.

**39. — Les tables de Regnault** ont été reproduites sous bien des formes, ordinairement avec des additions. On trouvera à l'appendice les chiffres obtenus par Regnault, et ces valeurs sont universellement adoptées. Cette table donne les températures et les pressions correspondantes de la vapeur saturée dans des limites supérieures à celles que l'on atteint dans la pratique ; elle donne aussi la chaleur latente et sensible, la chaleur totale d'évaporación

tion et la densité de la vapeur. Il est beaucoup plus commode de recourir à ces tables que de calculer les chiffres dont on peut avoir besoin. En cas de nécessité, cependant, les formules ci-dessus permettront d'effectuer ce calcul. Elles permettront aussi d'obtenir pour des cas dépassant la limite des expériences de Regnault, les résultats correspondants, et sont très probablement exactes jusqu'à des températures bien supérieures à celles que l'on peut atteindre dans les essais de chaudières. La limite de Regnault était de 230° C. (446° F.). C'est la formule de Rankine qui a été appliquée au delà.

Les formules employées pour ces calculs se trouvent aussi dans l'appendice, groupées pour la commodité des renseignements. Cet appendice contient également les constantes numériques dont on a généralement besoin pour calculer les éléments nécessaires à la détermination du rendement des machines et chaudières.

Les ouvrages traitant de la machine à vapeur et de la thermodynamique contiennent des tables à l'usage des ingénieurs. Celui de Porter, sur l'indicateur, en contient qui sont revues avec soin. Récemment ces tables ont été publiées à part. Celles du professeur Peabody sont les dernières. Leur auteur a admis les derniers résultats de Rowland pour la détermination de l'équivalent mécanique de la chaleur, en prenant pour mesure de cette quantité 778 unités anglaises ou 426,9 unités métriques<sup>1</sup>.

---

<sup>1</sup> *Table des propriétés de la vapeur saturée, etc.*, par C.-H. Peabody. New-York, J. Wiley et Sons, 1888.



## CHAPITRE III

### RÉSULTATS DES MÉTHODES-TYPES. APPAREILS

Les résultats des essais conduits dans de bonnes conditions et avec toutes les précautions que nous avons indiquées peuvent être mis en évidence par l'exemple suivant.

Le premier cas est celui d'un essai fait d'après le programme exposé précédemment. On a mesuré l'eau d'alimentation en la faisant passer dans deux réservoirs en bois placés sur des balances. Le tuyautage était disposé de telle manière qu'une caisse pouvait être remplie et pesée pendant que l'autre se vidait dans la chaudière.

Chaque caisse était remplie une fois par demi-heure. Aussitôt qu'une caisse était remplie et que l'on commençait à en pomper le contenu dans la chaudière, on prenait la température de l'eau d'alimentation à l'aide d'un thermomètre sensible gradué au dixième de degré.

Toutes les mesures d'eau étaient, comme dans tous les cas où l'exactitude est nécessaire, prises en poids plutôt qu'en volume, et des systèmes de contrôle étaient installés et mis en usage chaque fois que cela était possible. Les appareils étaient tous vérifiés avec soin et vérifiés à nouveau en toute occasion.

Pour mesurer le combustible, on le pesait avant de le transporter au magasin à charbon. Une seconde pesée était faite au moment où le combustible était chargé dans le foyer. Autant que possible celui-ci était chargé de demi-heure en demi-heure, de manière à correspondre aussi exactement qu'on le pouvait à l'alimentation d'eau.

Après l'essai, on a fait une soigneuse analyse du combustible pour déterminer son pouvoir calorifique et son humidité. La vapeur fournie par la chaudière était condensée à l'aide d'un calorimètre à action continue formé de quatre bâches placées sur des balances.

La vapeur passait dans un condenseur à surface dont la surface de condensation mesurait 58<sup>m²</sup>,62. Aussitôt que l'eau de condensation était formée elle était reçue dans de petites caisses placées sur des balances.

Ces caisses étaient de dimensions semblables à celles des caisses à eau d'alimentation et disposées de manière à être vidées et remplies de demi-heure en demi-heure, l'une recevant l'eau de condensation de la chaudière pendant que l'autre se vidait.

Dans le condenseur arrivait un grand volume d'eau froide qui venait d'un deversoir à l'extérieur de l'usine, et après avoir traversé le condenseur en refroidissant la vapeur et absorbant sa chaleur, cette eau était recueillie dans deux grandes bâches placées sur des balances. Ces bâches étaient aussi disposées de façon que l'une pouvait être vidée pendant que l'autre se remplissait; elles étaient d'une capacité suffisante pour recueillir toute l'eau nécessaire au fonctionnement du condenseur pendant une demi-heure. Les températures de l'eau à l'entrée, à la sortie, de même que celle de l'eau condensée étaient soigneusement notées au moyen de thermomètres gradués au dixième de degré. Les lectures pour l'eau d'arrivée et pour la vapeur condensée étaient faites deux fois par heure, à intervalles égaux, au moment où l'on mesurait l'eau contenue dans les caisses. Bien que la température variât considérablement à la sortie du condenseur, elle était prise de cinq en cinq minutes pendant toute la durée de l'essai. On avait ainsi une moyenne très exacte de la quantité de chaleur cédée au condenseur. La quantité d'air fournie par les ventilateurs était mesurée au moyen d'anémomètres fonctionnant continuellement. Les indications des anémomètres étaient contrôlées par le nombre de tours des ventilateurs et le volume de leur débit par révolution.

La pression de la vapeur était notée au moyen d'un manomètre enregistreur qui était contrôlé par un second manomètre extrêmement délicat vérifié avant et après l'essai au moyen d'une

colonne de mercure. On a noté constamment pendant l'essai les indications des hygromètres, baromètres et thermomètres placés dans la chaufferie aussi bien que dehors.

On verra d'après ce qui précède que tout était mesuré et noté en double, de manière à fournir un contrôle constant et à exclure la possibilité d'aucune erreur.

On prenait dans un petit calorimètre des échantillons de la vapeur pour reconnaître si la chaudière fournissait bien de la vapeur sèche.

Le tableau suivant donne sommairement les résultats obtenus :  
Rendement indiqué par l'essai fait de 7 h. 50 à 7 h. 50.

Chaleur totale de la chaudière.	16 263 226	calories.	
Vapeur . . . . .	40 819 151	—	soit 66,6 p. 100
Chaleur perdue par le gaz d'échappement. . . . .	2 436 597	—	15 —
Rayonnement . . . . .	4 301 610	—	8 —
Chaleur employée à vaporiser l'eau contenue dans la houille.	35 626	—	0,2 —
Chaleur employée à vaporiser l'humidité de l'air envoyé dans le foyer . . . . .	87 186	—	0,4 —
Fuites. . . . .	889 975	—	4,0 —
— par la pompe. . . . .	32 250	—	0,2 —
Chaleur absorbée par les briques du foyer . . . . .	650 675	—	4 —
Reste. . . . .	275 421	—	1,6 —

Un essai fait sur une chaudière verticale et cité par sir Frédéric Bramwell a donné les résultats suivants<sup>1</sup> avec du coke employé comme combustible, les feux étant allumés avec du bois :

Cendres et humidité. . . . .	49	kg,86
Combustible. . . . .	88	28
<b>Total. . . . .</b>	<b>108</b>	<b>kg,14</b>
Air employé par kilogramme de combustible. . .	17	kg, $\frac{1}{8}$ ou 130 m.c.
Chaleur engendrée, net. . . . .	705 175	calories.
— par kilogr. de matière brûlée . . . . .	6 520	—
— disponible, net. . . . .	529 628	—
Eau vaporisée . . . . .	734	kg820 —
Rendement du foyer . . . . .	0,643	—

<sup>1</sup> *Conversion of Heat into Work.* Anderson.

<i>Débit :</i>	
Chaleur disponible . . . . .	529 628 calories.
<i>Crédit :</i>	
88,29 Chaleur utilisée pour la vaporisation. . .	467 687 calories.
7,03 Déplacement de l'atmosphère . . . . .	37 225 —
3,35 Perte par conductibilité et rayonnement . .	17 748 —
0,05 Chaleur dans les cendres . . . . .	285 —
1,26 Reste . . . . .	6 432 —
<u>100,00</u>	<u>529 628 calories.</u>

Dans des essais faits par l'auteur pour une commission de l'American Institute où il était président, essais faits sur différents types de chaudières <sup>1</sup>, on a employé un condenseur à surface pour condenser toute la vapeur formée, et on a obtenu alors pour la première fois des résultats donnant la mesure exacte du rendement, la qualité de la vapeur étant déterminée.

Pour calculer les résultats d'après les tables, la commission a d'abord déterminé la quantité de chaleur absorbée par l'eau de condensation en passant de la température d'entrée, à celle de sortie. A cette quantité on a ajouté la chaleur perdue par évaporation à la surface de la bêche, ce que l'on a fait en plaçant un godet d'eau dans la bêche en haut du condenseur, à une hauteur telle que le niveau de l'eau à l'intérieur et à l'extérieur du godet était exactement le même, et notant la différence de température de l'eau d'une part dans le godet, d'autre part au déversement, et la perte par évaporation dans le godet. L'évaporation à la surface de l'eau dans le godet et dans le condenseur, qui était exposé à l'air, a été considérée approximativement comme proportionnelle à la tension de la vapeur due aux températures. L'excès de chaleur dans l'eau de condensation sur celle de l'eau d'alimentation provenait évidemment du combustible; elle a été aussi ajoutée aux quantités ci-dessus mentionnées.

Les quantités totales en calories étaient :

A. . . . .	8 586 139 calories.
B. . . . .	12 156 942 —
C. . . . .	6 049 159 —
D. . . . .	9 761 779 —
E. . . . .	3 011 652 —

---

<sup>1</sup> Voir *Transactions*, 1871; Voir aussi, *Report on Mechanical Engineering at Vienna International Exhibition*, 1873, R. H. T.

Ces quantités, divisées par le poids de matière brûlée sous chaque chaudière pendant l'essai, donneront la mesure de leur rendement relatif. Si on divise ces mêmes quantités par la surface de chauffe de chaque chaudière, on aura leur puissance relative de vaporisation. Mais comme le but de la commission était d'établir autant que possible une mesure exacte pour servir de terme de comparaison dans les essais suivants, il était bon de corriger ces quantités en cherchant les causes d'erreur et appréciant leurs effets. On a reconnu que deux causes d'erreurs pouvaient affecter les résultats obtenus. La bêche étant en bois, une grande quantité d'eau y entrant, passait au fond sans augmentation de température au lieu de traverser la bêche en absorbant la chaleur comme le suppose le calcul ci-dessus. Les compteurs d'eau indiquaient une quantité un peu supérieure à celle qui y passait réellement et les chiffres ci-dessus se trouvent trop élevés. La commission a estimé la somme de ces deux erreurs à 4 p. 100 de la chaleur totale absorbée par l'eau de condensation. Les deux autres quantités ont été considérées comme exactes à très peu de chose près.

En faisant ces déductions, on obtient pour la chaleur totale, en calories, qui a été abandonnée au condenseur par chaque chaudière :

A. . . . .	8 253 462	calories.
B. . . . .	11 689 732	—
C. . . . .	5 812 806	—
D. . . . .	9 381 952	—
E. . . . .	2 894 416	—

On montre que les chiffres ainsi obtenus sont très exacts en calculant la chaleur abandonnée au condenseur par les chaudières Root et Allen (toutes les deux à réchauffeur de vapeur), en basant le calcul sur la température de la vapeur dans la chaudière, température donnée par le thermomètre, les résultats obtenus étant respectivement 8 246 368 et 11 713 797 calories.

En divisant ces totaux par le poids du combustible consommé sous chaque chaudière, on a la quantité de chaleur obtenue par kilogramme de matière brûlée ou la mesure du rendement relatif :

A. . . . .	5 707	calories.
B. . . . .	5 687	—
C. . . . .	5 063	—
D. . . . .	5 377	—
E. . . . .	6 086	—

Si nous déterminons, en kilogrammes, le poids d'eau vaporisée par mètre carré de surface de chauffe et par heure, nous aurons la mesure de la puissance de vaporisation.

A. . . . .	12	kg,93
B. . . . .	17	53
C. . . . .	13	81
D. . . . .	15	14
E. . . . .	9	37

La quantité de la chaleur par kilogramme de combustible, déterminée comme ci-dessus, étant divisée par la chaleur latente de la vapeur à 100° centigrades (§36) donne l'équivalent en eau vaporisée à la pression atmosphérique, l'alimentation étant faite à 100° centigrades.

A. . . . .	10	kg,64
B. . . . .	10	60
C. . . . .	10	49
D. . . . .	10	40
E. . . . .	10	34

D'une manière générale, cette méthode de comparaison est la plus utile pour faire connaître l'économie d'un appareil.

Les chiffres ci-dessus fournissent un moyen de comparer les chaudières entre elles, indépendamment que la qualité de la vapeur (sèche ou humide) qu'elles fournissent. Toutes choses égales d'ailleurs, la commission a admis que la meilleure chaudière est celle qui fournit la vapeur la plus sèche, pourvu que le réchauffage, s'il y en a, ne dépasse pas environ 55°.

Dans l'essai que nous relatons le réchauffage était :

A. . . . .	9°
B. . . . .	7°,35
C. . . . .	0
D. . . . .	0
E. . . . .	0

Comme les chaudières CDE ne comportaient pas de réchauffeur, il est intéressant et important de déterminer la quantité d'eau entraînée par chacune d'elles avec la vapeur. C'est ce que nous pouvons savoir aisément avec exactitude par la méthode que nous avons employée.

Chaque kilogramme de vapeur saturée transportait à l'eau de condensation la quantité de chaleur qui avait été nécessaire pour l'élever de la température de l'eau de condensation à la température due à la pression à laquelle elle a quitté la chaudière, plus la chaleur nécessaire pour la vaporiser à cette température. Chaque kilogramme d'eau abandonne seulement la quantité de chaleur exigée pour l'élever de la température de l'eau de condensation à celle de la vapeur avec laquelle elle est mélangée. Le total de la chaleur est fait de deux quantités, nous pouvons donc poser une équation algébrique très simple exprimant les conditions du problème, soit :

$$\begin{aligned} H &= \text{la chaleur transportée par kgr. de vapeur.} \\ h &= \text{— — — — — d'eau.} \\ U &= \text{— — — — — totale transportée au condenseur.} \\ W &= \text{poids total de vapeur et d'eau, ou d'alimentation.} \\ x &= \text{— — — — — de vapeur.} \end{aligned}$$

$$W - x = \text{poids total de l'eau primée.}$$

alors :

$$Hx + h(W - x) = U \text{ ou } x = \frac{U - W}{\frac{H}{h} - 1}$$

En remplaçant les lettres par les valeurs correspondantes, on détermine les poids absolus et le pourcentage d'eau et de vapeur fournie par les différentes chaudières, comme il suit :

	POIDS DE VAPEUR	POIDS D'EAU	PROPORTION D'EAU primée par rapport à l'eau vaporisée.
A . . . . .	12 665 kgr.	0 kgr.	0
B . . . . .	18 019 —	0 —	0
C . . . . .	8 981 —	293 —	3,26
D . . . . .	14 375 —	1 064 —	6,9
E . . . . .	4 474 —	134 —	3

Et la quantité d'eau, en kilogrammes, réellement vaporisée par kilogramme de combustible :

A . . . . .	8 <sup>kg</sup> ,76
B . . . . .	8 76
C . . . . .	8 70
D . . . . .	8 55
E . . . . .	9 41

D'après les résultats ci-dessus, la commission a classé les chaudières dans l'ordre suivant, par rapport à leur puissance, leur économie et le pourcentage de leur effet utile, comparés à la valeur économique d'une chaudière qui utiliserait toute la chaleur contenue dans le combustible :

	PUISSANCE de vaporisation.	ÉCONOMIE de combustible.	POURCENTAGE de l'effet économique.
A . . . . .	N° 4	N° 2	0,709
B . . . . .	N° 1	N° 3	0,707
C . . . . .	N° 3	N° 4	0,699
D . . . . .	N° 2	N° 5	0,693
E . . . . .	N° 5	N° 1	0,756

Les résultats que nous venons de faire connaître et d'autres données fournies par cet essai extrêmement intéressant ont été réunis dans une table dont les éléments pourront être utilement comparés aux résultats fournis par des essais ultérieurs et permettront de juger exactement le degré de confiance qu'il faut accorder à certains constructeurs qui s'efforcent d'attirer la clientèle en annonçant d'extravagantes économies de combustible.

M. Druitt Halpin a obtenu les résultats nets suivants par une série d'essais faits sur différentes chaudières de construction anglaise :

La chaudière de locomotive a donné de meilleurs résultats jointe à la machine et sur la voie qu'à l'état de chaudière fixe, ce qui était assez inattendu.



NUMÉROS	DÉSIGNATION de la CHAUDIÈRE	KGR. D'EAU vaporisée		CALORIES			RENDEMENT	Évaluation du mérite nombres de calories par m. carré et par heure X le rendement col. d et col. f
		Par mq de surface de chauffe et par heure	Par kg. de combus- tible en eau vaporisée à 100°	En combustible	Transmises par heure et par mètre carré de surface de chauffe	Par kg. De combustible		
1	Field . . . . .	22,31	8,83	. . . . .	25 369	4 738	. . . . .	. . . . .
2	Field . . . . .	11,13	10,83	. . . . .	13 150	5 811	. . . . .	. . . . .
3	Field . . . . .	12,44	10,93	. . . . .	14 820	5 865	. . . . .	. . . . .
4	Portative. } Gardif . . . . .	7,42	10,23	8 176	8 770	5 489	87	5 876
5	Portative. } . . . . .	11,04	10,49	8 176	13 040	5 629	68	8 867
6	Portative. } . . . . .	8,59	11,81	8 176	1 020	6 337	77	7 854
7	Portative. } . . . . .	17,38	9,93	. . . . .	20 530	5 328	. . . . .	6 980
8	Lancashire. . . . .	7,66	12,83	8 730	9 055	6 883	77	6 972
9	Lancashire. . . . .	13,81	9,89	7 684	16 320	5 307	68	11 098
10	Lancashire. . . . .	9,18	12,25	8 730	10 845	6 573	75	8 134
11	A envelopp. . . . .	21,94	7,07	8 224	27 435	4 166	50	13 717
12	Lancashire. . . . .	12,44	10,09	8 730	14 820	5 849	67	9 029
13	Compound. . . . .	6,98	11,51	7 941	8 245	6 180	78	6 431
14	Loco (Webb) . . . . .	48,00	10,28	7 780	56 690	5 516	70	39 683
15	Loco (Marie) . . . . .	22,35	10,65	8 110	26 640	5 714	70	18 648
16	Loco. . . . .	61,37	8,22	7 527	72 490	4 400	58	42 044
17	Loco. } Coke . . . . .	67,03	8,94	7 527	79 185	4 737	63	49 886
18	Loco. } . . . . .	33,00	10,01	7 527	38 988	5 371	71	27 681
19	Loco. } . . . . .	36,07	11,02	7 527	42 617	6 010	77	32 815
20	Torpilleur. . . . .	61,27	8,37	8 181	71 217	4 491	54	38 937
21	Torpilleur. . . . .	72,56	7,78	8 181	85 698	4 179	51	43 706
22	Torpilleur. . . . .	87,40	7,49	8 181	103 230	4 019	49	50 582
23	Torpilleur. . . . .	101,21	7,04	8 181	119 605	3 777	46	55 018
24	" . . . . .	"	"	"	"	"	"	"
		a	b	c	d	e	f	g

41. — La qualité de la vapeur engendrée par une chaudière ou fournie à une machine n'a pas moins d'importance que sa quantité. Lorsque la vapeur est destinée à chauffer simplement, ou lorsque la chaleur des résidus, inévitables ou non, provenant de l'échappement d'une machine sans condensation, peut être utilisée pour une application utile et rémunératrice, la qualité de la vapeur n'est pas à considérer; mais quand il faut réduire les pertes dans la machine au minimum ou obtenir de celle-ci le maximum de rendement, alors la qualité de la vapeur a une extrême importance. La vapeur sèche, dans une machine, est un agent de travail beaucoup plus efficace que la vapeur humide. Si c'est celle-ci que fournit la chaudière, la perte par condensation dans le cylindre est notablement augmentée et à un tel point que la perte directe la plus évidente, produite par le passage dans la machine d'une certaine quantité de chaleur sous forme non disponible, l'eau chaude servant de véhicule, devient comparativement faible. La détermi-

nation de la qualité de la vapeur est donc aussi importante que celle de sa vaporisation apparente.

La différence entre la vaporisation apparente et la vaporisation réelle est quelquefois très grande. Dans une bonne chaudière bien étudiée, le primage n'atteint ordinairement pas 5 p. 100, même sans réchauffeur, et on peut même espérer ne pas dépasser une limite de 2 p. 100. La vapeur peut être dans bien des cas obtenue sèche pratiquement. Mais si la chaudière a une circulation défectueuse, elle peut primer 10 ou 20 p. 100 ; et l'auteur a vu, dans certaines de ses expériences, cette proportion s'élever au point que le poids de l'eau entraînée par la vapeur dépassait le poids de la vapeur même. Si donc on n'a pas soin de mesurer l'intensité de cette action défectueuse, la vaporisation apparente étant seule examinée, la quantité d'eau que l'on considère comme vaporisée peut égaler et même dépasser la vaporisation théorique possible d'une chaudière absolument parfaite. Il est donc essentiel, après avoir déterminé la vaporisation apparente par un essai, de mesurer et déduire la quantité d'eau entraînée avec la vapeur pour avoir la vaporisation réelle ainsi réduite dans les conditions réglementaires. Dans des conditions ordinairement bonnes, les meilleurs résultats obtenus correspondent à une vaporisation réelle de dix ou onze fois le poids de combustible, soit un rendement de 0,75 à 0,80. Il est rare que dans les meilleures conditions de la pratique on atteigne une vaporisation réelle égale à douze fois le poids de combustible brûlé, soit un rendement de 80 p. 100. Si les résultats obtenus dépassent ces limites, il faut revoir l'expérience avec soin et supposer une erreur jusqu'à certitude absolue de l'exactitude du résultat.

Les essais qui ne comprennent pas une mesure calorimétrique de la quantité d'eau entraînée avec la vapeur sont relativement sans valeur et doivent être rejetés dans tous les cas de quelque importance. Souvent les économies extraordinaires que l'on prétend réaliser ne s'expliquent pas autrement. Les expériences de M. Hirn, de Mulhouse, donnent une moyenne d'environ 5 p. 100 ; Zeuner évalue approximativement entre 7 et demi et 15 p. 100 la proportion d'eau primée ; enfin, les expériences de l'auteur à l'American Institute en 1871 donnent de 3 à 6,9 p. 100.

Une méthode récemment imaginée pour mesurer la quantité

d'eau entraînée par la vapeur consiste à introduire dans la chaudière avec l'eau d'alimentation du sulfate de soude, à prélever de temps en temps par le robinet de purge un peu d'eau, et aussi de la vapeur condensée dans un serpentín. Une analyse chimique fait connaître la proportion de sulfate de soude contenu dans les deux échantillons. Leur rapport indique la proportion d'eau primée, car la vapeur n'entraîne pas de sulfate de soude ; c'est l'eau entraînée qui seule transporte ce sel. Cette méthode a été employée par le professeur Stahlschmidt à l'Exposition de Düsseldorf.

42. — Les calorimètres employés pour déterminer la quantité d'eau contenue dans la vapeur sont de forme et de construction très différentes. Ils ne sont pas tous d'une égale valeur. Cependant leur construction repose sur un même principe. Ils ont pour objet : de donner exactement le poids de vapeur reçue par eux de la chaudière, sa température et sa pression dans la chaudière ; le poids d'eau employée pour la condensation de cette vapeur et l'écart de température produit par cette opération ; enfin de réduire au minimum les pertes de chaleur dans le calorimètre, et de faire connaître la mesure de ces pertes quand elles sont sensibles ou pratiquement appréciables.

Le *calorimètre à baril*, tel qu'il est employé par l'auteur, constitue l'une des formes les plus simples de cet instrument. Il se compose d'un baril ou réservoir, en bois dur, absorbant peu d'eau, peu de chaleur, et pourvu d'un couvercle mobile. Ce réservoir est monté sur une balance à plateaux bien sensible et rempli d'eau à peu près jusqu'au quart de sa hauteur à partir de l'ouverture. La vapeur y est amenée par un tube en caoutchouc ou une manche de capacité suffisante pour fournir une quantité de vapeur égale à un huitième ou un dixième du poids de l'eau en trois ou cinq minutes. Un manomètre d'une exactitude reconnue donne la pression dans la chaudière. La température correspondante et la chaleur totale sont données par les tables.

Pendant l'opération la vapeur passe rapidement dans la masse d'eau que contient le baril jusqu'à ce que les balances indiquent l'absorption de la quantité voulue. On fait varier la position de l'extrémité du tube qui débouche à une profondeur telle qu'on ait

la certitude d'opérer un mélange parfait du liquide condenseur avec la vapeur condensée. Il faut encore que la température indiquée par le thermomètre soit bien la température réelle moyenne de la masse. Les poids et températures sont notés sur le tableau de l'essai, comme on verra plus loin ; la proportion d'eau entraînée avec la vapeur peut donc se calculer facilement. Les thermomètres ordinairement employés sont gradués au dixième ou au vingtième de degré, suivant qu'on se sert de l'échelle Fahrenheit ou centigrade. Les lectures doivent se faire avec la plus grande exactitude possible et en nombre suffisant pour donner une moyenne rigoureuse.

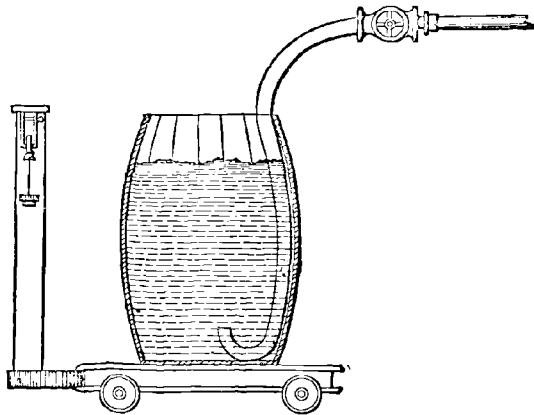


Fig. 1. — Calorimètre à baril

Avec de bons thermomètres, de bonnes balances et un manomètre bien vérifié on peut, en conduisant l'opération avec soin, obtenir de bons résultats en prenant la moyenne d'une série d'essais<sup>1</sup>.

Le *calorimètre de Hirn* est, en principe, le même que ci-dessus avec adjonction d'un appareil pour agiter l'eau dans le baril afin d'assurer un mélange parfait et d'obtenir par la lecture du thermomètre une moyenne exacte de la température de la masse après l'introduction de la vapeur. Ce dispositif n'est pas essentiel, si l'auteur en juge par sa propre expérience, à la condition de diriger

<sup>1</sup> Report on Boiler Trial. (*Trans. A. S. M. E.*, 1884, vol. VI.)

la vapeur de façon à produire une circulation rapide. Il n'y a pas de dispositif mécanique produisant un brassage plus efficace que la vapeur elle-même convenablement dirigée. Hirn a été probablement le premier (1868) à déterminer la qualité de la vapeur fournie par les chaudières<sup>1</sup>. On s'est servi d'un appareil semblable pour les essais faits à l'Exposition Internationale de Philadelphie, en 1876<sup>2</sup>.

43.— La théorie du calorimètre est la suivante<sup>3</sup> : chaque kilogramme de vapeur saturée transporte à l'eau réfrigérante la quantité de chaleur qui a été nécessaire pour l'élever de la température de l'eau de condensation à la température qui est due à la pression à laquelle elle a quitté la chaudière, plus la chaleur nécessaire pour la vaporiser à cette température. Chaque kilogramme d'eau abandonne seulement la quantité de chaleur nécessaire pour l'élever de la température de l'eau de condensation à celle de la vapeur avec laquelle elle est mélangée. La quantité totale de chaleur se compose donc de deux parties et une équation algébrique très simple nous traduira les conditions du problème.

H = la quantité de chaleur transportée par kilogramme de vapeur ;  
 h = quantité de chaleur transportée par kilogramme d'eau ;  
 U = quantité totale de chaleur transportée au condenseur ;  
 w = poids total d'eau et de vapeur ou d'eau d'alimentation ;  
 W = eau du condenseur ;  
 x = poids total de la vapeur ;  
 w - x = poids total de l'eau primée.

Or :

$$Hx + h(w - x) = U \text{ ou } x = \frac{\frac{U}{h} - w}{\frac{H}{h} - 1} = \frac{U - wh}{H - h}$$

En substituant les valeurs propres aux termes de cette équation

<sup>1</sup> *Bulletin de la Société Industrielle de Mulhouse*, 1868-69.

<sup>2</sup> *Reports of Judges*, vol. VI.

<sup>3</sup> Publié d'abord par l'auteur qui n'avait pas alors connaissance du travail de Hirn, dans *Trans. Amer. Inst. Report on Boiler Trial*, 1871. — Voir aussi, *Vienna Reports*, vol. III, p. 123.

nous déterminerons les poids absolus et le pourcentage de vapeur et d'eau fournie par la chaudière.

Soit :

Q = qualité de la vapeur, la vapeur sèche à saturation étant prise pour unité ;

H' = chaleur totale de la vapeur à la pression observée ;

T = chaleur totale de l'eau à la pression observée ;

h' = chaleur initiale de l'eau du condenseur ;

h<sub>1</sub> = chaleur finale de l'eau du condenseur ;

Nous avons d'après M. Kent :

$$Q = \frac{t}{H' - T} \left[ \left( \frac{W'}{w} (h' - h_1) \right) - (T - h_1) \right]$$

La valeur de la quantité U s'obtient en multipliant le poids de l'eau primitivement contenue dans le calorimètre par l'écart de température produit après l'introduction de la vapeur lancée de la chaudière. M. Emery emploie une autre formule que nous allons donner et dans laquelle Q est la qualité de la vapeur comme ci-dessus ; W le poids d'eau produisant la condensation ; w le poids ajouté par la chaudière ; T la température due à la pression dans la chaudière ; t la température initiale, et t<sub>1</sub> la température finale du calorimètre ; l la chaleur latente de vaporisation de la vapeur de la chaudière ; et x le poids de vapeur correspondant à l. On a :

$$x = \frac{W (t_1 - t) - w (T - t_1)}{e}$$

et :

$$Q = \frac{x}{w} = \frac{W (t_1 - t) - w (T - t_1)}{lw}$$

Les expressions suivantes indiquent la qualité de la vapeur d'après les données métriques fournies par le calorimètre en y introduisant les corrections de Bosscha pour la chaleur spécifique de l'eau aux différentes températures <sup>1</sup>.

w<sub>1</sub> = poids de l'eau produisant la condensation ;

p<sub>1</sub> = pression absolue de la vapeur ;

---

<sup>1</sup> Proc. Brit. Inst. C. E., 1888, n° 2306.

- $t_1$  = température initiale de l'eau produisant la condensation ;  
 $t_2$  = température finale de l'eau ;  
 $t_3$  = température de la vapeur dans la chaudière ;  
 $w_2$  = poids de l'eau froide ;  
 $w_3$  = poids de la vapeur condensée ;  
 $x$  = pourcentage de vapeur dans le mélange sortant de la chaudière, abstraction faite des corrections relatives à la chaleur spécifique de l'eau ;  
 $x$  = même quantité que  $x'$ , mais avec les corrections de Bosscha.

$$x' = \frac{(t_2 - t_1) w_2 - (t_3 - t_2) w_3}{(606,5 - 0,695 t_3) w_3} =$$

$$x = \frac{(t_2 - t_1) w_2 - (t_3 - t_2) w_3 - 0,00041 [(t_3^2 - t_1^2) w_2 - (t_3^2 - t_2^2) w_3]}{(606,5 - 0,695 t_3) w_3}$$

M. Nystrom a employé le calorimètre de Hirn en substituant la glace à l'eau froide pour la condensation<sup>1</sup>. Dans ce cas, en adoptant sa notation :

- $w$  = kilogrammes d'eau froide mise dans le baril ;  
 $h$  = unités de chaleur par kilogramme de  $w$  quand l'eau est froide et au-dessus de 0° cgr. ;  
 $I$  = kilogrammes de glace mise dans le baril ;  
 $W$  = kilogrammes d'eau chauffée dans le baril après l'achèvement de l'expérience, c'est-à-dire y compris le poids de la vapeur condensée ;  
 $h'$  = unités de chaleur par kilogramme de  $W$  au-dessus de 0° ;  
 $f$  = kilogrammes d'eau entraînée avec la vapeur dans le baril ;  
 $S$  = kilogrammes de vapeur saturée lancée dans le baril ;  
 $H$  = unités de chaleur par kilogramme de vapeur  $S$  ;  
 $H'$  = unités de chaleur par kilogramme d'eau  $f$  ;  
 $p$  = kilogrammes d'eau et de vapeur transportée de la chaudière dans le baril ;  
 $P$  = unités de chaleur passant avec la vapeur et l'eau dans le baril.

Le poids  $p$  doit être alors égal à la somme des poids de la vapeur  $S$  et de l'eau  $f$ , qui est évidemment la même que la différence des poids  $W$  et  $w$ . On a donc :

$$p = S + f = W - w$$

Le nombre total d'unités de chaleur transportée avec la vapeur  $S$  et l'eau  $f$  doit être alors :

$$P = HS + H'f = Wh' - wh.$$

<sup>1</sup> Aide-mémoire, Humidité de la vapeur, p. 572.

Nous avons, en résolvant par rapport à  $S$  :

$$\begin{aligned} S &= \frac{P - H'f}{H} = W - w - f \\ S &= p - f \\ H(p - f) &= P - H'f; \\ Hp - Hf &= P - H'f \\ f(H - H') &= Hp - P \end{aligned}$$

Par cette formule nous avons le poids d'eau entraînée avec la vapeur de la chaudière dans le baril :

$$f = \frac{Hp - P}{H - H'}$$

Mais  $P = Wh' - wh$ , ce qui, introduit dans la formule, donne : kilogrammes d'eau entraînée :

$$f = \frac{Hp + wh - Wh'}{H - H'} \quad (8)$$

Le pourcentage d'humidité contenue dans la vapeur sera donc :

$$P. 100 = \frac{100 f}{p}$$

La formule (8) peut être employée avec les données obtenues au calorimètre lorsque  $p = W - w$  et qu'on ne s'est pas servi de glace.

Pour fondre un kilogramme de glace, il faut, d'après les expériences très précises de Regnault, 79<sup>cal</sup>,23 de chaleur, mais pour les expériences calorifiques sur l'humidité de la vapeur il est plus exact d'adopter 79<sup>cal</sup>,22. Donc, la quantité de chaleur nécessaire pour transformer la glace en eau à 0° par l'action de la vapeur dans le baril sera 79,22 I, et la quantité de chaleur nécessaire pour élever la température de cette eau de 0° à celle de W quand l'expérience est terminée sera  $Ih'$ . Mais le poids de glace fondue est compris dans W ; la chaleur transportée avec la vapeur de la chaudière à la glace et à l'eau froide sera :

$$P = Wh' - wh + 79,22 I$$

Cette valeur mise à la place de P dans la formule plus haut



donnera le poids d'eau entraînée avec la vapeur de la chaudière dans la glace et dans l'eau froide :

$$f = \frac{Hp + wh - (Wh' + 79,22 I)}{H - H'}$$

Quand on n'emploie pas d'eau froide et que la vapeur humide est seulement lancée à travers la glace dans le baril, le poids d'eau entraînée sera :

$$f = \frac{Hp - (Wh' + 79,22 I)}{H - H'}$$

et le pourcentage d'humidité dans l'un et l'autre cas :

$$P. 100 = \frac{100 f}{p}$$

Pour la vapeur humide  $Hp > P$

Pour la vapeur saturée  $Hp = P$

Pour la vapeur surchauffée  $Hp < P$

Quand la vapeur est surchauffée, les formules donnent une valeur négative pour  $f$ .

Les données et résultats qui suivent serviront d'exemple pour l'emploi de cette méthode :

Poids du baril vide . . . . .	29 <sup>kg</sup> , 142
I = 36 <sup>kg</sup> , 51 de glace . . . . .	65 <sup>kg</sup> , 93
w = 130 <sup>kg</sup> , 294 d'eau à 21°6, h = 21,67 . . . . .	196 <sup>kg</sup> , 22
W = 183 <sup>kg</sup> , 25 d'eau à 57°7,7, h = 57,88 . . . . .	212 <sup>kg</sup> , 39
p = 16 <sup>kg</sup> , 43 de vapeur et d'eau entraînée.	

## FORMULE II

$$f = \frac{657,77 \times 16,43 + 130,29 \times 21,67 - (183,25 \times 57,88 + 79,22 \times 36,51)}{657,77 - 171,5}$$

$$= 0^{\text{kg}}, 270$$

$$\text{Humidité de la vapeur p. 100} = \frac{100 \times 0,27}{16,43} = 1,64 \text{ p. 100}$$

On peut attendre de l'emploi du calorimètre que les erreurs seront moindres que 1 p. 100. Les résultats d'une expérience soignée concorderont à moins de un demi p. 100 près. Les thermomètres doivent donner le dixième de degré; les manomètres doivent être exacts à 0<sup>kg</sup>,2 ou 0<sup>kg</sup>,5 près; enfin les poids doivent être

connus avec une approximation de 1 p. 100. Ces dernières quantités sont les plus difficiles à déterminer avec une exactitude satisfaisante. Généralement les résultats sont d'autant meilleurs que la température initiale du calorimètre est plus basse, et on a souvent conseillé de refroidir l'eau qui produit la condensation, par l'emploi de la glace, vers son point de fusion. La quantité de vapeur introduite doit être aussi grande que possible sans arriver à produire une température finale assez élevée pour donner lieu à une formation intempestive de vapeur dans le calorimètre.

Si  $Q$  excède l'unité, la vapeur est surchauffée dans la proportion de :

$$\frac{(Q - 1) l}{0,48} = 2,0833 l (Q - 1)^*$$

et si cette quantité est moindre que l'unité, le primage est en p. 100, 100 (1 - Q).

44. — Les essais calorimétriques doivent être faits avec plus de soin et plus fréquemment qu'aucune autre opération des essais de chaudières. Les exemples suivants sont empruntés aux expériences de l'auteur.

Les lettres se rapportent aux premières des formules ci-dessus :

Pression de la vapeur	Poids d'eau produisant la condensation W	Poids de vapeur humide ajoutée w	Température de l'eau froide T	Température résultante T'	Chaleur totale dans la vapeur sèche H	H-T'	$\frac{W}{w}$	T'-T	r	P. 100 d'humidité
7,031	131,54	4,53	10,4	28,5	658,3	629,8	29,0	18,1	486,3	0,08
7,031	131,54	12,47	10,4	59,3	658,3	599,0	10,5	48,9	486,3	0,13
7,031	148,55	4,53	13,2	29,9	658,3	628,4	32,75	16,7	486,3	0,13
7,031	148,55	0,80	13,2	37,9	658,3	620,4	31,83	24,7	486,3	0,13
7,931	150,59	4,53	37,3	52,0	658,3	606,3	33,2	14,7	486,3	0,09
7,031	150,59	6,92	37,3	59,5	658,3	598,8	21,1	22,2	486,3	0,10
7,031	142,88	5,80	13,4	39,3	658,3	619,0	21,0	25,9	486,3	0,11
7,031	142,88	11,34	13,4	54,4	658,3	602,3	12,06	41,0	486,3	0,13

\* Centennial Report, pp. 138-9.

La chaudière était du type tubulaire; elle n'était pas conduite de manière à donner de la vapeur suffisamment sèche et l'essai auquel sont empruntées les données ci-dessus avait pour objet, entre autres choses, de déterminer les variations produites dans la qualité de la vapeur.

On voit que le primage s'est élevé jusqu'à 10 et 12 p. 100 et que les chiffres ont été bien concordants pendant la durée des essais. La vapeur aurait entraîné moitié moins d'eau si la chaudière avait pu donner les résultats qu'on en attendait. Les *erreurs* de peu d'importance, en valeur absolue, peuvent affecter très sensiblement les résultats du calcul, comme on le verra par l'exemple suivant emprunté à M. Kent :

	VALEUR OBSERVÉE	VALEUR VRAIE	ERREUR
	Kg.	Kg.	Kg.
Poids de l'eau produisant la condensation corrigée pour équivalent de l'appareil <sup>1</sup> W. . . . .	90,945	90,718	0,227
Poids de vapeur condensée <i>w</i> . . . . .	4,490	4,535	0,045
Pression de la vapeur <i>P</i> . . . . .	5,480	5,620	0,140
Température initiale de l'eau produisant la condensation <i>t</i> . . . . .	6°95	7°2	0°2
Température finale <i>t'</i> . . . . .	38°	37°7	0°3

Supposons maintenant que les erreurs d'observation ou des instruments aient conduit à noter des chiffres légèrement différents des quantités vraies, comme il est indiqué dans la colonne 2 :

		Humidité p. 100.	Erreur p. 100.
Substituant dans la formule les « lectures vraies »,			
nous avons pour la valeur de	Q = 0 <sup>kg</sup> ,447	= 1,26	= 0
Toutes lectures vraies excepté	W = 90 <sup>kg</sup> ,945	Q = 0 <sup>kg</sup> ,449	= 0,94 = 0,32
— —	w = 4 <sup>kg</sup> , 49	Q = 0 <sup>kg</sup> ,454	= 0,00 = 1,26
— —	P = 5 <sup>k</sup> , 48	Q = 0 <sup>kg</sup> ,448	= 1,20 = 0,06
— —	t = 6°,95	Q = 0 <sup>kg</sup> ,4327	= 0,11 = 1,15
— —	t' = 38°	Q = 0 <sup>kg</sup> ,4533	= 0,06 = 1,20
— inexactes		Q = 0 <sup>kg</sup> ,465	= moins = 3,98

Le dernier cas équivaut à un surchauffage de 10°,4 centigrades. Des erreurs de 0,1 ou même de 0,25 p. 100 dans les poids et les

<sup>1</sup> Correction faite seulement pour les calorimètres à serpentin décrits plus loin.

températures ne se présenteront pas fréquemment quand on fera usage des instruments ordinaires. Les erreurs dues à un faux poids dans la mesure de la vapeur condensée peuvent être très sérieuses, et c'est seulement en faisant un grand nombre d'observations et en prenant la moyenne que les résultats peuvent être obtenus, ordinairement avec une valeur réelle.

45. — Le calorimètre à serpentín a été imaginé en vue d'obtenir des résultats plus exacts dans la pesée de l'eau de condensation qu'on ne peut avoir lorsqu'elle est pesée comme élément de la masse totale. Cet instrument est muni d'un serpentín passant dans le réservoir et servant de condenseur à surface pour la vapeur de la chaudière qui y est reçue et condensée, d'où elle est transportée dans un autre récipient où s'effectue automatiquement la pesée avec des balances construites pour donner très exactement ces petites quantités ; ou bien on enlève le serpentín et on le pèse avec l'eau qui s'y trouve contenue. Dans le premier cas, une certaine quantité de liquide adhère à la surface intérieure du serpentín et échappe à la pesée ; dans le second cas, le poids à déterminer se trouve augmenté du poids connu du serpentín et la sensibilité de la pesée diminue.

Ce qui suit est une description du calorimètre de Kent, qui est de ce genre et donne de bons résultats <sup>1</sup>.

Le condenseur à surface est formé d'un tube léger de cuivre de 20 millimètres de diamètre et d'environ 1<sup>m</sup>, 270 de long enroulé en deux serpentins, l'un intérieur à l'autre, le serpentín extérieur mesurant 350 et le serpentín intérieur 254 millimètres, sur une hauteur commune de 381 millimètres. Les extrémités inférieures des serpentins sont reliées par un T brasé à un serpentín plus court mesurant environ 127 millimètres de long et 50 millimètres de diamètre, lequel est placé à la suite du serpentín intérieur et fait fonction de récipient pour recueillir l'eau condensée. Le grand serpentín est relié à un tuyau de 20 millimètres qui passe le long du serpentín extérieur jusqu'au niveau supérieur et se termine

---

<sup>1</sup> *Trans. Am. Soc. M. E.*, 1884.

par une soupape à boulet et un tuyau coudé qui dépasse le serpentín. Les extrémités supérieures des deux enroulements de 20 millimètres sont brasées ensemble par un T qui les relie à un tube vertical de même diamètre pourvu d'une soupape sphérique. Immédiatement au-dessus est placé un robinet à trois voies surmonté d'un manchon en bronze rodé, parfaitement étanche à la vapeur. La partie supérieure du manchon est reliée à une manche à vapeur qui est feutrée jusqu'au manchon. Le robinet à trois voies est pourvu d'un bout de tuyau de quelques centimètres de long fixé en son milieu et dirigé hors du serpentín.

Une caisse à eau assez grande pour recevoir le serpentín est garnie d'un récipient cylindrique en fer galvanisé. L'espace compris entre le fer et le bois de la caisse est bourré de feutre. Le fer est ramené sur le bord de la caisse et cloué au bord extérieur de manière à maintenir le feutre toujours sec. La caisse est munie d'un petit agitateur dont l'arbre tourne à l'intérieur du serpentín lorsque celui-ci est placé dans la caisse. Cette caisse est suspendue sur tourillons par une anse au moyen de laquelle on peut la soulever pour la peser sur une romaine supportée par un trépied et un levier ascenseur. La romaine est graduée en 1/2 hectogrammes et on emploie pour peser le serpentín une romaine plus petite qui est graduée en 1/2 décagrammes.

Avant l'expérience, le serpentín parfaitement sec à l'intérieur et à l'extérieur est soigneusement pesé sur la petite romaine. On la place alors dans la caisse que l'on remplit d'eau froide jusqu'au niveau supérieur des soupapes sphériques et juste au-dessous du niveau du robinet à trois voies ; puis on met en place l'agitateur et sa manivelle. La caisse et son contenu sont soigneusement pesés sur la grande romaine ; on relie la manche à vapeur au serpentín à l'aide du manchon et on ouvre le robinet à trois voies, de manière à laisser écouler la vapeur à l'air libre jusqu'à ce que la manche soit complètement échauffée, mais sans faire pénétrer la vapeur dans le serpentín. On met l'eau en mouvement dans la caisse au moyen de l'agitateur et on note sa température. On tourne alors le robinet à trois voies de manière à interrompre l'échappement de la vapeur dans l'atmosphère et à diriger cette vapeur dans le serpentín. Le thermomètre est alors placé dans la

caisse et l'eau est agitée jusqu'à ce que le thermomètre atteigne une température inférieure de 3 à 5° au maximum que l'on se propose d'atteindre. A ce moment, on ferme rapidement la soupape sphérique donnant accès au serpentín et en tournant le robinet à trois voies on dirige toute la vapeur dans l'air. Pendant ce temps on agite l'eau et l'expérimentateur relève soigneusement les indications du thermomètre jusqu'au maximum de température qui est noté comme température finale de l'eau produisant la condensation. Le manchon d'accouplement est alors disjoint et on pèse ensemble la caisse et le serpentín sur la grande romaine ; on enlève ensuite le serpentín de la caisse et on le suspend pour le sécher entièrement à l'extérieur. Lorsqu'il est sec, on le pèse sur la petite balance. Si la température de l'eau dans la caisse s'est élevée vers 43 ou 50° centigrades, le serpentín sera sec et accusera un poids constant en quelques minutes. Quand le poids a été relevé, on ouvre les deux soupapes sphériques, on referme le joint d'accouplement, on chasse à l'aide de la vapeur l'eau condensée hors du serpentín et on laisse passer la vapeur à pleine pression dans le serpentín pendant quelques secondes. Quand celui-ci est refroidi, on le pèse à nouveau et il est prêt à servir pour un autre essai.

Si les deux romaines étaient parfaitement exactes et qu'il n'y ait pas de pertes par des fuites ou par évaporation, la différence entre le poids initial et final de la caisse et de son contenu serait exactement la même que la différence de poids initial et final du serpentín. Dans la pratique il en est rarement ainsi, attendu qu'une légère erreur peut être faite sur chaque pesée et que l'erreur est plus importante sur la grande romaine. Dans les calculs il faut faire intervenir les poids sur la grande romaine ne servant que de contrôle contre les grosses erreurs.

Feu M. J.-C. Hoadley a construit des appareils extrêmement précis du type « serpentín » et en a obtenu d'excellents résultats.

Il est évident que ce calorimètre peut servir d'une manière continue, si on le désire, au lieu de fonctionner par intermittences. Dans ce cas, il faut établir un courant continu d'eau réfrigérante dans la caisse et noter à des intervalles rapprochés la température d'entrée, de sortie, et de la vapeur condensée.

46. — Le calorimètre continu est un instrument dans lequel les opérations de transport de la vapeur à l'instrument et d'examen ne sont pas interrompues, comme c'est le cas pour les dispositifs d'appareils le plus communément employés. L'instrument étant en service continu, toutes les variations qui surviennent dans la qualité de la vapeur peuvent être observées et ces observations peuvent se multiplier autant qu'on le désire ; enfin l'appareil étant précis, les résultats moyens peuvent acquérir un degré d'exactitude quelconque.

Une des formes les plus récentes de cet instrument a été imaginée par M. John D. Van Buren, professeur à l'Académie navale, vers 1867. Cet instrument construit par M. T. Skeel et mis en service par les membres du jury<sup>1</sup> à l'Exposition de l'American Institute, 1874-75, dont l'auteur était président, peut être décrit comme il suit :

La vapeur était puisée près du réservoir de vapeur, au voisinage de la soupape de sûreté, à l'aide d'un tuyau feutré de 38 millimètres de diamètre dans une spirale rectangulaire ou serpentín de 24,4 mètres de long et de même diamètre. L'eau réfrigérante venant d'une conduite de la ville était conduite dans la caisse qui entourait le serpentín et introduite au fond par un orifice dont le débit était bien déterminé ainsi que les variations résultant des fluctuations plus ou moins grandes de la charge. On connaissait donc la quantité d'eau réfrigérante employée en observant la charge d'eau dans la caisse. L'eau de condensation venant du serpentín était recueillie dans un récipient convenable. La température de l'eau réfrigérante était indiquée à l'entrée et à la sortie par des thermomètres fixes ; celle de l'eau de condensation à sa sortie du serpentín était indiquée de même, tandis qu'un manomètre placé sur la chaudière fournissait les autres données nécessaires. Les calculs sont évidemment les mêmes que pour le précédent type de calorimètre.

Le calorimètre de Barrus<sup>2</sup> (fig. 2) est en principe un petit condenseur à surface. La vapeur pénètre par le tuyau *j*. La surface

<sup>1</sup> *Trans. Am. Inst.*, 1875 ; *Van Nostrand's Mag.*, 1875.

<sup>2</sup> *Trans. Am. Soc.*, M. E., 1884.

condensatrice *a* est la continuation et l'élargissement du tuyau d'amenée. C'est un tube en fer de 23,4 millimètres avec une longueur de 30,4 centimètres de surface exposée. Ce tuyau est soumis à la pleine pression de la vapeur. L'eau condensée s'amasse à la partie inférieure de l'appareil où son niveau est visible sur le tube *e*. La vidange se fait par le robinet de sortie *d*. L'eau refroidie

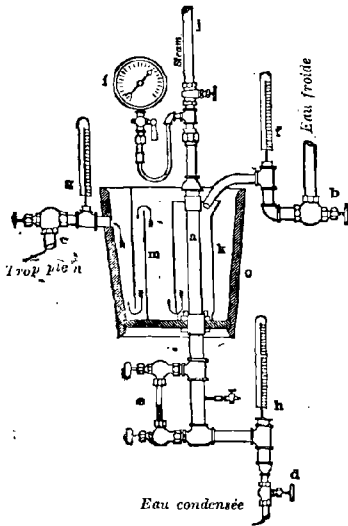


Fig. 2. — Calorimètre continu.

à une température de 4° centigrades ou au-dessous pénètre dans la caisse en bois *o* par le robinet *b* et circule autour du tube de condensation en gagnant le fond par le tube et sortant par le trop-plein *c*, après avoir traversé les chambres de mélange *m*. La quantité d'eau admise est réglée de manière à établir à la sortie une température de 23 ou 26° centigrades ou une température voisine de celle de l'atmosphère. Les thermomètres *f* et *g*, qui sont gradués au vingtième de degré, indiquent la température de l'eau à l'entrée et à la sortie; enfin le thermomètre *i* indique celle de l'eau condensée. L'eau qui s'écoule

par le trop-plein et la vapeur condensée sont recueillies dans un système de réservoirs indiquant leur poids. Le tuyau de vapeur jusqu'à la surface de l'eau et les tubes formant la partie inférieure de l'appareil sont recouverts de feutre.

Il n'y a pas d'étranglement de vapeur ni de correction à faire pour la chaleur spécifique de l'instrument. La seule correction à faire est celle qui se rapporte au rayonnement des tubes recouverts de feutre; elle peut être déterminée exactement par une expérience spéciale de rayonnement, expérience faite quand le récipient condenseur est vide.

Une autre forme d'instrument imaginée par le même ingénieur est disposée de telle manière qu'on peut sécher la vapeur venant de la chaudière, et la quantité de chaleur ainsi employée mesure



la quantité d'eau contenue dans la vapeur. Cette disposition d'appareil est très satisfaisante<sup>1</sup>.

Le tuyau d'amenée de la vapeur à essayer mesure ordinairement 12,7 millimètres de diamètre. Il est en fer et fileté pour se raccorder par un pas de vis à la conduite principale de la chaudière, de façon à la traverser. La partie engagée est percée de 40 à 50 petits trous et l'autre extrémité du tuyau est close. Si le tuyau est vissé sur le dessous, les trous commencent à 25,4 millimètres du fond. Le joint est aussi court que possible et garni de feutre. Quand on peut fixer un calorimètre du côté inférieur de la conduite principale, la distance du robinet supérieur ne doit pas dépasser 15 centimètres. La vapeur du surchauffeur est fournie aussi par un tube en fer de 12,7 millimètres de diamètre, que l'on peut fixer en un point quelconque de la conduite principale.

La vapeur à essayer entre par le tuyau garni d'une matière calorifuge. Un thermomètre donne sa température, elle passe par un petit orifice de 3,2 millimètres de diamètre. La vapeur à surchauffer entre dans l'appareil et est surchauffée à l'aide d'une lampe à gaz, passe sur un thermomètre, et sort par un orifice semblable au précédent. Les thermomètres sont plongés dans des récipients remplis d'huile entourés par le courant de vapeur à essayer ou servant à sécher la vapeur de la chaudière.

Pour se servir de ce calorimètre on fait entrer la vapeur à pleine pression dans l'appareil et on chauffe l'enveloppe jusqu'au moment où une élévation perceptible de température au-dessus de celle due à la pression indique que son humidité a été vaporisée. On est alors prêt à mettre en marche, on note la différence des températures et on la corrige en déduisant l'excès au-dessus de celle de la vapeur humide à la pression observée, puis le nombre de degrés de surchauffe est déterminé, la vitesse de l'écoulement étant la même par les deux orifices. La vaporisation de 1 p. 100 de l'humidité contenue dans la vapeur à 5,6 kilogrammes par centimètre carré réduit la température de la vapeur surchauffée d'environ 10° 4 centigrades et le pourcentage d'humidité s'obtient en

---

<sup>1</sup> *Trans. Am. Soc. Mech. Engrs*, vol. VII, p. 178.

divisant l'écart de surchauffe, comme ci-dessus, par le quotient de la chaleur latente à la pression observée par 47,5. Le tableau suivant comprend les données et résultats obtenus à l'aide de cet appareil dans différentes expériences :

Numéro des expériences	Date	Pression manométrique	Nombre de degrés de vapeur surchauffée à l'entrée	Nombre de degrés de vapeur surchauffée à la sortie	Nombre de degrés de vapeur humide surchauffée	Nombre de degrés perdus par la vapeur surchauffée, perle due au rayonnement du calorimètre	Nombre de degrés représentant le rayonnement du tuyau d'arrivée	QUANTITÉ d'eau dans la vapeur humide	
								Exprimée en degré de surchauffage	Pour cent
1	» 13	6,26	37,2	12,5	4,4	4,4	5,3	10,5	1,02
2	» 14	6,26	23,8	2,7	3,0	4,4	5,3	8,9	0,86
3	» 15	6,05	23,3	2,7	3,9	5,8	5,3	5,6	0,54
4	» 16	6,05	23,3	3,8	3,3	3,9	5,3	5,0	0,49
5	» 30	5,98	22,2	3,3	5,8	4,4	5,3	3,3	0,32
6	» 4	5,62	25,2	5,2	5,3	4,4	5,3	5,0	0,49
7	» 5	5,91	20,0	2,5	3,6	4,2	5,3	4,4	0,43

Une forme de calorimètre extrêmement simple et pratiquement applicable lorsque la vapeur est bien sèche a été imaginée par le professeur Peabody. Il est basé sur ce principe que la vapeur sèche est surchauffée par l'étranglement.

Un tube de 150 millimètres de diamètre et de 250 millimètres de long est pourvu d'un chapeau à chaque extrémité. Au bout supérieur est adapté un tuyau de 12,7 millimètres amenant la vapeur à essayer, un thermomètre et un manomètre. Un tube d'échappement pour la vapeur est fixé au chapeau inférieur. Près du calorimètre est un T formant une poche avec une purge à l'ouverture inférieure et un branchement latéral conduisant à une soupape dans le couvercle supérieur du condenseur. Le premier tube est soigneusement garni de feutre, le calorimètre est garni d'amiante et de feutre et recouvert de fer de Russie.

Deux autres calorimètres ne diffèrent du premier que par leur dimension. L'un est fait d'un tube de 50 millimètres de diamètre sur 200 millimètres de long, l'autre mesure 100 millimètres de

<sup>1</sup> Obtenir, en divisant la colonne précédente par 18,6, le nombre de degrés correspondant à 1 p. 100 d'humidité.

diamètre sur la même longueur. Les plus petits sont les plus sensibles.

Pour faire une expérience, on ouvre en partie la soupape d'admission de la vapeur et on règle un robinet sur le tuyau d'échappement de manière à donner la pression voulue dans le calorimètre. Quand le thermomètre et le manomètre sont devenus stationnaires on fait les lectures, et on note également la pression de la chaudière.

Si  $p$  est la pression de la chaudière,  $l$  la chaleur de vaporisation et  $h$  la chaleur du liquide correspondant,  $x$  la quantité de vapeur sèche contenue dans 1 kilogramme du mélange;  $1 - x$  représentera l'eau de primage. La chaleur absorbée par un kilogramme du mélange est

$$xl + h.$$

Soit  $p_2$  la pression dans le calorimètre,  $h_1$  la chaleur totale et  $t_1$  la température correspondante. Soit  $t_2$  la température de la vapeur surchauffée. La chaleur contenue dans un kilogramme de vapeur dans le calorimètre est

$$h_1 + c_p (t_2 - t_1)$$

$c_p$  étant la chaleur spécifique de la vapeur surchauffée à pression constante (0.4808).

Supposons qu'il n'y ait pas de chaleur perdue, on aura :

$$xl + h = h_1 + c_p (t_2 - t_1)$$

d'où

$$x = \frac{h_1 + c_p (t_2 - t_1) - h}{e}$$

et l'eau primée est  $1 - x$ .

Le tableau suivant indique les données fournies par quelques expériences :

PRESSIONS MANOMÉTRIQUES		TEMPÉRATURE dans le calorimètre	PRIMAGE
Chaudière	Calorimètre		
Kg.	Kg.	Kg.	
5,00	2,71	141,5	0,011
4,24	1,88	133,2	0,012
4,43	1,23	129,3	0,013
4,26	0,49	126,0	0,011
4,55	0,26	125,6	0,012

D'autres calorimètres ont donné substantiellement les mêmes résultats.

Ce type de calorimètre ne peut s'employer que quand le primage est modéré; dans le cas contraire, l'étranglement ne pourrait surchauffer suffisamment la vapeur. Pour trouver cette limite à une pression quelconque nous allons supposer que la vapeur est sèche et saturée à cette limite dans le calorimètre. La limite est plus élevée pour les hautes pressions, mais le calorimètre ne peut être appliqué que si le primage est modéré.

PRESSION		PRIMAGE
Absolue	Manométrique	
Kg.	Kg.	
21,09	20,06	0,077
17,58	16,54	0,070
14,06	13,03	0,061
12,30	11,27	0,058
10,55	9,51	0,052
8,79	7,75	0,046
7,03	6,00	0,040
5,27	4,24	0,032
3,51	2,48	0,023

La limite peut être reculée si on relie l'échappement à un condenseur. La limite à 7 kilogrammes absolus, avec 0<sup>ks</sup>,21 absolus au calorimètre devient ainsi 0,064 au lieu de 0,046.

Le thermomètre doit être absolument exact. Une grosse erreur de température produirait un effet négligeable sur le résultat. Ainsi à 7 kilogrammes de pression absolue avec la pression atmosphérique au calorimètre, 5°,5 de surchauffage indiquent 0,035 de primage et 8°,3 indiquent 0,032 de primage. Une erreur légère sur la lecture du manomètre n'a qu'une faible influence. Si on lit 7<sup>ks</sup>,06 absolus au lieu de 7<sup>ks</sup>,03 avec 5°,5 de surchauffe, le primage sera 0,033 au lieu de 0,032.

Dans le calorimètre de Barrus, comme on l'a vu, la vapeur à essayer est surchauffée par un courant de vapeur à haute température. La table suivante a été calculée en supposant que la vapeur

surchauffée a une température initiale de 260°, et une température finale de 5°,5 au-dessus de la température de la vapeur saturée à la pression donnée, tandis que la vapeur humide est supposée séchée et surchauffée de 2°,8. La limite dans ces conditions est plus large pour les pressions faibles et plus étroite pour les pressions élevées que celle du nouveau type.

PRESSION		PRIMAGE
Absolue	Manométrique	
3,51	2,48	0,170
5,27	4,24	0,093
7,03	6,00	0,086
8,79	7,75	0,078
10,55	9,51	0,071
12,30	11,27	0,065
14,06	13,03	0,059
15,82	14,79	0,054
17,58	16,54	0,049
19,34	18,30	0,044
21,09	20,06	0,040

L'un de ces instruments, convient de préférence à l'autre, suivant la pression de la vapeur.

Il existe beaucoup d'autres formes de calorimètre, mais les limites de cet ouvrage ne nous permettent pas de les décrire.

47. — **L'analyse des gaz** sortant du foyer et passant dans la cheminée constitue parfois un détail important des essais de chaudières. Cette recherche comprend une seule opération d'une grande simplicité qui peut être aisément effectuée par tout ingénieur. L'analyse n'est généralement pas faite au bureau de l'ingénieur; il est préférable, moyennant une faible dépense, de la confier à un chimiste éprouvé. C'est seulement par la connaissance des proportions des éléments du mélange des gaz d'échappement qu'on peut savoir : si la combustion est complète, si les produits de la combustion sont dilués dans un excès d'air, si le combustible employé produit son meilleur effet. Ces analyses permettent aussi à l'ingénieur de reconnaître la méthode qui convient le mieux pour brûler le combustible.

Pour prendre un échantillon des gaz, il y a quelques précautions à observer. La méthode de M. Hoadly est très satisfaisante<sup>1</sup>.

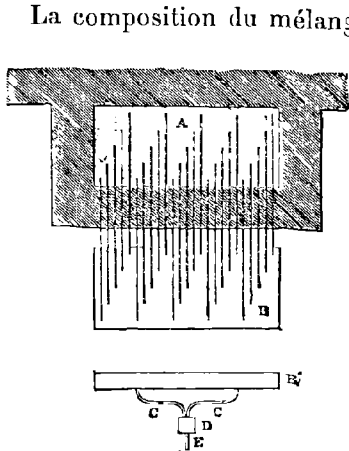


Fig. 3. — Prise d'essai des gaz.

La composition du mélange gazeux peut être très différente au même moment dans une conduite de cheminée. Pour obtenir un échantillon, il faut un orifice de prise de gaz pour 161 centimètres carrés de section de la conduite. Les tubes doivent être de même diamètre et d'égale longueur. Ils sont fixés dans une boîte de fer galvanisé, d'une épaisseur égale à un rang de briques, de manière que les extrémités soient distribuées également dans la conduite A (fig. 3), les extrémités opposées étant enfermées dans un récepteur B. On obtient un bon mélange en faisant passer les gaz du récepteur B dans une boîte à mélange D par quatre tubes C.

Les prises de gaz doivent être faites par intervalles de dix à quinze minutes, pendant toute la durée de l'essai. Les gaz sont recueillis dans un ballon. On détermine la composition de ces gaz en acide carbonique, oxyde de carbone et oxygène. Les tubes doivent être en porcelaine ou en verre pour les conduites de gaz à température élevée, car des tubes de fer seraient oxydés. Supposons une analyse de gaz donnant K p. 100 d'acide carbonique, O p. 100 d'oxygène et Az p. 100 d'azote, la proportion de l'air réellement consommé à la quantité théoriquement nécessaire est de 1 à  $x$ , où

$$x = \frac{Az}{Az - \frac{79}{21}O} \quad \text{ou} \quad \frac{21}{21 - 79 \frac{O}{Az}}$$

<sup>1</sup> *Analyse des gaz*, par Winkler. London, J. Van Voorst, 1885.

L'unité de poids de charbon donnera à une température de 0° et à la pression d'une atmosphère

$$\frac{4854}{40} C = \text{acide carbonique}$$

$$\frac{KO}{K} = \text{oxygène}$$

$$\frac{K Az}{K} = \text{azote}$$

La proportion d'eau dans les gaz d'échappement peut se calculer d'après l'état d'humidité du charbon, la proportion d'eau formée par la combustion de l'hydrogène et l'état d'humidité de l'air admis dans le foyer. S'il y a des fuites dans le bâti, on peut les découvrir en chargeant sur la grille du charbon fuligineux et fermant le registre.

Le dispositif employé par M. Wilson est le suivant<sup>1</sup> :

A. Appareil employé pour les analyses de gaz. Tout l'appareil étant rempli de mercure, le gaz est introduit dans l'eudiomètre *a* et son volume est mesuré. Le robinet *b* et le robinet à trois voies *c* étant ouverts, le gaz passe dans le laboratoire *d*, suivi d'un peu de mercure pour entraîner tout le gaz qui pourrait être retenu par capillarité. Le réactif est alors versé dans l'entonnoir *e*; on le fait passer dans le laboratoire par le robinet à trois voies. Quand l'absorption est complète, on relève la bouteille à mercure et les robinets étant ouverts, le gaz retourne dans l'eudiomètre. Quand le réactif arrive en *c*, on tourne le robinet à trois voies, de manière à établir la communication avec l'entonnoir, et le réactif y monte. On fait passer un peu

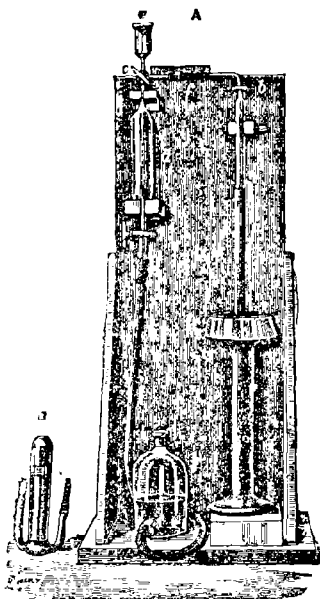


Fig. 4. — Appareil Wilson pour l'analyse des gaz.

<sup>1</sup> *Journal Society of Arts*, feb. 1889.

de mercure dans l'eudiomètre pour entraîner les gaz retenus par capillarité et on lit de nouveau le volume.

Les deux extrémités des tubes capillaires en *f* sont en forme d'entonnoir et reliées par un tube solide de caoutchouc. En abaissant légèrement l'eudiomètre quand le gaz a passé de *a* en *d*, et en le soulevant pour le passage dans la direction opposée, la totalité du gaz est extraite du tube.

B. Tubes employés pour l'échantillonnage des gaz. Le récipient à échantillons étant complètement rempli de mercure est mis en communication avec les gaz par un tube en caoutchouc (où l'on a fait le vide préalablement, s'il est nécessaire). On incline alors le récipient pour permettre au mercure de couler au bout opposé du tube, jusqu'à ce qu'il en reste seulement assez pour sceller le tube.

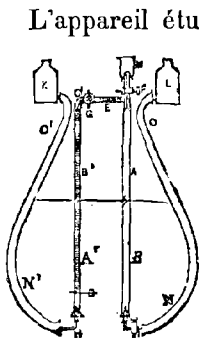


Fig. 5. — Appareil Elliott pour l'analyse des gaz.

L'appareil étudié par le professeur Elliott et employé sous la direction de l'auteur se compose, comme il est indiqué en figure 5, de deux tubes de verre verticaux AB, A'B', reliés par un tube en caoutchouc E à leur extrémité supérieure. Le grand tube AB est le tube opératoire, le petit tube A'B' est le tube mesureur. Ce dernier est gradué en centimètres cubes. Les bouteilles à eau KL sont reliées aux extrémités inférieures des tubes par du caoutchouc NO N'O' et servent à faire passer les gaz d'un tube à l'autre. M est un entonnoir par lequel on introduit les réactifs à employer; G, F et I sont des robinets de forme et de construction convenable.

Pour remplir l'appareil, on le place à la distance voulue de la conduite et on relie à l'appareil collecteur des gaz le tube AB. Le récepteur B étant détaché, l'extrémité inférieure de AB est mise en communication avec un aspirateur ou tout autre appareil équivalent, comme on peut en improviser avec un réservoir ou un baril bien étanche. Le courant qui se produit quand on vide l'eau de l'aspirateur AB remplit le tube AB de gaz sortant de la conduite à analyser. On le retient en fermant les robinets F et I, qui étaient ouverts pendant l'opération de remplissage. Le tube est alors disjoint de l'aspirateur et la bouteille L est reliée comme il



est indiqué, de manière que l'air ne puisse passer dans le tube AB.

On porte l'appareil dans le laboratoire et l'analyse se fait comme il suit :

On fait passer en A'B' un volume convenable, 100 centimètres cubes de gaz par exemple, et on fait échapper le reste par le robinet F et l'entonnoir M en remplissant le tube AB avec de l'eau venant de L. On transporte de nouveau le gaz mesuré en AB par E, puis on ajoute par M une dissolution qui absorbe l'un des éléments du mélange gazeux. On ramène le gaz en A'B' et on lit de nouveau son volume. La différence est la quantité de gaz absorbé. On répète la même opération avec un second liquide, qui absorbera un deuxième élément du mélange, on fera une seconde lecture du volume et on continuera de cette manière jusqu'à ce qu'on ait fait toutes les déterminations voulues. Les lectures doivent être faites à la même température, ou à peu près. Le tube AB doit être lavé à chaque opération, afin que chacun des réactifs ne puisse être affecté par les traces du réactif précédent.

Les absorbants seront employés de préférence dans l'ordre suivant :

- 1° Potasse caustique, pour absorber l'acide carbonique ;
- 2° Pyrogallate de potasse, pour absorber l'oxygène libre ;
- 3° Chlorure cuivreux en solution concentrée dans l'acide chlorhydrique, pour absorber l'oxyde de carbone.

Il reste l'azote qui, ajouté à la somme des volumes des gaz mesurés, donnera le volume total. Quand on veut déterminer les poids, les mesures volumétriques obtenues comme ci-dessus sont transformées par le procédé ordinaire.

Les poids atomiques des constituants principaux étant : oxygène, 16 ; azote, 14 ; oxyde de carbone, 28 ; acide carbonique, 44, nous aurons, lorsque le total est

$$M = 14 N + 16 O + 28 CO + 44 CO_2$$

les pourcentages respectifs

$$\frac{14 N}{M}, \frac{16 O}{M}, \frac{28 CO}{M}, \frac{44 CO_2}{M}$$

Puisque le pour cent total d'oxygène est donné par l'expression  $\frac{32}{44} CO_2 + \frac{16}{28} CO + \text{oxygène libre}$ , et le pour cent total de carbone

$\frac{12}{44} \text{CO}_2 + \frac{12}{28} \text{CO}$ , nous aurons pour le pourcentage de chacun

$$O' = \frac{32 \times 44 \times \text{CO}_2}{44 \text{ M}} + \frac{16 \times 28 \times \text{CO}}{28 \text{ M}} + \frac{16 \text{ O}}{\text{M}}$$

$$C' = \frac{12 \times 44 \times \text{CO}_2}{44 \text{ M}} + \frac{12 \times 28 \times \text{CO}}{28 \text{ M}}$$

ou bien

$$O' = \frac{32 \text{ CO}^2}{\text{M}} + \frac{16 (\text{CO} + \text{O})}{\text{M}}$$

$$C' = \frac{12 \text{ CO}^2}{\text{M}} + \frac{12 \text{ CO}}{\text{M}}$$

L'oxygène total est celui qui a pénétré dans le foyer pour produire la combustion et mesure la quantité d'air introduit. Le rapport de l'oxygène libre à l'oxygène combiné fait connaître la proportion de l'air utilisé comme comburant à l'air dilué.

Ces mesures renseignent donc sur la combustion, la quantité d'air employé, les pertes de chaleur, si la combustion est incomplète ou s'il y a excès d'air. Il est évident d'ailleurs que, quand de l'eau ou de la vapeur accompagnent les gaz, elle échappe à la mesure; cela n'introduit d'ailleurs aucune erreur importante dans une opération ordinaire.

L'efficacité de la combustion est indiquée avec une grande exactitude par l'analyse des gaz d'échappement. La présence de l'oxyde de carbone dans la cheminée est l'indice d'une combustion plus ou moins imparfaite suivant son abondance. D'un autre côté, la présence d'oxygène non consommé, en l'absence d'oxyde de carbone indique un excès d'air. La présence simultanée des deux gaz prouve un mélange incomplet de l'air et du combustible, ou une température tellement basse dans le foyer qu'il en résulte une combustion défectueuse. Cette analyse, comparée à celle du combustible, révèle le caractère et la perfection de la combustion, et permet enfin une détermination très exacte de la chaleur spécifique des gaz, ce qui fournit un contrôle pour le calcul de la chaleur perdue. (Voir *Appendice*.)

48. — Le tirage de la cheminée se mesure au moyen d'appareils de différentes formes, mais qui dépendent ordinairement de la

mesure de la colonne d'eau qui fait équilibre à la charge de la cheminée. L'appareil représenté figure 6 est celui de M. Allen ; il est très compact et a été employé avec succès par l'auteur.

A et A' sont des tubes de verre, montés comme il est indiqué, communiquant l'un avec l'autre par le bas ou pouvant être isolés à l'aide d'un robinet. Les tubes sont respectivement entourés de deux manchons en bronze BB'. Ces manchons sont fixés à des

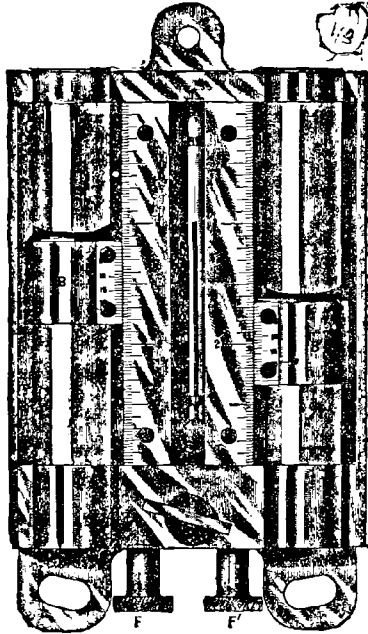


Fig. 6. — Appareil Allen pour mesurer le tirage des cheminées.

pièces coulissant le long de l'appareil. On les fait monter ou descendre au moyen des vis FF'. Les échelles sont divisées en demi-millimètre et donnent un deux centième de millimètre au moyen des verniers ee' fixés sur les manchons BB'. Si ces deux derniers sont placés à des hauteurs différentes, la différence des lectures donnera celle des niveaux. Le thermomètre a pour but de faire connaître la température de l'air extérieur. Cet instrument fonctionne de la manière suivante <sup>1</sup> : En un point convenable près

<sup>1</sup> *The Locomotive*, may 1884, p. 67.

de la base de la cheminée, on perce un trou assez grand pour recevoir un thermomètre. On note la distance de ce trou au sommet de la cheminée et à la grille.

L'appareil est fixé sur un appui convenable. Les tubes sont remplis d'eau à peu près jusqu'à la moitié et les verniers donnent un moyen facile d'en assurer la verticalité. On fixe alors l'extrémité d'un caoutchouc au sommet de l'un des tubes, et l'autre extrémité sur la conduite de cheminée. Les manchons BB' sont ensuite ajustés jusqu'à ce que leurs tranches soient exactement tangentes à la surface de l'eau dans les tubes. On lit les deux échelles et leur différence. En même temps on note la température de la conduite et celle de l'atmosphère extérieure. On se reporte alors à la table suivante calculée pour une cheminée de 30 mètres de haut, et en supposant une *température uniforme de haut en bas*, supposition d'ailleurs inexacte le plus souvent. Pour les hauteurs inférieures ou supérieures à 30 mètres, la hauteur théorique se trouve par une simple proportion. Supposons, par exemple, une température de 15°,5 à l'extérieur et de 193° à l'intérieur (avec une hauteur de 42 mètres ; dans la colonne 15°5 et en regard du chiffre 193 dans la colonne de gauche, nous trouvons par interpolation 13.

Or,  $30 : 42 :: 13 : x$ , ce qui donne pour  $x$  la valeur 17<sup>mm</sup>,3, représentant la hauteur correspondant à une cheminée de 42 mètres de haut.

HAUTEUR EN MILLIMÈTRES DE LA COLONNE D'EAU FAISANT ÉQUILIBRE  
A LA PRESSION DANS UNE CHEMINÉE DE 30 MÈTRES DE HAUT

TEMPÉRATURE dans la cheminée C°	TEMPÉRATURE CENTIGRADE DE L'AIR EXTÉRIEUR. — PRESSION 760				
	— 6,6	+ 4,4	15,5	26,6	37,7
104	10,5	8,9	7,4	6,1	4,8
121	11,7	10,1	8,7	7,3	6,0
149	13,5	11,9	10,5	9,2	7,9
177	15,2	13,6	12,1	10,8	9,5
204	16,5	14,9	13,5	12,2	10,9
232	17,9	16,3	14,8	13,5	12,2
260	19,0	17,4	15,9	14,6	14,3

Le dispositif d'appareil le plus commode est celui de la figure 7. Le manomètre qui a été comparé à la colonne mercurelle ou étalonné de toute autre manière est monté comme il est indiqué

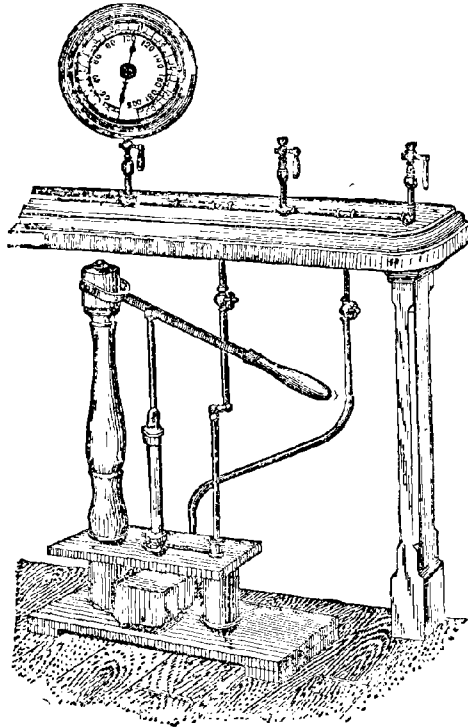


Fig. 7. — Pompe à essayer les manomètres.

par la figure. L'instrument à essayer est mis en communication avec l'un des robinets, et tous les deux étant soumis à la même pression, la différence des indications fera connaître les erreurs du second manomètre.

49. — Voici un exemple d'essai, qui fera bien comprendre la méthode, et dont les résultats sont empruntés à une expérience complète qui a été faite avec le plus grand soin sous la surveillance de l'auteur<sup>1</sup> :

<sup>1</sup> Sc. Ann. Supplément., n° 641, p. 10 234.

## ESSAI D'UNE CHAUDIÈRE A BOUILLEURS

Cette chaudière était employée pour fournir de la vapeur à une ou plusieurs machines, ou pour chauffer les bâtiments du collège. Les dimensions principales étaient les suivantes :

Longueur du corps de chaudière . . . . .	3 <sup>m</sup> 95
Diamètre. . . . .	0 66
Nombre de tubes à eau . . . . .	40
Diamètre extérieur des tubes . . . . .	0 102
Longueur . . . . .	4 15
Largeur du foyer . . . . .	1 00
Longueur — . . . . .	1 85
Longueur des barreaux de grille . . . . .	0 91
Largeur. . . . .	0 020
Intervalle. . . . .	0 020
Nombre de barreaux. . . . .	54
Section de la cheminée . . . . .	0 <sup>m</sup> q 34
Hauteur — . . . . .	18 <sup>m</sup> 32
Aire de la surface de grille. . . . .	4 <sup>m</sup> q 86
— de chauffe. . . . .	63 41
Aire pour le tirage entre les tubes. . . . .	0 44,13
Rapport de la surface de grille à la surface de chauffe. . . . .	34 10
Rapport de la section de tirage à la grille. . . . .	0 <sup>m</sup> 25
Rapport de la surface de grille à la section de la cheminée. . . . .	5 48
Rapport de la surface de grille à la section tirage. . . . .	2 24
Ouverture maxima du registre . . . . .	0 <sup>m</sup> q 27,87

La conduite principale de vapeur, après avoir passé horizontalement derrière le bâti descendait verticalement sur une longueur de 1<sup>m</sup>,22 et passait hors de la chambre de chauffe. Le tirage était produit par une cheminée qui s'élevait directement à l'arrière de la chaudière. Cette cheminée était construite en briques sur 2<sup>m</sup>,88 de hauteur, le reste étant formé d'un tuyau en fer. Un registre vertical était placé sur l'ouverture conduisant à la cheminée. Deux cloisons en briques réfractaires supportées par des plaques de fer étaient placées transversalement par rapport aux tubes bouilleurs, la première à 2<sup>m</sup>,15 de la plaque à tubes antérieurs, et la seconde à 1<sup>m</sup>,09 de la première. Les cloisons obligeaient les gaz à passer trois fois parmi les tubes, d'où ils s'en allaient à l'arrière et enfin à la cheminée.

L'essai avait pour but : 1° de déterminer la vaporisation effective de la chaudière; 2° d'estimer la force en chevaux, développée dans les conditions ordinaires du travail, un cheval-vapeur ayant pour équivalent 13<sup>kg</sup>,86 d'eau d'alimentation fournie par heure à la température de 0° et vaporisée à la pression de 5 kilogrammes.

Avant l'essai, on a bouché soigneusement avec de l'argile réfractaire et du mortier toutes les fissures et les trous du bâti et autour des portes donnant accès aux conduites de fumée. Les purgeurs et les tuyaux de retour ont été disjoints, leurs extrémités libres ont été recouvertes. Un injecteur d'alimentation fixé à la chaudière avait été laissé en place, parce qu'on n'aurait pu le disjoindre sans difficulté. Le tuyau de trop-plein avait été cependant laissé ouvert pour permettre de découvrir les fuites qui pourraient se produire. Le conduit d'alimentation avait été disjoints des conduites principales et un tuyau d'aspiration était placé dans une caisse où passait l'eau d'alimentation après avoir été pesée. Un tuyau conduisant à l'extérieur de la chaufferie, était relié à la conduite principale de vapeur, de façon que toute la vapeur fournie par la chaudière au delà de la quantité nécessaire pour mettre les machines en mouvement et chauffer les bâtiments, pouvait s'échapper dans l'air.

Le 28 avril, à 7 heures du soir, le feu abandonné la veille était allumé et la pression montait à 5<sup>kg</sup>,62. Le feu était ensuite retiré du foyer et le cendrier était vidé. On allumait immédiatement un nouveau feu avec un poids connu de bois de sapin et ramené aux conditions ordinaires avec du charbon. On notait la quantité d'eau indiquée par le niveau. A 8 heures, on mettait la machine en marche, et l'essai commençait. On laissa d'abord les deux portes du cendrier ouvertes et le registre était complètement tiré. Il fut abaissé de 0<sup>m</sup>,08 à 9 h.,30 du soir et de la même quantité à 12 h.,50. A 11 h.,17 du soir on fermait l'une des portes du cendrier qui était laissée dans cet état jusqu'à la fin de l'essai. L'effet de ces dispositions prises pour le registre et la porte de tirage fut de relever la température des gaz à la base de la cheminée.

Le combustible employé était l'antracite connu sur le marché

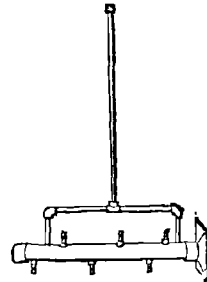


Fig. 8. — Prise de gaz pour analyse.

sous le nom de « grate coal ». Un échantillon de ce combustible fut pesé, pulvérisé, et placé dans un appareil évaporatoire jusqu'à siccité complète. Au bout de sept heures il avait perdu 3,81 p. 100 de son poids. Dans les résultats de l'essai, ce chiffre a été adopté pour mesure de l'humidité du combustible. Celui-ci était pesé par charges uniformes de 100 kilogrammes chacune.

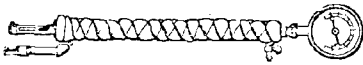


Fig. 9. — Pyromètre.

On piquait la grille régulièrement de demi-heure en demi-heure et le feu était nettoyé de trois en trois fois. Pendant qu'on piquait

le feu, on fermait le registre pour éviter les pertes de chaleur par le courant d'air froid qui se produirait dans les conduites de fumée. L'eau d'alimentation prise au tuyau d'amenée était conduite dans une caisse placée sur une balance, où elle était soigneusement pesée. On la faisait passer ensuite dans une autre caisse, d'où elle était puisée et introduite dans la chaudière à l'aide d'une pompe à vapeur du type ordinaire. On faisait tout ce qui était possible pour alimenter régulièrement la chaudière. La température de l'eau d'alimentation était notée à chaque pesée.

Les observations que l'on avait en vue et les résultats notés au tableau des expériences, sont ceux que l'on poursuit dans les cas ordinaires de la pratique et étaient suffisants pour fournir aux observateurs toutes les données nécessaires à leurs calculs ; le reste était négligé.

L'essai a été conduit en détail, aussi longuement que nous pouvons le décrire, de la manière suivante. Les observations faites sont exposées ; les procédés, les calculs, les notations sont indiqués ; les déductions finales et conclusions sont longuement établies.

Les observations suivantes ont été faites de demi-heure en demi-heure :

1. Température des gaz d'échappement à la base de la cheminée ;
2. Température de la chaufferie ;
3. Température de l'air extérieur ;
4. Intensité du tirage ;
5. Lecture des manomètres ;



6. Le pyromètre, employé pour donner la température des gaz d'échappement, avait été préalablement comparé avec un thermomètre à mercure entre 100 et 160° centigrades, ce qui se fait simplement au moyen de l'appareil représenté figure 9. La tige du thermomètre était enfermée dans un tuyau de vapeur communiquant avec la chaudière par un tuyau plus petit pourvu d'un robinet d'arrêt. Le thermomètre employé pour la comparaison était aussi vissé dans le tube le plus grand. Quand on faisait arriver la vapeur, le mercure montait et enregistrait aussitôt la température correspondant à la pression qui était maintenue constante pendant quelques minutes jusqu'à ce que les indications du pyromètre fussent constantes.

On notait les deux lectures, on admettait une plus grande quantité de vapeur, ce qui haussait la température.

Les lectures étaient relevées graphiquement, et la courbe du pyromètre était approximativement une droite s'abaissant au-dessous de la ligne représentant les températures lues au thermomètre.

Le pyromètre était corrigé d'après cette ligne et ses indications étaient considérées comme approximativement exactes.

Le manomètre de tirage, fixé à la base du tuyau de cheminée, avait été fait pour le laboratoire de Sibley College par la Hartford Steam Boiler Insurance Co. Il se composait d'un tube en U partiellement rempli d'eau et pourvu d'un vernier mobile et d'une division pour mesurer la différence du niveau de l'eau dans les deux branches.

Un manomètre enregistreur et un manomètre à mercure étaient fixés à la chaudière en outre du grand manomètre employé d'ordinaire.

Le manomètre à mercure était pris comme étalon, les autres étaient corrigés d'après ses indications.

Des expériences étaient faites d'heure en heure pour déterminer la qualité de la vapeur. Une caisse bien faite qui avait été entièrement émaillée à l'intérieur était placée sur une balance très sensible, faite exprès, et dont le fléau était gradué au cinquième de kilogramme et pourvu d'un contrepoids coulissant.

La vapeur était prise sur la conduite générale, à 0<sup>m</sup>,30 du

joint avec la chaudière, et amenée dans le calorimètre par un tube de 12<sup>mm</sup>,7 sur 2<sup>m</sup>,74 de long, au bout duquel était fixée une manche en caoutchouc de 2<sup>m</sup>,12 de long. Le tube était feutré pour éviter les pertes de chaleur par rayonnement. Avant de placer l'extrémité de la manche dans le calorimètre, on faisait passer la vapeur, jusqu'à ce que toute l'eau de condensation fût éliminée, et que le tube et la manche fussent parfaitement chauffés. On inclinait l'extrémité de la manche vers le fond de la caisse à l'aide d'une tige en bois qui y était fixée. La vapeur arrivant dans le condenseur sous un certain angle produisait une vive agitation qui avait pour effet de mélanger parfaitement l'eau<sup>1</sup>. Un thermomètre

## POUR CENT EN VOLUME

N°	Heure	CO <sup>o</sup> observé	O libre observé	CO calculé	Az calculé
1	8,30	12	5,2	4,6	78,13
2	10,20	12	6,7	2,16	79,13
3	12,20	11,4	7,9	1,6	79,3
4	2,20	11,7	6,8	2,5	79
5	4,20	11,5	7	2,5	79

## EN POIDS

N°	Heure	CO <sup>o</sup> calculé	O libre calculé	CO calculé	Az calculé
1	8,30	17,56	5,5	4,33	72,62
2	10,20	17,52	7,07	2,0	73,40
3	12,20	16,27	8,39	1,95	73,86
4	2,20	17,11	7,19	2,32	73,38
5	4,20	16,83	7,41	2,32	73,44

N°	Heure	P. 100 en poids O total	P. 100 en poids C total	Air par Kg	oxygène libre oxygène combiné
1	8,30	20,74	6,65	14	0,36
2	10,20	20,96	5,64	16,7	0,51
3	12,20	21,31	5,27	18	0,64
4	2,20	20,95	5,66	16,6	0,52
5	4,20	20,97	5,58	16,9	0,54

<sup>1</sup> Ce dispositif d'agitateur est probablement le plus simple. Voir le *Manuel des chaudières*.

centigrade étalon, gradué au dixième de degré, était plongé dans le calorimètre.

Pendant la durée de l'essai, on a pris 5 échantillons de gaz pour l'analyse. Les résultats de ces analyses sont présentés dans le tableau ci-contre :

L'appareil employé pour ces analyses était celui du professeur Elliott représenté figure 10.

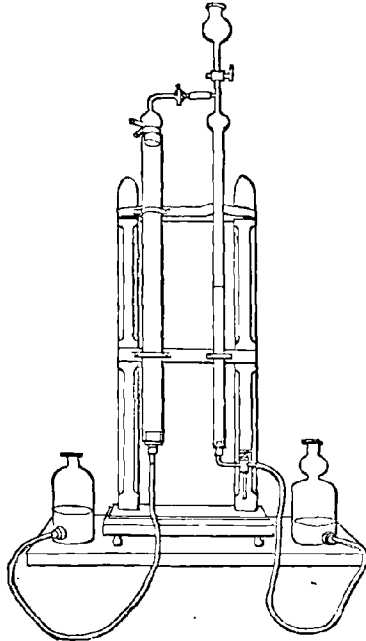


Fig. 10. — Appareil d'Elliott pour l'analyse des gaz.

Pour absorber l'acide carbonique, on se servait d'une solution d'hydrate potassique au vingtième et pour l'oxygène on employait le pyrogallate de potasse; ce dernier était préparé en ajoutant 5 p. 100 d'acide pyrogallique à une solution d'hydrate potassique (1 p. 48). Les numéros 1 et 2 ont fait l'objet d'un essai pour l'oxyde de carbone par le chlorure cuivreux, mais comme le gaz n'était pas absorbé, bien que sa présence fût certaine, la teneur en a été calculée comme suit :

Pour le n° 1 nous avons 12 p. 100 d'acide carbonique, dont le volume est égal à celui de l'oxygène auquel il est combiné, et

52 p. 100 d'oxygène libre. Le volume d'oxygène dans ces deux éléments est donc =  $12 + 5,2 = 17,2$  p. 100. En supposant que l'air atmosphérique est composé de 4 parties d'azote pour 1 d'oxygène, pour correspondre à 17,2 p. 100 d'oxygène, nous devons avoir  $17,2 \times 4 = 68,8$  p. 100 d'azote, mais après l'absorption de 17,2 p. 100 de  $\text{CO}_2$  et O, il reste  $100 - 17,2 = 82,8$  p. 100. Retranchons 68,8 p. 100 de 82,8 p. 100, nous avons 14 p. 100, qui doit se composer de Az et CO. Puisque le volume de CO est égal à deux fois le volume d'oxygène combiné, nous aurons le volume de O =  $\frac{\text{CO}}{2}$ , et puisqu'il y a quatre fois autant de Az que de O,  $\text{Az} = \frac{4\text{CO}}{2} = 2\text{CO}$ . Donc sur ce 14 p. 100, 1 partie correspond à CO et 2 parties à Az ;  $\text{CO} = \frac{14}{3} = 4,6$  et  $\text{Az} = 4,6 \times 2 = 9,3$  qui étant ajouté aux 68,8 p. 100 de Az, qui correspondent à l'oxygène libre, et à celui de CO = 78,13 p. 100.

Pour déduire le pourcentage en poids du pourcentage en volume, on se sert des constantes suivantes :

Poids de 1 litre de $\text{CO}_2$ . . . .	1,9774	grammes.
— 1 — O . . . . .	1,43	—
— 1 — CO . . . . .	1,254	—
— 1 — Az . . . . .	1,256	—

En multipliant le pour cent en volume de chaque gaz par le poids d'un litre de ce gaz, nous obtenons certaines valeurs  $a$ ,  $a'$ ,  $a''$ , etc.

Leur somme étant  $s$ , le pourcentage en poids sera  $\frac{a}{s}$ ,  $\frac{a'}{s}$ ,  $\frac{a''}{s}$ , etc.

Pour obtenir l'O total et le C total : le poids atomique de O = 16 et celui de C = 12 ; la proportion de O dans  $\text{CO}_2 = \frac{2 \times 16}{12 + (2 \times 16)} = \frac{8}{12}$  et la proportion de C =  $\frac{12}{12 + (2 \times 16)} = \frac{12}{44} = \frac{3}{11}$ .

De la même manière la proportion de O dans CO =  $\frac{16}{12 + 16} = \frac{4}{7}$  et C =  $\frac{3}{7}$ .

D'où O total =  $\frac{8}{11} \text{CO}_2 + \frac{4}{7} \text{CO} + \text{O}$  et C total =  $\frac{3}{11} \text{CO}_2 + \frac{9}{7} \text{CO}$ .

Pour obtenir le rapport de l'air dilué à l'air comburant, nous avons  $\frac{\text{O libre}}{\text{O combiné}} = \frac{\text{O}}{\frac{8}{11} \text{CO}_2 + \frac{4}{7} \text{CO}}$ .

Pour obtenir une mesure de l'air introduit par kilogramme de carbone, nous prenons le pour cent en poids de O total + le pour cent en poids de Az, et  $\div$  par le pour cent en poids de C.

Au moment où on prenait les échantillons de gaz, les conditions étaient les suivantes :

N° 1. Le feu n'était pas très vif. Le registre était largement ouvert ainsi que les portes de tirage.

N° 2. Feu vif. Registre baissé de 0<sup>m</sup>,075. Portes de tirage largement ouvertes.

N° 3. Feu vif. Registre baissé de 0<sup>m</sup>,076. Une porte de tirage fermée.

N° 4. Feu vif. Registre baissé de 0<sup>m</sup>,150. Une porte de tirage fermée.

N° 5. Mêmes conditions que précédemment. On a ainsi obtenu les résultats suivants :

## GAZ D'ÉCHAPPEMENT

Moyenne, libre	O, en poids . . .	7,408	p. 100.
—	CO <sub>2</sub> — . . .	17,059	—
—	CO — . . .	2,584	—
—	Az — . . .	73,34	—

Le rapport moyen de l'air produisant la dilution des produits gazeux de la combustion à l'air nécessaire à la combustion est de 0,54 à 1, c'est-à-dire 16,44 kilogrammes d'air par kilogramme de combustible ou 1,37 fois la quantité théoriquement nécessaire. La proportion d'air produisant la dilution des produits gazeux à l'air comburant est estimée suivant les auteurs. On admet généralement  $\frac{1}{2} : 1$ . On voit qu'une très petite proportion d'oxyde de carbone passe par la cheminée; la moyenne de 2,67 p. 100 en volume indique une combustion à peu près complète.

La perte en air par la cheminée se calcule par la formule suivante.

Soit :

- W = nombre de kilogrammes pour la combustion et la dilution;
- t = température de la cheminée;
- t' = température de l'air extérieur;
- S = chaleur spécifique de l'air;

où  $H$  est le nombre d'unités de chaleur emportée par les gaz d'échappement.

Nous avons :

$$H = W (t - t') S$$

$$W = 16,44$$

$$t = 221,2$$

$$t' = 15,77$$

$$S = 0,238$$

d'où :

$$H = 16,44 (221,2 - 15,77) 0,238 = 812 \text{ cal. } 53.$$

Supposons qu'un kilogramme de combustible vaporise 7 kilogrammes d'eau à 100° centigrades, prise à la même température, ou équivalent à 3 759 unités de chaleur, la perte par la cheminée sera 0,216.

La hauteur de cheminée nécessaire dans les conditions ci-dessus est donnée par les formules de Rankine, comme il suit.

Soit :

- $W$  = le poids de combustible consommé dans le foyer par seconde ;
- $V_0$  = volume à 0° C. de l'air fourni par kilogramme de combustible ;
- $T$  = la température absolue des gaz s'échappant dans la cheminée ;
- $A$  = l'aire de l'ouverture du registre.

Dans ces conditions, la vitesse du courant dans la cheminée est en mètres par seconde :

$$u = \frac{W V_0 T}{A T_0}$$

d'où :

$$u = \frac{0,031185 \times 12,72 \times 480}{0,02,06,42 \times 273} = 3^m,48$$

par seconde, et la charge  $h$ , nécessaire pour produire ce tirage, est :

$$h = \frac{u^2}{2g} \left( 1 + G + \frac{f l}{m} \right)$$

où

- $l$  = longueur totale de la cheminée en mètres et des carneaux y conduisant ;
- $m$  = sa profondeur hydraulique moyenne, c'est-à-dire le quotient de la section de la cheminée par son périmètre ;
- $f$  = coefficient de frottement (estimé à 0,012, d'après Peclet) ;
- $G$  = facteur de résistance pour le passage de l'air à travers la grille et le combustible (12, d'après Peclet).

$$h = \frac{(3,48)^2}{2 \times 9,81} \left( 13 + \frac{0,012 \times 28,27}{0,1623} \right) = 9^m,34$$

Et :

$$H = h \div \left( 0,96 \frac{T_1}{T_2} - 1 \right)$$

La hauteur de la cheminée est donc :

$$H = 9,34 \div 0,96 \left( \frac{480}{272} - 1 \right) = 14^m,364$$

La hauteur réelle mesurée était de 18<sup>m</sup>,316. La différence de ces deux hauteurs ou l'effet d'étranglement du registre est donc

$$18^m,316 - 14^m,364 = 3^m,95$$

Les données suivantes ont été recueillies pendant l'essai :

Combustible total . . . . .	4 344 kg 08
Cendre totale et déchet . . . . .	155 13
Pour cent, déchet et cendre . . . . .	11 15

Le bois employé était considéré comme équivalent à 0,4 fois le même poids de charbon.

A 6 heures, le feu était retiré et le charbon non consommé ainsi que le contenu du cendrier étaient pesés à l'état de siccité. La hauteur d'eau dans le manomètre de tirage était ramenée au même niveau qu'au début de l'opération, et toutes les autres conditions étaient maintenues aussi voisines que possible de celles qui avaient été relevées au commencement de l'essai.

Les données obtenues sont les suivantes :

Poids total d'eau . . . . .	10 846 kg 57
Température moyenne . . . . .	7°,84

PRESSIONS MOYENNES

Manomètre à mercure . . . . .	6 kg 004
Manomètre Edson, corrigé . . . . .	5 98

Les indications du baromètre étaient empruntées au University Signal Service.

- $x$  = poids de vapeur sèche introduite dans le calorimètre ;
- $y'$  = poids de l'eau contenue dans la vapeur ;
- $y$  = primage ;
- $W$  = poids de l'eau produisant la condensation ;

$w$  = poids de vapeur condensée  
 $t''$  = température initiale de la vapeur ;  
 $t'$  = température finale ;  
 $T$  = unités de chaleur par kilogramme de vapeur ;  
 $t$  = unités de chaleur par kilogramme d'eau.

On tire de là :

Écart de température  $R = t' - t''$   
 Chaleur transportée au calorimètre  $V = Wx R$   
 Chaleur de la vapeur, par kilogr.  $H = T - t'$   
 Chaleur de l'eau, par kilogr.  $h = t - t'$

$$x + y' = w \dots \dots \dots (1)$$

$$Hx + hy' = V \dots \dots \dots (2)$$

d'où

$$x(H - h) = V - wh$$

$$x = \frac{V - wh}{H - h}$$

et le primage

$$y = 100 \frac{w - x}{w}$$

Les dix expériences calorimétriques ont donné les résultats moyens suivants :

Pression de vapeur. . . . .	7 <sup>ks</sup> 036
Poids d'eau produisant la condensation. . . . .	173 72
Poids de vapeur condensée. . . . .	11 04
Température initiale . . . . .	9° 99
Température finale. . . . .	47 46
Écart de température . . . . .	37 47
Vapeur sèche dans le calorimètre . . . . .	41 <sup>ks</sup> 048
Pour cent, primage . . . . .	0 189

#### DONNÉES ET RÉSULTATS

Date de l'essai . . . . .	28 avril 1887
Poids du bois d'allumage . . . . .	141 <sup>ks</sup> 36
Equivalent du bois en charbon. . . . .	98 2
Poids d'antracite employé . . . . .	1 480 98
Poids total de combustible. . . . .	1 525 52
Charbon non consommé sur la grille . . . . .	181 44
Poids total de combustible consommé . . . . .	1 344 08
Poids des cendres et mâchefer . . . . .	155 13
Pourcentage des cendres et mâchefer par rapport au combustible consommé . . . . .	11 5
Pour cent d'humidité dans le charbon . . . . .	3 81



## RÉSULTATS DES MÉTHODES

123

Poids du combustible moins l'humidité. . . . .	1 248 34
Poids du combustible réel employé. . . . .	1 093 21
Poids total d'eau d'alimentation fournie et vaporisée . . . . .	10 845 57
Pression moyenne de la vapeur. . . . .	5 98
Température moyenne de l'eau d'alimentation. . . . .	8 ° 47
— — des gaz d'échappement. . . . .	218 7
Force moyenne du tirage en mm. d'eau . . . . .	6,87
Eau vaporisée par kilogramme de charbon. . . . .	8 <sup>kg</sup> 68
Vaporisation équivalente de et à 100° cg . . . . .	10 846
Eau vaporisée par kilogr. de combustible réel. . . . .	9 92
Équivalent en eau à 100° cg . . . . .	11 98½
Température moyenne de la chaufferie . . . . .	26 ° 7
— — de l'air extérieur . . . . .	15 7
Hauteur moyenne du baromètre . . . . .	729 m.m.
Force développée, en admettant 13 <sup>kg</sup> 86 d'eau d'alimentation à 0°, cg. et vaporisée à 5 kg . . . . .	83 <sup>kg</sup> 75
Force en chevaux estimée . . . . .	61
Pour cent au-dessus de la capacité estimée . . . . .	37

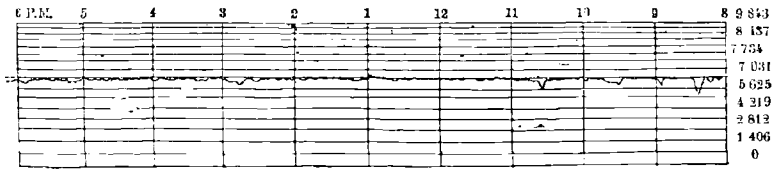


Fig. 11. — Graphique de la pression de la vapeur pendant l'essai d'après le manomètre Edson.

Pression moyenne sur le diagramme. 5<sup>kg</sup> 488 par c. m. q.  
 — — corrigée . . . . . 5<sup>kg</sup> 978

## CHAPITRE IV

### INDICATEURS

50. — L'indicateur et le dynamomètre sont les instruments employés pour les essais de machine proprement dits. Ils servent, l'un à mesurer les variations de la pression et du volume de la vapeur dans le cylindre ainsi que le travail effectué et la puissance développée par son action sur le piston, le travail brut obtenu par transformation de l'énergie calorifique, et l'autre le travail effectué et la puissance disponible sur l'arbre moteur pour une application quelconque. La différence de ces deux quantités mesure la perte d'énergie due aux résistances de la machine elle-même, la somme des frottements et la contre-pression du côté de l'échappement si le travail brut indiqué est mesuré à la ligne de pression atmosphérique ou de pression au condenseur, et due au frottement seul, si la puissance est mesurée abstraction faite du travail de contre-pression.

L'indicateur est quelquefois un appareil « continu » indiquant le travail développé à tout instant. La disposition la plus commune cependant est celle qui donne une représentation graphique du cycle effectué sur une face du piston et permet ainsi d'étudier les variations de pression pendant la course, d'où l'on déduit les conditions de fonctionnement du tiroir et son action sur la distribution de la vapeur. Le dynamomètre est quelquefois un dynamomètre de transmission placé entre la machine motrice et les appareils conduits ou une résistance artificielle ; mais le type le plus répandu est le frein de Prony, absorbant le travail développé par la machine et le transformant en chaleur. Cette chaleur se perd par conducti-

bilité ou rayonnement sur les objets environnants ou encore est absorbée par un courant d'eau qu'on fait passer sur le frein.

51. — Les principes de l'indicateur du type ordinaire, ceux qui règlent son fonctionnement et déterminent sa valeur, sont les suivants :

(1). Il doit donner avec précision la pression de la vapeur dans le cylindre moteur à tout instant de la course.

(2). Il doit donner simultanément à chaque instant la position du piston qui correspond à la pression inscrite.

(3). Le diagramme obtenu automatiquement doit être tel que les ordonnées soient exactement proportionnelles au déplacement du piston, chaque point de la courbe donnant ainsi par ses coordonnées simultanément ces deux quantités.

(4). Le diagramme ne doit pas être affecté, soit par les forces agissant sur la machine, autres que celles qu'il doit mesurer, ou par celles qui naissent de son propre mouvement, qu'elles soient actives ou passives, forces d'inertie ou frottements. L'indicateur idéal serait un instrument réunissant les qualités ci-dessus et qui tracerait un diagramme suffisamment grand avec une exactitude absolue. Il serait dépourvu d'inertie et parfaitement rigide dans toutes ses parties.

Comme ces conditions idéales sont approximativement réalisées, les différences d'un indicateur à un autre parmi les meilleurs diminuent de plus en plus et finalement disparaissent. Quelquefois cependant, s'ils ne sont pas soigneusement choisis et étalonnés, ils peuvent accuser des différences assez notables. L'auteur a recueilli des observations faites simultanément sur des indicateurs qui variaient de 10 à 15 p. 100.

52. — Les qualités essentielles d'un bon indicateur sont :

(1). Une forme et une construction satisfaisant aux conditions générales — représentation exacte de la pression, et des déplacements simultanés du piston à tout instant.

(2). Une simplicité de forme qui écarte toute chance d'accident ou d'erreur pendant l'opération.

(3). La légèreté des organes et la rigidité, de manière à éviter

les erreurs qui pourraient se produire par les effets de l'inertie.

(4). Il doit être facile à poser et à déplacer, d'une manipulation simple et commode.

La rigidité, la légèreté et l'exactitude de l'étalonnage sont les points les plus essentiels. Les ressorts doivent être exactement calibrés ; les parties mobiles aussi légères que le comporte leur propre force et leur rigidité. Les parties fixes doivent être soigneusement proportionnées et rigides. L'instrument tout entier doit être portatif ; l'échelle du diagramme aussi grande que possible et d'une parfaite exactitude.

53. — Les formes diverses des indicateurs présentent ordinairement beaucoup d'analogie ; les différences les plus importantes se rencontrent dans le système enregistreur. L'indicateur primitivement employé vers 1814<sup>1</sup> par Watt (fig. 12), se composait d'un petit cylindre à vapeur A A, muni d'un piston K poussé par un ressort F qui était comprimé et relâché proportionnellement à la pression, le cylindre étant mis en communication avec l'intérieur du cylindre moteur par un tuyau T, de dimension suffisante, et pourvu d'un robinet H permettant d'interrompre l'arrivée de vapeur à tout instant. Pendant que le robinet restait ouvert, l'indicateur, s'il était convenablement monté, et le piston moteur subissaient la même pression par unité de surface et le mouvement du premier mesurait la pression cherchée. Un crayon Z était fixé au piston indicateur, et sa pointe enregistrait toutes les variations de la pression sur une planchette mobile D qui était reliée par une articulation S E avec le mécanisme de la machine, de façon à se mouvoir exactement comme le piston moteur perpendiculairement à la direction du crayon. Ainsi les

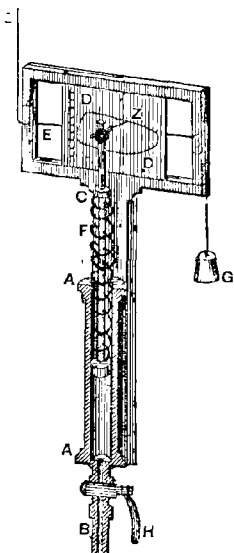


Fig. 12. — Indicateur de Watt.

<sup>1</sup> Voir Tredgold, *Machine à vapeur*. London, 1828.

abscisses de la courbe tracée étaient proportionnelles aux déplacements du piston et les ordonnées indiquaient les pressions simultanées correspondantes.

Dans les instruments de Mc Naught et Hopkinson, des cylindres métalliques tournant autour d'axes verticaux ont été substitués à la planchette de Watt, et on a obtenu ainsi des appareils plus compacts.

L'indicateur de Mc Naught qui a été adopté partout jusque vers 1860, époque à laquelle on lui a substitué la disposition de Richards avait la forme que nous avons indiqué en figure 13. Il a été décrit par Rankine <sup>1</sup>.

A B est le corps de l'appareil. Son extrémité inférieure A contient un petit cylindre pourvu d'un piston, lequel cylindre peut se visser dans une position convenable à une extrémité ou à l'autre du cylindre moteur. La communication peut être établie ou supprimée au moyen du robinet K.

L'extrémité supérieure B de la boîte cylindrique contient un ressort dont une extrémité est fixée au piston et l'autre au chapeau de la boîte. Le piston est pressé en dessous par la vapeur et en dessus par l'atmosphère. Quand la pression de la vapeur surpasse celle de l'atmosphère, le piston monte et le ressort est comprimé ; si la pression atmosphérique est supérieure à celle de la vapeur le piston descend et le ressort est détendu.

Un petit bras C porte une pointe D qui indique la pression sur une échelle dont le zéro correspond à la pression atmosphérique, et qui est graduée au-dessus et au-dessous du zéro. De l'autre côté de cette pointe est un bras plus long portant un crayon E. F est un tambour en bronze portant une feuille de papier. Il tourne dans les deux sens autour d'un axe vertical. La corde H est reliée à la machine de telle façon que la vitesse de rotation du tambour soit dans un rapport constant avec celle du piston de la machine.

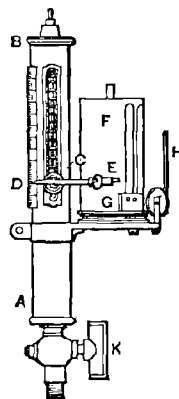


Fig. 13.—Indicateur Mc Naught.

<sup>1</sup> *Machine à vapeur*, p. 47 et suiv.

Les dispositifs plus récents ont eu pour but d'assurer la légèreté des parties et de réduire la course du piston.

La figure 14 indique les dispositions du premier type d'indicateur imaginé par le professeur C.B. Richards vers 1860. A A est le cylindre, B le piston relié par un ressort C D au chapeau E.

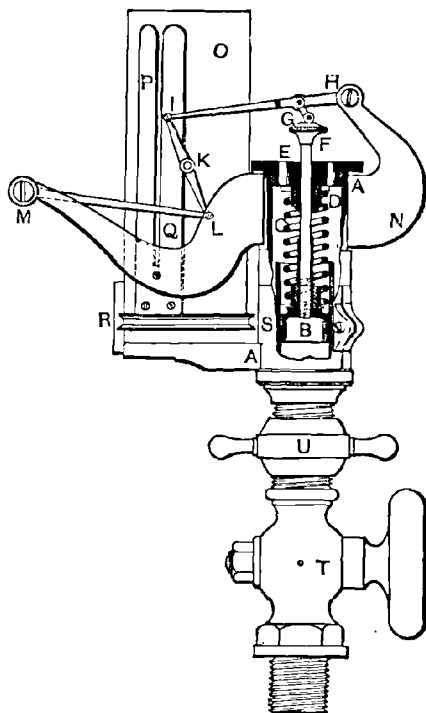


Fig. 14. — Indicateur Richards.

La tête de la tige de piston F est rattachée par une bielle G au levier I qui amplifie les mouvements réduits du piston. On diminue de cette manière les effets de l'inertie. Un mouvement à balancier, du type Watt, HI, KLM, guide le porte-crayon K parallèlement au déplacement du piston de l'indicateur. Une feuille de papier est enroulée sur le cylindre O et ses bords sont fixés par les lames PQ. Le cylindre enregistreur est mis en mouvement autour de son axe par une corde passant sur la poulie RS, laquelle corde est fixée à un dispositif réducteur du mouvement qui la fait mouvoir avec le piston de la machine.

On établit la communication avec le cylindre par une conduite de vapeur munie d'un robinet T et l'instrument est fixé en place au moyen du manchon à vis V. Quand on ouvre le robinet, le piston-indicateur s'élève ou s'abaisse suivant l'état de la pression dernière, le piston du cylindre moteur et le tambour enregistreur prennent un mouvement alternatif de rotation pendant la marche de la machine ; quand tout est prêt, l'instrument étant échauffé et en bon état de fonctionnement, on appuie légèrement le crayon contre le papier ; il y trace un diagramme représentant toutes les variations du volume et de la pression du fluide moteur pendant la période de contact. Ce système d'indicateur donne des résultats satisfaisants jusqu'à une vitesse assez notable, et cette limite est déterminée par le degré de légèreté que l'on peut donner sans inconvénient à ses organes.

Une forme plus récente (1875) est celle de l'indicateur Thompson représenté figure 15. Le principe général est le même, mais le mouvement parallèle est modifié. Le

cylindre AA contient un piston B relié par un ressort comme précédemment au chapeau DE tandis que la tête F de la tige agit sur un porte-crayon HK et que le mouvement parallèle est obtenu au moyen d'une bielle LI fixée au support LM et d'une bielle G fixée à la pièce MN qui porte aussi L. L'instrument fonctionne comme le précédent ; mais la légèreté plus grande de ses organes permet de l'employer avec confiance à des vitesses bien supérieures à celles que comporte l'indicateur Ri-

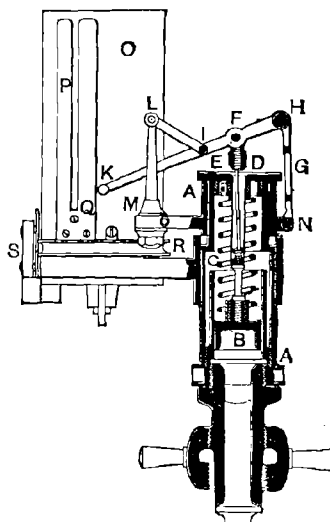


Fig. 15. — Indicateur Thompson.

chards. L'ancien indicateur Mc Naught est insuffisant au-dessus de 60 tours par minute ; celui de Richards a reculé cette limite jusqu'à 200 tours, et l'indicateur Thompson peut être employé avec les machines les plus rapides que l'on ait faites à l'époque de son invention.

Un type encore plus récent et plus léger est l'instrument que représente la figure 16.

Les perfectionnements consistent à alléger les organes, employer des écrous d'acier, une bielle légère en acier au lieu de laiton, réduire le poids du levier porte-crayon, diminuer la longueur et réduire de moitié le poids du cylindre enregistreur, réduire le frottement au minimum.

Le cylindre enregistreur est construit de telle sorte que la tension du ressort-spirale du tambour puisse varier à volonté suivant la vitesse. On prend plus ou moins de ressort suivant les cas, ce qui permet un ajustage très soigné.

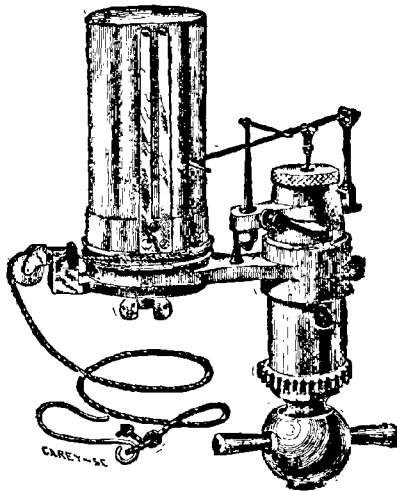


Fig. 16. — Indicateur Thompson.

Il faut donner une tension suffisante pour maintenir la corde raide en tous ses points. Dans le cas d'une expérience extrêmement précise, on mesure avec soin la longueur du diagramme et on la compare à celle d'une ligne tracée sur le papier lorsque la machine marche à une vitesse réduite. Si la longueur du diagramme diffère de celle de cette ligne, on fait varier la tension du ressort jusqu'à ce qu'elles concordent.

Tous ces indicateurs sont pourvus d'un piston de 20 millimètres de diamètre environ (0,798 pouces), ou 4 centimètres carrés de surface et de ressorts pour indiquer les pressions jusqu'à 17 kilogrammes (250 livres). Quand cette pression doit être dépassée, on



substitue un piston de 15 millimètres (0,594 pouces) de diamètre, ou 2 centim. carrés de surface au piston ordinaire, ce qui double la capacité du ressort et permet de monter jusqu'à 35 kilogr. (500 livres).

L'indicateur Tabor (fig. 17) imaginé en 1879 a pour objet de lever les difficultés inhérentes aux grandes vitesses qui font repousser toutes les anciennes formes d'indicateurs. Dans cet instrument le nombre des organes est encore réduit, et leur poids est allégé

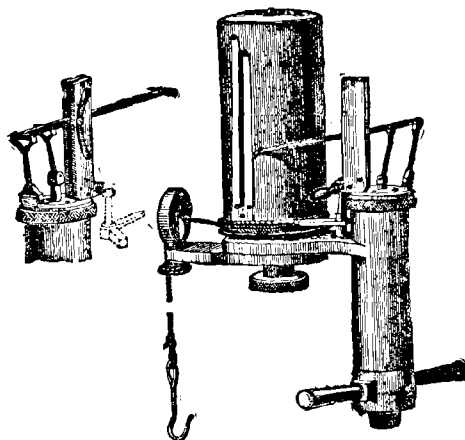


Fig. 17. — Indicateur Tabor.

autant que le permet le bon fonctionnement de l'appareil. Dans l'indicateur Tabor, une planchette fixe portant une coulisse arquée est solidement maintenue dans une position verticale sur le couvercle du cylindre. Cette coulisse guide le mouvement du levier porte-crayon. Celui-ci porte un galet qui tourne sur un axe et roule d'une extrémité à l'autre de la coulisse. La courbe de la coulisse est calculée de telle manière et l'axe est fixé en un point tel que l'extrémité portant le crayon se déplace en ligne droite quand le galet va d'un bout à l'autre de la coulisse. La courbe de la coulisse compense donc exactement la tendance du crayon à se déplacer en arc de cercle, et il en résulte un déplacement en ligne droite. La courbe extérieure de la coulisse est presque exactement un cercle de 25<sup>mm</sup>,4 (1 pouce) de rayon<sup>1</sup>. Le cylindre

---

<sup>1</sup>L'Indicateur Tabor, G. H. Barrus. N.-Y., 1888.

à vapeur et la base du tambour enregistreur sont en une seule pièce. Dans le cylindre à vapeur est un second cylindre où se meut le piston de l'indicateur. Ce cylindre est vissé au bas et porte en haut des ouvertures opposées qui peuvent recevoir un outil servant à le visser ou à le devisser. Des ouvertures ménagées dans la paroi du cylindre extérieur, laissent échapper la vapeur qui pourrait fuir par le piston. Le mécanisme du crayon est porté par le couvercle du cylindre extérieur. Le couvercle proprement dit est fixe et pourvu d'une plaque bien ajustée sur laquelle est

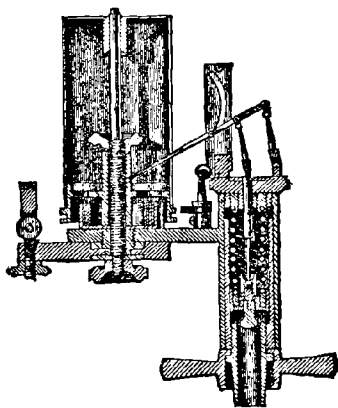


Fig. 18. — Indicateur Tabor.

établi directement le mécanisme du crayon. Au moyen de cette plaque oscillante, on peut faire tourner ledit mécanisme de manière à l'amener en contact avec le tambour, comme on le fait pour relever un diagramme.

L'articulation est liée à la plaque oscillante par l'intermédiaire de la planchette verticale à coulisse, qui a été décrite ci-dessus, et d'un support placé de l'autre côté de la plaque et recevant la bielle d'arrière. Le piston est relié à l'articulation du crayon par une tige en acier. A l'extrémité supérieure où elle traverse le couvercle elle est creuse, et son diamètre extérieur mesure 4,7 millimètres ( $\frac{3}{16}$  de pouce). A l'extrémité inférieure elle est pleine, et son diamètre est réduit. Elle est reliée au piston par une rotule. Des rainures sont creusées sur la surface du piston pour former un joint hydraulique.

Les ressorts employés dans l'indicateur Tabor sont doubles ; ils se composent de deux spirales adaptées comme il est indiqué en coupe. Les ressorts sont montés de telle manière que les points de connexion des deux spirales se trouvent sur les côtés opposés du dispositif.

L'indicateur Crosby (fig. 19) est un autre type très récent d'instrument (1879) qui réunit également à un haut degré les con-

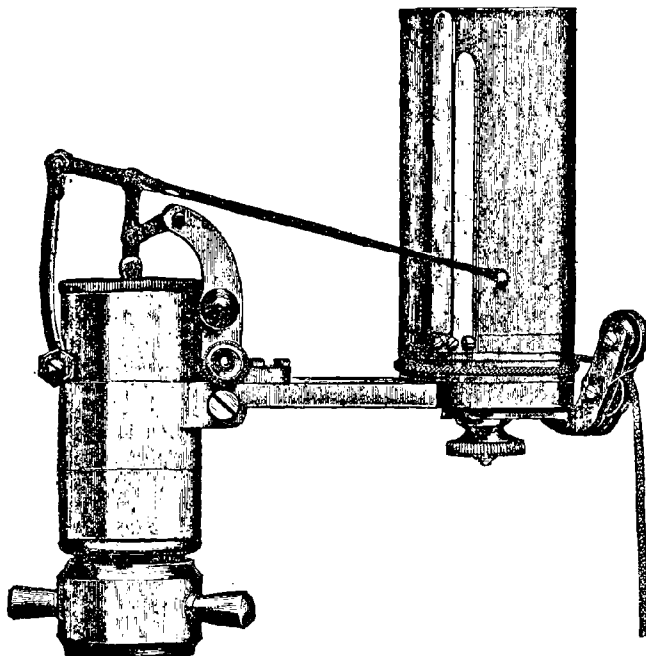


Fig. 19. — Indicateur Crosby.

ditions de légèreté et de précision qui caractérisent tous les bons indicateurs. Un dispositif nouveau de mouvement parallèle, léger, rigide et soigneusement ajusté, guide un très léger porte-crayon porté à l'extrémité d'un petit levier en acier. La disposition générale du corps de cylindre et du tambour est semblable à celle de l'indicateur Richards et de ses analogues.

Si l'on considère les conditions dans lesquelles fonctionne le ressort, on verra qu'au moment où la corde a le maximum de résistance à surmonter, le tambour doit offrir le minimum de résis-

tance. Au commencement de la course, lorsque le ressort surmonte l'inertie et le frottement du tambour, sa résistance doit être à son maximum et décroître graduellement. Ici, on a adopté un ressort-spirale court donnant au commencement de la course une résistance comparativement faible qui augmente graduellement jusqu'à ce qu'elle atteigne le maximum au bout de la course. Dans l'autre direction, le recul est le plus fort au commencement de la course et décroît à l'extrémité.

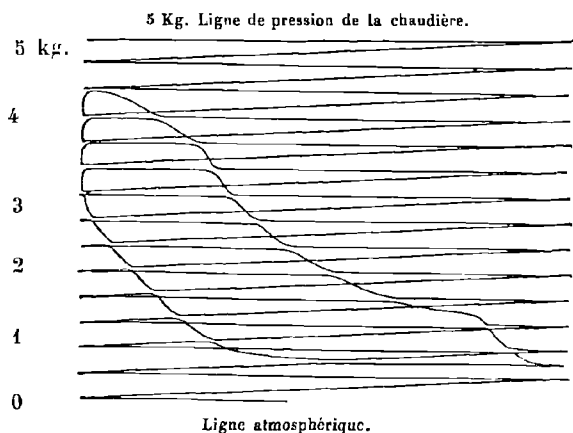


Fig. 20. — Diagramme de Webb.

Duprez, Hirn et Webb emploient une vis qui empêche la vapeur de soulever le piston avant que la pression ait acquis un certain degré. Jusqu'à cet instant la ligne du diagramme est horizontale et ensuite elle devient courbe. Quand les vibrations du ressort sont ainsi détruites, on obtient souvent la même indication pendant quatre ou cinq courses successives <sup>4</sup>.

Hirn préfère, lorsque cela est possible, un ressort directement relié, capable d'une grande course, que l'on tend et comprime à l'aide de la vis ci-dessus, et permettant d'atteindre la pression enregistrée à un instant quelconque par la légère vibration que produit le ressort quand la pression de la vapeur passe par ce point. Sur ces indicateurs le diagramme est évidemment composé de portions successives prises sur autant de révolutions de la machine.

<sup>4</sup> Perry, *Steam-Engine*, 1874 ; *Bulletin de la Soc. Ind. de Mulhouse*, 1876 ; *London Engineering*, 14 déc. 1888, p. 576.

Aux grandes vitesses pour lesquelles ces instruments sont spécialement construits, ce n'est probablement pas un désavantage, mais l'instrument ne peut indiquer ce qui se passe pendant une seule révolution. La vis peut cependant s'enlever à un instant quelconque, et l'indicateur se trouve ainsi converti en appareil ordinaire.

L'indicateur du professeur Webb est destiné aux machines à grande vitesse, lorsque l'inertie des organes d'un instrument ordinaire pourrait être un obstacle à l'exactitude de ses indications.

La figure 20 est un diagramme pris à 400 tours par minute. Chaque ligne des zigzags produits est faite par une course de la machine et, à 400 tours, il faut environ trois secondes pour obtenir le diagramme complet. Si on ouvre le robinet de l'indicateur, le crayon tracera le diagramme. Au départ, au lieu de suivre la ligne de 3<sup>ks</sup>,800, il remontera au-dessus jusqu'à ce que la pression redescende à 3<sup>ks</sup>,800, et alors il reviendra en terminant la ligne. Le crayon retournera ensuite à l'extrémité gauche de la ligne diagonale et les mêmes effets se répéteront jusqu'à ce que le diagramme soit complet.

La figure 21 montre un indicateur disposé de cette manière<sup>1</sup>. L'appareil est surmonté d'une pièce *e* percée d'un trou dans lequel glisse librement la vis *b* qui porte un écrou. L'extrémité, inférieure de la vis se termine par une fourchette *c*, qui embrasse le bout supérieur de la tige de piston et lui est reliée par une goupille. L'ouverture ménagée dans la fourchette est d'ailleurs un peu plus grande que la goupille, comme on le verra plus loin. Si on tourne l'écrou *c*, la vis tirera le piston contre le ressort contenu dans le cylindre de l'indicateur jusqu'à ce que nous ayons amené celui-ci à la pression voulue. Si elle dépasse la pression maximum dans le cylindre de la machine, la goupille *c* restera au fond de la coulisse; dans le cas contraire, pendant la

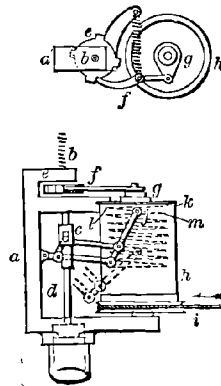


Fig. 21.  
Indicateur Webb.

<sup>1</sup> *Trans. Am. Soc. M. E.*, vol. II.

course de la machine, elle restera en ce point aussi longtemps seulement que la pression de la machine sera inférieure à celle du ressort; elle remontera en haut de la coulisse quand la première dépassera la seconde. La coulisse a exactement la longueur voulue pour permettre un écart de 2 kilogrammes environ, comme il est

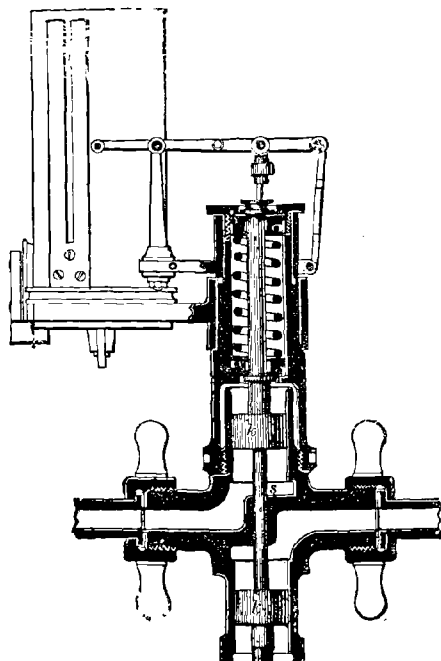


Fig. 22. — Indicateur double.

représenté. Pour compléter cette disposition, on ajoute le déclie *f* et la manivelle *g* montée au-dessus du tambour *h* et disposée de telle façon que, pendant chaque course rétrograde, *f* tourne l'écrou *c* et fait descendre graduellement le piston et le ressort.

Cet instrument donne donc la moyenne de plusieurs diagrammes dont il combine les éléments en un tout.

On donne parfois à l'indicateur une forme qui est figurée ci-dessus afin d'obtenir un relevé des pressions nettes sur le piston moteur. Un piston dans l'indicateur reçoit la pression de la vapeur à une extrémité du cylindre moteur, un autre est actionné par la vapeur agissant sur la seconde face du piston. L'effort exercé sur le

ressort indique alors la pression nette et le diagramme obtenu, comme il est indiqué par la figure suivante donne cette pression nette à tout instant de la course. La portion supérieure *abkdl* et la pression inférieure *fgedk* mesurent respectivement le travail effectué pendant la course avant et la course arrière.

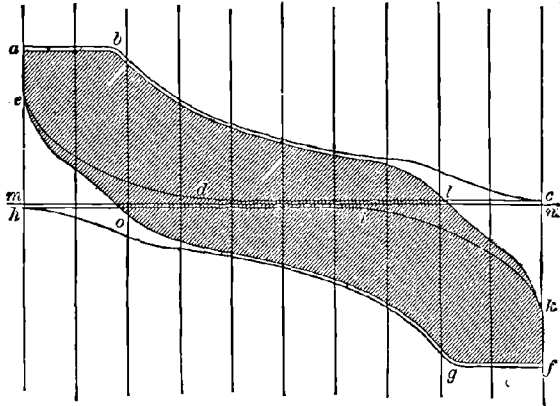


Fig. 22 bis. — Diagramme double.

Les nouveaux indicateurs réunissent donc parfaitement les qualités essentielles de construction que nous avons indiquées comme indispensables pour donner des diagrammes rigoureusement exacts. On peut compter absolument sur le dernier à toutes les vitesses atteintes jusqu'à présent par les machines à grande vitesse.

54. — Le réglage et l'essai de l'indicateur doivent se faire toujours avant de le mettre en service. Pour fournir des résultats satisfaisants, l'instrument doit donner un diagramme dont les abscisses représentent exactement les positions successives du piston moteur tandis que les ordonnées correspondantes mesureront exactement la pression dans le cylindre de la machine. Le poids et l'inertie des parties mobiles de l'indicateur introduisent des erreurs qui, si elles ne peuvent être complètement éliminées, peuvent au moins être réduites à un effet négligeable pour les vitesses ordinaires. Il est cependant plus difficile d'écarter ces causes d'erreurs à mesure que la vitesse de rotation et la pression augmentent. Dans un instrument bien fait le ressort mesurera exactement les pressions, la pression à l'indicateur sera sensiblement égale à celle de la

machine, et le piston se déplacera dans son cylindre avec une liberté suffisante pour ne pas altérer les résultats par des résistances dues à un ajustage trop serré. D'autre part, aucun indicateur, si parfait qu'il soit, n'élimine totalement les influences de l'inertie des organes mobiles, du frottement des articulations et des guides s'il y en a, et du piston ou du crayon, de même que les effets des variations de tension du ressort ou du mouvement du tambour.

Le réglage a pour but de déceler et de mesurer ces erreurs, enfin de déterminer leur influence sur les indications de l'instrument.

Les ressorts peuvent être essayés très facilement. Il suffit pour cela de mettre l'indicateur, portant son ressort en place, en communication avec une petite chaudière ou un réservoir ou même une conduite à vapeur, de façon que la pression soit mesurée simultanément par l'indicateur et par un manomètre étalon d'une exactitude reconnue. Si le ressort est essayé à froid, on le trouvera inexact s'il a donné de bons résultats à chaud, et inversement <sup>1</sup>. Quand l'indicateur est en service et que le ressort a été chauffé par la vapeur qui fuit autour du piston et par conductibilité du cylindre, sa force et son élasticité sont sensiblement modifiées, le ressort est affaibli. Lorsqu'on essaie un ressort, il faut prendre ses dispositions pour permettre à l'observateur de maintenir la pression à un degré voulu jusqu'à ce que les lectures du manomètre étalon soient faites sans hâte avec la plus rigoureuse exactitude. Si le ressort est mauvais, il faut immédiatement le remplacer sans hésitation.

L'étranglement ou la chute de pression entre la machine et l'indicateur se produit lorsque les conduites sont longues, contournées ou resserrées. Elles doivent être aussi larges, aussi droites et aussi courtes que possible, et, toutes choses égales d'ailleurs, le meilleur indicateur est celui dans lequel les communications de vapeur peuvent être le mieux établies.

Le robinet placé sous l'indicateur doit présenter une ouverture de même section que le tuyau. Un purgeur doit être ménagé pour

---

<sup>1</sup> La différence peut s'élever à 2 1/2 ou 3 p. 100 environ. — *Proceedings of Brit. Inst.*, C. E., 1885. Brightmore; discussion.



débarrasser l'instrument et ses connexions de l'eau de condensation produite par la vapeur. Les ouvertures dans la noix du robinet ou à la partie supérieure de l'indicateur doivent être assez grandes pour permettre le libre dégagement de la vapeur qui pourrait fuir par le piston ; et ce dernier est, dans toute bonne fabrication, assez libre pour fuir visiblement sous pression.

L'effet de cette fuite est insensible, tandis que, si le joint est étanche, le frottement qui en résulte peut être important. C'est pour assurer l'exacte correspondance de la pression dans le cylindre moteur avec celle de l'indicateur qu'on a l'habitude d'employer sur les machines à grande vitesse un indicateur à chaque extrémité simultanément, ce qui permet d'établir des communications de vapeur très directes et très courtes.

Les ressorts doivent être faits et disposés de manière que leur action sous pression, pendant le fonctionnement de l'appareil, ne fasse pas dévier le piston et ne produise pas de grippement, ce qui peut être parfois une cause de graves erreurs. Un peu de jeu n'est pas nuisible et en somme est même désirable. Le piston doit se mouvoir assez librement pour que, le ressort étant enlevé, on puisse, en soufflant ou en aspirant, faire passer le piston d'un bout à l'autre du cylindre.

Le frottement du crayon sur le papier est sans doute exactement proportionnel à la force avec laquelle il y est appliqué ; elle varie suivant la texture du papier, l'acuité de la pointe et la matière qui le compose. Il y a là une cause fréquente d'erreurs notables dans les diagrammes. La réaction de cette pression sur le mécanisme du crayon est aussi, mais à un degré relativement moindre, une cause d'erreur. Le résultat de ces frottements est de produire un agrandissement du diagramme à un degré souvent appréciable et quelquefois important. On compte parfois sur ce frottement pour diminuer les oscillations de l'instrument qui aux grandes vitesses rendent difficiles ou même intraduisibles les mesures du diagramme. En pareil cas, la puissance réelle de la machine peut être de plusieurs centièmes inférieure à celle indiquée par l'instrument. Pour éviter cette difficulté, le mieux est de faire porter le crayon sur le papier, juste assez pour y laisser une trace visible. Il faut employer un crayon de plomb dur ou de métal

tendre à pointe douce; du papier glacé et une légère pression produisant une ligne très fine, mais parfaitement visible. Dans ces conditions, l'erreur due au frottement du crayon sera inappréciable.

La tension de la corde qui fait tourner le tambour est encore une cause d'inexactitude sur la longueur et la distorsion du diagramme. La tension variable du ressort et les ondulations dues à l'inertie de la masse tournante produisent des variations de longueur de la corde qui peuvent causer des erreurs d'une réelle importance. La corde, même soumise préalablement à l'action d'un poids lourd, garde une certaine élasticité, et prendra une longueur sensiblement variable sous l'effort constamment variable qu'elle subit en service. Le frottement du tambour exagère encore cet effet. L'inertie du tambour tend à faire compensation, et il est possible de régler la force du ressort, suivant l'inertie, de façon que les variations de tension de la corde soient relativement faibles.

L'effet de cette tension est de couper une partie de l'extrémité du diagramme, ce qui peut parfaitement réduire en apparence la puissance indiquée de 10 et même 20 p. 100 au-dessous de la vérité <sup>1</sup>. Plus la corde est longue et plus grande est l'erreur. Des instruments qui donnent des diagrammes parfaitement satisfaisants à petite vitesse peuvent donner des résultats très défectueux à grande vitesse. Les résultats obtenus avec un appareil donné, seront d'autant meilleurs que le tambour sera plus léger. Une corde doit être toujours étirée avant d'être mise en service; mais il est bien préférable d'employer un fil d'acier fin <sup>2</sup>. Le tambour enregistreur doit être pourvu de ressorts soigneusement réglés. La différence entre sa tension initiale et finale doit être, autant que possible, égale à l'inertie du tambour. La réduction de poids du tambour a été portée jusqu'à 209 grammes. On a souvent proposé d'employer l'aluminium pour les organes mobiles, afin de réduire

---

<sup>1</sup> *Proc. Brit. Inst. C. E.*, 1885. Brightonore.

<sup>2</sup> M. Wallace a trouvé que l'allongement d'une corde d'indicateur en bonne qualité est de 1<sup>mm</sup>,5 à 2<sup>mm</sup>,5 par mètre et par kilogramme. Le fil métallique n° 36 B. W. G. donne 0<sup>mm</sup>,6.

à leur minimum les effets de l'inertie. Les erreurs qui lui sont dues ne dépassent pas 1 p. 100, dans les bons instruments. La tension du ressort du tambour doit varier comme le carré du nombre de tours ; elle doit être réglée pour une vitesse quelconque, de telle manière que la longueur du diagramme soit la même au départ qu'à toute vitesse, autant que possible.

Pour essayer l'action du ressort du tambour on peut employer deux ou trois dispositifs. Celui qui est représenté ci-contre a été imaginé par M. Brown.

Il a pour but de faire connaître les efforts que subit la corde. D'après leur diagramme on peut calculer l'erreur due à la tension. L'instrument se compose d'une planchette A au bout de laquelle est fixé le palier BB portant la coulisse C. Le ressort F est vissé sur la pièce D, l'autre extrémité est reliée au levier G portant le crayon. La tige E, qui fait mouvoir la coulisse C, reçoit son mouvement d'une manivelle qui n'est pas visible sur le dessin. Une planchette à charnière F porte le papier sur lequel doit être inscrit le diagramme. L'indicateur étant solidement fixé en place, on attache la corde au ressort et on fait mouvoir la manivelle à la vitesse voulue. Le papier est alors rapproché du crayon et un diagramme se trouve relevé. Si l'effort exercé sur la corde est constant, les courses avant et arrière seront parallèles ; dans le cas contraire, le crayon montera ou baissera, suivant les variations de l'effort. La ligne tracée sous le diagramme est la ligne de tension nulle lorsque la corde a été détachée de l'indicateur.

Les diagrammes ci-dessous sont réduits aux deux tiers de leur dimension originale.

Les oscillations du crayon autour de sa position normale et les ondulations qui en résultent sur le diagramme rendent celui-ci très défectueux principalement pour les machines à grande vitesse. Ces déformations du diagramme



Fig. 23. — Appareil d'essai des tambours.

sont dues à l'inertie du crayon, de son support et de ses articulations ; elles augmentent avec la vitesse jusqu'à ce que finalement on arrive, quel que soit l'instrument, à une vitesse pour laquelle le diagramme est inintelligible comme celui de la page suivante (fig. 25), qui représente le diagramme obtenu avec un indicateur de construction ancienne muni d'un faible ressort, à la vitesse de 300 tours par minute. Avec les indicateurs que l'on sait faire actuellement on peut obtenir des diagrammes très nets à cette vitesse.

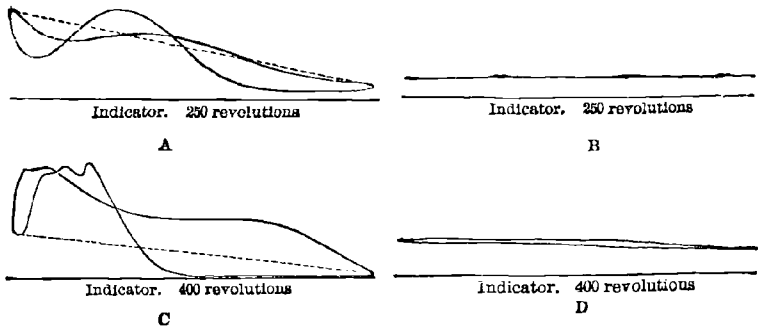


Fig. 24. — Diagrammes d'essai des tambours.

Ces vibrations ont une amplitude d'autant plus grande que les organes mobiles de l'indicateur sont plus lourds et le ressort plus léger. Leur effet est non seulement d'altérer la forme exacte du diagramme, mais encore de l'agrandir et de donner ainsi une valeur exagérée de la force développée. Le professeur Reynolds a donné la table suivante, qui indique les vitesses auxquelles la variation atteint 1 p. 100 avec un indicateur dont le piston mesure 322 millimètres carrés (1/2 pouce carré) et où le poids des organes mobiles est équivalent à 0<sup>k</sup>32 (0,1 livre), sur le piston <sup>1</sup>.

Ressort employé.		Nombre de tours par minute.
Livres par pouce carré.	Kgr. par cm. carré.	
20	1,406	166
40	2,812	237
60	4,219	288
80	5,625	332
100	7,031	371

Cette erreur varie directement comme le poids des organes mobiles.

<sup>1</sup> *Proceedings Inst. C. E.*, vol. LXXXIII, 1885.

Dans les indicateurs de bonne construction moderne cette erreur est probablement inappréciable à toutes les vitesses habituelles des machines jusqu'à un maximum d'environ 300 tours par minute ou 5 tours par seconde; l'ingénieur peut donc admettre que si son indicateur est de bonne fabrication, correctement fait et en bon état, ses indications seront exactes dans la plupart des cas si l'instrument est convenablement établi sur la machine et employé avec habileté <sup>1</sup>.

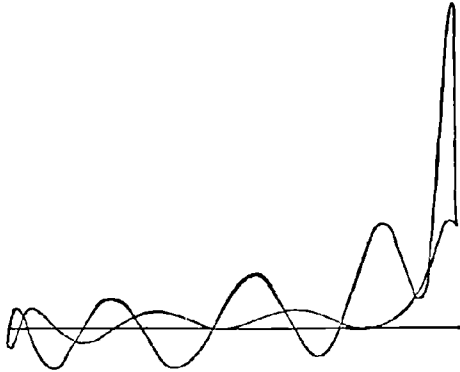


Fig. 25. — Résultat des vibrations sur un diagramme.

Pour les grandes vitesses que l'on réalise maintenant et qui dépassent de beaucoup la limite ci-dessus de 300 tours, il faut employer des indicateurs du genre Deprez.

Le professeur Reynolds indique le dispositif suivant pour contrôler le mouvement du tambour, et pour reconnaître la distorsion produite par son élan irrégulier et son frottement :

On se sert pour cela d'une batterie de trois piles Grove et d'une bobine de Ruhmkorff. Le fil d'un pôle est relié à l'une des bornes H de la bobine comme d'ordinaire, mais le fil de l'autre pôle de la batterie est relié à la machine. Un fil partant de l'autre borne G est relié à l'interrupteur B, tige de bois dans laquelle sont insérés à égale distance des fils métalliques, l'intervalle compris entre le premier et le dernier fil étant égal à la course de la

<sup>1</sup> Barus, Indicateurs modernes et discussions. (*Trans. Am. Soc. M. E.*, vol. V, pp. 318-339, 1884.)

machine. Cette pièce est fixée sur la glissière inférieure, de façon qu'un pointeau A, disposé sur la crosse de bielle, peut glisser le long de ladite règle. Un fil de la bobine secondaire est relié au tambour E et l'autre à un godet à mercure dans lequel plonge le crayon métallique F. Le circuit se trouve donc fermé lorsque le crayon touche le papier.

Les tracés ci-dessous indiquent les parties du diagramme qui sont allongées et celles qui sont raccourcies. L'effet produit n'est pas seulement de raccourcir les extrémités et d'allonger le milieu du diagramme, mais aussi de créer une distorsion d'où il résulte que les points correspondants ne se trouvent pas sur la même verticale. L'importance de cet effet de distorsion peut être jugée d'après la distance entre les points correspondants sur la ligne atmosphérique (fig. 27).

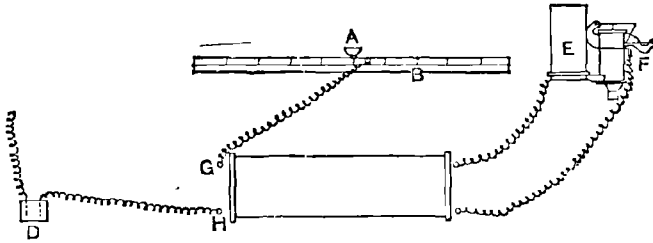


Fig. 26. — Etude de la distorsion.

Il est évident que le crayon doit toucher à peine le papier sans le marquer et que le diagramme sera fait par les étincelles seulement.

La *comparaison des indicateurs* entre eux permettra souvent de faire disparaître l'incertitude que l'on peut avoir sur leur qualité. Si un indicateur est reconnu bon, les diagrammes qu'il donnera seront, dans des conditions semblables, reproduites par un instrument dont l'exactitude est suspectée. Si l'on compare entre eux trois instruments ou davantage, on admet généralement que si l'un d'eux s'écarte des indications concordantes fournies par les autres, c'est qu'il est défectueux. Quand on compare plusieurs indicateurs à la fois, il est facile de relever sur ces instruments des diagrammes simultanés. Dans ce cas, ils doivent être tous à égale distance du cylindre moteur et reliés à ce cylindre par des conduites de même

dimension. On peut employer dans ce but une conduite principale avec plusieurs branchements aboutissant aux divers instruments.

En comparant les détails de construction, il ne faut pas perdre de vue que les points à étudier sont l'exactitude des dimensions et la perfection du fini ainsi que le poids des organes et les effets

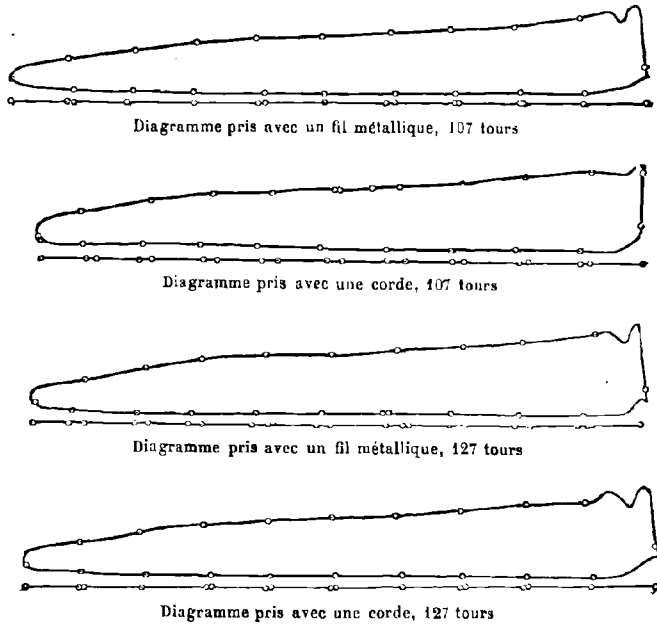


Fig. 27. — Repiquage électrique des diagrammes.

que produisent sur eux l'inertie. Ce dernier point est particulièrement important lorsque l'appareil doit être employé sur des machines dont la vitesse dépasse environ 100 tours par minute.

Comparons à ce point de vue l'action du cylindre enregistreur ou tambour. La durée d'une vibration sera, les forces agissant librement :

$$t = 2\pi \sqrt{\frac{d}{a}}$$

Si  $d$  est le déplacement angulaire du tambour à partir de sa position moyenne et  $a$  la vitesse angulaire :

Mais

$$a = \frac{4\pi^2 d}{t^2}$$

Et :

$$d = \frac{1}{2} \frac{\text{longueur du diagramme}}{\text{rayon du tambour}} = \frac{l}{2r}$$

et le couple agissant pour mettre le tambour en mouvement est :

$$aI = \frac{4\pi^2}{t^2} I \times \frac{l}{2r}$$

Donc l'instrument dans lequel la valeur du moment d'inertie  $I$  du tambour est la plus faible sera celui qui donnera la moindre erreur de ce fait. Il faut dans chaque cas faire le meilleur réglage possible et procéder à la comparaison après le réglage. Puisque l'effort du ressort du tambour est d'ordinaire directement proportionnel à l'angle de déplacement et que la force due à l'accélération est nulle au point moyen, si la différence de tension exercée sur la corde au commencement et à la fin du mouvement est double de l'effort nécessaire pour vaincre l'inertie du tambour au départ, l'action de la corde sera uniforme quand cette corde sera en vitesse et le diagramme ne subira aucune distorsion pour cette cause. Toutes choses égales d'ailleurs, l'instrument le meilleur est celui qui réalise cette condition. Dans certains cas, ils sont disposés pour cet usage à différentes vitesses ; on peut faire varier la tension du ressort à volonté, l'augmenter pour les grandes vitesses, la diminuer pour les petites. L'accélération pour un diagramme de 114 millimètres (4 pouces et demi) est de  $\frac{0,11523}{t^2}$ , ou pour un diagramme de 76 millimètres (3 pouces)  $\frac{0,7703}{t^2}$  ; un effort de  $0^{\text{e}},454$  agissant à la circonférence d'un tambour de 50 millimètres de diamètre, donnera le maximum de résistance aux vitesses <sup>1</sup>.

Tours par minute.	R	Tours par minute.	R
120	0,227	360	1,905
180	0,454	480	3,356
240	0,816	600	5,216
300	1,345	1000	14,51

Ces efforts, augmentant comme le carré de la vitesse, deviennent évidemment importants avec les machines rapides ; et la différence

---

<sup>1</sup> Wallace, Indicateur. (*Trans. Inst. Scotland*, 1888, p. 3.)



en faveur de l'instrument qui possède le tambour le plus léger augmente avec cette vitesse.

L'allongement de la corde (s'il est sensible) doit être observé ; c'est un élément qui détermine aussi l'effet de distorsion produit sur le diagramme à cause de l'inertie du tambour et de l'action du ressort. Dans tous les cas, nous avons le moment  $p$  sur la corde,

$$Pz = \frac{d^2\alpha}{dt^2} + Rr + Fr$$

où l'accélération angulaire est  $\frac{d^2\alpha}{dt^2}$ , et  $Rr$ ,  $Pz$  les moments du ressort et du frottement. Nous avons vu que la première quantité est nulle au point moyen, sa valeur croissant dans chaque sens ; le moment du frottement peut être considéré comme constant et négligeable, et la résistance du ressort comme variable avec sa flexion ainsi que nous l'avons déjà vu. Le diagramme sera d'autant plus exact que la corde sera plus forte, moins élastique, et que l'action du ressort sera mieux réglée par rapport à l'effet d'inertie. Dans les appareils bien construits, ces effets sont négligeables.

Quand on compare les indicateurs au point de vue des ondulations et oscillations qu'ils peuvent donner, on trouve que ces effets deviennent importants pour les grandes vitesses avec les crayons, les ressorts et les pistons lourds. Le lancer des parties mobiles suivant leur déplacement de haut en bas, ou inversement sur la hauteur du diagramme, tend à augmenter la surface de la courbe. Si des indicateurs fournissent des résultats exacts et semblables à des vitesses modérées, cette augmentation de surface pour les grandes vitesses permettra de comparer la valeur relative de ces différents instruments. Elle n'atteint jamais 1 p. 100, c'est la limite qui a été trouvée par le professeur Reynolds pour l'indicateur Richards aux vitesses déjà mentionnées. On voit que la vitesse maxima de rotation en tours par minute est environ,

$$R = 151 \sqrt{s}$$

Où  $s$  est le calibre du ressort en kilogrammes par centimètre carré, et cette perturbation varie directement comme les poids. La

comparaison doit donc être effectuée en pesant les organes mobiles.

La perturbation vibratoire du crayon est due à l'élasticité du ressort et sa durée est :

$$t = 2\pi \sqrt{\frac{wr^2}{12 pmg}}$$

Où  $w r^2$  est l'effet des parties mobiles réduites à un point ;  $p$ ,  $m$  et  $g$ , sont respectivement la charge totale sur le piston, le rapport du déplacement du crayon à celui du piston, et l'accélération de la gravité ; ces perturbations ne modifient pas sérieusement la surface du diagramme, mais elles gênent parfois son interprétation. On comparera les indicateurs à ce point de vue en prenant des diagrammes à des vitesses croissantes, et notant le point où les contours de la figure perdent leur netteté et sont en désaccord. On verra que ce défaut augmente comme la racine carrée du poids des parties mobiles et est d'autant plus sérieux que les poids sont plus rapprochés du crayon, sujets à des mouvements rapides et à des changements brusques de direction. Ces irrégularités peuvent être en partie compensées par la pression et le frottement du crayon, mais aux dépens de l'exactitude. La valeur de  $t$  doit être toujours aussi petite que possible. Si elle est trop élevée, le diagramme éprouve une distorsion sensible. On peut tolérer un nombre d'oscillations dépassant 25 à 30 ; au-dessous de cette limite, le fonctionnement de l'appareil est défectueux.

En comparant des ressorts, on observera souvent des différences considérables dans leurs indications, à chaud et à froid. Il faut examiner s'ils ne prennent pas une déformation permanente, s'ils fléchissent bien proportionnellement à la pression, et si leur mode d'adaptation à l'instrument ne produit aucun effort latéral de frottement. Les ressorts qui ont déjà fait plusieurs fois leur plein effet aux ateliers de construction sont les meilleurs. Ils doivent être toujours essayés et comparés à chaud <sup>1</sup>.

Le meilleur indicateur, comme on le voit maintenant, est celui

---

<sup>1</sup> Voir sur ce sujet les articles de Dr. Berndt dans les *Sachsische Ingenieur und Architekten Verein*, 1882-85, et *Lond. Engineering*, 1877-78.

qui après comparaison et examen, comme il est dit ci-dessus, fournit les diagrammes les plus exacts et est le moins affecté par l'inertie et le fonctionnement de ses organes aux grandes vitesses ; c'est celui qui, en détail, possède le piston le plus grand et le plus léger, les ressorts les plus rigides et les moins lourds, le moins de frottement des parties mobiles, le mécanisme de crayon le plus parfait, celui qui indique les pressions avec l'exactitude la plus constante, enfin dont le ressort est le mieux réglé par rapport au tambour et dont les organes mobiles en général sont les plus légers.

La méthode suivante est celle qui est adoptée par la marine <sup>1</sup> :

On se sert d'un tuyau horizontal de 50 millimètres de diamètre et 60 centimètres de long pourvu de tubulures convenables et de robinets pour l'échappement de la vapeur, et portant trois ajustages, deux pour les indicateurs et le troisième pour un manomètre.

Celui-ci étant mis en place, on fait passer la vapeur plusieurs fois dans le système, pour débarrasser la conduite de l'eau et de la poussière qu'elle pourrait contenir.

Les indicateurs étant bien huilés sont fixés en leurs points d'attache, et on fait arriver la vapeur en laissant monter la pression jusqu'à la limite pour laquelle les ressorts sont calculés, afin d'amener les instruments à leur température de fonctionnement.

Après avoir essayé les instruments pour voir si leurs mouvements sont libres, on laisse échapper la vapeur et on ferme les robinets des indicateurs. On abaisse légèrement à la main le piston de chaque instrument, et on le laisse retourner à sa position normale, le frottement des parties mobiles s'opposant au mouvement du ressort. Quand ceci a été fait, on trace la ligne atmosphérique sur le diagramme. On fait alors arriver la vapeur dans les instruments et on la règle de manière que le manomètre s'élève lentement à la pression que l'on veut noter ; arrivé à ce point on donne le signal « marquez » et un opérateur placé à chaque instrument trace la ligne correspondant à l'indication de son appareil. Toutes ces lignes sont tracées de la même manière, la ligne

---

<sup>1</sup> *Report of Chief of Bureau of Steam Engineering, 1888.*

supérieure du premier essai de chaque série étant prolongée à travers le diagramme.

Avant de commencer les épreuves de graduation inférieure, on laisse monter la pression de 0<sup>m</sup>,5 à 1 kilogramme au-dessus de la pression primitivement notée, afin d'opposer le frottement de l'instrument au mouvement du ressort. A la fin de la graduation inférieure, on supprime la vapeur, on la laisse échapper de la conduite et on ferme le robinet d'indicateur avant de tracer la ligne atmosphérique.

Pour comparer les indications d'une même puissance données par les instruments, on emploie la méthode suivante :

La conduite des indicateurs à l'extrémité de la machine est pourvue d'un T et de deux branchements à angle droit mesurant même longueur, même diamètre et portant les attaches d'indicateurs. On y fixe les appareils après avoir débarrassé la conduite de l'eau ou des saletés qui peuvent s'y trouver, et après avoir graissé les cylindres. Les ressorts des tambours sont réglés approximativement à la même tension.

Les cordes de ces tambours sont nouées l'une à l'autre et à une seule corde aboutissant au mécanisme de l'indicateur. Cette disposition donne un même mouvement aux deux tambours sans affecter sensiblement la charge des cordes parce que leur angle est petit.

Un opérateur peut prendre rapidement des diagrammes sur les deux indicateurs en même temps.

Quand on a pris dix diagrammes sur chaque indicateur, on les échange réciproquement et on prend de nouveau dix diagrammes sur chacun d'eux. Ce changement réciproque a pour but d'éliminer les erreurs dues aux différences qui peuvent exister dans les conduites.

L'essai pour déterminer le mouvement du crayon se fait comme il suit :

Le ressort de chacun des indicateurs étant enlevé, on adapte au cylindre un pied à coulisse, et on prend le poids du piston et de ses liaisons, la vis du micromètre étant à bout de course, le zéro du bouton coïncidant avec celui du vernier. On trace avec le crayon de l'instrument une ligne qui est la première de la gradua-

tion. On donne alors un tour à la vis du micromètre, et on trace une seconde ligne, puis on continue ainsi jusqu'à ce que la graduation soit complète pour le déplacement du piston.

L'essai pour déterminer la ligne de mouvement du crayon dans chaque instrument se fait comme il suit :

Le ressort ayant été préalablement enlevé, le piston est poussé jusqu'à l'extrémité de sa course; en même temps le crayon trace une ligne sur le papier, le tambour étant solidement maintenu par le déclic. On trace ainsi dix lignes sur le papier avec chaque instrument.

Toutes les parties mobiles des deux instruments sont pesées.

A la fin des essais préliminaires, les manomètres dont on s'est servi pour les opérations sont soigneusement comparés avec la colonne mercurielle.

ESSAI D'INDICATEURS

Diagrammes simultanés pris sur une machine avec les indicateurs A et B pourvus de ressorts de 9 kg. (20 livres).				Diagrammes simultanés pris sur une machine avec les indicateurs A et B pourvus de ressorts de 18 kg. (40 livres).									
NUMÉROS des diagrammes	PUISSANCE moyenne			PUISSANCE indiquée en chevaux			PUISSANCE moyenne			PUISSANCE indiquée en chevaux			
	A	B	Différence	A	B	Différence	A	B	Différence	A	B	Différence	
1	6,033	5,738	0,295	26,797	25,487	1,310	6,622	6,436	0,186	29,842	29,229	613	
2	6,259	5,957	0,272	27,803	26,595	1,208	6,713	6,330	0,383	30,251	28,616	1,635	
3	6,192	5,829	0,363	27,502	25,890	1,612	6,305	5,987	0,318	28,412	26,981	1,431	
4	6,401	5,738	0,363	27,099	25,487	1,612	6,123	5,783	0,340	27,594	26,061	1,533	
5	6,033	5,990	0,343	26,797	25,286	1,511	6,622	6,509	0,113	29,643	29,122	521	
6	6,110	5,715	0,395	26,942	25,203	1,539	5,897	5,647	0,250	26,572	25,448	1,124	
7	6,174	5,702	0,472	27,243	25,163	2,080	5,511	5,375	0,136	24,835	24,321	514	
8	6,441	6,010	0,431	28,403	26,503	1,900	5,679	5,670	0,009	25,591	26,550	041	
9	6,305	5,829	0,476	27,803	25,702	2,401	5,761	5,333	0,227	26,144	25,115	1,029	
10	6,486	6,033	0,453	28,604	26,604	2,000	5,670	5,443	0,227	25,530	24,528	1,022	
1	7,088	7,330	0,358	33,161	31,615	1,546	7,121	6,849	0,272	33,008	31,746	1,262	
2	7,167	6,262	0,543	31,372	28,990	2,332	6,350	5,783	0,567	29,025	26,433	2,592	
3	7,031	6,477	0,554	30,664	28,250	2,414	6,509	6,350	0,159	28,886	28,207	679	
4	7,008	6,396	0,612	30,677	27,987	2,680	7,711	7,452	0,259	33,259	32,144	1,115	
5	7,711	7,099	0,612	34,003	31,303	2,700	6,690	6,622	0,068	29,718	29,416	302	
6	6,907	6,395	0,612	30,503	27,803	2,600	8,346	7,824	0,522	36,535	34,252	2,283	
7	6,441	5,897	0,544	28,433	26,003	2,400	7,892	7,484	0,318	33,157	33,726	1,434	
8	7,348	6,668	0,680	32,403	29,403	300	7,348	7,121	0,227	33,113	32,091	1,022	
9	6,894	6,259	0,635	30,403	27,603	2,800	7,031	6,804	0,227	31,682	30,660	1,022	
10	5,738	5,502	0,136	25,303	24,708	601	6,736	6,577	0,159	30,353	29,638	715	
Moyennes	6,6100	6,1521	0,4578	29,0942	27,0794	21,048	6,6334	6,3887	0,2447	29,7585	28,6592	1,0993	
Puissance indiquée par A 7,4403 p. 100 plus grande que celle mesurée par B.							Puissance mesurée par A 3,838 p. 100 plus grande que celle mesurée par B.						

NOTE. Première série A tubulure gauche. Seconde série A tubulure droite.

L'essai des indicateurs relevant des diagrammes simultanés à une même extrémité de la machine, peut donner des résultats discordants, bien qu'on ait pris de grandes précautions pour les établir d'une manière identique. Il faut les transposer et recommencer l'opération. Les chiffres suivants sont empruntés à des essais de comparaison faits de cette manière. Les résultats ainsi obtenus peuvent être considérés naturellement comme donnant l'appréciation de chacun des indicateurs ainsi comparés :

Cette comparaison n'a de valeur qu'autant que l'un des instruments est reconnu exact.

Pour étudier les effets du frottement des organes de l'indicateur,

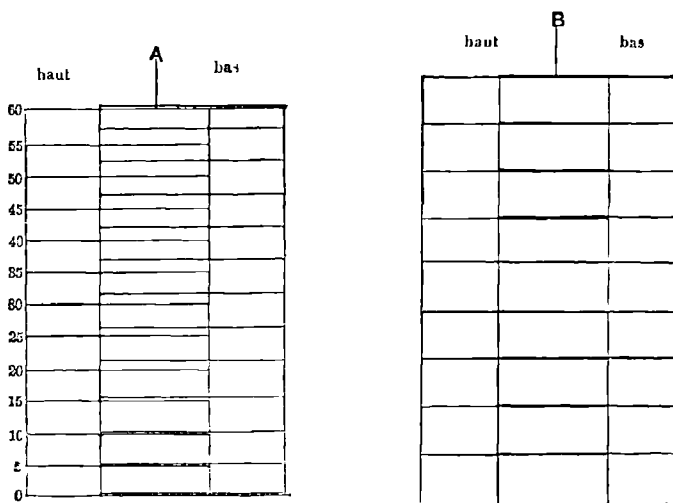


Fig. 28. — Essai d'indicateur

si l'on a le moyen d'obtenir une pression variable à volonté, on essaiera l'instrument à différentes pressions, indiquées par un manomètre dont les données sont certaines, et l'on comparera les résultats obtenus comme il est représenté par la figure 28.

En A le diagramme est celui qui a été fourni par un appareil pourvu d'un ressort de 13<sup>kg</sup>,60 (30 livres), ayant un frottement considérable dans le mécanisme du crayon. En B est le diagramme d'un indicateur à faible frottement et pourvu d'un ressort de 9<sup>kg</sup>,07 (20 livres).

On ne peut dire d'une manière précise jusqu'à quel point ces

essais comparatifs donnent la mesure de l'exactitude et de la valeur des instruments. En général, sauf exception, on peut dire que l'indicateur est d'autant meilleur que le frottement est moindre ; mais la disposition du mécanisme, les effets d'inertie des organes, modifient le résultat final, la première en diminuant, les autres en augmentant l'effet de frottement à un tel point qu'il est tout à fait impossible, en l'état actuel de nos connaissances, de prédire quelle sera la résultante de ces actions sur le degré d'exactitude de l'instrument. Tout ce que nous pouvons dire, c'est que la légèreté des organes diminue le frottement, que l'exactitude des ressorts de tension et la bonne construction du mécanisme porte-crayon sont favorables au bon fonctionnement des appareils, et que les meilleurs types actuellement contruits, dans les conditions ordinaires de fonctionnement des bonnes machines, donneront des diagrammes sensiblement exacts. Cela n'empêche pas que tout indicateur à employer pour des expériences de précision ne doive être soigneusement et complètement essayé.

L'étalonnage de l'indicateur est d'autant plus important qu'il n'y a aucun moyen de contrôler son fonctionnement. Le travail d'une machine, tel qu'il est mesuré habituellement, est rarement connu avec exactitude, et l'auteur a vu plusieurs indicateurs, employés dans des conditions semblables, différer entre eux de 10 à 15 p. 100, sans qu'on ait à sa portée aucun moyen de reconnaître de quel côté étaient les erreurs ni d'en évaluer l'importance. Quand on fait usage du frein dynamométrique, le contrôle est plus satisfaisant et le frottement de la machine est connu ou appréciable à très peu près. Les bons constructeurs sont d'ailleurs disposés d'ordinaire à garantir, étalonner et fournir les tables de variation de leurs instruments ; en pareil cas, les erreurs sont probablement réduites à des quantités très faibles.

55. — Le montage de l'indicateur doit toujours être tel que son piston reçoive exactement la pression qui agit en même temps sur le piston de la machine, et que le mouvement du papier reproduise exactement, quant au temps et à la proportion, le mouvement du piston. Cela signifie que la communication de vapeur doit être large, exempte de courbes et d'angles, enfin que la corde

et les organes moteurs du tambour doivent être exactement guidés et ne présenter aucun temps perdu.

Pour fixer l'instrument, on perce d'ordinaire un trou d'environ 12 millimètres à chaque extrémité du cylindre, que l'on met en communication aussi directe que possible avec le robinet de l'indicateur par un tuyau de même diamètre. Le plus souvent cette ouverture est percée d'avance par le constructeur. Elle est habi-

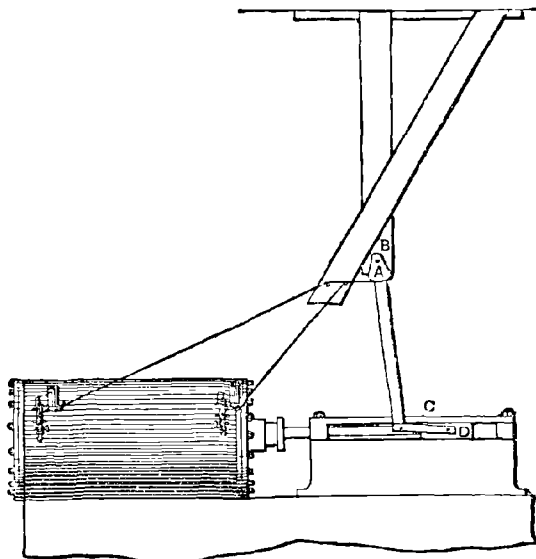


Fig. 29. — Poulie Brumbo.

tuellement pratiquée dans l'espace nuisible derrière le piston. Il faut avoir soin qu'elle ne soit pas obstruée par le piston à la fin de sa course et que l'admission de vapeur par les lumières ne produise pas d'effet sensible en soufflant par cette ouverture. Il faut veiller aussi à ce que des copeaux de métal provenant de l'ouverture ainsi percée ne tombent pas dans le cylindre qu'ils pourraient détériorer. Ce travail doit se faire, s'il est possible, après avoir enlevé les couvercles de cylindre, et si cela ne se peut pas, il faut envoyer un peu de vapeur dans le cylindre et extraire les copeaux avant la mise en marche. Si l'indicateur peut être vissé directement sur le cylindre, c'est un avantage. Il doit être placé autant que possible dans la position verticale. Il faut en placer un à



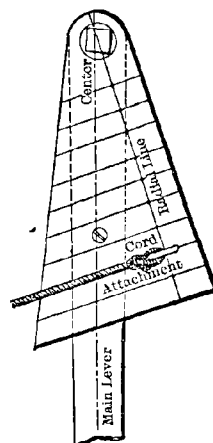
chaque bout du cylindre et relever des diagrammes simultanés autant que possible. Le robinet interposé entre l'indicateur et le cylindre doit avoir la même section que le tuyau de conduite, et être fait de telle façon que la vapeur soit à chaque instant dirigée dans l'appareil et lâchée dans l'atmosphère à volonté pour constater que tout est en bon état.

Le *mouvement réduit* se construit de bien des manières et le plus souvent est improvisé par l'ingénieur suivant les cas. Il doit réduire le mouvement du piston de manière à communiquer au tambour un déplacement exactement proportionnel.

Une des dispositions les plus simples et les meilleures est celle de la poulie de Brumbo. Elle consiste en un secteur A oscillant autour d'un axe B et actionné par les tiges CD articulées, la dernière aussi directement que possible à la crosse du piston. Cela peut se faire en attachant l'extrémité libre à une vis de la crosse. Le secteur est habituellement en bois : on le remplace quelquefois par un plateau léger en bronze quand le dispositif est monté en permanence. Celui-ci est d'autant meilleur que la tige est plus longue par rapport à l'étendue de la course. La proportion de deux à un devra être adoptée, s'il est possible.

La figure ci-contre représente un dispositif excellent d'adaptation de la corde lorsqu'elle prend son mouvement sur un simple levier suspendu. Le crochet auquel est fixée la corde est placé sur une équerre en bois portant une réglure parallèle au bord inférieur et indiquant la direction de la corde. Le tout est mis en place, le levier étant suspendu verticalement, et la machine étant à la moitié de sa course. On assujettit solidement les organes de ce mécanisme à l'aide de petites vis.

Une variante du dispositif Brumbo, très recommandée par l'auteur pour les machines à grande vitesse, est représentée par la figure 31. C'est celle qui a été primitivement imaginée par M. Sweet. L'auteur l'a appliquée à des recherches faites au Sibley



Center, Pivot. — Cord attachment, Attache de la corde. — Radius Line, Ligne de rayon. — Main Lever, Levier principal.

Fig. 30. — Attache de la corde.

College of Cornell University, de la manière suivante : Le mécanisme reliant l'indicateur à la crosse de piston était pourvu d'un dispositif d'articulations très solides et d'un déclenchement très ingénieux. Un secteur pivotait au-dessus de la crosse et était suspendu dans un plan vertical, la machine étant horizontale. L'arc de ce secteur portait une paire de rubans d'acier attachés respectivement d'une part à chaque extrémité du dit arc et d'autre part au bout d'une barre fixée sur la crosse, de telle manière que les deux extrémités des rubans se trouvaient parfaitement tendues au moyen de vis disposées à cet effet. Tout relâchement était ainsi

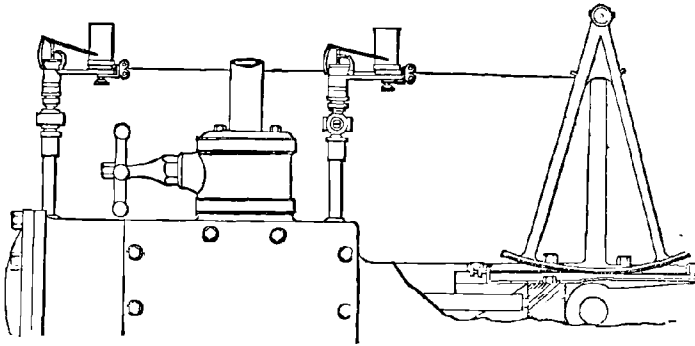


Fig. 31. — Montage d'un indicateur.

évité, et on obtenait donc un synchronisme absolument exact entre le mouvement de l'indicateur et celui de la crosse de piston. Un secteur plus petit à l'extrémité du précédent portait la corde, et cette combinaison donnait un moyen parfait de reproduire le mouvement de la machine à l'échelle voulue pour mouvoir le tambour de l'indicateur. La corde était une corde de piano, par conséquent très peu sensible aux effets de tension. Son extrémité libre était tirée par un ressort hélicoïdal fixé plus loin que le point d'attache avec le tambour.

La corde peut s'engager dans une rainure ménagée sur la jante du secteur, ou bien être conduite par une goupille convenablement fixée. Ce dernier système est le meilleur, pourvu que la corde à la moitié de la course soit à angle droit sur le rayon de la poulie passant par le centre de la goupille.

Un « pantographe » bien fait, soigneusement ajusté et convena-

blement mis en place, constitue un dispositif excellent. Comme on le voit par la figure 32, il se compose d'un système de leviers en bois dont les uns, A, sont simples et les autres, B, sont doubles. Les pivots sont à douille. La pièce E peut se transporter sur l'un ou l'autre des trous E, et permet d'amener la goupille d'attache F sur la ligne droite qui passerait par les deux pivots C et D qui se prolongent en pointe mousse par-dessous. La crosse de piston est percée d'un trou vertical dans lequel se loge le pivot C. Une console est fixée sur le parquet près des coulisses et porte à son sommet le pivot D, avec la crosse du piston, et exactement en face de celle-ci quand elle est à mi-course. La corde de l'indicateur est accrochée à la pointe F et doit être parallèle aux coulisses.

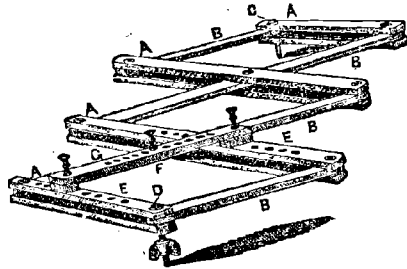


Fig. 32. — Pantographe.

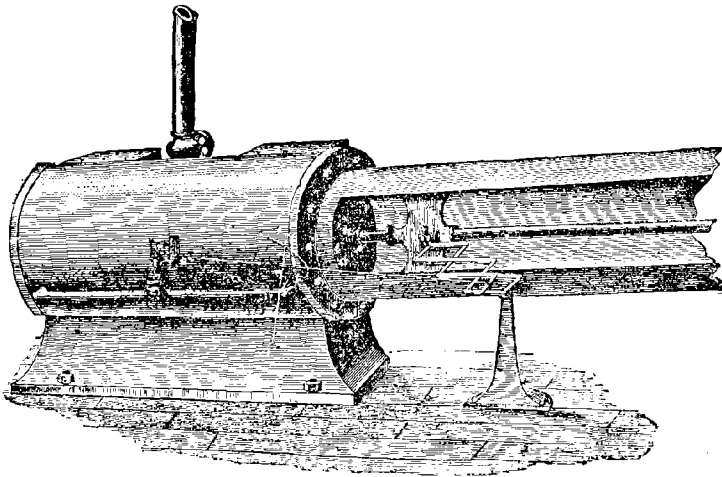


Fig. 33. — Pantographe en place.

La figure ci-dessus montre l'appareil et l'indicateur en place. Cette disposition donne lieu à plusieurs variantes toutes basées sur le même principe.

La figure 34 représente une autre forme de pantographe. L'extré-

mité A prend son mouvement sur la crosse de piston et l'extrémité B est fixée au sol. La goupille d'attache D est sur la ligne droite joignant ces deux points. Enfin la poulie E guide la corde<sup>1</sup>.

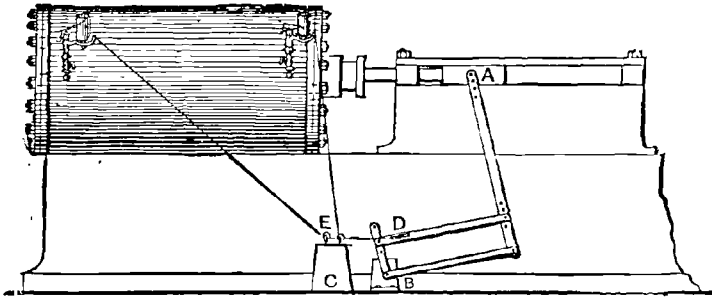


Fig. 34. — Pantographe.

Il faut éviter l'emploi des longues cordes. Si le mouvement doit être communiqué à longue distance, il faut les remplacer par des lattes de bois. La corde tressée, d'un diamètre un peu

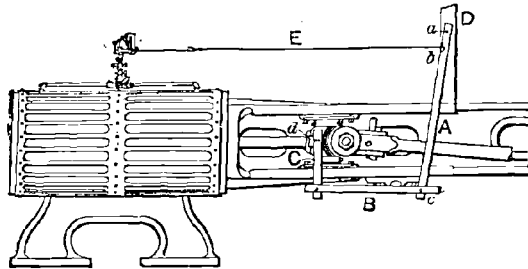


Fig. 35. — Indicateur Rig.

supérieur à quatre dixièmes de millimètre, convient très bien pour les expériences de ce genre.

Les deux figures suivantes indiquent le dispositif employé par M. Thompson sur ses machines : A est le levier, C la bielle, *c* une latte de bois fixée à la crosse de piston, D un support solide et E la corde de l'indicateur qui est horizontale. Dans ces conditions, les points *a b c* sont en ligne droite et, s'il n'y a pas de tuyautage reliant l'indicateur au cylindre et qu'on soit obligé par conséquent

<sup>1</sup> Barrus. *On the Indicator.*

de transporter celui-ci aux deux extrémités dudit cylindre, l'appareil sera correctement disposé dans ces deux cas.

La figure 36 représente un système qui donne un mouvement absolument exempt de distorsion. La corde est attachée à l'extrémité d'une barre courte qui glisse librement sur un support. Cette barre est reliée au levier CD par une bielle AB. Le levier est relié

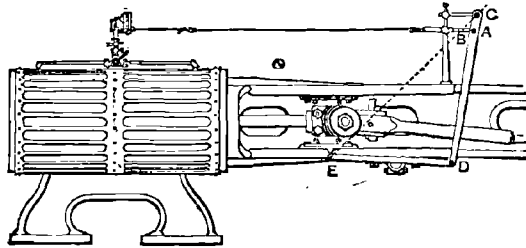


Fig. 36. — Montage d'un indicateur.

à la crosse de piston en E par une tige DE. Les pivots C, B, E sont toujours en ligne droite et la distorsion due au mouvement de DE sera corrigée par un déplacement égal de AB, car  $CD : DE :: CA : AB$ . Ce dispositif, pour donner des résultats exacts, doit être proportionné à la machine. La corde doit être à peu près de niveau.

Cette corde doit être aussi courte que possible. Si elle devait avoir une grande longueur, on la remplacerait avantageusement



Fig. 37. — Boucle d'attache.

par du fil d'acier, une corde de piano, ou un fil de laiton fortement étiré. Les constructeurs fournissent d'ordinaire avec leurs instruments de la corde tressée faite spécialement pour cet usage et bien étirée. Une boucle à l'extrémité de la corde fixée au tambour et un nœud (fig. 37) à l'autre extrémité permettent d'établir la liaison ou de la supprimer très promptement. Le nœud est préalablement ajusté exactement à la longueur voulue pour éviter toute chance d'accident, par suite d'un réglage défectueux au départ. Le ressort choisi doit être ordinairement essayé jusqu'à

une pression supérieure de moitié au maximum prévu ; en d'autres termes, de telle façon que la plus grande levée du crayon ne dépasse pas 5 centimètres. Les détails de moindre importance se trouveront dans les instructions fournies par le constructeur.

La disposition employée par M. Lyne pour les locomotives est représentée par la gravure ci-dessous<sup>1</sup> :

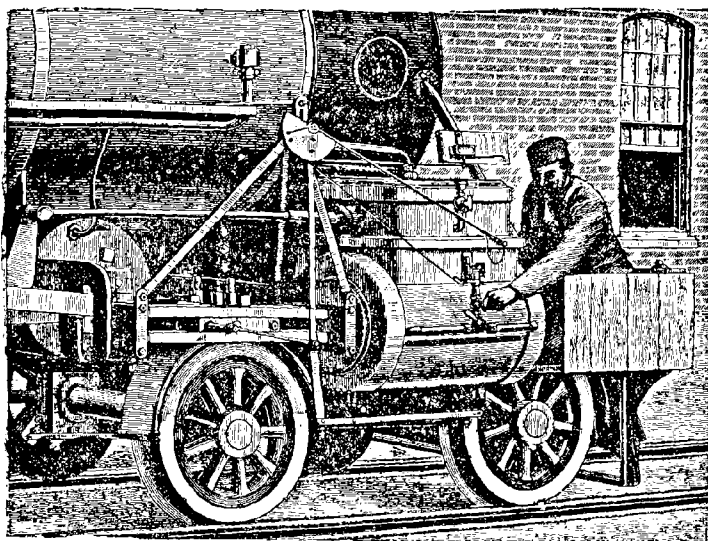


Fig. 38. — Montage de l'indicateur sur une locomotive.

Pour mettre l'indicateur en communication avec le cylindre, on perce à chaque extrémité, près du couvercle, un trou pour recevoir une tubulure (20 millimètres environ). Ces trous doivent être percés de façon que le piston ne les recouvre pas aux extrémités de sa course. Quand ces trous ont été percés et taraudés (ce qui peut se faire sans enlever les fonds du cylindre), on visse en place deux tubulures coudées de 20 millimètres. Elles sont vissées à fond et en regard l'une de l'autre. On les joint au robinet central par deux tubés coupés de longueur. Il faut souder les joints et les faire en laiton, parce que la soudure ne se répandrait pas dans les

<sup>1</sup> *Am. Machinist.*, apr. 1, 1882, p. 1.

filets s'ils étaient en fer. Le bout de l'une des tubulures est coupé à la manière ordinaire et vissé à fond, tandis que sur l'autre tubulure un filetage de 35 millimètres est réservé pour l'emplacement d'un écrou. On met en place le robinet à trois voies, les joints étant faits avec des rondelles en feuilles de cuivre recuit. Le caoutchouc et autres matières fibreuses doivent être soigneusement évités. La tubulure portant l'écrou est dévissée au coude jusqu'à ce que les joints soient bons sur le robinet ; on pousse ensuite l'écrou contre la portée du coude en ayant soin d'interposer au préalable quelques tours de mèche de lampe pour boucher les fuites entre les deux surfaces. Les extrémités de tous les tuyaux doivent être soigneusement arrondies à l'intérieur avec une lime, et il ne faut pas employer autre chose que de l'huile propre pour faire les joints. Si l'on emploie du minium, l'opérateur, en relevant les diagrammes, aura l'ennui de voir son instrument s'arrêter et il sera obligé de retirer le piston fréquemment afin de débarrasser l'indicateur du minium et des corps étrangers qui l'obstruent.

Le robinet à trois voies que nous avons représenté est de construction robuste. La poignée est garnie de bois afin de ne pas brûler la main. Les courbes de la conduite ne sont pas trop prononcées ; elles ont un grand diamètre, 14 millimètres dans ce cas.

Les détails de construction se verront facilement sur le dessin qui suit.

Pour appliquer ce dispositif à une locomotive, il faut placer la crosse à mi-course, fixer le châssis aux glissières, placer le levier à angle droit sur les glissières, puis visser les écrous en ayant soin que la crosse ne puisse buter contre aucune pièce du mécanisme. Pour ajuster le levier verticalement on opérera de la manière suivante : avec un compas on prend la longueur du levier, on décrit un arc de cercle et on tire une ligne droite entre les extrémités de cet arc. On mesure la distance du milieu de cette ligne au sommet de l'arc, et on place l'axe du pivot inférieur sur le levier à la moitié de cette distance au-dessous du centre de la crosse, on serre alors l'écrou sur le pivot supérieur. Cette disposition égalisera l'oscillation.

Tout ceci doit se faire à l'avance, et il faut noter les distances sur un registre. Pour éviter que la corde ne sorte de sa rainure,

on peut se servir d'une boucle en fil métallique comme il est représenté. Tout ce mécanisme peut être mis en place et réglé sans

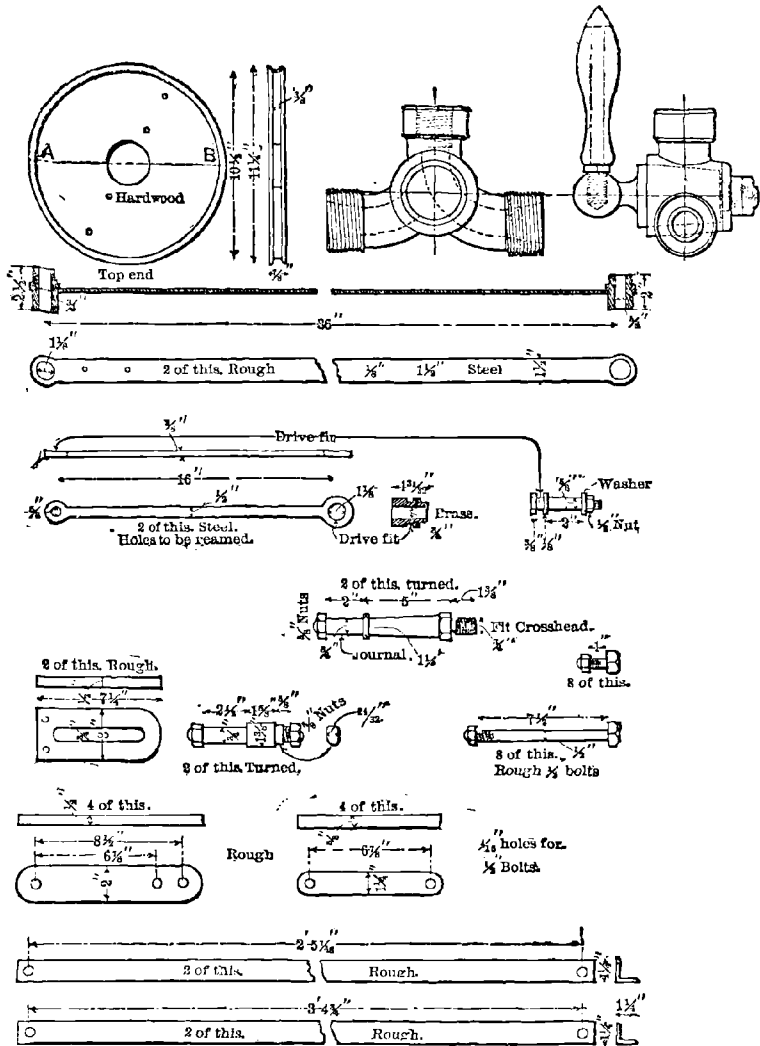


Fig. 39. — Détails des pièces de la transmission de mouvement.

Hardwood, Bois dur. — Top end, Tranche. — 2 of this, 2 pièces semblables. — Steel, acier. — Washer, Rondelle. — Bolts, Boulons. — Holes, Trous. — Nut, Ecrou. — Brass, Bronze. — Holes to be reamed, Trous à fraiser. — Journal, Tourillon. — Cross head, Tête de bielle. — Turned, Tourné. — Rough, Brut.

qu'on mette la machine en marche. La corde de l'indicateur est courte et le levier très long. La corde est en tresse, bien tendue



et légèrement cirée. Le compteur est fixé sur une planchette comme il est indiqué.

Pour appliquer un indicateur sur une boîte à tiroir, on perce un trou au centre horizontalement et verticalement, puis on visse une tubulure coudée et on place l'indicateur dans la direction du secteur. La corde doit être très courte.

Les trous doivent être percés dans le cylindre lorsque la machine est à l'atelier ; on les ferme avec des bouchons de bronze vissés à tête hexagonale. Les crosses doivent être percées et filetées de manière que l'indicateur puisse être mis en place en une heure sans aucune opération spéciale. Si le temps est froid, il faut placer un écran pour protéger l'opérateur contre le vent.

La disposition qui, de l'avis de l'auteur, est la plus commode sur les machines marines verticales est représentée par les figures 40 et 41<sup>1</sup>. Cet appareil a été étudié pour l'auteur par M. Lyne et employé sur le steam-yacht *Namouna*. Les machines sont du type compound en tandem avec manivelles à angle droit. Les cylindres de haute pression sont placés au-dessus des cylindres de basse pression qui ont 1<sup>m</sup>,066 de diamètre et 0<sup>m</sup>,711 de course. Le propulseur est à 4 ailes avec un pas de 5<sup>m</sup>,472 ; la pression de la chaudière est de 5<sup>kg</sup>,6 à 5<sup>kg</sup>,9 par centimètre carré ; les machines font de 80 à 85 tours par minute. En A est le cylindre de haute pression et en B le cylindre de basse pression. C est le châssis, DE les glissières, D l'une des colonnes supportant la machine, un bras G en fer forgé est boulonné sur un axe fixé à la crosse de piston F. Ce bras est pourvu d'un coulisseau à angle droit engagé dans la coulisse K. Il est perpendiculaire aux glissières, et au moyen d'une goupille en acier peut être rapidement enlevé ou remplacé, le logement de la goupille étant fraisé. En faisant cette pièce aussi longue, on avait principalement en vue de se servir d'un levier H de 1<sup>m</sup>,016 de long. Le levier était fixé à une douille P goupillée pour que le levier ne puisse pas changer de position. Le collier I entourant la colonne D porte une pièce de fer de 0<sup>mm</sup>,8, de telle sorte que, cette pièce enlevée, le collier adhère à la colonne.

---

<sup>1</sup> *Am. Machinist*, aug. 19, 1882, p. 3.

Le segment J est pourvu d'un axe alésé qui se fixe sur la pièce P;

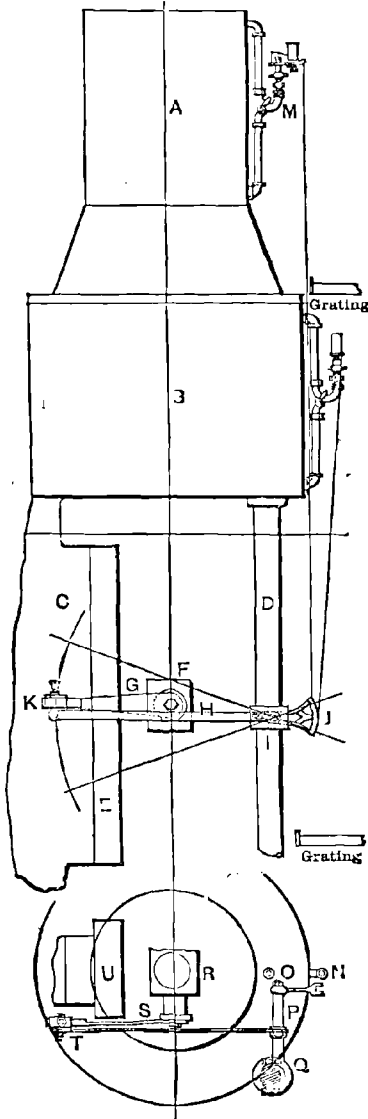


Fig. 40. — Montage d'indicateur.

T est la coulisse, Q la bride fixée sur la colonne, et P la pièce portant le secteur. N O représentent en plan la position des deux indicateurs.

Les tuyaux étaient en cuivre et bien finis. Les cordes allaient directement aux indicateurs sans poulies de renvoi. Le rayon du segment à rainure était calculé pour donner un diagramme de 75 millimètres de long.

Les avantages de cette disposition sont les suivants. Elle peut fonctionner constamment avec peu d'usure, parce que les portées sont larges, et le système est toujours prêt à fonctionner. Il est d'une construction très simple et permet de relever des diagrammes par mauvais temps avec la même exactitude que par un temps de calme, parce qu'il n'y a pas de poulie-guide fixée à la carcasse du bâtiment.

Deux cordes pour manœuvrer les indicateurs sont fixées au segment à rainure J, l'extrémité de chacune passant dans un trou *aa* de chaque côté de la rainure commune comme il est figuré en plan, et arrêté par un nœud.

Les tuyaux de vapeur allant aux indicateurs ont 20 millimètres de diamètre.

Les expériences que l'auteur a faites avec ce système ont été entièrement satisfaisantes. Il est d'un prix un peu supérieur à

celui des systèmes plus imparfaits, mais son fonctionnement est si sûr que cet avantage compense amplement le prix plus élevé de la construction lorsque l'appareil doit être en permanence, comme c'était le cas, et rester prêt à fonctionner à tout instant.

Le dessin qui suit indique les détails du système.

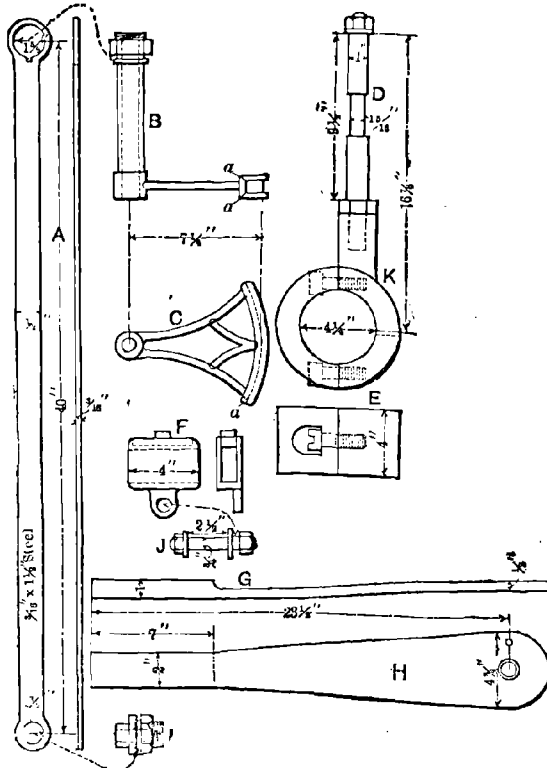


Fig. 41. — Détails de transmission de mouvement.

A est le levier, B la douille du segment C ; la pièce D est tournée à un diamètre moindre en son milieu pour former chambre à huile. Elle est vissée dans le collier. Les vis qui servent à assembler les deux moitiés de ce collier sont mises en place au moyen d'un tournevis. La coulisse F est en alliage et pourvue d'une clavette pour rattraper le jeu.

Le coulisseau J est fixé sur la coulisse F et sert de pivot au

levier A. La douille I est ajustée sur le coulisseau J. G H indique la disposition du bras boulonné sur la crosse.

Nous allons donner les proportions de plusieurs transmissions d'indicateurs étudiés et décrits par M. Nystrom<sup>1</sup>.

La figure 42 représente l'une de ces transmissions; bien qu'elle ne soit pas absolument exacte, son erreur est négligeable. Elle se compose d'un levier horizontal L portant un pivot C et dont l'autre extrémité est reliée au pendule P, dont le bout inférieur est fixé à la crosse du piston. Le pivot C, suivant M. Nystrom, doit être placé non loin de l'indicateur I de façon que le levier L soit presque de la même longueur que la corde reliant l'indicateur au pendule. L'erreur du diagramme sera la différence des cosinus de la moitié des angles formés par les mouvements du levier et de la corde.

Soient :

- L = longueur du levier;
- l = longueur de la corde comptée de l'indicateur à la verticale du pendule;
- P = longueur du pendule;
- S = moitié de la course du piston à vapeur;
- $\Phi$  = angle décrit par le levier L;
- $\Phi'$  = angle décrit par la corde;
- $\delta$  = différentielle;
- v = moitié de l'angle décrit par le pendule;
- e = mouvement vertical du joint du pendule et du levier.

$$e = P - \sqrt{P^2 - S^2}$$

Exemple. — Le pendule P = 914 millimètres et S = 305 millimètres.

$$e = 914 - \sqrt{914^2 - 305^2} = 52^{\text{mm}},29.$$

La moitié de ce déplacement sera donc  $26^{\text{mm}},14$ .

Supposons que le levier L =  $1^{\text{m}},22$  la moitié de l'angle  $\Phi$  sera alors donnée par la formule

$$\sin \frac{1}{2} \Phi = \frac{26,14}{1220} = 0,021445 = \sin 1^{\circ} 13' 40''$$

Le sinus verse de cet angle est  $0,00023 \times 1220 = 0^{\text{mm}},279$

---

<sup>1</sup> *Mechanics*, june 1883.

$h = 800$  millimètres, hauteur verticale moyenne de la corde au-dessus de la direction de  $s$ , le sinus verse sera réduit à  $\frac{h}{p}$

Or :

$$\frac{0,279 \times 800}{914} = 0^{\text{mm}},2445$$

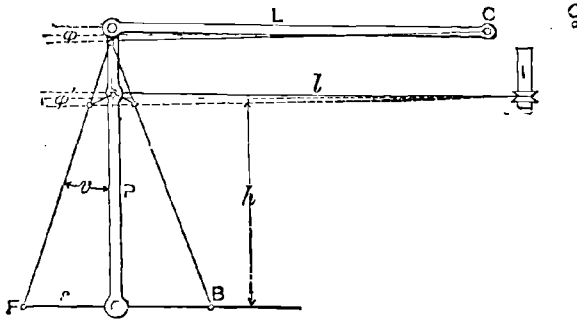


Fig. 42. — Transmission de mouvement.

Le déplacement vertical de la corde à son point d'attache avec le pendule sera  $\frac{52,29 \times 800}{914} = 45^{\text{mm}},7568$

Dont la moitié est 22,8784

Le demi-angle de la corde sera donc

$$\sin \frac{1}{2} \phi' = \frac{22,8784}{1220} = 0,00187765 = \sin 1^{\circ} 4' 30''$$

$$l = 1^{\text{m}},372.$$

Le sinus verse de cet angle est  $0,00017 \times 1372 = 0^{\text{mm}},2332$ .

L'erreur du diagramme donné par le mécanisme de l'indicateur sera donc  $0,2445 - 0,2332 = 0^{\text{mm}},011$ .

Cette erreur est trop petite pour être découverte sur le diagramme, mais on peut l'écarter complètement en plaçant le pivot C en C' de l'autre côté de l'indicateur. Dans ces conditions la figure 42 indique un mécanisme d'indicateur parfaitement exact.

Les lettres F et B représentent la position du pendule aux deux extrémités de la course du piston.

La figure 43 représente une autre transmission pour locomotive. Elle est semblable à celle de la figure 42, sauf que le levier L est placé de l'autre côté du pendule pour un motif de commodité.

Dans le cas où l'on voudrait relever simultanément les diagrammes de deux cylindres, le pendule est muni de deux tiges *ab*, figure 44, auxquelles aboutissent les cordes des indicateurs. Le pendule est en acier de 50 millimètres de large sur 10 millimètres d'épaisseur. Les trous des pivots mesurent 12 millimètres.

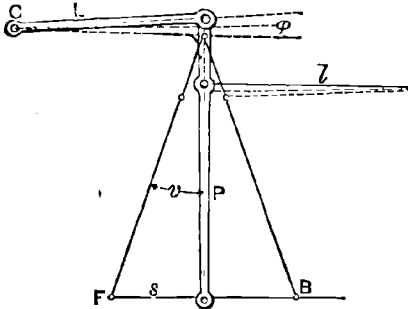


Fig. 43. — Transmission de mouvement.

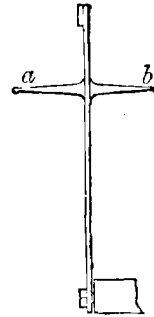


Fig. 44. — Transmission à 2 commandes.

Les extrémités du pendule ont 76 millimètres de diamètre pour leur donner plus de résistance contre l'action inégale des tiges *ab* qui mesurent 20 millimètres de diamètre à la base et 6 millimètres au sommet. Ce système est très rigide et fonctionne parfaitement. Le pivot C du levier L se place sur la galerie du mécanicien. Le pendule a 0<sup>m</sup>,914, le levier 0<sup>m</sup>,609; la course du piston est de 0<sup>m</sup>,609; celle du diagramme est de 75 millimètres. Le calcul de l'erreur est le même que pour la figure 42 sauf que le sinus verse de la corde doit s'ajouter à celui du levier L. L'erreur ainsi obtenue est de 0<sup>mm</sup>,45, qui partagée à chaque extrémité du diagramme fait 0<sup>mm</sup>,23. Cette erreur existe à  $\frac{1}{8}$  à partir de chaque extrémité du diagramme, positive à l'une, négative à l'autre; mais quand les diagrammes sont pris aux deux extrémités du cylindre, les erreurs se compensent.

L'angle *v* du pendule aux extrémités de la course est donné par la formule

$$\sin v = \frac{S}{P} = \frac{305}{914} = 0,3333 = \sin 19^{\circ} 28'.$$

Les mécanismes représentés par les figures 45, 46 et 47 sont défectueux.

La crosse (fig. 45) suit la ligne FB indiquée en pointillé. La bielle L est très courte par rapport au pendule P afin de mieux montrer le mouvement. Les différentes position de la bielle et du pendule sont numérotées 1, 2, 3, 4, et dans la première position la bielle et le pendule sont en ligne droite ; la crosse est fixe pen-

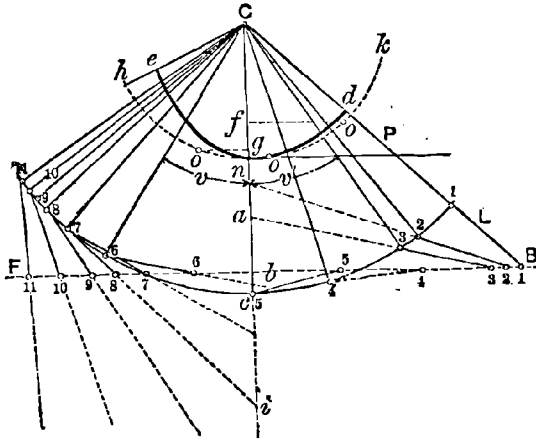


Fig. 45. — Mouvement de la bielle.

dant que le pendule se déplace.  $Cc$  est la verticale du pendule. Le point de la verticale  $Cc$  situé sur la direction de la bielle indique les déplacements de la crosse et du pendule. Il sont l'un par rapport à l'autre comme  $Ca$  est à  $Cc$ . Dans la cinquième position la bielle coupe la verticale en  $c$  ; les déplacements du pendule et de la crosse sont équivalents. Dans la huitième position la direction de la bielle coupe la verticale en  $i$  ; le déplacement de la crosse est à celui du pendule comme  $Ci$  est à  $Cc$ .

Du côté droit de la verticale le pendule se déplace plus vite que la crosse, et du côté gauche c'est l'inverse. Lorsque la bielle aura une longueur moindre que la moitié de celle du pendule celui-ci doit parcourir un angle un peu plus petit du côté de la bielle que de l'autre côté de la verticale. Le mouvement du pendule transmis à l'indicateur par un secteur de cercle  $hnk$  fera que la corde se déplacera trop vite aux extrémités de la course. Si le secteur n'est pas circulaire, mais affecte la forme  $end$  pour la

proportion de bielle et de pendule représentée en figure 5 on aura :

$$\begin{aligned} C, c, : C, n, &= C, a, : C, c, \\ C, d, : C, n, &= C, b, : C, c, \\ C, c, : C, d, &= C, a, : C, b, \end{aligned}$$

La corde de l'indicateur attachée au pendule sans secteur se déplacerait trop vite du côté de la bielle et trop lentement de l'autre côté à la fin de la course. La corde étant fixée en *o*, du côté de la bielle par rapport à la verticale on aura

$$\begin{aligned} C, f, : C, n, &= C, a, : C, c, \\ C, g, : C, n, &= C, b, : C, c, \\ C, f, : C, g, &= C, a, : C, b, \end{aligned}$$

Si la corde est fixée au secteur *hnk* ou au pendule en *n*, le pendule fera un angle plus petit du côté de la bielle et plus grand de l'autre côté, mais il ne donnera un diagramme exact dans aucun cas.

La figure 46 représente un mécanisme très fréquemment usité. La direction du mouvement de la crosse divise en deux parties égales le sinus verse de l'angle décrit par le pendule, et les angles *v* sont égaux de chaque côté de la verticale.

Ici

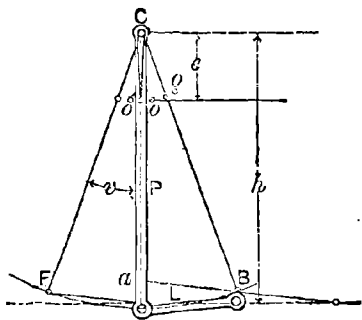


Fig. 46. — Transmission de mouvement.

$$\begin{aligned} P &= 457^{\text{mm}}. \\ L &= 203^{\text{mm}}. \\ e &= 102^{\text{mm}}. \\ h &= 435^{\text{mm}},5 \\ v &= 26^{\circ} 23'. \\ S &= 406^{\text{mm}}. \\ Ca &= 382^{\text{mm}},5. \end{aligned}$$

D'après ces données nous trouvons que l'indicateur se déplacera de 14 p. 100 plus vite au commencement qu'à la fin de la course.

En allongeant la bielle on corrigerait ce défaut en partie et le mécanisme donnerait un diagramme acceptable.

La figure 47 représente un mécanisme dans lequel



- P = 1 224 mm, longueur du pendule.
- L = 881 mm, longueur de la bielle.
- h = 965 mm, hauteur du pivot.
- v = 30°, demi-angle décrit.
- S = 1 219 mm, course du piston.
- Ca = 1 124 mm.
- Cb = 991 mm.

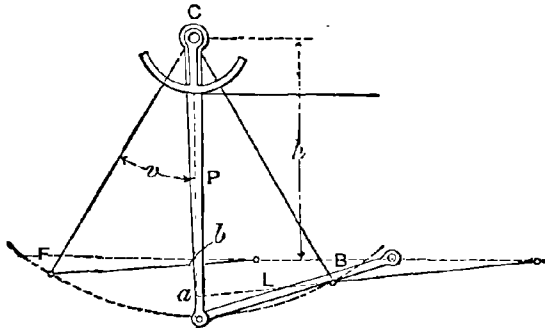


Fig. 47. — Transmission de mouvement.

L'indicateur se déplacerait à peu près de 14 p. 100 plus vite à la fin qu'au commencement de la course. Si la bielle a 737 millimètres de long afin que l'angle parcouru du côté de la bielle soit plus grand que de l'autre côté de la verticale, le mécanisme donnera un meilleur diagramme.

On a essayé pour les indicateurs des mécanismes à coulisse, mais on a dû y renoncer.

La figure 48 représente un mouvement dans lequel la corde est menée par un secteur de cercle.

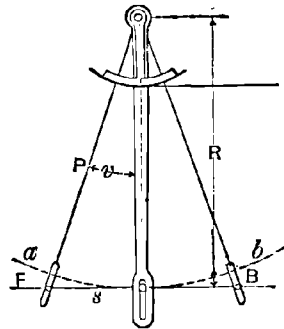


Fig. 48. — Transmission à coulisse.

Le coulisseau est fixé sur la crosse de piston de la machine et le problème a pour objet de connaître le mouvement relatif du coulisseau dans la coulisse sur l'arc *ab*. La hauteur R du pivot est constante.

- P = distance du pivot à une position quelconque du coulisseau ;
- S = demi-course du piston à vapeur ;
- a = demi-longueur de l'arc *ab*

$$\operatorname{tg} v = \frac{\sin v}{\cos v}$$

Prenons la différentielle, nous aurons :

$$\delta \text{ tang} = \frac{\cos \delta \sin - \sin \delta \cos}{\cos^2}$$

$$\delta \text{ tang} = \frac{(\sin^2 + \cos^2) \delta a}{\cos^2}$$

$$\delta \text{ tang} = \frac{\delta a}{\cos^2}$$

et

$$\delta a = \cos^2 \delta \text{ tang}.$$

La différentielle de la tangente est la différentielle du déplacement du coulisseau, que nous prenons pour l'unité.

$$\delta a = \cos^2.$$

Le déplacement du coulisseau est à l'arc comme  $1 = \cos^2$ . Si le rayon  $R = 914$  millimètres, et  $s = 381$  millimètres,  $v$  sera

$$\text{tang } v = \frac{S}{R} = \frac{381}{914} = 0,41666 : \text{tang } 22^\circ 37'$$

Le cosinus de cet angle est 0,9231.

Le carré de 0,9231 est de 0,8521, et lorsque le mouvement du coulisseau est 1, près de la fin de la course, l'arc parcouru en  $a$  sera 0,85, 45 p. 100 trop lent.

On peut corriger l'erreur par une transformation du secteur en triangle comme il est représenté en pointillé.

La figure 49 représente un mécanisme dans lequel la corde est fixée directement au pendule sans secteur. Dans ce cas  $\delta \sin$  doit remplacer  $\delta a$ . Alors.

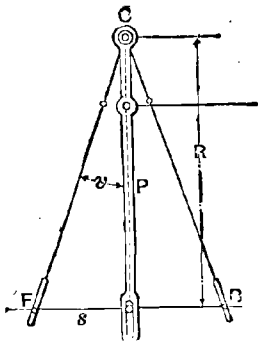


Fig. 49. — Transmission à coulisse.

$$\delta \sin = \cos \delta a$$

$$\delta a = \frac{\sin}{\cos}$$

Insérons cette valeur à la place de  $\delta a$ , nous avons.

$$\frac{\delta \sin}{\cos} = \cos^2 \text{ ou } \delta \sin = \cos^3$$

Le mouvement du coulisseau est à la corde comme  $1 : \cos^2$ . Si  $R = 914$ ,  $s = 381$ ,  $v = 22^\circ 37'$  et  $\cos v = 0,9231$ ;  $0,9231^2 = 0,8665$ . Quand le mouvement du coulisseau est 1 près de l'extrémité de la course, celui de la corde est de 21 p. 100 trop lent. Les mécanismes à coulisseau produisent une distorsion du diagramme aux extrémités de la course, là où la plus grande exactitude est nécessaire pour indiquer le mode de distribution de la vapeur.

56. — Les précautions essentielles pour se servir avec succès de l'indicateur ont été déjà énumérées en détail, nous allons les résumer sommairement : 1° s'assurer de l'exacte construction de l'instrument dans ses dimensions et son adaptation ; 2° s'assurer de l'exactitude du ressort employé non pas à froid mais à chaud ; 3° rechercher le plus de légèreté et de raideur possible dans les organes mobiles ; 4° voir si le ressort du tambour est bien réglé suivant la vitesse de la machine ; 5° s'assurer que l'instrument est bien lubrifié, avec de l'huile légère de première qualité et qu'il fonctionne librement sans frottement ; 6° faire des conduites de vapeur courtes droites et larges ; 7° employer une corde de peu de longueur et lui substituer un fil métallique lorsqu'elle est forcément longue ; 8° s'assurer que le mécanisme est parfaitement exact, sans temps perdu, solide et léger ; 9° quand on prend les diagrammes, avoir soin que le robinet de vapeur soit à pleine ouverture, l'indicateur bien chauffé, la vapeur condensée dans les conduites complètement purgée, le contact du crayon sur le papier aussi léger que possible pour obtenir des diagrammes bien lisibles.

Chaque constructeur fournit des instructions détaillées pour le maniement, de son appareil, le montage et le démontage. Les points principaux sont, à part quelques détails variant avec le type de l'appareil :

Avant de se servir d'un indicateur il faut le nettoyer, le huiler, essayer chaque partie séparément, voir s'il fonctionne facilement, et dans ce cas l'essayer sans ressort. Soulever le levier porte-crayon et le laisser retomber. S'il est parfaitement libre, mettre le ressort et assembler. Faire arriver la vapeur, mais ne pas essayer de lever

les diagrammes avant d'avoir obtenu de la vapeur sèche aux purgeurs. Si l'huile de la machine encrasse l'indicateur il faut le nettoyer.

Il faut faire les joints sans minium, celui-ci pouvant être entraîné dans l'instrument. Plus le ressort est léger et plus haut sera le diagramme produit. Les mesures obtenues seront d'autant plus exactes. Choisir un ressort donnant un diagramme d'environ 50 millimètres de haut.

Quand on a relevé le nombre voulu de diagrammes, il faut enlever le piston, le ressort, etc., de l'indicateur pendant qu'il est encore sur le cylindre, et faire arriver la vapeur dans le cylindre de l'indicateur; puis examiner le piston, le ressort et tous les organes mobiles qui doivent être bien essuyés, huilés et nettoyés. Il faut soigner tout particulièrement les ressorts, parce que leur exactitude sera détruite si on les laisse rouiller; éviter avec le plus grand soin les graviers qui pourraient rayer le cylindre ou le piston, ne pas laisser les ressorts dans l'indicateur. Tailler soigneusement les crayons avec une lime fine.

Chaque feuille à diagramme porte au verso un tableau imprimé à remplir, par exemple comme le suivant: le nombre et la désignation de ces items varient suivant la pratique des ingénieurs; mais les plus importants doivent être renseignés.

Date.....	Type de la machine.....
Diagramme de... machine.....	Fin..... N°.....
Diamètre du cylindre et section.....	Construite par..... Force. Facteur.....
— de la bielle et section.....	Pression initiale..... Puissance indiquée.....
Longueurs de course.....	Puissance au frein.....
Liberté du cylindre...et.....	Indication du baromètre.....
Tours par minute.....	Thermomètre.....
Vitesse du piston.....	Observateur.....
Pression de la vapeur dans la chaudière.....	Remarques.....
Point de détente.....	.....
Position du registre de vapeur.....	.....
Vide.....	.....
Température du réservoir d'alimentation.....	.....
Température de l'eau injectée.....	.....
Échelle du ressort.....	.....
Diamètre intérieur du tuyau d'alimentation.....	.....
Diamètre intérieur du tuyau d'échappement.....	.....
Robinetts.....	.....

L'auteur a employé pendant plusieurs années le tableau suivant. Il est amplement suffisant dans la plupart des cas, à la vérité, il est rarement rempli en entier.

Heure..... Date .....	B. H. THURSTON	Constructeur de { .....
Diamètre du cylindre .....	INGÉNIEUR	la machine } .....
Longueur de course .....	—	Nature de la distribution.
Tours par minute .....	Propriétaire de la machine	— du tiroir .....
Vitesse du piston .....	.....	— des soupapes d'éva-
Diamètre de la tige du piston .....	.....	cuation .....
Surface des lumières d'ad-	Nature du travail conduit	Nature du condenseur .....
mission .....	par la machine .....	— du réchauffeur .....
Surface des lumières d'é-	.....	— de la chaudière .....
chappement .....	.....	— du combustible .....
Jeu du piston .....	Remarques .....	Température de l'eau d'ali-
Ouverture des lumières .....	.....	mentation .....
Pression dans la chaudière.	.....	Température du réservoir
Pression initiale .....	Baromètre .....	d'alimentation .....
Pression moyenne .....	.....	Eau par heure .....
		Charbon par heure .....

## CHAPITRE V

### INTERPRÉTATION DES DIAGRAMMES

57. — Les courbes relevées dans des conditions convenables, avec de bons instruments, sont des diagrammes de l'énergie, dans lesquels les ordonnées mesurent la pression variable de la vapeur du cylindre moteur, correspondant aux différentes positions du piston, mesurées elles-mêmes par les abscisses simultanées du diagramme ; l'aire de la courbe mesure le travail développé par la vapeur sur le piston de la machine. La forme et les relations des différentes lignes qui composent le diagramme nous révèlent le mode d'action du tiroir et l'influence des tuyaux et passages considérés comme conduits ; pour l'admission et l'échappement de la vapeur. La bonne interprétation de ces diagrammes a donc une importance capitale.

58. — Le diagramme-type et sa nomenclature peuvent être présentés comme il suit :

Les courbes tracées sur l'indicateur d'une machine dépendent de la loi suivant laquelle varient dans le cylindre le volume et la pression de la vapeur, et leur forme ne peut être exprimée par aucune formule mathématique. Il est impossible en effet de séparer les irrégularités qui proviennent des fluctuations de la pression, des irrégularités causées par le frottement et l'inertie des organes mobiles de l'indicateur, et d'autre part la loi de ces variations telles qu'elles se produisent dans le cylindre de la machine n'est pas exactement connue.

On prend donc un diagramme correspondant à un régime théorique et dont on se rapprochera d'autant plus que la machine sera plus parfaite.  $AB$  (fig. 50) représente le volume de la masse de vapeur admise dans le cylindre. La *première hypothèse* est que la pression de la vapeur reste constante pendant l'admission, de telle sorte que  $AB$  est une parallèle à  $OX$  et que la pression est représentée par  $OA = GB$ . La *seconde hypothèse* est d'attribuer à la courbe  $AC$  l'une ou l'autre des deux formes suivantes :

(I). Quand le cylindre n'a pas d'enveloppe de vapeur, la vapeur est supposée se détendre sans recevoir ni perdre de la chaleur, c'est-à-dire suivant une courbe *adiabatique*  $BC$ .

(II). Lorsqu'il y a une enveloppe de vapeur, on suppose que la chaleur transmise par cette enveloppe suffit exactement pour empêcher la condensation d'une partie appréciable de la vapeur ; en

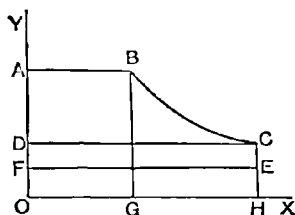


Fig. 50. — Diagramme idéal.

sorte que  $BC$  est une courbe des pressions et des volumes de la vapeur saturée.

Le diagramme réel d'une machine ordinaire est quelque peu différent. Les figures suivantes indiquent ces différences.

La ligne  $AB$  (fig. 51) est produite par l'admission de vapeur. Sa direction normale est verticale, ou à peu près, parce qu'elle est tracée pendant que la manivelle passe les points morts.

La ligne  $BC$  est tracée après que le piston a commencé sa course. Sa direction théorique est l'horizontale à une pression à peu près égale à celle de la chaudière ; mais on ne peut approcher de ce résultat qu'avec des lumières dont la vitesse maxima de débit ne surpassera pas environ 30 mètres par seconde. Sur les diagrammes des machines à étranglement de vapeur cette ligne s'inclinera vers le bas.

Le point  $C$  est le point où la détente commence. Il est ordinairement précédé d'une chute de pression qui est d'autant moindre que l'admission se ferme plus rapidement. Sur certaines machines pourvues de tiroirs à grille avec renvoi de mouvement détachable, cette chute de pression n'est pas appréciable et le point de détente est nettement défini.

Quand l'instrument fonctionne régulièrement, la détente commence au point d'inflexion.

La courbe de détente CD commence au point de détente et se termine à l'échappement.

Le point d'échappement D indique l'instant où l'échappement commence ; la courbe de détente se termine en ce point, et la pression commence à baisser rapidement.

La courbe d'échappement DE est parcourue pendant que la vapeur s'échappe du cylindre. Quand elle occupe une portion considérable de la course arrière ou presque tout, cela indique une ouverture d'échappement resserrée.

La ligne de contre-pression EF représente la pression dans le

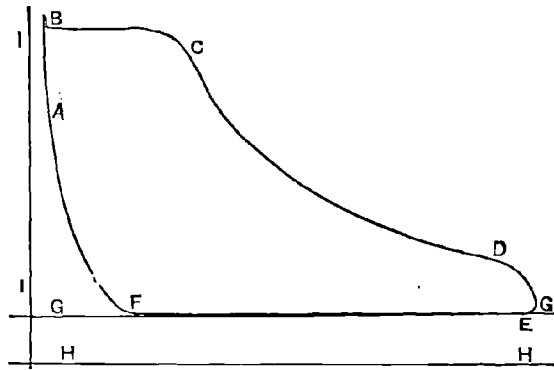


Fig. 51. — Etude des diagrammes.

cylindre pendant la course arrière. Pour les machines sans condensation, la position de cette ligne est un peu au-dessus de la pression atmosphérique. Dans les machines à condensation, elle indique une pression un peu supérieure à celle du condenseur.

Le point F où l'échappement cesse est précédé d'une élévation de pression. L'œil le distingue très exactement.

La courbe de compression FA indique le régime et le degré de la variation de pression après la fermeture de l'échappement.

La ligne atmosphérique GG correspond à la position d'équilibre du piston de l'indicateur avant l'introduction de la vapeur.

La ligne du vide IIIH est tracée parallèlement à la ligne atmosphérique, au-dessous, à une distance mesurant la pression de l'at-



mosphère. Elle est généralement placée à 1<sup>kg</sup>,033 (14 livres 7) au-dessous de la ligne atmosphérique <sup>1</sup>.

La figure suivante représente un diagramme relevé sur une

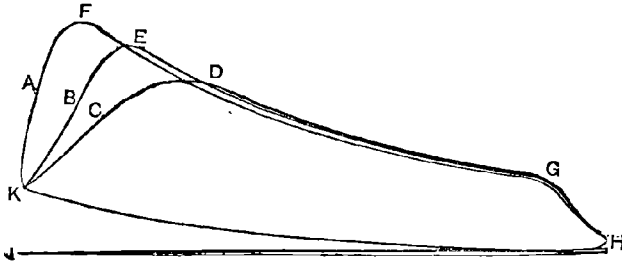


Fig. 52. — Diagramme d'une machine à gaz.

machine à gaz du système Otto. Les trois lignes ABC sont le résultat de trois explosions successives avec des périodes de combustion variées. A correspond à la combustion rapide, C à la

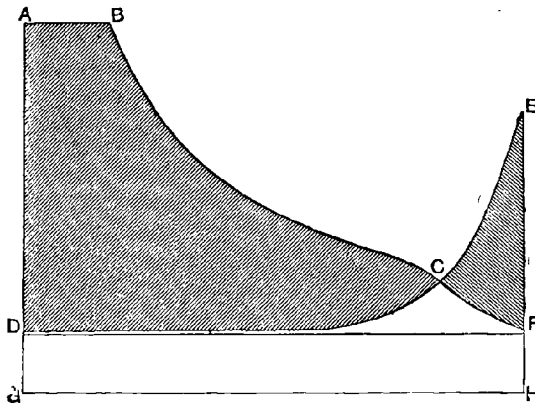


Fig. 53. — Efforts sur le piston.

combustion lente, aucune ne représente une explosion théorique qui aurait donné une ligne initiale au-dessus de A et verticale. Ici le mélange de gaz et d'air pénètre pendant la période d'introduction IH ; la compression se produit pendant le retour du

<sup>1</sup> Quand on peut consulter un baromètre, son indication en pouces, divisée par 2, donne approximativement la pression atmosphérique.

piston HK ; elle est suivie de l'explosion et d'une seconde course en avant KFG ; l'échappement commence en G et l'expulsion des gaz non consommés a lieu pendant la seconde course arrière III.

On suppose généralement que le diagramme représente la variation de l'effort sur le piston de la machine à chaque demi-révolution, mais il ne figure en réalité qu'une partie de cette action à un instant donné, la ligne ABCF (fig. 53) représente l'effort de la vapeur pendant la course avant ; mais cet effort est en partie équilibré par la contre-pression et la compression sur l'autre face du piston. Si elles sont représentées par la ligne DCE, il est évident que la variation réelle de l'effort net sera représentée par l'aire ABCD et par CEF ; l'une est positive et l'autre négative. Il faut donc combiner les éléments de deux diagrammes pris simultanément aux deux extrémités du cylindre pour obtenir les pressions réellement transmises par le piston.

**59. — Les causes des modifications produites dans la forme des diagrammes sont ordinairement simples et faciles à trouver. La forme réelle du diagramme diffère de la forme idéale, telle que nous l'avons décrite plus haut, en raison de l'occurrence d'un certain nombre de conditions qui sont d'ordinaire plus ou moins mauvaises. Ces conditions sont classées ci-après.**

Les causes qui affectent la puissance de la machine aussi bien que la forme du diagramme sont :

- (1) L'étranglement de la vapeur à l'admission et à la détente ;
- (2) Le jeu dans le cylindre et les conduites ;
- (3) La compression ;
- (4) L'échappement anticipé ;
- (5) La conductibilité de la chaleur par le métal du cylindre ;
- (6) L'eau qui se trouve à l'état liquide dans le cylindre.

Les causes qui affectent la forme du diagramme seulement sont :

- (7) Les vibrations produites dans le mouvement du crayon ;
- (8) Le frottement de l'indicateur ;
- (9) La position de l'indicateur.

Il est facile de reconnaître, d'après la figure ci-dessous qui re-

présente le diagramme idéal et le diagramme modifié, les causes de leur dissemblance.

En A la pression de la vapeur est habituellement à son maximum. Si l'introduction se fait au moment exact et en bonne direction, le cylindre sera plein de vapeur à l'instant où commence le mouvement du piston en avant. Si l'admission commence plus tard, le point A se rapprochera de B et la ligne KA sera inclinée

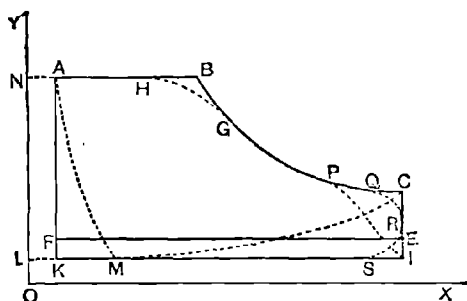


Fig. 54. — Diagrammes comparés.

vers la droite ; une ouverture prématurée de l'introduction produira une ligne commençant plus près de M et se terminant en A comme précédemment. Si la pression n'est pas bien soutenue, AB descendra du côté de B ; et si la fermeture des lumières d'admission ne se fait pas avec rapidité, le coin B sera arrondi comme H à G. De la même manière, à l'extrémité C de la courbe de détente l'ouverture prématurée de l'échappement donnera QRS ou PI ; une ouverture tardive donnera CM et la courbe de l'échappement se confondra avec celle de la contre-pression. Une fermeture anticipée de l'échappement produira une ligne de compression MA. Dans toutes les machines bien étudiées et convenablement réglées, cette compression de même que la détente sont réparties de manière à utiliser avantageusement l'énergie calorifique disponible du fluide.

Quelques-unes des modifications du diagramme sont donc dictées par des conditions de pratique. Ainsi, avec les lumières telles qu'on les fait maintenant dans les machines à grande vitesse en particulier, il est impossible d'obtenir instantanément en les ouvrant la pleine pression de la vapeur dans le cylindre ; on donne alors

de l'avance à l'admission. La même cause retarde ordinairement l'admission de la vapeur en approchant du point de détente, ce qui produit une chute de pression sur la courbe. Enfin, pour remédier aux inconvénients de l'inertie du fluide et de la section d'introduction pratiquement limitée, on donne habituellement de l'avance à l'échappement. Les coins nettement indiqués dans le diagramme sont d'autant plus arrondis dans le diagramme réel que les robinets ou soupapes de détente et d'échappement ont un mouvement plus lent. Le phénomène qui se produit est le laminage de la vapeur.

Si le point de détente n'est pas nettement apparent, on le déterminera approximativement en prolongeant les lignes AH et PG jusqu'à leur intersection en B qui donne le point cherché. C'est ce qu'on appelle le point virtuel ou effectif de détente<sup>1</sup>.

Des lignes ondulées indiquent un défaut dans l'indicateur ou

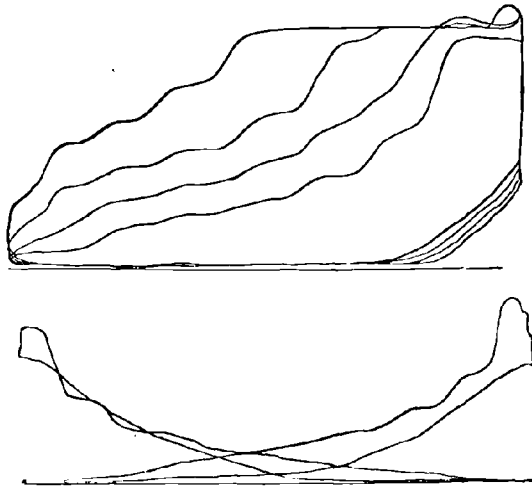


Fig. 55. — Variations de charge.

bien qu'il ne peut fonctionner à la vitesse de la machine. D'ailleurs elles ne donnent pas lieu toujours à des indications inexactes. Une ligne brisée et irrégulière indique la présence d'un gravier dans l'instrument.

<sup>1</sup> Rankine. *Machine à vapeur*, p. 418

Les fac-similés qui précèdent représentent, sur une machine à grande vitesse, le mode de variation du diagramme avec des charges variant depuis la surcharge jusqu'au simple frottement de la machine.

Les données de ce cas sont les suivantes :

Diamètre du cylindre . . . . .	=	203 <sup>mm</sup> , 0
Course du piston . . . . .	=	253 0
Echelle . . . . .	=	6 0 par kil.
Révolutions . . . . .	=	340 par minute.
Poids des organes à mouvement alternatif. . .	=	68 <sup>kg</sup> ,950
Longueur de la bielle . . . . .	=	6 fois la manivelle.
Déplacement maximum du tiroir. . . . .	=	66 <sup>mm</sup> , 7
Avance . . . . .	=	3 2
Ouverture des lumières. . . . .	=	12 <sup>mm</sup> , 7
Espace nuisible à chaque extrémité . . . . .	=	11 p. 100.
Maximum, côté de la bielle. {	Pression moyenne.	= 4 <sup>kg</sup> ,345
	Force en chevaux.	= 53 76
Côté opposé à la bielle. . {	Pression moyenne.	= 45 <sup>kg</sup> ,98
	Force en chevaux.	= 60 03
Moyenne . . . . . {	Pression. . . . .	= 4 <sup>kg</sup> ,598
	Force en chevaux.	= 56 89
Pression initiale moyenne. . . . .	=	5 <sup>kg</sup> ,625

60. — L'interprétation des diagrammes se fait d'ordinaire facilement, et, à l'aide de ce « stéthoscope de l'ingénieur », il est possible de reconnaître la nature et la cause de presque tous les défauts à relever dans la distribution des pressions et des volumes du fluide moteur, ou dans le réglage du tiroir, ou encore dans les dimensions et proportions des lumières et des tuyaux de conduite. La puissance exercée par la vapeur peut se mesurer facilement.

Ces différents points peuvent être résumés ainsi :

- (1) Puissance brute développée par la vapeur ;
- (2) Puissance nette de la vapeur et puissance nette équivalente de la machine ;
- (3) Résistance de la machine libre ou à vide ;
- (4) Puissance nette de la machine ;
- (5) Détail des pertes par laminage, contre-pression, etc. ;
- (6) Réglage des tiroirs ;
- (7) Marche des tiroirs ;
- (8) Juste proportion des lumières ;
- (9) Quantité de vapeur agissant en un point quelconque de la course ;

(10) Eau d'alimentation nécessaire, à l'exclusion de celle qui est perdue par condensation dans le cylindre ;

(11) Par un essai de chaudière, la dépense réelle de vapeur, de combustible et d'argent pour une puissance déterminée, et les pertes par fuite et condensation.

Les principes de ces renseignements ne peuvent être détermi-

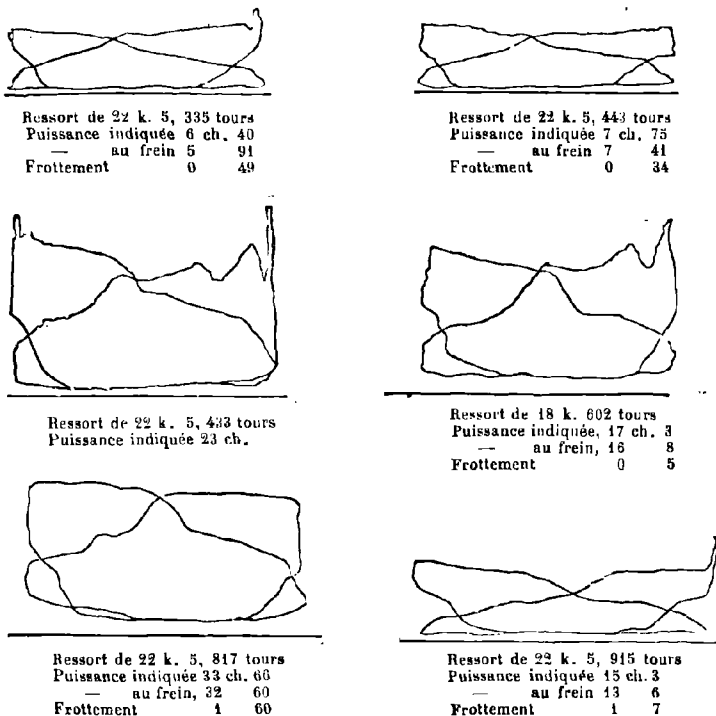


Fig. 56. — Effet de la vitesse.

nés que par un calcul soigneux, basé sur les données graphiques fournies par la mesure du diagramme ; d'autres sont reconnus tout de suite par un œil exercé et n'exigent que l'examen de la courbe du diagramme. Une machine bien conditionnée, une machine parfaite dans le sens que l'ingénieur attribue à ce qualificatif, présentera d'ordinaire une admission anticipée, des lumières spacieuses, une courbe d'admission approchant de la pression de la chaudière et presque horizontale, une détente nette, une courbe de détente approchant de l'hyperbole équilatère, un échappement

quelque peu anticipé et rapide, une contre-pression basse et uniforme, et une compression remontant bien vers la pression initiale. On réalise ces conditions en donnant un peu d'avance à l'admission et à l'échappement, d'autant plus que les vitesses et les pressions seront plus grandes, en donnant aux lumières des dimensions suffisantes, assurant une action rapide de la détente et une fermeture bien réglée de l'échappement. Si ces conditions ne sont pas satisfaites, il y a évidemment quelque défaut de construction ou de réglage.

Les diagrammes réduits de la figure 56 montrent combien on s'écarte du diagramme idéal spécialement dans les machines à grande vitesse <sup>1</sup>.

Tous ces diagrammes ont été pris avec les mêmes indicateurs sur

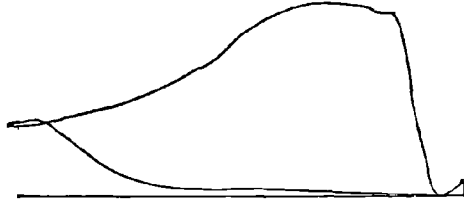


Fig. 57. — Travail négatif.

la même machine. Tous présentent les mêmes écarts par rapport à la courbe théorique, et manifestent les deux sortes d'imperfections que nous avons énoncées plus haut, celles dues aux conditions pra-

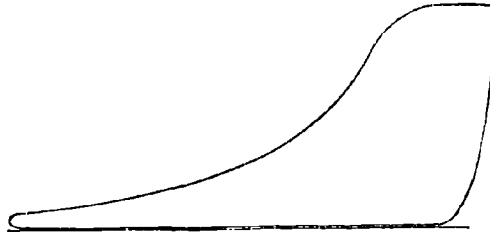


Fig. 58. — Bon diagramme.

tiques de construction et de fonctionnement de la machine, et celles qui sont produites par l'inertie et le frottement de l'indicateur.

Comme exemple de l'interprétation d'un diagramme, nous allons prendre le cas suivant (fig. 57) <sup>2</sup>.

<sup>1</sup> Variation de la charge, etc., R. H. Thurston. (*Trans. Am. Soc. M. E.*, 1888.)

<sup>2</sup> Barrus. *L'Indicateur*, p. 19.

Dans ce cas on avait donné à l'excentrique une position renversée à 43 degrés en arrière de sa place au lieu de l'avance angulaire ordinaire.

L'admission commence seulement lorsque le piston a parcouru un seizième de sa course. L'échappement est en retard d'une quantité à peu près équivalente. La pression avant la détente est basse, la contre-pression élevée, et il n'y a pas de compression.

Évidemment il se produit ici une perte de force ; la détente est terminée trop tôt et l'échappement est différé, ce qui produit une perte de vapeur à une pression même plus élevée que la puissance de la machine.

La figure 58 représente une courbe approchant du diagramme idéal avec un rapport de détente probablement trop élevé pour donner le meilleur résultat.

Le diagramme suivant a été pris par Ni-King <sup>1</sup> sur les machines à condensation du « Powhatan » et des lignes tracées en pointillé montrent encore les principales déductions à tirer de son examen.

La figure 59 est ce qu'on peut appeler un bon diagramme.

Vapeur 4<sup>k</sup>,53.  
 Vide 685<sup>mm</sup>  
 Bâche d'alimentation 52°,2.  
 Tours 9,5.  
 Registre de vapeur 8.

« Powhatan ».  
 7 nov. 1887, 10 h. du matin.  
 Une machine et une roue en  
 marche.  
 Mer belle.

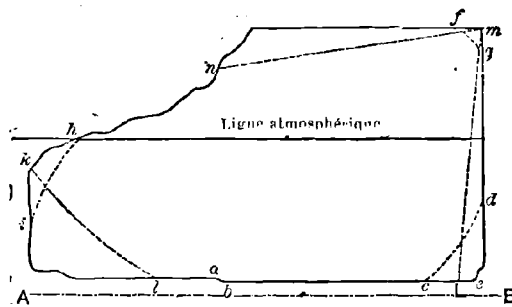


Fig. 59. — Diagramme type.

On voit que le piston de l'indicateur était juste, ce qui le faisait

<sup>1</sup> *Practical notes*, p. 46.



arrêter par endroits comme on le reconnaît d'une façon par les échelons formés sur la courbe de détente, et aussi en *ab* sur la ligne du vide.

Si le coin inférieur de droite, au lieu de présenter la forme indiquée par la figure 59, était coupé suivant *cd*, l'échappement se fermerait trop tôt, en *c* au lieu de *e*, et occasionnerait de la compression.

Si l'angle supérieur droit était remplacé par la ligne *fg*, l'admission s'ouvrirait trop tard. Si la courbe de détente se terminait par la ligne pointillée *hi*, l'échappement serait ouvert trop tôt; si l'on

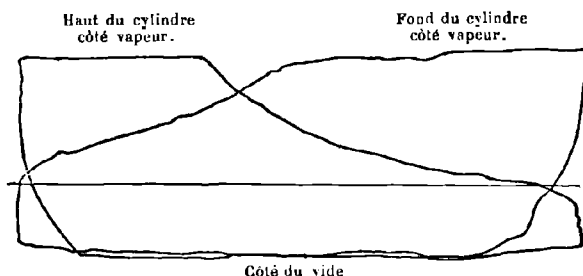


Fig. 60. — Diagrammes dissymétriques.

avait la ligne *kl*, il serait ouvert trop tard et trop lentement, empêchant l'évacuation libre de la vapeur, ou bien les lumières d'échappement seraient trop petites, ce qui produirait un effet semblable. Si la courbe tombait suivant *mn*, cela montrerait que le registre de vapeur n'est pas assez ouvert ou bien que l'admission est insuffisante. S'il y avait une avance excessive du tiroir, la ligne *dm* serait inclinée en haut vers la droite comme *Lm*. Un retard à l'admission produirait une inclinaison en sens inverse.

La figure 60 est un double diagramme relevé sur une des machines du *Great-Eastern* pendant ses essais dans le British Channel.

On remarquera que les soupapes étaient inégalement ouvertes. Le diagramme pris sur le haut du cylindre montre que la pression sur le piston était de  $4^{\text{kg}}$ , 41, la détente au tiers de la course, se terminant à la pression atmosphérique. Le diagramme relevé du côté bas-vapeur indique que la vapeur était à  $4^{\text{kg}}$ , 547 de pression, la détente à mi-course, jusqu'à une pression de  $0^{\text{kg}}$ , 281 au-dessus de la pression atmosphérique. Dans les deux cas le vide

était de 0<sup>ms</sup>, 844 ou environ 610 millimètres. Le nombre de courses était de 11 3/4, et la vitesse du piston égale à 100<sup>m</sup>,6 par minute. L'échappement se fermait quand le piston avait parcouru les cinq sixièmes de la longueur du cylindre, modérant ainsi la vitesse du piston lorsque celui-ci arrivait à 0<sup>m</sup>,61 du fond de cylindre.

Quand on se propose de régler une distribution, guidé par l'indicateur, il faut examiner soigneusement si les organes affectés par ce réglage ne peuvent être endommagés par le changement que l'on a en vue. Les tiroirs, par exemple, quand ils ont été longtemps en service, produisent une usure de leur glace jusqu'à un épaulement lorsqu'ils ne se terminent pas par une dépression dépassée par le tiroir. Si on ne fait pas disparaître tout d'abord cet épaulement, le changement de distribution peut causer des fuites ou même un accident.

61. — Les diagrammes des machines compound diffèrent souvent plus que ceux des machines simples, du diagramme idéal fourni par une machine sans défaut, même relatif à l'espace nuisible et à la résistance des lumières. Les meilleures machines compound accusent, à cet égard, une perte considérable comme on l'a vu, et due aussi à la chute de pression entre les deux cylindres, ce qui constitue fréquemment une cause de pertes très sensibles de chaleur, de vapeur et de combustible. Avec le système Wolff, si la charge est constante et la machine bien proportionnée à son service, enfin si les espaces morts sont réduits, l'approximation du diagramme réel par rapport à la courbe idéale peut être très voisine, comme on peut le constater par le diagramme de la figure 61, pris sur une pompe de ce système.

L'action de la vapeur et ses variations de pression sur tout le cycle sont précisément semblables à celles d'une machine simple. Une admission largement ouverte est caractérisée par la courbe d'admission très rapprochée de la ligne de pression dans la chaudière. Une bonne enveloppe de cylindre permet à la détente de suivre la courbe de la machine idéale ; des communications courtes et libres entre les deux cylindres donnent pour l'un un échappement qui coïncide presque avec l'admission de l'autre ; et les deux diagrammes réduits en un seul approchent considérable-

ment de celui qui représenterait le diagramme idéal de cette catégorie de machines. Des résultats aussi satisfaisants sont rares, et dans le plus grand nombre des cas la différence entre les diagrammes réel et idéal est très marquée ; elle influe notablement sur le rendement de la machine.

Les figures suivantes représentent des diagrammes pris sur une petite machine compound bien connue, à simple effet. La distribution diffère de celle qui précède en ce que l'on produit une compression élevée pour remplir les espaces nuisibles qui sont relati-

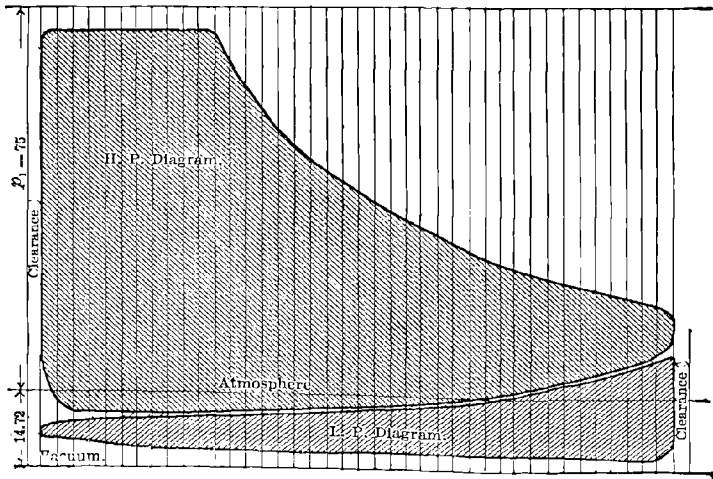


Fig. 61. — Action de la vapeur dans une machine Wolff.

H. P. Diagram, Haute pression, diagramme. — L. P. Diagram, Basse pression, diagramme. — Vacuum, Vide. — Clarence, Espace nuisible.

vement considérables. Cette distribution est particulièrement bien combinée pour une marche à grande vitesse. La faible perte de pression entre les deux cylindres montre bien l'avantage spécial aux machines du type Wolff bien proportionnées.

La construction des diagrammes indiquant le mode d'action de la vapeur dans les cylindres d'une machine compound, en tant que préliminaire à l'étude des détails, se fait comme on le verra plus loin ; ce diagramme idéal ou théorique indique le régime de la machine que l'on a en vue, tel qu'il est modifié par les conditions de fonctionnement que l'ingénieur peut définir et représenter avec plus ou moins d'exactitude. Les diagrammes séparés appar-

tenant aux deux cylindres, haute et basse pression, doivent être combinés comme il suit, de manière à obtenir un diagramme unique représentant le cycle complet des changements de pression et de volume de la vapeur depuis l'admission jusqu'à l'échappe-

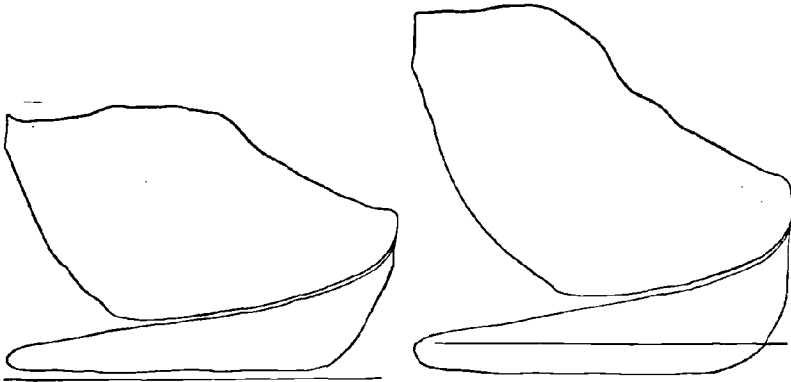


Fig. 62 et 63. — Diagrammes pris sur une machine compound.

ment. L'exemple que nous avons choisi est emprunté au type Wolff: la vapeur admise dans le petit cylindre remplit sa capacité. Cette période correspond à la ligne BC de la figure 64, la pression absolue étant représentée par BO au-dessus de la ligne du vide POQ.

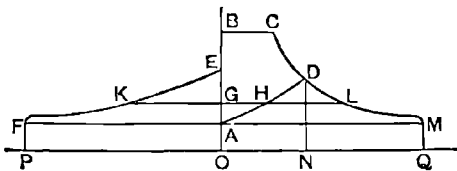


Fig. 64. — Diagrammes combinés.

L'admission est ensuite fermée et la vapeur se détend avec une pression graduellement décroissante

comme l'indique la courbe CD. DN étant perpendiculaire à OQ, ON représente l'espace parcouru par le piston du petit cylindre. Puis, la communication est établie entre le petit et le grand cylindre, et la course avant du grand cylindre commence au même instant que la course arrière du petit. La vapeur est alors chassée devant le piston du petit cylindre et pousse celui du grand cylindre; elle exerce sur le dernier un effort supérieur à celui qu'elle reçoit du premier parce que le piston du grand cylindre parcourt un plus grand espace; la différence entre ces deux quantités s'ajoute à l'énergie exercée sur le piston du petit cylindre, Cette

action est représentée par DA et EF ; les ordonnées de DA représentant les pressions d'arrière dans le petit cylindre, et DA les pressions d'avant dans le grand cylindre.

Pendant la course arrière du grand cylindre, la vapeur est expulsée en exerçant une contre-pression suivant FA ; en même temps la vapeur est admise de nouveau dans le petit cylindre et se détend pendant une nouvelle course.

C'est ainsi que sont obtenus les diagrammes BCDAB pour le petit cylindre et EFAE pour le grand, et la somme de leurs surfaces représente l'énergie exercée par la quantité de vapeur dépensée.

Quand les diagrammes ont pour objet d'étudier les relations qui existent entre la chaleur dépensée et le travail accompli, il est préférable de les combiner en un seul :

Traçons une ligne KGH parallèle à POQ, coupant les deux diagrammes. Prenons  $HL = KG$  ;  $GL = GH + KG$  représente le volume total dans les deux cylindres à vapeur quand la pression est OG, tandis que L est le point que l'on aurait atteint si l'action s'était passée dans le grand cylindre seul.

En traçant un certain nombre de lignes telles que KL, on peut déterminer autant de points que l'on voudra pour compléter le *diagramme combiné* BCDLMAB dans lequel la longueur OQ = OP représente le volume du grand cylindre ; et ce diagramme peut être discuté comme s'il représentait l'action de la vapeur dans le grand cylindre seul.

Ainsi, comme l'a observé Rankine <sup>1</sup>, l'énergie exercée par une quantité donnée de fluide pendant une série déterminée de changements de pression et de volume dépend de cette série de changements et non pas de la disposition et du nombre des cylindres dans lesquels s'effectuent ces changements.

Quand les diagrammes pris sur les deux cylindres d'une machine compound de la forme la plus simple sont combinés, ayant tous deux la même longueur, ils forment un tout comme nous l'avons représenté par les figures 61, 62 et 63. Comme, d'ailleurs, le

<sup>1</sup> *Steam Engine*, § 261, p. 336.

diagramme est construit en prenant l'échelle des volumes horizontale, la paire de diagrammes ne peut pas être comparée à la courbe relevée sur une machine simple, il faut les réduire à une échelle commune des volumes, soit en reconstruisant le petit sur l'échelle des volumes du plus grand, ou vice versa. Cette dernière méthode est celle que l'on emploie d'ordinaire et qui a été suivie pour les exemples subséquents de diagrammes de machines compound. En combinant ainsi ces diagrammes, il faut remarquer que le travail représenté est celui de la machine pour une course ou pour une seule charge de vapeur comme dans un cylindre unique. La base mesure la course ou le volume engendré par le piston pendant sa course avant. Pour faire un diagramme combiné, chaque abscisse du diagramme de basse pression doit être augmentée dans une proportion telle qu'elle devienne proportionnelle au volume total pris par la vapeur au moment de la production de cette ligne. Le rapport d'agrandissement est celui des capacités effectives des deux cylindres. Si les diagrammes ont été pris l'un et l'autre avec le même ressort d'indicateur, il faut combiner les deux diagrammes en un seul qui montre, à toutes les périodes de son cycle, les rapports réels de pression et de volume de la vapeur. Si la machine était parfaite dans ses proportions et son fonctionnement, les deux figures produiraient un diagramme combiné exactement semblable à celui qu'on obtiendrait sur une machine simple agissant avec la même détente, le même poids et la même pression de vapeur.

En un point quelconque du mouvement simultanément des deux pistons, le volume de la vapeur sera évidemment la somme des volumes,  $v_x$  engendré par le grand et  $V_x$  encore à engendrer par le petit piston ; et si la partie du volume engendré dans chaque cylindre est  $x$ , le volume total sera

$$v - x + \frac{V}{v} x = v_x + V_x$$

et la pression en ce point est mesurée par le rapport des volumes, en sorte que

$$p_x = \frac{p_1 v + r_1}{v_x + V_x} = \frac{p_1 v}{r_1 (v_x + V_x)} = \frac{p_1 v}{r_1 v + (r - r_1) x}$$

Cette valeur est quelque peu modifiée par la présence de la conduite intermédiaire entre les cylindres, parce qu'il se produit une baisse de pression au moment où s'ouvre l'échappement du petit cylindre ; mais cette chute de pression est d'autant moindre que ce passage intermédiaire est plus grand. S'il forme un réservoir intermédiaire, comme c'est le cas quelquefois, où l'on réchauffe la vapeur entre les deux cylindres, cette chute de pression et l'abaissement correspondant de la pression moyenne obtenue dans le travail effectué et dans le rapport total réel de la détente, est quelquefois tout à fait négligeable en comparaison du bénéfice procuré par ce procédé. La valeur ordinaire de la réduction de la détente totale n'est pas éloignée de 20 p. 100. Elle s'élève à un tiers avec les petits réservoirs et redescend à un chiffre moins élevé pour les grands espaces. La perte de travail peut être ordinairement négligée.

Les machines du type à réservoir avec manivelles équidistantes et réservoirs intermédiaires sont beaucoup moins affectées par les espaces intermédiaires. La réduction de pression et la perte de détente totale est d'environ 10 p. 100 si le réservoir est égal au volume du petit cylindre, et tombe à moins de cinq dans les cas ordinaires lorsque le réservoir est égal au grand cylindre ; pertes qui peuvent être aisément évaluées approximativement et dont on peut tenir compte dans tous les cas <sup>1</sup>.

Dans la courbe suivante empruntée à un travail de M. Porter, la forme naturelle de la ligne de détente dans le cylindre simple, ayant la capacité observée ici dans la machine à basse pression, serait celle qui est indiquée par l'une ou l'autre des deux lignes pointillées suivant que la détente s'est rapprochée plus ou moins de la forme hyperbolique. Le volume initial est AB, et la pression, correspondante est indiquée sur l'échelle verticale ; la chute graduelle de pression à mesure que le volume augmente est représentée par les deux échelles, à mesure que la ligne s'avance à droite vers son point terminus en I. L'écart de la ligne pointillée par rapport à la ligne de détente réelle entre B et C repré-

---

<sup>1</sup> Pour les expressions exactes de ces pertes, voir Sennett, *Appendice* ; et Clarke's, *Manual*, pp. 849 et suiv.

sente le bénéfice en poids et en pression dû à la revaporisation progressive de la vapeur primitivement condensée dans le cylindre au moment de l'ouverture du tiroir et à l'admission du fluide dans le cylindre froid. Sa détente se produit depuis le volume et la pression initiale B jusqu'en C dans le cylindre à haute pression, et de C ou H à I dans le cylindre à basse pression. Les diagrammes réellement obtenus sont ABCD et EFG, ce

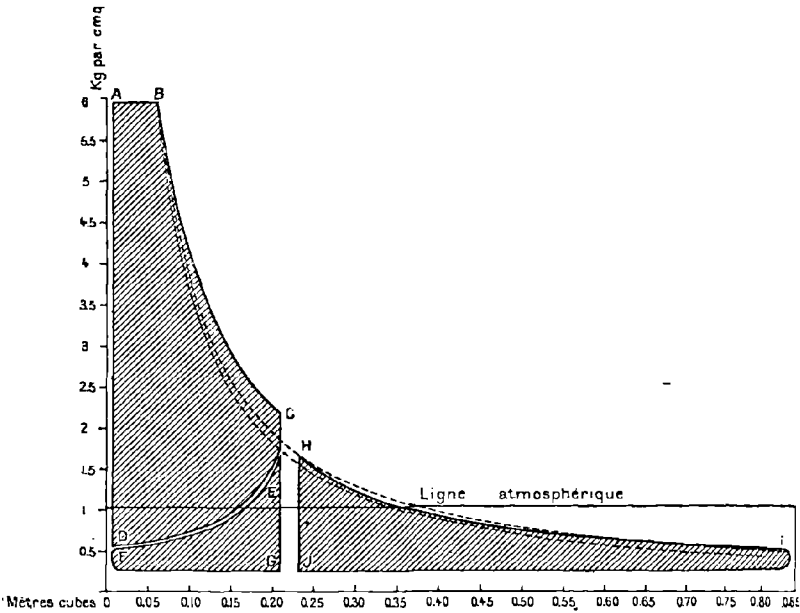


Fig. 65. — Diagramme de machine compound.

dernier étant l'équivalent du diagramme HIJ du cylindre de basse pression, tel qu'il se produirait si le petit cylindre avait une longueur suffisante pour permettre l'achèvement de la détente dans ce cylindre. Les variations de la ligne pleine, représentant le diagramme réel par rapport à la ligne idéale de détente figurée en pointillé, indiquent les fluctuations de la pression produite par la condensation et la réévaporation qui se produisent pendant la détente dans la chambre métallique faisant fonctions de cylindre.

La figure suivante représente les écarts visibles qui existent entre les diagrammes réels pris sur les deux cylindres d'une ma-



chine compound, — dans l'espèce une « Reynolds-Corliss » — et le diagramme idéal combiné.

Le diagramme suivant, pris sur une machine du même type que le précédent et publié par le constructeur, montre ensemble le procédé de réduction des diagrammes réels à la forme combinée et les écarts de la ligne de détente dus aux imperfections de la machine, produit de l'industrie humaine. Les pressions

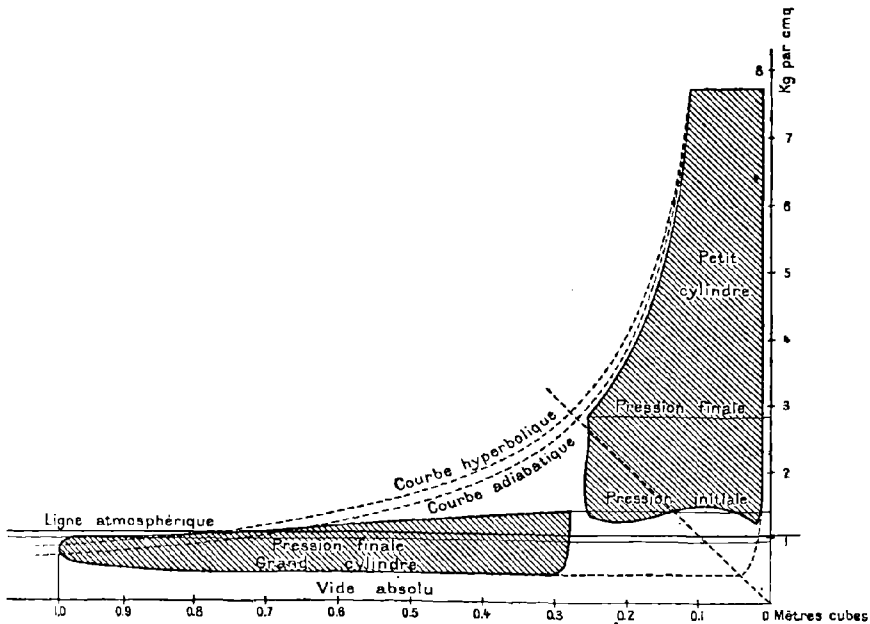


Fig. 66. — Machine compound; diagramme réel et idéal.

sont mesurées en kilogrammes par centimètre carré, et les volumes en mètres cubes, les capacités réelles du cylindre étant données. Comme on le voit sur le diagramme, environ 991<sup>dmc</sup>,02 de vapeur pénètrent dans le cylindre de haute pression à chaque course, à une pression de 7<sup>kg</sup>,734 par centimètre carré au-dessus du vide, elle se détend presque adiabatiquement jusqu'à 261<sup>dmc</sup>,914 et passe alors au cylindre de basse pression, en descendant de 2<sup>kg</sup>,812 pression finale dans le petit cylindre à 1<sup>kg</sup>,406 dans le cylindre de basse pression. Elle se détend alors dans ce dernier jusqu'à la pression de 0<sup>kg</sup>,844 et passe dans le condenseur, la contre-pres-

sion devenant ainsi peu éloignée d'une moyenne de  $0^{\text{m}},422$ . Les deux diagrammes sont représentés par les hachures; le diagramme idéal les enveloppe tous les deux, son contour est représenté en pointillé. L'espace considérable qui mesure la différence des deux aires nous permet d'apprécier l'imperfection du cycle réalisé. L'écart entre les lignes de détente réelle et idéale, et ce fait que la première est contenue à l'intérieur de la seconde, nous indiquent que l'enveloppe ne fournit pas assez de chaleur pour compenser la condensation du fluide détendu, et reste beaucoup au-dessous de ce qui serait nécessaire pour maintenir sa

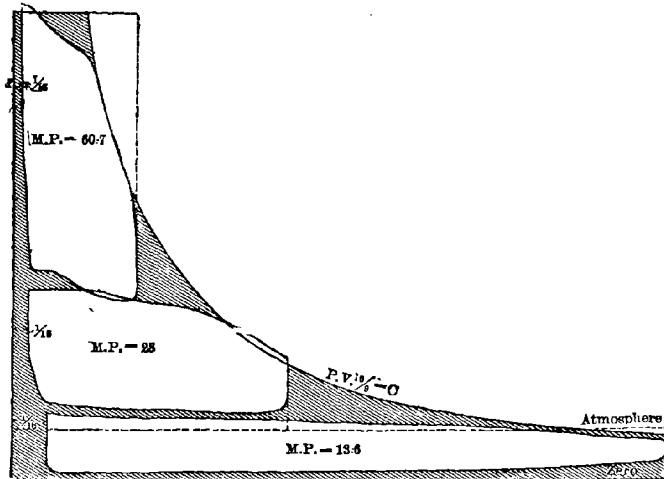


Fig. 67. — Diagramme d'une machine à simple expansion.

température constante ou pour surchauffer la vapeur d'une manière constante.

Les fluctuations discordantes des lignes semblables dans les deux diagrammes montrent l'effet du mouvement non synchrone des deux cylindres.

La figure 67 indique les proportions des diagrammes relevés sur une machine à triple expansion, tracés à une échelle commune des volumes et des pressions et placés sous la courbe de la loi de Mariotte. Les cylindres de la machine sont dans les rapports de 1 : 2, 25 : 2, 42 et le rapport total de la détente est 8, la détente commençant dans les différents cylindres à 4.47, 4.3, 4.3.

Un avantage de ce type de machine avec manivelles équidistantes est que la chute de pression peut être réduite à une quantité négligeable. La pression de vapeur est égale à  $8^{\text{kg}},789$ , le rendement  $0^{\text{kg}},18$ , et la consommation est de  $0^{\text{kg}},781$  par cheval-heure indiqué.

62. — Les applications spéciales de l'indicateur offrent un intérêt tout particulier pour l'ingénieur. Le réglage du tiroir peut être souvent amélioré, et toujours contrôlé au moyen de cet instrument. L'application de l'indicateur au tiroir et la comparaison de ses lectures avec celles des diagrammes ordinaires et des manomètres de la machine révéleront souvent des défauts existant dans les conduites de vapeur ou le fonctionnement du tiroir, qui seraient difficiles de découvrir autrement ; son emploi sur les pompes à air des machines à condensation et sur les pompes révélera de même les défauts qui peuvent exister dans leur construction ou leur fonctionnement ; le mouvement étant conduit par l'excentrique du mécanisme du tiroir fixé sur la machine à la manière ordinaire permettra un examen plus minutieux des périodes de fonctionnement qui ne peuvent être étudiées facilement sur les diagrammes ordinaires. Dans certains cas, un mouvement continu, dérivé de l'arbre moteur, est adopté dans ce but.

Si l'on a en vue de régler le tiroir, l'examen du diagramme renseignera sur le fonctionnement du mécanisme tel qu'il est. On jugera de la nécessité d'augmenter ou de diminuer l'avance, de rajuster les soupapes et excentriques. Après ce nouvel ajustage on prendra de nouveaux diagrammes jusqu'à ce que l'on se soit approché autant que possible du diagramme désiré.

Comme exemples de diagrammes pris sur le tiroir et de leur interprétation, M. Porter donne ceux que nous représentons plus loin <sup>1</sup>.

La pression oscille dans le tiroir avec la consommation de la machine ; elle s'élève jusqu'à la pression de la chaudière aussitôt après le commencement de la détente et s'abaisse plus ou moins

---

<sup>1</sup> Richards. *Steam-Engine Indicator*, p. 178-78.

suivant que la vapeur traverse les lumières plus ou moins rapidement. Les extrémités du diagramme correspondent aux extrémités de la course du piston de la machine ; le point *c* aux points de détente à chaque course. La ligne inférieure représente la pression dans le tiroir pendant l'intervalle compris jusqu'au moment de l'action de la soupape de détente. Immédiatement après, la pression atteint celle de la chaudière et reste à ce niveau jusqu'au point où l'abaissement de la ligne supérieure montre que l'extrémité opposée du cylindre a commencé à admettre la vapeur. En A et B la pression, lorsqu'elle est à son maximum, dépasse

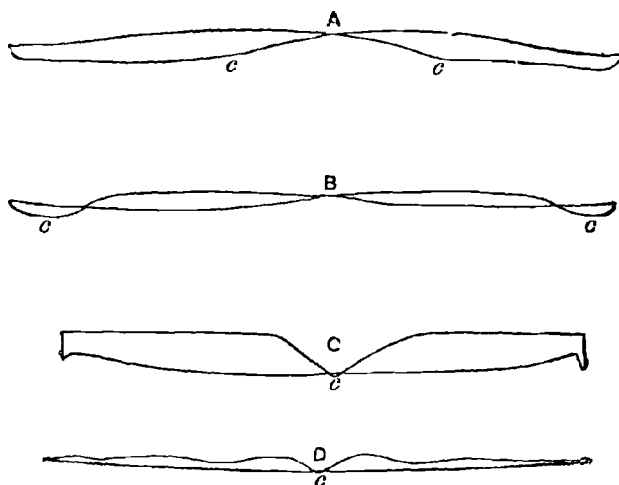


Fig. 68. — Diagramme de boîte à tiroir.

celle de la chaudière. Cette élévation anormale de la pression est causée par l'arrêt brusque de la masse en mouvement dans les tuyaux de vapeur et le tiroir. Ces diagrammes ont été pris par M. Porter, à l'Exposition Universelle de 1867 à Paris, sur des machines tournant à 200 tours par minute.

En C on constate évidemment que le tuyau de vapeur est trop étroit, cela résulte de la chute considérable de pression qui se produit lorsque le cylindre admet la vapeur à l'une ou l'autre de ses extrémités et aussi de la surélévation correspondant à la détente *c*. La section de la conduite ayant été augmentée, on a obtenu le diagramme D ; la chute soudaine et continue de pression

lorsque la machine admet la vapeur et la perte considérable de pression, de puissance et de rendement, indiqués en C ont complètement disparu en D.

63. — Des diagrammes de pompes obtenus par l'application de l'indicateur à la pompe à air d'une machine à condensation sont

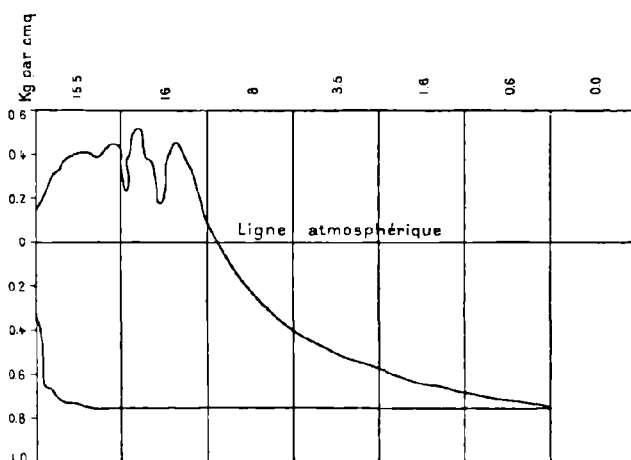


Fig. 69. — Pompe à air, diagramme normal.

représentés par les deux figures suivantes que M. King a relevées sur le vapeur *Powhatan* de la marine Américaine, steamer à aubes du vieux type, et pourvu d'un condenseur à injection <sup>1</sup>.

Le premier correspond à un fonctionnement normal de la machine. Dans le second cas, la pompe prenait un grand excès d'air.

La pompe, dans le premier exemple, aspire l'air mélangé de vapeur et d'eau du condenseur à une pression d'environ 0<sup>m</sup>,28 au-dessus du vide, pendant la course d'introduction, et pendant la course arrière ou d'expulsion le tout est comprimé à une pression régulièrement croissante jusqu'au point où la soupape d'échappement s'ouvrant à une pression d'environ 0<sup>m</sup>,351 au-dessus de la pression atmosphérique, toute la masse est évacuée avec des fluctuations

<sup>1</sup> *Practical notes*, p. 56-60.

de la courbe dues à la levée et à la descente de la soupape et à l'expulsion irrégulière d'air et de vapeur. La pression tombe alors à  $0^{\text{kg}},144$  environ et on arrive à l'extrémité de la course. L'excédent

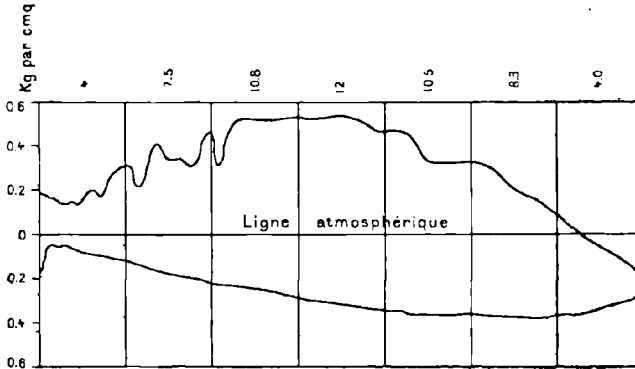


Fig. 70. — Pompe à air avec excès d'air.

dépassant la dernière pression observée est dû au frottement qui se produit aux orifices d'échappement et dans les tuyaux de

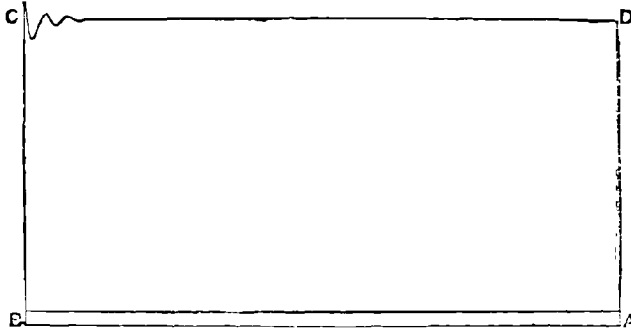


Fig. 71. — Diagramme d'une pompe.

décharge. Ces diagrammes sont nettement différents de ceux obtenus sur la machine.

Les pompes élevant l'eau ou tout autre fluide incompressible doivent donner un diagramme semblable à celui de la figure 71 qui a été pris sur une pompe très remarquable de M. Corliss, construite pour la ville de Pawtucket.

On voit que ce diagramme est parfaitement rectangulaire, l'eau

entrant du commencement à la fin de la course AB, la pression étant de  $0^{\text{kg}},350$  environ au-dessous de celle de l'atmosphère ; la pression de décharge BC, un peu supérieure à  $4^{\text{kg}},88$ , est atteinte instantanément, et la décharge s'effectue suivant CD à une pression uniforme. L'ondulation qui se voit à l'angle C est due à une vibration du ressort de l'instrument.

Les *diagrammes de compression d'air* présentent cet effet,

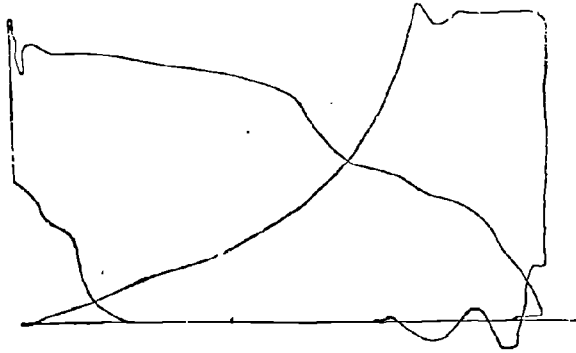


Fig. 72. — Machine à vapeur et compresseur d'air, diagramme.

comme dans les figures suivantes montrant un diagramme de machine à vapeur et de compression d'air pris en même temps sur un compresseur Allen. La machine conduit le compresseur, et le travail indiqué sur le diagramme de cette machine dépasse celui

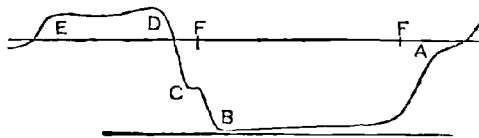


Fig. 73. — Diagramme pris sur un indicateur conduit par l'arbre moteur.

qui est absorbé par le compresseur d'une quantité égale au travail perdu par le système. On voit que la machine a une admission anticipée, une détente incomplète, un échappement anticipé et une compression, ce qui pratiquement, à un certain degré, est nécessaire pour obtenir le meilleur résultat ; mais le compresseur absorbe pendant la course d'introduction, comprime rapidement du minimum au maximum de pression, et ne présente pas

de variations par rapport au diagramme idéal telles qu'on les voit sur celui de la machine. Cette machine tournait à 144 révolutions par minute, et c'est cette vitesse qui a causé les ondulations de la courbe dues à l'inertie de l'indicateur.

Si le mouvement est communiqué par l'arbre moteur au papier du diagramme, on obtiendra une courbe telle que la précédente (fig. 73).

De A à B est l'échappement et la ligne de vide ; de B à C la

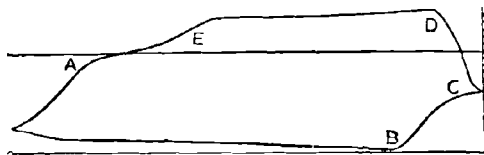


Fig. 74. — Diagramme reconstitué.

compression ; de C à D l'introduction ; de D à E la ligne de vapeur ; de E à A, détente ; F, F représentent les extrémités de la course.

La figure 74 est le même diagramme dont les extrémités sont jointes, et plié en FF, de manière à se rapprocher du diagramme ordinaire, mais en conservant encore la longueur et la proportion des lignes. Les diagrammes pris ainsi manifestent mieux les défauts des tiroirs ; en les comparant attentivement à la forme ordinaire, on découvrira souvent des défauts de proportions et de dimensions des tiroirs, de conduits de vapeur, etc. Enfin, ce diagramme indiquera très exactement la proportion de la durée des différentes opérations pendant le mouvement de la machine <sup>1</sup>.

En attachant la corde au mouvement de l'excentrique, on obtiendra encore des diagrammes très utiles.

**64. — On rencontre souvent des formes particulières de diagrammes qui toutes caractérisent invariablement quelque anomalie dans la machine.**

La figure 75, d'après King, est un diagramme indiquant le fonctionnement du tiroir pendant une manœuvre à la main. Il y a beaucoup de compression et d'avance à l'admission, la soupape

<sup>1</sup> Stillman. *Indicator*, p. 31.



Vapeur dans les chaudières . 0<sup>k</sup>633  
 Tours . . . . . 5 *Powhatan, 13 février 1854.*  
 Alimentation . . . . . 38°  
 Registre . . . . . 4

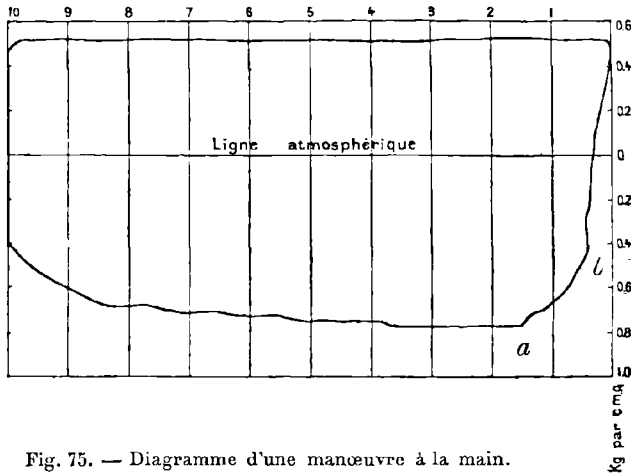


Fig. 75. — Diagramme d'une manœuvre à la main.

d'échappement se fermant en *a* et l'admission s'ouvrant en *b*, de sorte que la machine passait au point mort contre une pression de 0<sup>kg</sup>,450 au-dessus de l'atmosphère.

La figure 76 provient de la même source. Dans ce cas la machine

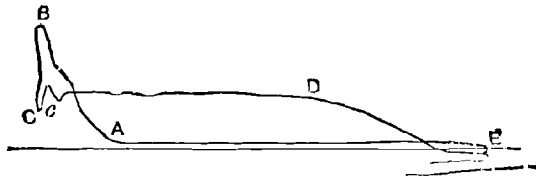


Fig. 76. — Cas particulier.

fonctionnait sans condensation avec de la vapeur à une pression très basse. L'échappement se ferme en *A*, ce qui produit la compression de la vapeur enfermée jusqu'en *B* où s'ouvre l'admission, et la pression, étant plus grande dans le cylindre que dans la chaudière, tombe immédiatement en *C*. Le crochet formé en *C* a été occasionné par l'inertie du piston de l'indicateur. En *D* l'admission se ferme et la vapeur se détend jusqu'à *E* au-dessous de l'atmosphère. En *E*, l'échappement s'ouvre, et la pression se relève pour

égaler la contre-pression, ce qui produit une boucle à cette extrémité du diagramme.

La figure 77 est un diagramme pris sur une machine sans con-

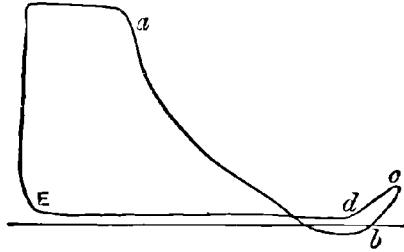


Fig. 77. — Réadmission.

densation. La pression s'élève de *b* en *c*, mais si nous supposons que l'échappement s'ouvre en *b*, il n'y a pas de raison pour que la pression s'élève au delà de *d*, contre-pression sur la face opposée du piston ; un diagramme semblable pourrait être formé seulement par un tiroir de la manière suivante : La vapeur étant admise jusqu'à ce que le piston soit arrivé en *a*, le tiroir indépendant coupe la vapeur ; elle se détend alors jusqu'en *b* ; en *b* l'admission ayant un recouvrement défectueux et se trouvant ainsi ouverte, de la vapeur fraîche rentre dans le cylindre, ce qui produit la ligne *b c*. En *c* la vapeur est supprimée par le tiroir lui-même et l'échappement ouvert ; la pression tombe alors en *d* et la courbe d'échappement est tracée.

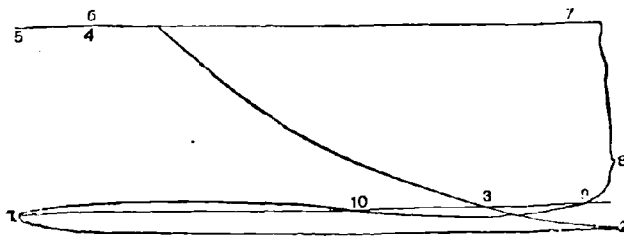


Fig. 78. — Diagramme pris avec un ressort léger.

La figure 78 est un diagramme de machine à gaz Otto, pris par MM. Brooks et Stewart avec un ressort léger afin de mieux montrer le fonctionnement de la machine aux points les plus obscurs <sup>1</sup>.

<sup>1</sup> Otto. *Gas-Engine*, Van Nostrand's Magazine, 1883.

La course d'introduction commence en 1 ; les gaz mélangés sont absorbés pendant la course jusqu'en 2. Alors commence la compression, la pression dépasse celle de l'atmosphère en 3 et s'élève jusqu'à la limite du ressort 4, 5, 6. Le mélange est allumé pendant la course suivante, la pression continue à le maintenir au-

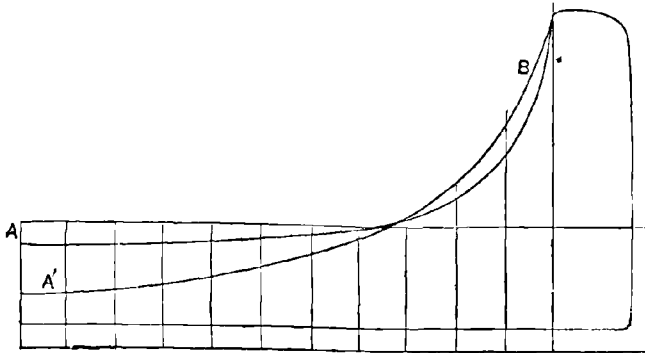


Fig. 79. — Condensation dans le cylindre.

dessus de la limite du ressort jusqu'en 7 ; puis l'échappement s'ouvre et l'évacuation se produit suivant la ligne 7, 8, 9, 10, 1. La dépression 9,10 est due à l'inertie.

Dans l'exemple ci-dessus (fig. 79), une machine à vapeur marchant très lentement donne une détente B A, qui diffère notablement de la courbe B A' de Mariotte que suivent ordinairement d'assez près les bonnes machines. La cause, maintenant bien connue de ce fait, est la condensation dans le cylindre et la réévaporation, phénomène étudié ailleurs complètement.

## CHAPITRE VI

### MESURE DES DIAGRAMMES; CALCULS; APPAREILS ET MÉTHODES

65. — **Les appareils et méthodes** de mesure de la puissance des machines au moyen des diagrammes d'indicateurs varient nécessairement quelque peu suivant le but qu'on se propose et suivant les résultats cherchés. Ils comprennent les systèmes employés pour la mesure directe des diagrammes et aussi les instruments qui servent à mesurer la vitesse de la machine et ses variations. Dans la première catégorie se trouve le planimètre ; dans la seconde sont les indicateurs de vitesse, compteurs et chronographes de toutes sortes. Leur mode d'emploi et de calcul doit toujours conduire à des résultats de la plus grande exactitude.

66. — **Les mesures prises** sur les diagrammes d'indicateurs exigent beaucoup de soin et d'exactitude. La figure à mesurer est de petites dimensions ; ses contours sont généralement peu nets et irréguliers ; enfin la détermination de sa surface exacte, qui est le problème ordinaire, nécessite des manipulations délicates. Un diagramme d'indicateur représente les pressions, les volumes et le travail de la vapeur, ou du fluide moteur quel qu'il soit, pendant une révolution de la machine et d'un seul côté du piston. Deux diagrammes indiqueront les mêmes quantités sur les deux faces du piston pendant une révolution. Si on relève une série de couples de diagrammes, on aura les variations des pressions et du travail de la machine pendant les périodes de marche auxquelles ils appartiennent. La moyenne des pressions indiquées sur le diagramme est la pression moyenne pour un seul tour et d'un seul côté du

piston ; la moyenne obtenue sur une série de diagrammes donne une moyenne des pressions pendant la période embrassée, avec une approximation qui dépend du nombre de diagrammes et de l'uniformité d'action de la machine. En prenant des diagrammes à des intervalles suffisamment rapprochés on peut obtenir une approximation aussi grande qu'on le désire. Dans la pratique on ne prend souvent qu'un diagramme par heure, et dans les essais de quelque importance on les relève parfois de quart d'heure en quart d'heure. En mer, sur les navires de guerre on a l'habitude de prendre une série de diagrammes tous les jours et de les consigner dans le livre du bord.

Puisque le diagramme indique seulement les pressions, les autres facteurs du travail doivent être déterminés autrement. Le travail indiqué de la machine à chaque course est le produit de l'intensité nette de la pression sur le piston par le volume traversé. La puissance est le travail effectué par la machine dans l'unité de temps.

La puissance en kilogrammètres par seconde est donnée par la formule

$$2 \frac{p l a n}{60}$$

où  $p$  représente en kilogrammes par centimètre carré la pression effective moyenne donnée par l'indicateur ;  $l$  la longueur de la course en mètres ;  $a$  l'aire du piston en centimètres carrés ;  $n$  le nombre de tours par minute <sup>1</sup>.

Parmi ces quantités, toutes excepté  $p$  peuvent se mesurer directement par l'observation. La pression  $p$  est la seule quantité obtenue par l'emploi de l'indicateur. Pour la déterminer on mesure l'aire du diagramme, on la divise par la longueur totale et on obtient pour quotient la cote moyenne. En multipliant celle-ci par l'échelle du ressort et des ordonnées on obtient la pression moyenne.

<sup>1</sup> En mesures anglaises, la puissance est donnée par la formule

$$2 \frac{p l a n}{33\,000}$$

où  $p$  représente la pression effective moyenne donnée par l'indicateur ;  $l$  la longueur de la course,  $a$  l'air effective du piston ;  $n$  le nombre de tours par minute. Les pressions sont ici, comme d'habitude, mesurées en livres par pouce carré, la surface du piston en pouces, la course en pieds et le travail en pieds-livres par minute.

La *pression totale moyenne* est cette quantité mesurée par rapport à la ligne de vide du diagramme. La pression effective moyenne mesurée sur l'indicateur est celle qui représente la pression nette agissant pour produire le travail indiqué. C'est cette pression qui est considérée ordinairement dans les calculs. L'aire du diagramme peut être obtenue de plusieurs manières.

La meilleure méthode est celle du planimètre qui, manœuvré habilement, peut donner cette surface à 5 millimètres carrés près. En divisant cette surface par la longueur du diagramme, on aura pour résultat la hauteur d'un rectangle de surface égale, et la hauteur moyenne du diagramme seul.

On peut aussi tracer par exemple dix lignes équidistantes,

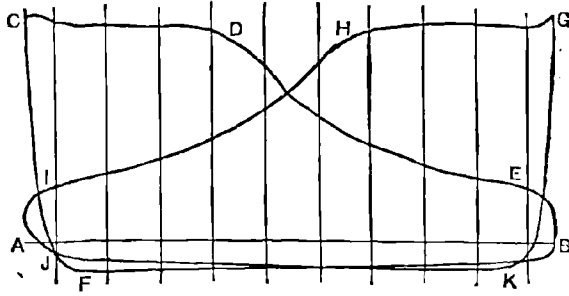


Fig. 80. — Mesure des diagrammes.

comme dans la figure 80, perpendiculaires à la ligne atmosphérique. La première et la dernière sont à un demi-intervalle des extré-

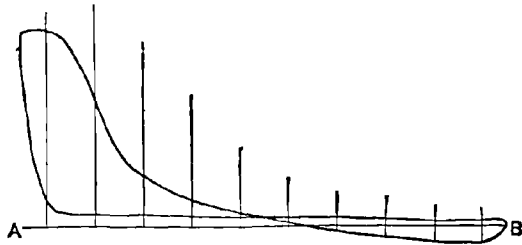


Fig. 81. — Mesure des diagrammes.

mités correspondantes, et la hauteur de chacune représente la hauteur approchée de l'intervalle qu'elle indique. Mesurons la longueur de chaque ordonnée. Multiplions la longueur moyenne

ainsi déterminée par l'échelle du ressort et nous aurons pour résultat la pression effective moyenne.

Dans le cas où il y a une boucle, comme pour la figure 81, par suite d'une détente s'abaissant au-dessous de la contre-pression, sur une machine sans condensation, les ordonnées en dessous sont négatives et doivent être retranchées de la longueur des ordonnées en dessus. Multiplions la surface nette du piston par la pression effective moyenne ainsi obtenue; multiplions ce produit par la distance parcourue par le piston en une minute et divisons par  $60 \times 75 = 4\ 500$ , nous aurons, comme on l'a déjà vu,

$$\text{Puissance indiquée en chevaux} = \frac{\text{aire nette du piston} \times \text{pression effective moyenne} \times \text{tours par minute} \times 2 \times \text{course}}{4\ 500}$$

Quand on relève un certain nombre de diagrammes sur la même machine, les calculs peuvent se simplifier en multipliant l'aire du piston par deux fois la longueur de la course et divisant le résultat par 60. Les constantes se trouvent ainsi groupées et on obtient de cette manière le « coefficient », la « constante de la machine » qui mesure le travail développé à la vitesse d'un tour par minute avec une pression effective moyenne d'un kilogramme. Si nous multiplions cette constante par le nombre de tours et par la pression effective moyenne, le produit nous donnera la puissance indiquée. Si le nombre de tours est constant, multiplions le « coefficient » de la machine par ce nombre de tours, nous aurons le « coefficient par cheval » ou la puissance développée par kilogramme de pression effective. Multiplions cette constante par la pression effective moyenne, le résultat donnera la force en chevaux indiquée.

On mesure promptement les ordonnées en employant une bande de papier sur laquelle on les marque l'une à la suite de l'autre, sur le bord. L'addition se trouve ainsi faite par une seule mesure finale. On place le bord du papier sur la première ligne et on marque l'ordonnée correspondante à partir de l'extrémité du papier; on transporte la bande de papier sur la seconde ordonnée à la suite en ajoutant sa longueur à celle de la première et on continue ainsi l'addition. Enfin, on mesure à l'échelle du ressort la longueur totale et on divise le résultat par dix.

Les constructeurs fournissent le plus souvent avec les indicateurs

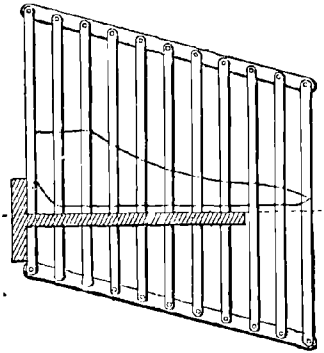


Fig. 82. — Grille.

des grilles articulées dont on peut se servir pour tracer, comme il est indiqué ci-contre, les dix ordonnées.

On peut encore placer diagonalement sur le diagramme une échelle divisée en dix parties égales de telle façon que ses extrémités coïncident verticalement avec celles du diagramme et on trace ainsi facilement les dix ordonnées à mesurer.

L'emploi d'une grille divisée comme celle que nous représentons ci-dessus est encore plus commode; cette grille s'adapte facilement aux longueurs les plus ordinaires des diagrammes. Ici les ordonnées

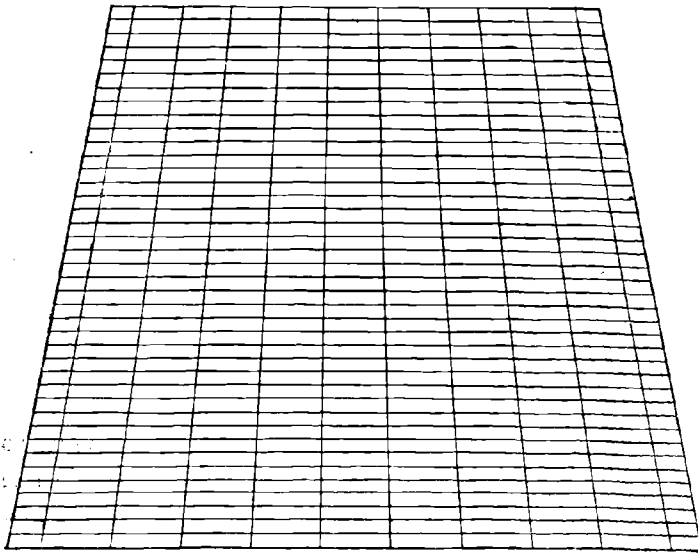


Fig. 83. — Echelle à diviser les diagrammes.

sont placées de manière à laisser un demi-intervalle à chaque extrémité.

On obtient très rapidement la pression moyenne approchée par la construction représentée en figure 84.



Ox étant la ligne de contre-pression, on trace la ligne *ab*, de manière que les surfaces *c* et *d* comprises entre cette ligne et la courbe supérieure du diagramme soient aussi égales que possible. On peut en juger assez exactement à vue d'œil. L'ordonnée *ef* au milieu du trapèze ainsi obtenu donne la pression effective moyenne.

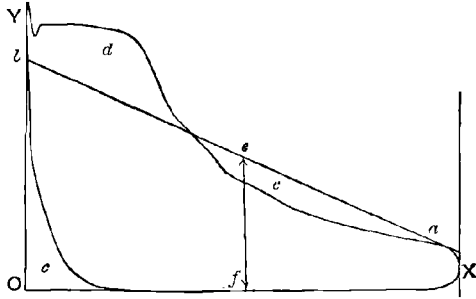


Fig. 84. — Pression moyenne.

DIAGRAMME D'UNE MACHINE COMPOUND

ORDONNÉES	PREMIER CYLINDRE		DEUXIÈME CYLINDRE	
	Haut	Bas	Haut	Bas
<i>b</i> <sub>0</sub> . . . . .	1,35	1,8	0,8	0,62
<i>b</i> <sub>10</sub> . . . . .	0,65	0,6	0,1	0,19
Somme . . . . .	2	2,4	0,9	0,80
Demi-somme . . . . .	1	1,2	0,45	0,405
<i>b</i> <sub>1</sub> . . . . .	4,45	4,85	0,5255	0,54
<i>b</i> <sub>2</sub> . . . . .	4,505	4,80	0,425	0,45
<i>b</i> <sub>3</sub> . . . . .	4,505	4,20	0,375	0,4
<i>b</i> <sub>4</sub> . . . . .	3,20	3,20	0,35	0,355
<i>b</i> <sub>5</sub> . . . . .	2,85	2,85	0,33	0,335
<i>b</i> <sub>6</sub> . . . . .	2,65	2,30	0,31	0,30
<i>b</i> <sub>7</sub> . . . . .	2,10	2	0,30	0,28
<i>b</i> <sub>8</sub> . . . . .	1,75	1,60	0,255	0,27
<i>b</i> <sub>9</sub> . . . . .	1,10	1,10	0,225	0,25
Somme . . . . .	27,90	23,10	0,3545	0,3585
Somme $\times \frac{1}{10} =$ pression effective moyenne . . . . .	2,79	2,31	0,3545	0,3585
Pression moyenne en haut et en bas. $\times$ surface du piston en <i>cmq.</i> . . . .	2,80 345		0,3565 4380	
Effort moyen en kilogrammes. . .	966,0		491,97	
Course en mètres $2,50 \times 21$ nombre de tours par minute = $52 \frac{1}{2}$ . .	262,0		262,5	
Force indiquée en kilogrammètres par minute. . . . .			382 717,125	
— chevaux $\frac{382\ 717,125}{4\ 500} = 82$ chevaux 80				

Le calcul suivant, emprunté à l'ouvrage du Rankine<sup>1</sup>, fournit un bon exemple de notation et de calcul. Il indique le résultat obtenu pour les deux cylindres d'une machine compound, avec dix ordonnées mesurées.

Ces pressions moyennes sont déterminées par un procédé qui peut être exposé algébriquement comme il suit :

Divisons la longueur du diagramme en  $n$  parties égales, mesurons les ordonnées extrêmes et les  $n - 1$  ordonnées intermédiaires. Les ordonnées sont ainsi mesurées sur  $n + 1$  points équidistants.

Soient  $p_0$  la première,  $p_n$  la dernière,  $p_1, p_2$  étant les ordonnées intermédiaires de la courbe supérieure ; soient  $p'_0$  la première,  $p'_n$  la dernière, et  $p'_1, p'_2$  les ordonnées intermédiaires de la courbe inférieure ; soient  $p_m$  la pression moyenne en avant et  $p'_m$  la pression moyenne en arrière ou contre-pression,  $p_m - p'_m$  sera la pression effective moyenne.

$$p_m = \frac{1}{n} \left( \frac{p_0 + p_n}{2} + p_1 + p_2 + \text{etc.} \dots \right)$$

$$p'_m = \frac{1}{n} \left( \frac{p'_0 + p'_n}{2} + p'_1 + p'_2 + \text{etc.} \dots \right)$$

$$- p'_m = \frac{1}{n} \left( \frac{p_0 + p_n}{2} + p_1 + p_2 + \text{etc.} \dots - \frac{p'_0 + p'_n}{2} - p'_1 p'_2 - \text{etc.} \right)$$

La pression effective moyenne peut se calculer tout de suite en mesurant la largeur du diagramme à des intervalles équidistants, et la moyenne de ces largeurs représentera la pression effective moyenne.

Soient  $b_0$  la première ;  $b_n$  la dernière, et  $b_1, b_2$ , etc., les largeurs intermédiaires.

$$p_m - p'_m = \frac{1}{n} \left( \frac{b_n + b_0}{2} + b_1 + b_2 + \text{etc.} \dots \right)$$

L'énergie exercée par la vapeur sur le piston pendant chaque révolution est égale au double du produit de la pression effective moyenne par la surface du piston et la longueur de la course ou

$$2 (p_m - p'_m) l s ;$$

---

<sup>1</sup> *Steam-Engine*, p. 51.

et si  $n$  est le nombre des doubles courses effectuées en une minute, la puissance indiquée en kilogrammètres par minute sera

$$2 (p_m - p'_m) l n s ;$$

d'où l'on tirera la force en chevaux indiqués en divisant par 4 500.

La présence de la tige de piston sur l'une des faces du piston produit une différence de surfaces d'un côté à l'autre qui, dans le dernier cas, est considérable. Si les deux surfaces mesurées séparément sont  $A_1$  et  $A_2$  la force en chevaux est

$$= \frac{(p_1 A_1 + p_2 A_2)}{4\,500} l n$$

$l$  et  $n$  étant la longueur des courses du piston et leur nombre par minute.

67. — **Les planimètres** sont des instruments destinés à mesurer les aires, que l'on peut appeler intégrateurs mécaniques. Ils fournissent le meilleur des procédés connus pour mesurer la surface des diagrammes. Ces instruments manœuvrés par une main habile font connaître les surfaces cherchées avec une exactitude et une rapidité merveilleuses. La chance d'erreur est très faible, et la valeur de l'erreur probable est tout à fait inappréciable dans le travail ordinaire de l'ingénieur<sup>1</sup>, parfois réduite à un dix millième. Les erreurs qui dépassent un dixième p. 100 sont ordinairement dues à l'inexpérience de l'opérateur. Le meilleur instrument est celui de Amsler ; celui de Coradi<sup>2</sup>, dont l'application est aussi générale, et celui de Coffin<sup>3</sup> étudié spécialement pour la mesure des diagrammes, sont aussi employés, les deux premiers principalement en Europe, le dernier aux États-Unis. Ils fonctionnent en général par un mouvement combiné de glissement et de rotation d'une petite roulette dont la rotation totale est proportionnelle à

<sup>1</sup> *Über die Genauigkeit Planimeter*, Professor Lorber ; *Oesterreiche Zeitschrift für Berg-und Hüttenwesen*, vol. XXXI, p. 22.

<sup>2</sup> *Über das Roll Planimeter von Coradi*, Franz Lorber ; *Zeitschrift des Oesterr. Ing. et Arch. Verein*, vol. XXXVI, p. 135.

<sup>3</sup> Barrus on the *Indicator*, p. 61.

la surface de la courbe dont on a parcouru la périphérie <sup>1</sup>. La roulette se fait de préférence en acier. Un vernier disposé sur l'instrument permet de mesurer le mouvement de cette roulette avec une grande exactitude. On fera des mesures répétées pour éliminer les erreurs de moindre grandeur que les plus petites lectures possibles. Une modification très simple du planimètre Amsler a été imaginée par M. J.-W. See en vue de son application spéciale aux indicateurs.

Les instructions suivantes sont données, en détail, par le constructeur pour l'emploi de la dernière forme du planimètre Amsler.

1. Ajuster les pivots à vis de la roulette D de manière que

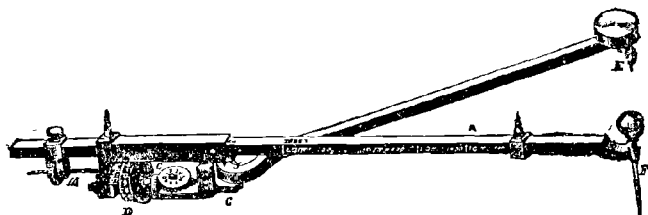


Fig. 85. — Planimètre d'Amsler.

celle-ci tourne librement et ne touche pas le vernier. Prendre la même précaution pour l'axe C. Huiler les pivots à vis. Avoir soin que le tube B, le traceur F et la pointe E ne présentent aucune courbure, voir également si le tambour D est en bon état.

2. Pour trouver la surface d'une courbe quelconque, amener la roulette D et le compteur G au zéro ; pousser la tige carrée A dans le tube B de manière que le repère indiquant sur A 1 décimètre carré ou 0,1 pouce carré soit amené en coïncidence avec la petite ligne tracée sur la partie biseautée du tube B ; quand cela est fait, placer l'instrument sur le papier en ayant soin que la roulette D, le traceur F et la pointe E le touchent bien exactement. Enfoncer légèrement la pointe E dans le papier et amener le petit poids sur la pointe au-dessus du trou ; l'instrument est alors prêt à fonctionner.

<sup>1</sup> Bramwell on the Amsler Planimeter. (*Report. Brit. Association*, 1882, p. 404 ; Shaw on Mechanical Integrators. (*Proc. Brit. Inst. C. E.*, 1884-85, n° 2063.)

3. Choisir un point quelconque P sur le contour de l'aire à mesurer, placer le traceur F en ce point et lire à ce moment les indications de la roulette D et du compteur G. Supposons par exemple que G indique le chiffre 2, la roulette 91 et le vernier 5, le nombre ainsi formé sera 291,5. Suivre les contours de la courbe avec le traceur F aussi exactement que possible à droite, jusqu'au moment où l'on revient au point de départ. Les lignes droites peuvent être suivies le long d'une règle; lire alors les chiffres indiqués par la roulette et le compteur. Soit pour cette seconde lecture 476,7.

4. Quand ces deux nombres sont obtenus, il y a deux cas à distinguer :

1° Si le point E est à l'extérieur du contour, retrancher le premier nombre du second; le reste, 185,2, indique que l'aire contient 185,2 unités. Naturellement l'unité dépend entièrement du réglage de la tige A. Si l'unité est le centimètre carré, la surface mesurée sur le papier sera 185,2 centimètres carrés.

La formule est donc, si le point E est extérieur au contour, de multiplier la différence des deux lectures par le nombre inscrit sur la tige A à droite de la division correspondante.

2° Si le point E se trouve à l'intérieur du contour, avant de faire la soustraction, il faut ajouter à la seconde lecture le nombre gravé sur le dessus de la tige A, au-dessus de la division correspondante. Dans ce cas supposons que le nombre inscrit sur le dessus de la tige A soit 20,985, la seconde lecture donnant 4,767, le calcul se fera comme il suit :

$$\begin{array}{r}
 \text{Seconde lecture} \dots\dots\dots = 4\,767 \\
 \text{Nombre inscrit au-dessous} \dots\dots\dots = 20\,985 \\
 \hline
 \phantom{\text{Seconde lecture}} \phantom{\text{Nombre inscrit}} \phantom{=} 25\,752 \\
 \text{Première lecture à déduire} \dots\dots\dots = 2\,915 \\
 \hline
 \text{Reste} \dots\dots\dots = 22\,837
 \end{array}$$

Pour employer le planimètre Coffin, on placera la ligne atmosphérique du diagramme parallèlement au bord inférieur de C et on amènera la perpendiculaire tangentielle à la courbe. La règle K se place de la même manière à l'autre extrémité du diagramme. On introduit la pièce Q dans la coulisse I, on amène le

traceur au point D où le bord de la règle L touche la figure. La roulette est amenée ensuite au zéro et on suit alors avec le traceur les contours du diagramme dans la direction des aiguilles d'une montre. On déplace ensuite le traceur sur le bord de la

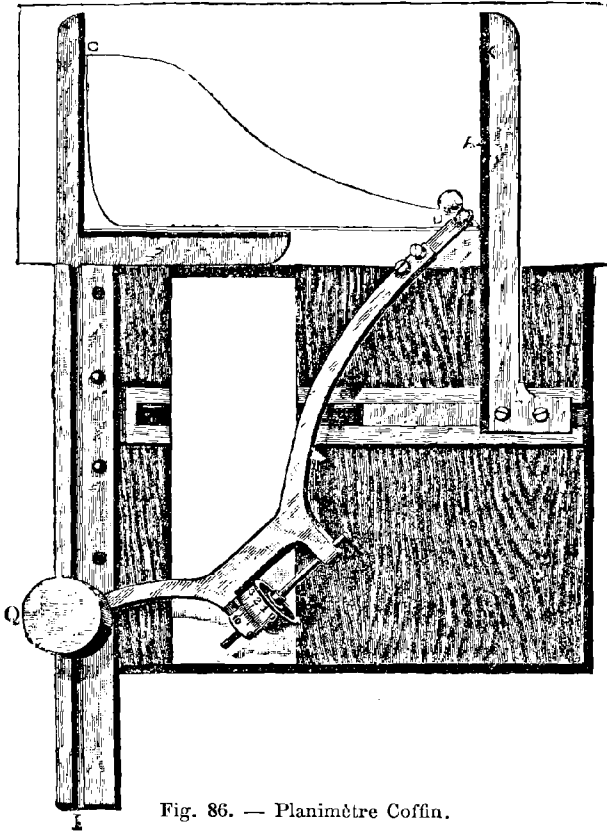


Fig. 86. — Planimètre Coffin.

règle jusqu'à ce que la lecture soit ramenée de nouveau au zéro. La distance de A à D mesurée maintenant à l'échelle du ressort est la pression effective moyenne. La roulette indique l'aire du diagramme en pouces carrés. Au moyen de cette aire on peut calculer aussi la pression effective moyenne en multipliant l'aire par le quotient obtenu en divisant le nombre du ressort par la longueur du diagramme exprimée en pouces<sup>1</sup>.

<sup>1</sup> Barrus, p. 63.

Un calculateur exercé peut, à l'aide de cet instrument, mesurer et calculer de 40 à 50 diagrammes en une heure, obtenir la valeur de la pression effective moyenne, insérer sa valeur dans la formule déjà donnée et calculer la force en chevaux indiqués.

M. Lea a fait une modification intéressante de l'indicateur ordinaire, en substituant au crayon un planimètre, temporairement ou en permanence à volonté, de façon à obtenir d'un seul coup la mesure du travail effectué.

**68. — Les tachymètres, indicateurs de vitesse, chronographes et compteurs** sont des instruments de différentes sortes employés par les ingénieurs pour déterminer la vitesse des machines, le second des facteurs essentiels de la puissance obtenus par observation. Parmi ces instruments les compteurs et la plupart des indicateurs de vitesse font connaître la mesure exacte de la vitesse de la machine, nécessaire aux données de l'observateur. Ils enregistrent automatiquement les révolutions de la machine une par une et donnent soit le total, soit la différence des nombres de tours à intervalles réguliers, ce qui permet de calculer la vitesse moyenne pendant l'essai.

Quand on prend des diagrammes, il faut simultanément relever la vitesse de la machine autant que possible. Cette mesure se fait ordinairement à l'aide de petits indicateurs de vitesse à la main que l'on applique sur l'axe de l'arbre moteur pendant un quart de minute, une demi-minute, une minute entière, plus ou moins, suivant la vitesse de la machine et le degré d'exactitude que l'on veut obtenir. Il est nécessaire de prendre ces mesures très exactement pour les besoins du calcul.

Les « tachymètres » sont des instruments qui indiquent sur un cadran la vitesse de rotation des arbres par lesquels ils sont conduits. Ils ne sont pas considérés généralement comme donnant des indications rigoureuses ; mais ces indications approchées permettent de contrôler à tout instant celles du compteur à la main, de même que les lectures horaires ou quotidiennes des compteurs ou enregistreurs mécaniques fixés en permanence sur la machine contrôlent les moyennes ainsi obtenues. Les tachymètres (fig. 87) sont actionnés par des poulies ou des engrenages ; ils ont pour

objet d'indiquer le nombre de tours que fait l'arbre par minute, au moyen d'une aiguille parcourant un cercle gradué. Dans la boîte cylindrique tournent deux poids ou pendules reliés par un fort ressort spirale qui est destiné à contre-balancer la force centri-

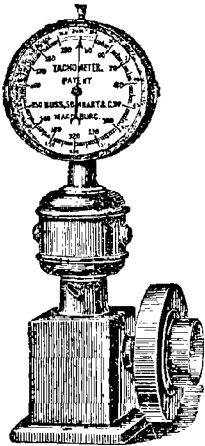


Fig. 87. — Tachymètre.

fuge des pendules. Leur écartement est communiqué par une tige à un mécanisme placé derrière le cadran et produit un déplacement correspondant de l'aiguille indicatrice. Ces instruments possèdent l'avantage de montrer à l'œil les fluctuations passagères de la vitesse qui ne peuvent pas être accusées par les compteurs de tours. Dans certains cas, en ajoutant un mécanisme enregistreur et un rouleau de papier pour recevoir les indications de l'appareil, on le transforme en « tachygraphe » et c'est sous cette forme qu'on l'adapte aux machines pour enregistrer d'une manière permanente et constante leur mouvement. Pour les observations, le papier est conduit à une vitesse assez élevée ( $2^{\text{cm}},5$ ) par minute. La vitesse ordinairement adoptée est égale au quart ou à la moitié de celle ci-dessus. Quand on emploie l'appareil sur une locomotive, on a l'habitude de pointer le disque en kilomètres ou en milles par heure aussi bien qu'en tours par minute. La forme de ces instruments varie suivant le but que se propose l'ingénieur, et ils s'appliquent à toutes les vitesses depuis les plus réduites jusqu'aux vitesses les plus accélérées des machines électriques. L'enregistreur de vitesses d'Edson et l'appareil de Mossdrop sont construits d'après le même principe.

L'appareil représenté par la figure 88 enregistre les variations de vitesse d'une machine quelconque sur une bande de papier mue par un mouvement d'horlogerie. Les variations de vitesse sont produites par le mouvement d'un pendule à rotation, comme le régulateur de Watt, qui déplace un crayon. La courbe ainsi obtenue indique tout ce qui s'est passé pendant la durée de l'observation. Une ligne largement dentelée accuse une vitesse irrégulière. Si les dents sont étroites et peu nombreuses, la vitesse est meilleure ; une élévation de la ligne au-dessus de la moyenne



indique une accélération rapide ; un abaissement au-dessous de cette moyenne indique une diminution de vitesse. Si les oscillations sont larges, le volant est trop léger ; il est bon si les oscillations sont étroites. Une inclinaison graduelle indique un changement survenu dans la pression de la vapeur ; une variation brusque indique ordinairement une modification de la charge et l'étendue de cette perturbation dépend de l'efficacité du régulateur. Les perturbations dues aux variations de pression se distinguent facilement de celles qui sont dues à l'inefficacité du régulateur et on peut ordinairement remédier sans difficulté à ces irrégularités du régime des vitesses.

Les *chronographes* dont se servent les physiciens peuvent s'employer pour déterminer les variations de la vitesse pendant une révolution de la machine ou pendant une période de la course, pour étudier l'effet des pressions variables sur le piston et le moment de torsion sur

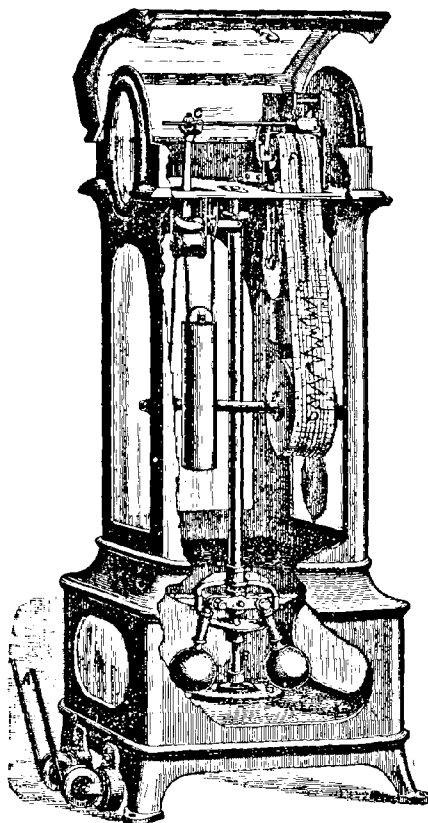


Fig. 88. — Enregistreur Mosscrop.

l'arbre ; ces conditions ne peuvent s'étudier que par l'expérience, avec un appareil extrêmement délicat et d'une action très rapide.

Le chronographe a été tout d'abord appliqué à la mesure des variations de la vitesse des machines par une Commission de la British Association en 1843-44, pour déterminer les vitesses du piston de la machine de Cornouailles<sup>1</sup>. Il a été appliqué aux

*Trans. B. A. A. S.*, 1844.

pompes dès 1873 par M. Woodbury, pour déterminer les variations de vitesse du volant, et plus tard par M. Eckart pour déterminer les variations de vitesse d'une tige de pompe à de grandes profondeurs dans le filon de Comstock, Nevada <sup>1</sup>. Il a trouvé cet instrument applicable depuis les vitesses de 25 mètres par minute jusqu'à 420 mètres. MM. Dix et Mack, sous la direction de l'auteur, ont appliqué le même instrument, à une époque encore plus récente, sur des machines à grande vitesse faisant 250 tours par minute.

Les tables suivantes sont empruntées à M. Woodbury :

FRACTIONS DE TOURS	POMPE LOWELL	POMPE LYNN		MACHINE HORIZONTALE
	Révolutions par minute			
	13,26	18,61	13,90	19,39
Vitesse en mètres par seconde				
0,00	1,94	2,94	2,14	3,05
0,04	1,95	2,95	2,18	3,19
0,08	1,98	2,98	2,26	3,25
0,12	2,03	3,02	2,32	3,29
0,16	2,08	3,04	2,33	3,27
0,20	2,12	3,05	2,31	3,22
0,24	2,15	3,03	2,26	3,13
0,28	2,16	2,99	2,20	3,01
0,32	2,15	2,91	2,11	2,87
0,36	2,13	2,83	1,98	2,77
0,40	2,10	2,77	1,86	2,74
0,44	2,07	2,72	1,76	2,78
0,48	2,06	2,70	1,72	2,90
0,50	2,05	2,69	1,71	2,98

Les courbes représentées ci-dessous indiquent le mouvement du volant de la machine Lynn.

Avec le chronographe ordinairement employé par les physiiciens ou légèrement modifié, on peut mesurer la vitesse de la machine et ses variations non seulement course par course, mais même d'un point à un autre d'une même révolution de la machine. Cette application n'est pas sans importance spécialement dans le

<sup>1</sup> *Trans. Am. Soc. M. E.*, vol. III, 1882.

cas des machines à petite vitesse conduisant des dynamos, parce que les variations de vitesse sont préjudiciables à leur bon fonctionnement. Nous avons représenté en tête de ce volume le système d'adaptation de l'instrument à une machine horizontale à grande vitesse à action directe du type ordinaire. A est le cylindre moteur; B, le bâti; C, l'extrémité de l'arbre moteur; D, le volant; E, la poulie du frein F; et une balance mesure

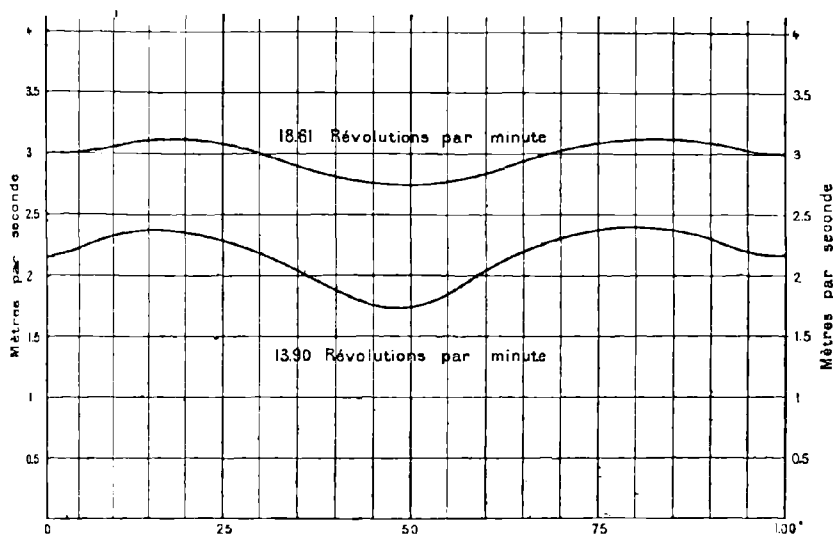


Fig. 89.

l'effort de torsion en G. A l'extrémité de l'arbre est fixé un accouplement H qui conduit le chronographe I par l'intermédiaire d'une tige de connexion. Le cylindre tournant sur lequel est tendu le papier se voit en J, et le stylet est représenté en K. Le tout est monté sur un support solide L.

Pendant l'opération, le cylindre est mû par la machine au lieu de son appareil moteur ordinaire, et le stylet y trace une hélice. A intervalles réguliers, on ferme et on interrompt un circuit à l'aide d'un mouvement d'horlogerie ou d'un appareil chronométrique quelconque pointant de cette manière les intervalles de temps sur le cylindre. Le réglage doit être tel que ces interruptions se produisent exactement aux mêmes points de la circonférence du

cylindre du chronographe à chacune de ses révolutions ou à chaque dixième de tour par exemple. Les accélérations ou diminutions de vitesse se manifesteront par une avance ou un retard de l'interruption par rapport à sa position normale. Dans le premier cas, toutes ces interruptions se trouveront en ligne droite sur une même génératrice du cylindre ; dans le second cas, elles seront sur une même hélice ou sur une courbe irrégulière, suivant que l'accélération ou la diminution de vitesse sera régulière ou irrégulière. L'inclinaison des lignes ou des tangentes aux courbes ainsi produites, par rapport à l'axe, mesurera le changement de vitesse. Soient :

$C$  = circonférence du cylindre enregistreur ;

$d$  = distance que parcourt le stylet par révolution ;

$n$  = nombre de tours de la machine par minute ;

$n'$  = nombre de tours du chronographe ;

$$c = \frac{n}{n'}$$

$\theta$  = angle de la ligne obtenue comme ci-dessus avec l'axe.

Nous avons :

$$\frac{Cn}{60c} = \frac{C \pm d \operatorname{tang} \theta}{2n'} \text{ et } n = \frac{30c}{n'} \left( 1 \pm \frac{d}{C} \operatorname{tang} \theta \right)$$

On prendra le signe plus ou le signe moins, suivant qu'il y aura accélération ou retard.

Quand  $\theta = 0$

$$n = \frac{30c}{n'}$$

Dans le cas cité,  $C = 21,84$  ;  $d = 0,0833$

$$\frac{30c}{n'} = 285$$

$$n = 285 \left( 1 \pm \frac{d}{C} \operatorname{tang} \theta \right)$$

et, pour une variation de  $1^\circ$  la déviation angulaire deviendra égale à  $42^\circ 36'$  ; en effet :

$$n - 285 = \frac{285d}{C} \operatorname{tang} \theta' = 1$$

$$\text{d'où } \operatorname{tang} \theta' = \frac{C}{285d} = \frac{21,84}{285 \times 0,0833} = 0,919$$

$$\text{d'où } \theta' = 42^\circ 36'$$

Il faut souvent faire un réglage extrêmement minutieux pour obtenir par une bonne combinaison des vitesses une ligne satisfaisante quant au fonctionnement de la machine ; la sensibilité de l'instrument s'accroît avec la diminution de l'angle  $\theta$ .

Les résultats suivants ont été obtenus sur un bon type de machine :

OBSERVATION	$\theta$	$n_1 - n_2$	$n_2$	PUISSANCE en chevaux au dynamomètre
1	+ 75° 51' 89"	+ 4,35	289,35	0
2	— 72° 14' 17"	— 3,55	281,45	4,22
3	— 78° 32' 38"	— 4,54	280,46	7,01
4	— 79° 48' 46"	— 6,05	278,95	9,77
5	— 80° 43' 54"	— 6,63	278,37	12,53
6	— 85° 18' 45"	— 13,26	271,74	14,95
7	— 85° 50' 47"	— 13,47	368,53	17,45

La figure suivante représente le chronographe employé par M. Eckart.

CC. — Bâti en fonte, recouvert d'une feuille de cuivre, sur lequel est fixé le mécanisme.

B. — Cadre métallique contenant le mécanisme qui conduit le tambour A et la roue d'échappement  $b$ ; le mouvement est produit par un poids D que l'on règle à volonté.

A. — Tambour en cuivre, exactement équilibré tournant sur des galets à ses deux extrémités.

*ff.* — Guides parallèles sur lesquels va et vient le crayon  $h_0$  et son chariot recevant de la machine son mouvement dans une direction au moyen de la corde P passant entre les barres  $f$ , et fixée au chariot; le mouvement de retour est donné par un ressort placé dans la pièce C.

*e e.* — Petits électro-aimants placés sur le chariot pour soulever la pointe  $h_0$  au-dessus du papier et la replacer en un point quelconque à observer.

- d.* — Electro-aimants sur le chariot séparé KK, réglable sur les guides parallèles *f*, manœuvrant la pointe à tracer *g* attachée à l'armature de *d* et pointant les secondes sur la marge du papier ou en tout autre endroit au besoin.

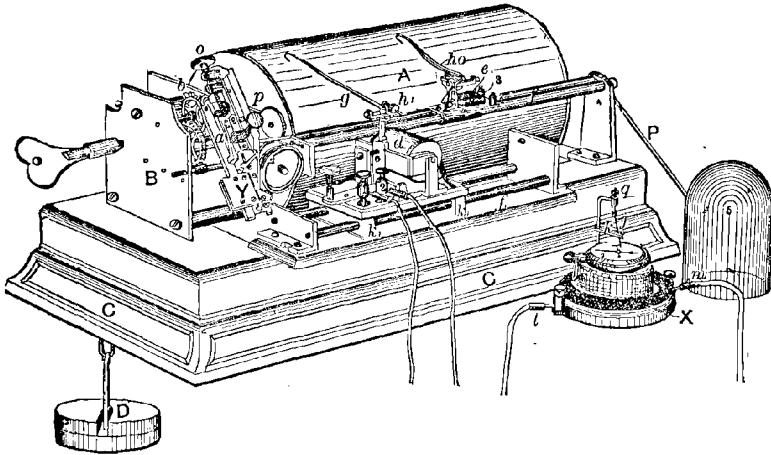


Fig. 90. — Chronographe.

- z.* — Chronoscope ou montre reposant sur le support X. Son aiguille à secondes fait osciller le petit fil de platine J, interrompant le contact avec le fil isolé *k*, ce qui coupe le circuit avec *d*, et pointe les secondes sur le papier par l'intermédiaire de *g*.

*q.* — Vis du fil J.

- a.* — Ressort d'échappement en acier. Ce ressort est solidement fixé en Y, sa flexibilité est réglée à un certain degré au moyen des vis *o* et *p*.

On a constaté que cet instrument indiquait très exactement les variations de vitesse d'une tige de piston à 25 mètres par minute et d'une machine élévatrice à 425 mètres. Il convient donc parfaitement aux études de mines.

Au lieu d'employer comme d'ordinaire un pendule d'horloge pour marquer le temps et donner la courbe des vitesses de la machine, on emploie ici un chronographe portable. C'est l'appareil

spécialement construit pour les essais de vitesse des navires ou pour les courses. L'aiguille de l'instrument fait un tour par seconde, interrompt le circuit, et le stylet  $g$  pointe cet intervalle. Ce stylet touche à peine le noir de fumée; il est équilibré de manière à enlever l'enduit sans attaquer le papier en produisant une ligne blanche très fine sur la surface noire. Le papier est coupé un peu plus long que la surface du cylindre qu'il doit recouvrir; on colle les bords et on passe le joint au papier de verre pour obtenir autant que possible la même épaisseur sur le joint qu'ailleurs. La surface est alors enduite de fumée et elle est prête pour servir.

*L'indicateur de vitesse à la main affecte des formes variées.*

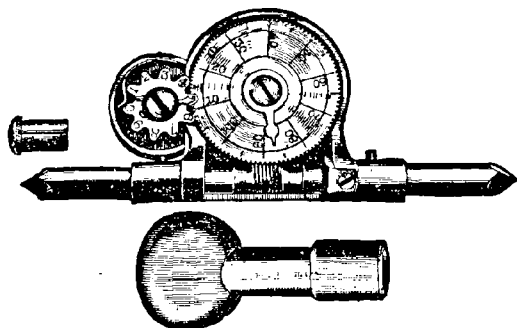


Fig. 91. — Indicateur de vitesse.

L'une des plus commodes, d'après l'auteur, est représentée par la figure 91. Il fonctionne également bien, quel que soit le sens de rotation de la machine, est d'un usage commode et donne des résultats exacts. L'auteur a reconnu qu'il était avantageux de fraiser en demi-cercle les bords du trou percé au centre de l'axe pour recevoir l'indicateur.

Le système ordinairement employé pour enregistrer le nombre de tours d'une machine au moyen du compteur fixé à la machine, fait connaître la vitesse moyenne pendant une certaine durée, une minute par exemple. L'emploi du chronographe, tel que nous venons de le décrire, donne la vitesse à un instant quelconque pour chaque révolution. Si on veut connaître la vitesse pendant

plusieurs fractions successives de tours, on peut employer la méthode de Woodbury ou de Eckart.

Ces procédés peuvent être employés avec une adaptation convenable du chronographe ; mais on peut avoir recours à un procédé moins coûteux, plus commode et plus simple, celui du diapason.

Le *diapason* employé pour mesurer la vitesse et les variations de la vitesse pendant une seule rotation de la machine peut être quelconque. Il est préférable cependant que ses vibrations soient lentes et qu'il donne une note grave. Les machines les plus rapides font environ un tour en un cinquième de seconde ; mais certaines petites machines et spécialement les machines électriques et les machines de torpilleurs ont une vitesse double. Un diapason donnant 256 vibrations par seconde divisera le cycle de la machine en 25 ou 50 parties égales suivant le genre de la machine, ou en 256 parties égales si la machine fait 60 tours par minute. Le diapason normal du Conservatoire de musique de Paris fait 870 vibrations. Il peut mesurer de la même manière des vitesses de  $87$  ou  $17\frac{1}{2}$  intervalles pour les machines rapides, ou 870 intervalles à 60 tours.

La méthode ordinairement employée est celle de M. Duhamel, qui consiste à recouvrir un cylindre bien tourné d'une feuille de papier noirci présentant une surface solide et unie sur laquelle un diapason reposant dans un support bien établi enregistre son mouvement sous la forme d'une courbe sinueuse, pendant que le cylindre est animé d'un mouvement régulier de rotation sous la pointe ou le stylet fixé à l'extrémité du diapason. La vitesse du diapason étant connue, on en déduit la durée d'une période déterminée en comptant le nombre des ondulations tracées. Si au moyen d'un instrument automatique convenable on pointe chaque tour ou chaque fraction déterminée de tour, on en déduira la vitesse pendant chacune de ces périodes. Le cylindre portant le papier peut recevoir un mouvement transversal par l'action d'une vis à pas convenablement calculé ainsi qu'il est représenté dans le phonautographe de Scott<sup>4</sup>. Quand le tracé a été fait sur le

---

<sup>4</sup> *Physique* de Ganot, § 246.



papier noirci on peut le conserver et le rendre inaltérable par un enduit de vernis à l'alcool.

La méthode suivante donne d'excellents résultats : une roue dentée est montée sur l'arbre moteur, le nombre des dents étant déterminé par le degré d'exactitude que l'on veut obtenir, soit 36 pour correspondre à une période de 10 degrés ou 72 pour un intervalle de 5 degrés. Cette denture constitue l'interrupteur d'une petite batterie dont le courant primaire passe dans une bobine d'induction, le courant induit passant par le stylet et le cylindre. Chaque étincelle laisse une marque sur le papier noirci ; l'espace compris entre deux marques successives mesure la vitesse de la machine pendant un intervalle de 10 degrés. Il y a quelques précautions à prendre pour obtenir un bon fonctionnement du stylet. La figure ci-dessus indique le dispositif adopté par MM. Dix et Mack pour

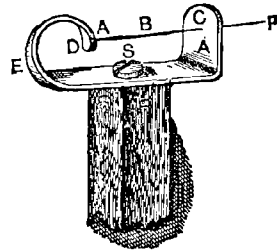


Fig. 92. — Stylet monté sur un diapason.

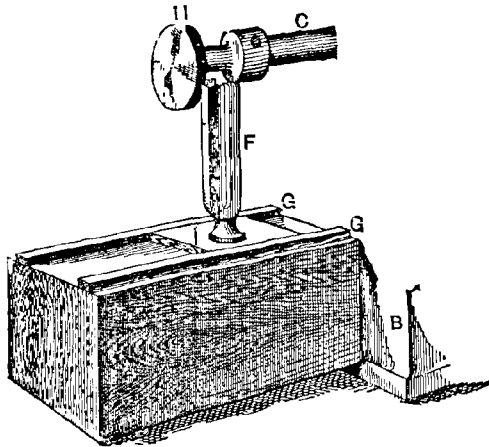


Fig. 93. — Montage d'un diapason.

leurs recherches sur ce sujet. Un petit cadre métallique AA porte une aiguille très fine ou stylet B dont la pointe est arrondie de façon à ne pas déchirer la surface du papier, et qui est guidée par une ouverture C. Elle est maintenue en contact avec le pa-

pié à l'aide d'un ressort D. Une petite vis S fixe le tout en place à l'extrémité F du diapason.

La figure 93 représente un système très simple et facile à

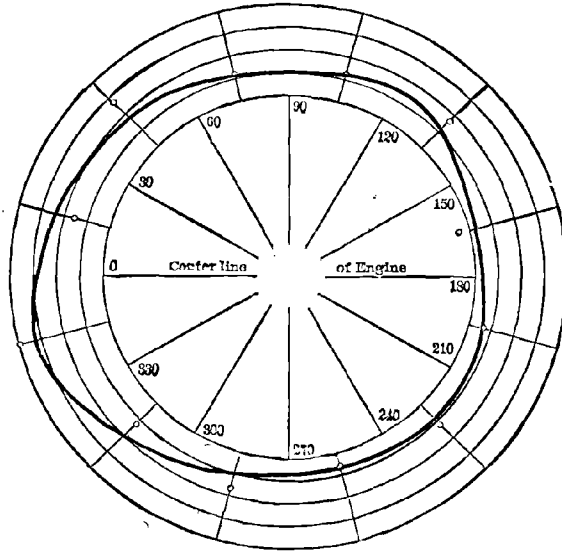


Fig. 94. — Variations de la vitesse rotative.

improviser. B est le bâti de la machine ; C l'arbre moteur ; F le diapason monté sur une caisse G de façon à vibrer devant le cylindre noirci H. Sa position se règle facilement à l'aide de la coulisse I.

Nous donnons ci-dessous les résultats obtenus avec une machine faisant environ 285 tours par minute :

ANGLE	VIBRATIONS	VARIATIONS p. 100	ANGLE	VIBRATIONS	VARIATIONS p. 100
0° — 30°	8,7	— 2,3	480° — 210°	8,8	— 3,4
30 — 60	8,6	— 1,2	210 — 240	8,75	— 2,9
60 — 90	8,75	— 2,9	240 — 270	8,8	— 3,4
90 — 120	8,75	— 2,9	270 — 300	8,7	— 2,3
120 — 150	8,7	— 2,3	300 — 330	8,75	— 2,9
150 — 180	8,9	— 4,6	330 — 360	8,5	0 = normal

Ces résultats sont représentés graphiquement par la figure 94 ;

et en comparant cette courbe à celle qui représente les variations des moments d'accélération sur l'arbre de la machine, on a trouvé des résultats concordants. Les rayons mesurent ici les vitesses. La bielle avait une longueur sextuple de la manivelle, la détente était égale à  $1/4$ .

La figure 95 indique le montage d'un diapason, système Ransom<sup>1</sup>. Le diapason, maintenu en mouvement par un courant

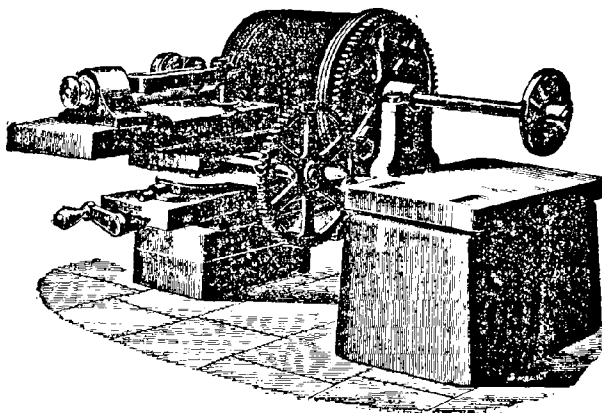


Fig. 95. — Diapason.

électrique, est monté sur un support transporté à l'aide d'une vis parallèlement à l'axe du cylindre.

Le fonctionnement de l'instrument est le même que dans le cas précédemment décrit. Le résultat obtenu est représenté en

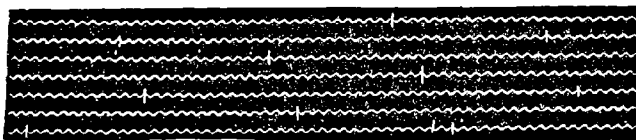


Fig. 96. — Vitesses enregistrées au diapason.

vraie grandeur par la figure 96 qui donne une vitesse moyenne de 141 tours par minute.

Une bonne marche implique :

---

<sup>1</sup> *Journal of the Society of Arts*, feb. 15, 1889, p. 248.

(1). Rotation uniforme ; c'est-à-dire variation angulaire minima pendant la rotation de l'arbre.

Cet écart dépend des variations simultanées de la puissance et de la résistance ; elle dépend aussi de la masse du régulateur.

(2). La vitesse de la machine, tour par tour, doit être à peu près régulière.

Cette variation ne doit pas dépasser deux, et est souvent inférieure à 1 p. 100.

(3). La vitesse moyenne de la machine doit rester constante pendant toute la durée de son fonctionnement.

(4). La vitesse de la machine doit être exactement celle qui a été prévue, indépendante des variations de la charge ou de la pression de vapeur.

Le *calcul de la puissance* ou du travail développé par la vapeur sur le piston peut se faire toutes les fois que, les dimensions de la machine étant connues, la pression moyenne sur le piston et sa vitesse moyenne ont été mesurées pendant la période considérée. La pression effective moyenne ne peut être obtenue que par l'emploi de l'indicateur et sur le diagramme. La vitesse moyenne du piston se calcule aisément en comptant les tours de la machine à vue d'œil, montre en main, ou à l'aide d'un compteur. La pression effective moyenne en kilogrammes par c. m. q. et la vitesse du piston en mètres par seconde étant ainsi déterminées, le produit de ces facteurs par la surface nette du piston, — en déduisant la section de la tige du piston pour le côté correspondant, — fera connaître le travail  $p_m AN$ , en kilogrammètres par seconde ; et la puissance indiquée en chevaux

$$= \frac{p_m AN}{75}$$

A étant la surface nette du piston en centimètres carrés, et N la vitesse du piston en mètres par seconde.

Pour calculer la puissance en chevaux en fonction du nombre de tours par minute  $n$  et de la course  $l$  en mètres, on a  $N = \frac{2ln}{60}$ , la puissance en chevaux est donc

$$= \frac{2 p_m l A n}{4500}$$

Si l'on doit prendre plusieurs diagrammes, il faut d'abord calculer « le coefficient de la machine ». C'est, comme nous l'avons vu plus haut, le nombre qui exprime la force de la machine en chevaux par kilogramme de pression moyenne sur le piston.

Si  $p_m = 1$ , l'expression ci-dessus devient

$$\frac{2 l A n}{4500}$$

dans laquelle  $l$  représente la course du piston en mètres,  $A$  la surface du piston en centimètres carrés et  $n$  le nombre de tours par minute.

On mesure alors chaque diagramme et la pression moyenne correspondante, et en multipliant cette quantité par le coefficient obtenu on a la force en chevaux correspondant au diagramme.

69. — **La consommation d'eau ou de vapeur** ne peut être déterminée exactement au moyen de l'indicateur, parce qu'une partie de la vapeur arrivant dans la machine est toujours condensée instantanément au contact des parois du cylindre, tandis qu'une autre partie, souvent considérable, s'échappe derrière le piston par les soupapes ou par des fuites. L'indicateur fait connaître cependant la pression et le volume de la vapeur réellement contenue à chaque instant dans le cylindre. Il est donc facile de calculer son poids et d'obtenir ainsi une mesure de la quantité accusée par l'indicateur, afin de la comparer au total fourni par la chaudière et d'étudier ainsi les pertes de force, de chaleur et de vapeur produites par condensation et par les fuites. La pression étant indiquée sur le diagramme en chaque point de la course, les tables donneront les poids spécifiques correspondants, les poids par unité de volume; l'espace parcouru par le piston, augmenté de l'espace nuisible, représente le volume total; cette dernière quantité multipliée par le poids spécifique donne le poids de la vapeur non condensée contenue dans le cylindre au point considéré.

Le poids moyen par course, multiplié par le nombre de

courses et comparé au poids total fourni par la chaudière dans le même temps et que l'on déterminera par un essai de chaudière, fera connaître par différence le poids de vapeur perdue par condensation ou par les fuites.

La mesure réelle du rendement d'une machine est la quantité de vapeur consommée pour développer l'unité de travail. Ce rendement est d'autant meilleur que la quantité de vapeur absorbée et perdue est moindre. S'il est impossible de faire un essai de chaudière pour déterminer la quantité de vapeur fournie à la machine, il est facile d'en avoir une valeur très approchée, — quand il est reconnu que la chaudière donne de la vapeur sèche, — en observant l'abaissement du niveau d'eau lorsque l'alimentation est fermée, et calculant d'après cette donnée le poids de l'eau vaporisée pendant la durée de l'observation. Il faut avoir soin de ne pas laisser descendre le niveau assez bas pour courir le risque d'un accident. Ordinairement, il est assez facile de mesurer le volume correspondant à un abaissement égal à la hauteur du tube de niveau. Dans bien des cas la quantité de vapeur accusée par l'indicateur, au point de détente, peut être déterminée d'après le diagramme, et on peut y ajouter pour les pertes non indiquées une proportion connue ou probable pour obtenir une mesure approchée de la quantité d'eau nécessaire par cheval et par heure. Cette perte est rarement moindre que 10 p. 100, elle atteint souvent 30 p. 100 et plus.

Le volume ajouté par l'espace nuisible et les conduites varie considérablement suivant le type de la machine. Dans les machines à soupape et dans les anciennes machines à soupape conique, il est rarement inférieur à 6, souvent 10 p. 100 et même plus; dans les meilleures machines modernes il descend à 2 p. 100. On peut le mesurer facilement, soit d'après les dessins de la machine, soit en remplissant cet espace avec de l'eau que l'on pèse. Le poids nécessaire pour remplir l'espace nuisible et les conduits fait connaître leur volume d'après la densité connue du liquide. Quand on crée une compression considérable comme on le fait d'ordinaire dans les machines modernes bien étudiées, il faut tenir soigneusement compte de l'économie de vapeur ainsi réalisée dans toutes les déterminations de vapeur accusées par l'indicateur. La perte

par les fuites doit être inappréciable dans une bonne machine. On le reconnaît par un essai en admettant la vapeur et observant s'il s'en échappe. On ouvre le robinet de l'indicateur, la perte indiquée est due tout entière à la condensation dans le cylindre, et sa valeur est une proportion de la quantité de vapeur accusée par l'indicateur. La quantité qu'il faut ajouter à celle-ci pour les machines de grande dimension et de bonne construction est approximativement de  $0,15 \sqrt{r}$  dans les meilleures machines compound et  $0,2 \sqrt{r}$  dans les machines ordinaires sans enveloppe; elle dépasse cette proportion pour les machines anciennes et à vitesse réduite; dans cette formule,  $r$  est la détente pour un cylindre seulement, dans le cas de la machine compound, et ce cylindre est celui qui présente la valeur la plus élevée de  $r$ .

Lorsque le problème à résoudre est, comme d'ordinaire, la détermination du rendement réel, et non pas le simple rendement thermodynamique d'une machine idéale, l'indicateur donnera la solution du problème en faisant connaître la quantité exacte de vapeur présente à tout instant de la course, et de là la quantité d'eau présente en même temps; la somme de ces deux poids sera toujours, si le piston et les soupapes sont étanches, égale au poids de l'eau d'alimentation entrant dans la chaudière et passant dans la machine sous forme de fluide moteur mélangé. Le volume et la pression de la vapeur sont représentés par l'indicateur. Le poids se calcule aisément d'après la densité qui est connue pour chaque pression déterminée. La fraction de course parcourue à un instant quelconque augmentée de l'espace nuisible, mesuré en longueur équivalente du cylindre, donnera le volume de vapeur présente. La vapeur fournie est égale à cette quantité mesurée au point de détente moins ce qui est retenu par la compression. La différence entre le poids de vapeur ainsi mesuré en un point quelconque de la course et le poids total d'eau d'alimentation consommée ou de vapeur passant dans la machine, par course, est le poids de l'eau présente.

De même le poids total du mélange de vapeur et d'eau présent depuis le point de détente jusqu'à l'ouverture de l'échappement est égal à la quantité venant de la chaudière augmentée de ce qui est comprimé dans l'espace nuisible. Les variations de cette quan-

tité sont indiquées par les résultats suivants empruntés à M. Spangler <sup>1</sup> :

Poids de vapeur par cheval indiqué et par heure. . . . .	12 <sup>kg</sup> , 768
— d'eau primée — 9 p. 100 . . . . .	1 260
— d'eau d'alimentation . . . . .	14 030
— de vapeur à 0,9 de cours . . . . .	9 094
— d'eau — 33 p. 100 approximatif . . . . .	5 030
— de vapeur à 0,7 de cours . . . . .	8 723
— d'eau — 38 p. 100 approximatif . . . . .	5 037
— de vapeur à 0,5 de cours . . . . .	8 287
— d'eau — 40 p. 100 approximatif . . . . .	5 742
— de vapeur à 0,3 de cours . . . . .	7 852
— d'eau — 58 p. 100 approximatif . . . . .	6 196

Ces chiffres, comme on le verra en les comparant à d'autres résultats du même genre, indiquent une perte plus grande qu'elle n'est ordinairement dans les grandes machines, ce qui est dû aux petites dimensions de celle qui a servi pour ces recherches. Il est évident que toutes les variations que subissent les proportions du mélange passant dans la machine sont dues au transport de chaleur par le métal du cylindre et du piston. Les chiffres ci-dessus accusent une augmentation progressive de la proportion de vapeur produite par réévaporation de celle qui s'était condensée primitivement à l'entrée, depuis le point de détente jusqu'à l'extrémité de la course.

Le poids de vapeur contenue dans le cylindre en un point quelconque de la course est toujours en kilogrammes par cheval et par heure.

$$\frac{60 \times 2 \text{ lan } w'}{10.000} : \frac{2 p_m \text{ lan} \times 60}{270.000} = \frac{27 w'}{p_m} = w$$

ou

$$w = \frac{a}{p_m} \left[ \left( \frac{1}{r} - \frac{c}{v_2} \right) w' - \frac{(c' - c) w''}{v_2} \right]$$

si

$p_m$  = pression effective moyenne;

$c$  et  $c'$  = volume de l'espace nuisible et de la vapeur au point où l'échappement se ferme et où la compression commence;

$\frac{c}{v_2}$  et  $\frac{c'}{v_2}$  = leur rapport au volume total du cylindre;

<sup>1</sup> *Journal Franklin Institute*, feb. 1886.



- $r$  = rapport de l'espace parcouru dans le cylindre à la course totale du piston ;  
 $w, w'$  et  $w''$  = poids de vapeur par cheval indiqué et par heure, le poids spécifique à la pression indiquée au point choisi, et le poids spécifique au commencement de la compression.  
 $a$  = quand la surface du piston est mesurée, comme ci-dessus, en centimètres carrés et sa course en mètres.

$$\frac{270.000}{40.000} = 27$$

Ce calcul se fait d'ordinaire pour les points de détente et d'échappement. Le premier donne la « condensation initiale », ce qui est probablement la meilleure mesure de la perte par condensation ; le second calcul indique l'état du mélange rejeté par la machine.

Voici un exemple de ce genre de calcul d'après un diagramme pris par Barrus <sup>1</sup> en employant les tables de Clarke <sup>2</sup>.

Supposons  $\frac{1}{r} = 0,308$  au point de détente, et  $\frac{1}{r} = 0,901$  à l'échappement,  $c = 0,02 v_2$  ;  $c' = 0,071 v_2$  ;  $p_m = 2^{*5}, 704$  ;

$w' = 2,954$  à la détente et  $1,129$  à l'échappement ;

$w'' = 0,732$ . Alors à la détente

$$w = \frac{27}{2,704} [(0,308 + 0,02) 2,954 - (0,071 + 0,02) 0,732] = 9^k,007$$

et à l'échappement

$$w = \frac{27}{2,704} [(0,91 + 0,02) 1,129 - (0,071 + 0,02) 0,732] = 9^k,817$$

Ici l'indicateur, dans l'exemple d'où nous avons tiré les chiffres qui précèdent, accuse dans les poids calculés de la dépense de vapeur au point de détente et d'échappement une différence d'environ 1 kilogramme, à peu près 10 p. 100 ; laquelle différence est la mesure de la réévaporation produite pendant la détente. Aux nombres ci-dessus obtenus il faut ajouter la proportion habituelle pour les pertes totales.

Dans beaucoup de cas, la compression est si faible qu'elle peut être négligée. On peut alors adopter le procédé suivant qui est

<sup>1</sup> On the *Tabor indicator*, p. 48.

<sup>2</sup> *Manual of Mechanical Engineers*.

très simple : Supposons que le fluide moteur soit l'eau au lieu de la vapeur, la quantité demandée serait, par cheval et par heure,

$$w_a = 27 \times 1.000 = 27.000 \text{ kilogrammes}$$

à 1 kilogramme de pression par centimètre carré ; et à une pression quelconque  $p$

$$w_b = \frac{27.000}{p}$$

Si au contraire on emploie la vapeur, le poids serait moindre en proportion de son volume spécifique plus grand,  $v'$  ; et le poids nécessaire serait

$$w_c = \frac{27.000}{p_m v'} \text{ approximativement}$$

expression qu'il faut corriger en tenant compte de l'espace nuisible et de la compression.

La méthode de calcul détaillée d'après le diagramme est indiquée plus loin § 71.

Ce qui suit est une forme commode de cette expression pour la consommation d'eau et de vapeur. Soient :

- $p_1$  = la pression initiale absolue ;
- $p_2$  = la contre-pression absolue ;
- $r$  = le rapport de détente vraie ;
- $c$  = la fraction exprimant l'espace nuisible ;
- $D$  = la densité de la vapeur en kilogrammes par décimètre cube ;
- $w$  = le poids de la vapeur par cheval-heure ;

$$w = \frac{a}{p_1} \cdot \frac{1 + c \left( 1 + \frac{p_2 r}{p_1} \right)}{(1 + \log c r) (1 + c) - \left( \frac{p_2}{p_1} + c \right) r}$$

On a vu que la valeur de la constante est pour les mesures françaises  $a = 27$ . La compression est ici négligée. Cette expression prend une valeur minima pour le cas fictif, comme on l'a vu ailleurs, où

$$r = \frac{1 + c}{\frac{p_2}{p_1} + c} \text{ approximativement.}$$

Cette valeur est dans la machine réelle considérablement réduite par l'influence des pertes intérieures, de la condensation dans le cylindre ou des fuites.

MESURE DES DIAGRAMMES

CONSOMMATION DE VAPEUR (u)

Pression finale absolue par pouce carré	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
3	117 300	121 015	124 717	128 406	132 083	135 748	139 399	143 075	146 665	150 279
4	153 880	157 514	161 137	164 750	168 353	171 945	175 527	179 098	182 659	186 210
5	189 750	193 336	196 914	200 483	204 041	207 598	211 142	214 679	218 208	221 728
6	225 240	228 799	232 351	235 897	239 437	242 970	246 497	250 017	253 531	257 039
7	260 540	264 056	267 566	271 071	274 570	278 063	281 550	285 031	288 506	291 976
8	295 440	298 922	302 400	305 872	309 338	312 800	316 256	319 708	323 154	326 594
9	330 030	333 488	336 941	340 389	343 833	347 273	350 707	354 137	357 563	360 984
10	364 400	367 842	371 280	374 714	378 144	381 570	384 992	388 410	391 824	395 234
11	398 640	402 061	405 485	408 902	412 315	415 725	419 131	422 534	425 933	429 328
12	432 720	436 120	439 517	442 911	446 301	449 688	453 071	456 451	459 828	463 200
13	466 570	469 950	473 326	476 699	480 068	483 435	486 798	490 159	493 516	496 869
14	500 220	503 596	506 968	510 338	513 706	517 070	520 432	523 790	527 146	530 500
15	533 850	537 213	540 573	543 930	547 285	550 638	553 987	557 334	560 679	564 011
16	567 360	570 713	574 063	577 411	580 757	584 100	587 441	590 780	594 116	597 449
17	600 780	604 109	607 435	610 759	614 081	617 400	620 717	624 031	627 343	630 653
18	633 960	637 265	640 567	643 867	647 165	650 460	653 753	657 043	660 331	663 617
19	666 900	670 200	673 498	676 793	680 086	683 378	686 666	689 953	693 238	696 520
20	699 800	703 098	706 394	709 688	712 980	716 270	719 558	722 844	726 128	729 410
21	732 600	735 968	739 244	742 518	745 790	749 060	752 328	755 594	758 858	762 120
22	765 380	768 660	771 938	775 215	778 490	781 763	785 034	788 303	791 570	794 836
23	798 100	801 362	804 622	807 881	811 138	814 393	817 646	820 897	824 146	827 394
24	830 640	833 908	837 175	840 440	843 703	846 965	850 225	853 484	856 741	859 996
25	863 260	866 502	869 753	873 002	876 249	879 495	882 739	885 982	889 223	892 462
26	895 700	898 936	902 171	905 404	908 635	911 865	915 093	918 320	921 545	924 768
27	927 950	931 210	934 429	937 646	940 831	944 075	947 287	950 498	953 707	956 914
28	960 120	963 352	966 583	969 813	973 041	976 268	979 493	982 717	985 939	989 160
29	992 380	995 598	998 815	1 002 031	1 005 245	1 008 458	1 011 669	1 014 879	1 018 087	1 021 294
30	1 024 500	1 027 704	1 030 907	1 034 109	1 037 309	1 040 508	1 043 705	1 046 901	1 050 095	1 053 288
31	1 056 480	1 059 670	1 062 859	1 066 047	1 069 233	1 072 418	1 075 601	1 078 783	1 081 963	1 085 142

(c) Dans ce tableau, les pressions étant indiquées en mesures anglaises, si l'on veut obtenir la consommation de vapeur en kilog. par cheval-heure, il faudra multiplier la pression finale absolue, en kilog. par c. m. q., par 14,22; chercher le nombre correspondant et diviser ce nombre par la pression effective moyenne en kilog. par c. m. q. multipliée par 0,0349.

Les nombres de la première colonne représentent les livres, ceux des en-têtes des colonnes 0, 1, 2, 3, etc., les dixièmes de livres.

CONSUMMATION DE VAPEUR (suite)

Pression finale absolue par pouce carré	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
32	4 088 320	4 094 528	4 097 942	4 101 446	4 104 350	4 107 552	4 110 754	4 113 954	4 117 152	4 114 152
33	4 120 350	4 123 546	4 126 742	4 129 936	4 133 128	4 136 420	4 139 510	4 142 700	4 145 888	4 149 074
34	4 152 260	4 155 444	4 158 628	4 161 810	4 164 990	4 168 170	4 171 348	4 174 526	4 177 702	4 180 876
35	4 184 050	4 187 222	4 190 394	4 193 564	4 196 732	4 199 900	4 203 066	4 206 232	4 209 396	4 212 558
36	4 215 720	4 218 917	4 222 112	4 225 307	4 228 500	4 231 693	4 234 884	4 238 075	4 241 264	4 244 453
37	4 247 640	4 250 827	4 254 012	4 257 197	4 260 380	4 263 563	4 266 744	4 269 925	4 273 104	4 276 283
38	4 279 460	4 282 637	4 285 812	4 288 987	4 292 160	4 295 333	4 298 504	4 301 675	4 304 844	4 308 013
39	4 311 480	4 314 547	4 317 512	4 320 477	4 323 810	4 327 003	4 330 164	4 333 325	4 336 484	4 339 643
40	4 342 800	4 345 957	4 349 112	4 352 267	4 355 420	4 358 573	4 371 724	4 364 875	4 368 024	4 371 173
41	4 374 320	4 377 467	4 380 612	4 383 757	4 386 900	4 390 043	4 393 184	4 396 325	4 399 464	4 402 603
42	4 405 740	4 408 877	4 412 012	4 415 147	4 418 280	4 421 413	4 424 544	4 427 675	4 430 804	4 433 933
43	4 437 060	4 440 230	4 443 398	4 446 566	4 449 734	4 452 900	4 456 066	4 462 304	4 465 558	4 468 812
44	4 468 720	4 471 882	4 475 042	4 478 202	4 481 362	4 484 520	4 487 678	4 490 834	4 493 990	4 497 146
45	4 500 300	4 503 454	4 506 606	4 509 758	4 512 910	4 516 060	4 519 210	4 522 359	4 525 506	4 528 654
46	4 531 800	4 534 946	4 538 090	4 541 234	4 544 378	4 547 520	4 550 662	4 553 802	4 556 942	4 560 082
47	4 563 220	4 566 358	4 569 494	4 572 630	4 575 766	4 578 900	4 582 034	4 585 166	4 588 298	4 591 430
48	4 594 560	4 597 690	4 600 818	4 603 946	4 607 074	4 610 200	4 613 326	4 616 450	4 619 574	4 622 698
49	4 625 820	4 628 942	4 632 062	4 635 182	4 638 302	4 641 420	4 644 538	4 647 654	4 650 770	4 653 886
50	4 657 000	4 660 114	4 663 226	4 666 338	4 669 450	4 672 560	4 675 670	4 678 778	4 681 886	4 684 994
51	4 688 100	4 691 206	4 694 310	4 697 414	4 700 518	4 703 620	4 706 722	4 709 822	4 712 922	4 716 022
52	4 719 120	4 722 218	4 725 314	4 728 410	4 731 506	4 734 600	4 737 694	4 740 786	4 743 878	4 746 970
53	4 750 060	4 753 150	4 756 238	4 759 327	4 762 414	4 765 500	4 768 586	4 771 670	4 774 754	4 777 838
54	4 780 920	4 784 002	4 787 082	4 790 162	4 793 242	4 796 320	4 799 398	4 802 474	4 805 550	4 808 626
55	4 811 700	4 814 829	4 817 957	4 821 084	4 824 211	4 827 338	4 830 463	4 833 588	4 836 713	4 839 837
56	4 842 960	4 846 083	4 849 205	4 852 326	4 855 447	4 858 568	4 861 687	4 864 806	4 867 925	4 871 043
57	4 874 160	4 877 277	4 880 393	4 883 508	4 886 623	4 889 738	4 892 851	4 895 964	4 899 077	4 902 189
58	4 905 300	4 908 411	4 911 524	4 914 630	4 917 739	4 920 848	4 923 955	4 927 062	4 930 169	4 933 275
59	4 936 380	4 939 485	4 942 589	4 945 692	4 948 795	4 951 898	4 954 999	4 958 100	4 961 201	4 964 301
60	4 967 400	4 970 499	4 973 597	4 976 694	4 979 791	4 982 888	4 985 983	4 989 078	4 992 173	4 995 267

La table précédente calculée par M. Thompson donne les facteurs employés pour le calcul de la consommation d'eau. La méthode est représentée par la figure 97. La pression effective moyenne doit être connue, mais la force en chevaux et les dimensions du cylindre ne sont pas indispensables pour ce calcul. On trace une ligne verticale à chaque extrémité du diagramme et on continue la courbe de détente jusqu'en  $t$ . De  $t$  on trace  $tC$ . On mesure la pression absolue en  $t$  et on trouve dans la table, pages 239 et 240, le nombre correspondant.

Les nombres de la première colonne représentent la pression finale en livres et les nombres des colonnes 1, 2, 3, etc., représentent les dixièmes de livres.

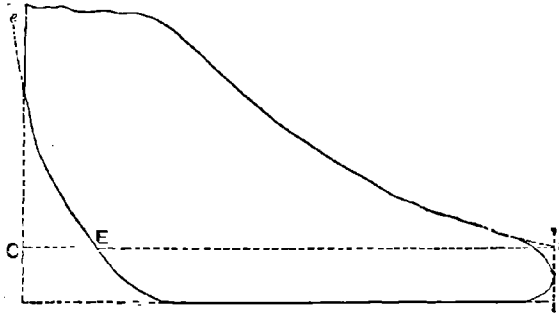


Fig. 97. — Volume de vapeur indiqué.

En divisant ce nombre par la pression effective moyenne, on aura pour quotient la quantité de vapeur par cheval-heure, abstraction faite de la compression. Pour faire cette correction il faut multiplier par  $tE$  et diviser par  $tC$ .

Quand la compression maxima n'est pas aussi élevée que la pression extrême, il faut prolonger la courbe de compression, comme en  $e$ , et  $E$  se trouvera en dehors du diagramme.

Comme exemple de calcul de l'économie des machines en déterminant leur dépense de chaleur, mesurée en calories, nous donnerons le calcul suivant, cité par M. Barrus<sup>1</sup>, à l'aide des tables de Clarke.

<sup>1</sup> The Tabor Indicator.

Supposons une machine sans condensation consommant  $12^{\text{kg}},25$  d'eau d'alimentation par cheval-heure, fournie à  $100^{\circ}$  centigrade; une machine à condensation consommant  $8^{\text{kg}},16$  d'eau à  $54^{\circ}$ ; et une machine compound consommant  $6^{\text{kg}},35$  à  $77^{\circ}$ . La pression dans les deux premiers cas est de  $5^{\text{kg}},62$  et dans le second elle est de  $8^{\text{kg}},44$ . Dans les deux premiers cas la vapeur contient un demi p. 100 d'humidité et dans le dernier elle est surchauffée de  $11^{\circ}$ . La chaleur totale de la vapeur saturée à  $5^{\text{kg}},62$  de pression ( $6^{\text{kg}},62$  de pression absolue) est  $655,8$  calories. Déduisons la chaleur correspondant à  $0,005$  d'humidité,  $0,005 \times 492 = 2,46$  ( $492$  étant la chaleur latente), il reste  $653,4$  calories, chaleur totale de la vapeur contenant un demi p. 100 d'humidité, mesurée au-dessus de  $0^{\circ}$  centigrade. Déduisons la chaleur correspondant à l'eau d'alimentation à la température de  $100^{\circ}$ ,  $100,5$  calories, et il restera  $552,9$  calories, chaleur totale d'un kilogramme de vapeur contenant un demi p. 100 d'humidité au-dessus de la température de l'eau d'alimentation. Multiplions ce nombre par  $12,25$ , et le produit,  $6773$  calories, est la quantité de chaleur consommée par cheval-vapeur.

Un calcul semblable donne  $4890$  calories par cheval-heure pour le second cas.

Dans le troisième cas, la chaleur totale de la vapeur saturée à  $8^{\text{kg}},44$  ( $9^{\text{kg}},44$  de pression absolue) est  $660,3$  calories. La chaleur correspondant au surchauffage de  $11^{\circ}$  est  $11 \times 0,475 = 5,2$ , ce qui donne  $665,5$  calories pour la chaleur totale de la vapeur surchauffée.

Ces résultats sont groupés dans la table suivante :

TYPE DE MACHINE	SANS CONDENSATION	A CONDEN- SATION	COMPOUND
Pression de la chaudière. . . . .	5,62	5,62	8,44
Température moyenne de l'alimentation. . . . .	100	54	77
Eau d'alimentation par cheval-heure. . . . .	12,25	8,16	6,35
Humidité dans la vapeur . . . . .	0,005	0,005	11°
Chaleur totale de la vapeur saturée. . . . .	655,8	655,8	de surchauffe. 660,3
Chaleur totale diminuée de l'humidité et du surchauffage. . . . .	653,4	653,4	665,5
Chaleur de l'eau d'alimentation . . . . .	100,5	54,1	77,2
Chaleur consommée par kilogramme . . . . .	552,9	599,3	588,3
Chaleur consommée par cheval-heure . . . . .	6773,0	4890,3	3735,7

Déduisons 77,2 calories, chaleur correspondant à l'eau d'alimentation à 77° et multiplions par 6,35, nous aurons comme produit 3 736 calories, chaleur consommée par cheval-heure.

En comparant la chaleur ainsi calculée, comme consommation, avec la chaleur qui équivaut au travail utile développé on aura le rendement.

Comme un cheval est l'équivalent thermique de 0,177 calorie par seconde ou 637 calories par heure, nous avons pour les trois cas.

$$E = \frac{637}{6773} = 0,095, \frac{637}{4890} = 0,135, \frac{637}{3736} = 0,16$$

Ou des rendements de 9,5 ; 13,7 et 16 p. 100 par comparaison avec une machine de rendement égal à l'unité, utilisant parfaitement l'énergie calorifique qui lui serait fournie. Telle est la méthode employée d'abord par Rankine, sauf en ce que nous nous sommes servi des unités thermiques au lieu des unités mécaniques.

70. — La construction des hyperboles qui représentent les varia-

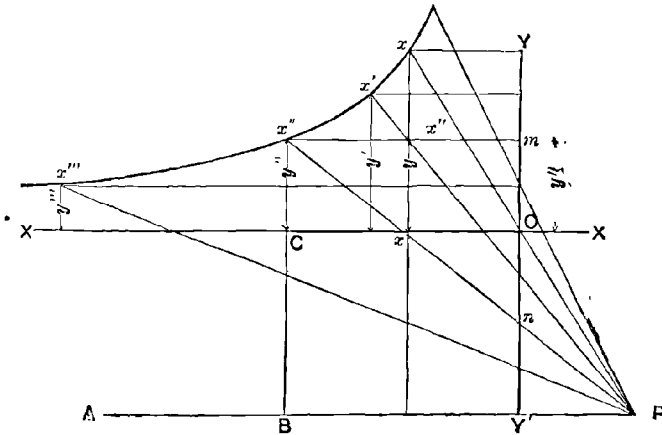


Fig. 98. — Hyperbole.

tions de pression et de volume dans le diagramme idéal, permet à l'ingénieur de se faire une idée de l'écart des variations réelles dans la pratique par rapport à ce cas idéal. Il existe plusieurs manières de construire ces courbes. L'une des plus simples est la suivante qui donne une hyperbole équilatère, la courbe de Mariotte, dont approche beaucoup la courbe de détente dans les

meilleurs types de machines et que l'on prend d'ordinaire comme terme de comparaison.

Soient  $XX$ ,  $YY$  les asymptotes données (c'est-à-dire la ligne du vide et celle de l'espace nuisible sur le diagramme; soit  $x$  un point quelconque dont les coordonnées sont  $xx$ ,  $xy$ .

Prolongeons  $YO$  jusqu'à  $OY' = YO$  et traçons  $AP$ , en faisant  $YP$  égal à  $xY$  et parallèle à  $XX$ .

Divisons  $YO$  et  $Y'O$  en parties proportionnelles.

Soit à trouver l'ordonnée  $Om$  d'un point et traçons  $m x''$  parallèle à  $XX$ .

En  $Y'$  élevons  $Y'n = Om$ , et tirons  $Pnx''$ ; le point  $x''$  d'intersection avec  $x'n$  est le point cherché.

En effet, dans les triangles  $ny'P$ ,  $nm x''$ , nous avons

$$n Y' : YP :: mn : x''m$$

ou

$$y'' : x :: y : x'' \text{ C. Q. F. D.}$$

Quand la courbe de détente est une véritable hyperbole, il devient possible d'obtenir une mesure approchée de l'espace nuisible avec le diagramme; ou bien, ce dernier étant connu, de déterminer la courbe hyperbolique de détente ainsi qu'il suit :

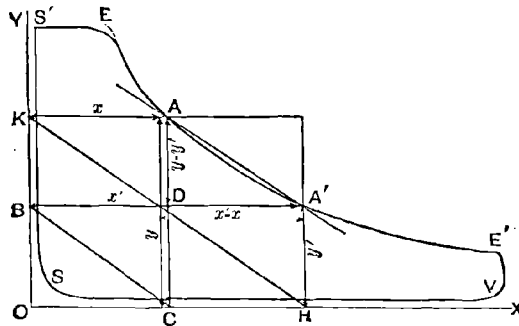


Fig. 99. — Courbe de détente hyperbolique.

Supposons que  $S'E'E'VS$  représente un diagramme; soit  $OX$  la ligne du vide parfait;  $OY$  la ligne de l'extrémité du cylindre plus l'espace nuisible; alors  $OX$  et  $OY$  seront les asymptotes de l'hyperbole  $EAA'E'$ , courbe de détente.



Prenons deux points sur la courbe  $AA'$  et soient  $AK$ ,  $AC$ ,  $A'B$ ,  $A'H$  leurs coordonnées.

Traçons la droite  $AA'$ , et de  $C$  la ligne  $CB$  parallèle à  $AA'$ ; le point  $B$  où elle rencontre  $A'B$  sera un point de  $OY$ .

Ou bien menons  $HK$  parallèle à  $AA'$ , et le point  $K$  d'intersection avec  $AK$  sera un point de l'axe des  $y$ .

D'après la loi de Mariotte et les propriétés de l'hyperbole  $xy = m$ ;  $x'y' = m$ ;  $xy = x'y'$

$$x : x' :: y' : y \quad \text{ou} \quad \frac{x' - x}{x} = \frac{y - y'}{y'} \quad \text{ou} \quad \frac{A'D}{AD} = \frac{AD}{DC}$$

C'est ce que donnent les triangles semblables par construction.

Réciproquement étant donné l'espace nuisible et l'échelle de l'indicateur, avec le point de détente, trouver la ligne de détente.

Dans la proportion  $\frac{y - y'}{y'} = \frac{x' - x}{x}$  prenons  $x'$  et calculons la valeur de  $y'$  en construisant un triangle semblable à  $ADA'$ .

En prenant le point d'échappement comme un point de l'hyperbole et traçant cette courbe sur le diagramme, on verra, non seulement que la courbe de détente ne coïncide pas avec l'hyperbole, mais qu'elle reste au-dessous dans toute sa longueur, dans presque tous les cas, ce qui indique ordinairement une condensation initiale et une réévaporation subséquente, mais peut aussi bien indiquer une fuite. Si le poids de la vapeur réellement empruntée à la chaudière est pris comme base d'un diagramme, en prenant son volume comme ordonnée initiale de l'hyperbole il devient facile de tracer les écarts du diagramme réel par rapport au diagramme comme nous l'indiquons ici.

Dans le cas où la courbe de détente est de celles qui sont représentées par une équation telle que

$$pv^n = p_1 v_1^n = p_2 v_2^n$$

les coordonnées d'un point  $p_1 v_1$  ou  $p_2 v_2$  étant données, on déterminera facilement un autre point quelconque de la courbe : on tire en effet de l'expression ci-dessus :

$$n \log v + \log p = n \log v_1 + \log p_1$$

et si  $p_1$  et  $v_1$  sont connus, le logarithme de la pression correspondant à un volume donné  $v$  sera

$$\log p = n \log v_1 + \log p_1 - n \log v.$$

Cette expression peut servir à déterminer plusieurs points par lesquels on fera passer la courbe.

Voici les valeurs de  $n$  pour différents cas :

Hyperbole équilatère . . . . .	1
Courbe de vapeur, saturation $\frac{17}{16}$ ou . . . . .	1,0646
Courbe adiabatique, vapeur . . . . .	$1,035 + 0,1 x$
Courbe adiabatique, gaz. . . . .	1,408
Courbe isothermique . . . . .	1,0

L'écart du coefficient réel de détente par rapport à sa valeur apparente dans les machines qui présentent un grand espace nuisible est très considérable dans les machines à détente élevée et

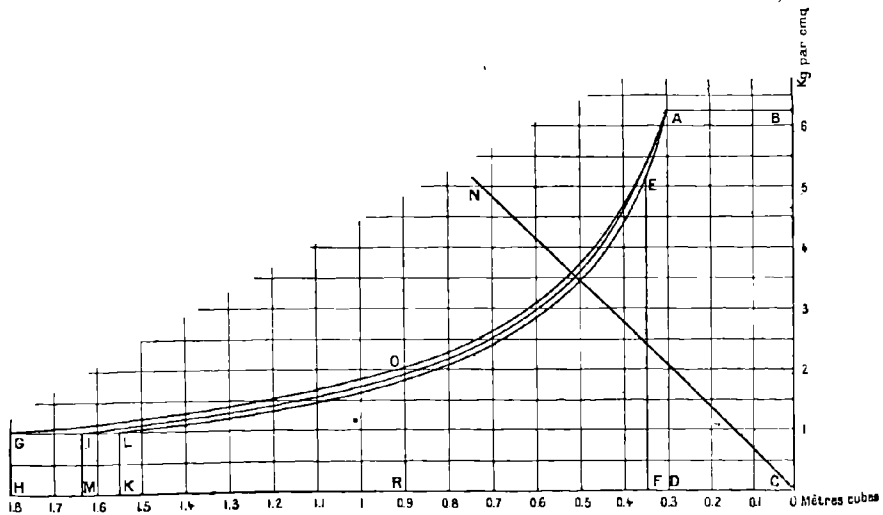


Fig. 100. — Trois courbes de détente.

à course réduite. La table suivante, publiée par M. Grimshaw est suffisante pour les cas ordinaires et montre bien ces différences<sup>1</sup> :

<sup>1</sup> *Am. Machinist*, Jan. 20, 1883, p. 8.

MESURE DES DIAGRAMMES

RAPPORT RÉEL DE DÉTENTE

	.40	.425	.20	.25	.30	.333	.375	.40	.50	.60	.625	.70	.75	.80	.875	.90
.015	9.111	7.481	4.809	3.884	3.258	2.044	2.633	2.463	1.983	1.655	1.590	1.482	1.388	1.246	1.144	1.109
.025	7.303	6.932	4.764	3.875	3.24	2.030	2.612	2.454	1.975	1.653	1.588	1.421	1.327	1.240	1.140	1.109
.035	8.826	7.25	4.720	3.830	3.232	2.016	2.602	2.485	1.970	1.650	1.585	1.419	1.326	1.245	1.140	1.109
.04	8.659	7.133	4.677	3.803	3.264	2.002	2.592	2.438	1.966	1.647	1.583	1.418	1.325	1.244	1.140	1.108
.05	8.5	7.034	4.635	3.777	3.187	2.089	2.582	2.438	1.961	1.645	1.581	1.416	1.323	1.243	1.138	1.108
.06	8.346	6.932	4.595	3.752	3.170	2.876	2.574	2.420	1.956	1.642	1.579	1.415	1.324	1.243	1.138	1.108
.07	8.2	6.833	4.555	3.727	3.153	2.863	2.562	2.411	1.952	1.640	1.576	1.413	1.322	1.242	1.138	1.108
.08	8.088	6.738	4.516	3.702	3.137	2.850	2.552	2.403	1.947	1.637	1.571	1.412	1.321	1.241	1.138	1.107
.09	7.933	6.645	4.477	3.678	3.121	2.837	2.543	2.395	1.943	1.634	1.572	1.410	1.320	1.240	1.138	1.107
.10	7.792	6.555	4.440	3.654	3.105	2.824	2.533	2.387	1.938	1.632	1.570	1.409	1.319	1.240	1.138	1.107
.11	7.666	6.468	4.404	3.631	3.089	2.812	2.521	2.379	1.934	1.629	1.568	1.408	1.318	1.239	1.137	1.106
.12	7.545	6.380	4.368	3.608	3.074	2.800	2.515	2.371	1.930	1.627	1.566	1.406	1.317	1.238	1.136	1.106
.13	7.428	6.303	4.333	3.588	3.058	2.788	2.506	2.363	1.925	1.625	1.563	1.405	1.316	1.238	1.136	1.106
.14	7.315	6.229	4.298	3.564	3.043	2.776	2.497	2.355	1.921	1.622	1.561	1.404	1.315	1.237	1.136	1.106
.15	7.206	6.147	4.265	3.542	3.028	2.764	2.488	2.348	1.917	1.620	1.560	1.401	1.314	1.236	1.135	1.105
.16	7.102	6.082	4.232	3.521	3.014	2.752	2.479	2.340	1.913	1.617	1.557	1.402	1.313	1.235	1.135	1.105
.17	7.000	6.018	4.200	3.500	3.000	2.740	2.470	2.333	1.907	1.615	1.555	1.400	1.312	1.235	1.135	1.105
.18	6.901	5.955	4.168	3.478	2.986	2.730	2.461	2.325	1.904	1.613	1.553	1.399	1.311	1.234	1.134	1.104
.19	6.806	5.891	4.130	3.459	2.971	2.719	2.453	2.318	1.900	1.610	1.551	1.397	1.310	1.233	1.134	1.104
.20	6.714	5.794	4.106	3.439	2.957	2.708	2.445	2.311	1.896	1.608	1.549	1.396	1.309	1.233	1.134	1.104
.21	6.625	5.729	4.076	3.418	2.944	2.697	2.436	2.304	1.892	1.606	1.547	1.394	1.308	1.232	1.133	1.104
.22	6.536	5.660	4.047	3.407	2.931	2.686	2.428	2.297	1.888	1.603	1.545	1.393	1.307	1.231	1.133	1.103
.23	6.454	5.605	4.015	3.380	2.917	2.675	2.420	2.290	1.884	1.601	1.543	1.392	1.306	1.230	1.132	1.103
.24	6.373	5.545	3.990	3.362	2.904	2.665	2.412	2.283	1.881	1.599	1.541	1.390	1.305	1.230	1.132	1.103
.25	6.294	5.482	3.963	3.342	2.892	2.655	2.404	2.276	1.877	1.597	1.539	1.389	1.304	1.229	1.132	1.103

Le faible écart qui existe entre les trois lignes principales de détente est mis en évidence par le diagramme figure 100 dont les courbes ont été données dans différentes publications, mais ont été présentées pour la première fois probablement sous cette forme par M. Porter<sup>1</sup>. AB indique le volume initial comme CD ; AD et BC représentent la pression initiale ; EF est une ordonnée quelconque, et les ordonnées extrêmes sont GH, IM et LK. OR est prise à mi-course, CN est l'axe de l'hyperbole équilatère, la courbe supérieure dont CB et CH sont les asymptotes. Les ordonnées mesurent les pressions absolues en kilogrammes par centimètre carré ; les abscisses représentent les volumes de l'unité de poids. Ainsi BA est le volume 0<sup>m</sup><sup>c</sup>,301 d'un kilogramme de vapeur à une pression totale de 6<sup>m</sup><sup>e</sup>,33 par centimètre carré ; ABCD est le travail extérieur produit. C'est cette courbe que l'on considère habituellement comme ligne de détente.

La courbe AOI est la courbe de la vapeur sèche et de la vapeur saturée, ses coordonnées représentant la pression simultanée et le volume du fluide quand il est en contact avec la masse d'eau d'où il provient.

La détente est moindre et la chute de pression est plus grande que ne l'indiquerait la loi de Mariotte. C'est cette courbe qui est supposée représenter la loi de la détente de la vapeur dans les machines pourvues d'une bonne enveloppe.

La ligne inférieure AOL est la courbe adiabatique que l'on suppose être obtenue dans les machines pourvues de cylindres non conducteurs et approximativement dans les machines à grande vitesse. L'aire comprise au-dessous de cette courbe comme au-dessous des autres représente le travail effectué pendant la détente de la vapeur, et indique l'économie que l'on peut réaliser par la détente dans chaque cas. Dans la pratique cependant, la ligne de détente tombe d'abord plus rapidement et à la fin plus lentement que dans ces courbes. Comme on le verra ailleurs, cet écart par rapport à la courbe théorique est souvent très appréciable.

#### 71. — La condensation dans le cylindre et les fuites produit

---

<sup>1</sup> *Steam-engine Indicator*, p. 123.

dans le diagramme des perturbations qui affectent diversement les différentes parties de la courbe. Les fuites peuvent être ordinairement supprimées et doivent l'être toujours avant que la machine soit mise en marche normale. La perte par condensation dans le cylindre est généralement irrémédiable. Quand on a obtenu exactement par un essai de chaudière la mesure exacte de la quantité de vapeur consommée, il est facile de tracer ces variations comme dans le diagramme que nous représentons ci-dessus et qui a été relevé par le professeur C.-A. Smith<sup>1</sup>. On a indiqué avec le diagramme réel celui qui aurait été donné par la même quantité de vapeur en supposant qu'il n'y a pas de condensation initiale.

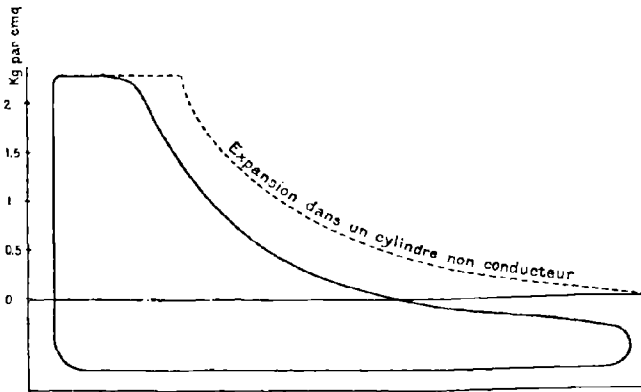


Fig. 101. — Diagramme réel et idéal.

Ce diagramme est d'une perfection assez rare, quant à la forme ; il a été relevé par le service des eaux de Saint-Louis sur une machine de 705 chevaux, mue par un cylindre de 2<sup>m</sup>,16 de diamètre et 3<sup>m</sup>,04 de course faisant 11 tours et demi par minute. En mesurant les abscisses des deux diagrammes on voit que la condensation croît depuis un minimum de 30 p. 100 jusqu'à un maximum de 50 p. 100, autant qu'on peut la mesurer. Le diagramme indique la marche de la détente dans un cylindre métallique, de vapeur qui aurait donné le grand diagramme dans une machine théorique avec un cylindre dépourvu de conductibilité.

<sup>1</sup> *Steam-making*, p. 91.

Le diagramme théorique complet s'étendrait vers la droite au delà des limites de la figure. Quand les deux lignes sont ainsi séparées par un grand intervalle, cela indique une condensation initiale considérable, et une réévaporation correspondante après l'ouverture de l'échappement; la condensation initiale est due à la réévaporation et lui est proportionnelle. Dans la plupart des cas cependant, l'ingénieur, ne pouvant déterminer ces données, considère le point d'échappement ou le point d'intersection de la ligne de détente prolongée avec l'ordonnée tracée à l'extrémité du diagramme comme étant commun aux courbes réelle et théorique et trace l'hyperbole en arrière passant par ce point, comme nous l'avons déjà montré. En comparant le diagramme théorique ainsi formé avec le diagramme réel on pourra juger du fonctionnement de la machine considérée comme appareil thermo-dynamique et la comparer sous ce rapport à d'autres machines. Une coïncidence exacte des deux diagrammes, dans un cas donné, ne serait pas une preuve et n'attesterait pas même la probabilité de l'absence de pertes de ce chef; de même l'égalité, à cet égard, de deux diagrammes pris sur deux machines différentes n'attesterait qu'une similitude probable et générale de leur performance au point de vue thermo-dynamique. Ces comparaisons néanmoins sont instructives et intéressantes comme on le verra par les exemples suivants. Elles donnent aussi quelques indications sur la consommation probable d'eau et de vapeur qui est le véritable terme de comparaison du rendement des machines. L'espace nuisible peut être déterminé par une mesure directe sur la machine, par les méthodes graphiques indiquées dans le précédent article, ou par les méthodes suivantes de construction qui sont très simples<sup>1</sup>.

Dans le premier cas, soient  $p$  et  $d$ ,  $p'$  et  $d'$  les coordonnées de deux points donnés et  $x$  l'espace nuisible

$$(x + d) p = (x + d') p' \quad \text{et} \quad x = \frac{pd - p'd'}{p' - p}$$

On peut encore déterminer le jeu par la construction géométrique suivante sur le deuxième diagramme :

---

<sup>1</sup> Publié d'abord par M. G.-H. Babcock, *Journal Franklin Institute*, Sept. 1869.

Soient A et B deux points de la courbe de compression ; joignons-les par une ligne droite AB et prolongeons-la jusqu'au point E où elle coupe FE. Traçons AD et BC perpendiculaires à FE et prenons  $FD = CE$  ; F sera alors l'extrémité du diagramme théorique et la distance de F à l'extrémité du diagramme est l'espace nuisible.

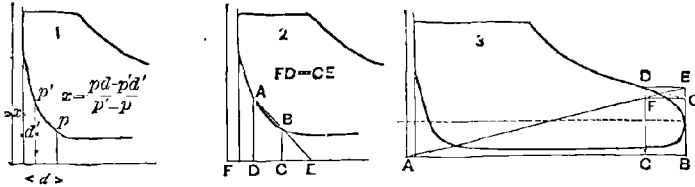


Fig. 102. — Constructions géométriques.

Si l'on se propose de tracer le diagramme théorique : on tirera une ligne représentant la pression dans la chaudière ainsi que la ligne du vide parfait à  $1^{kg},033$  au-dessous de la ligne atmosphérique, à moins que l'on ait la lecture vraie du baromètre. Divisons maintenant la longueur du diagramme, y compris l'espace nuisible, en un certain nombre de parties égales, dix par exemple. Mesurons

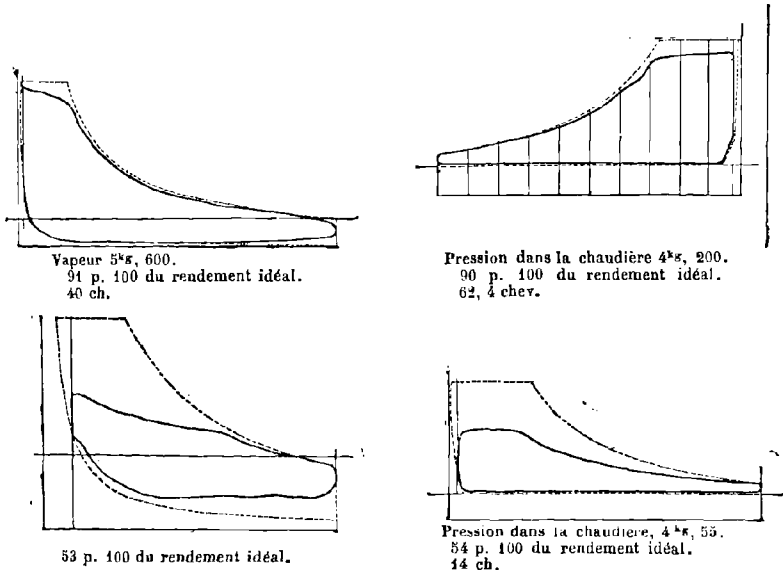


Fig. 103. — Comparaison des diagrammes réel et idéal.

la pression au point d'échappement et déterminons la pression au point extrême par une méthode convenable telle que celle qui est

représentée sur le diagramme n° 3, dans lequel  $AB$  est la longueur du diagramme,  $y$  compris l'espace nuisible, et  $D$  le point d'échappement. Traçons  $DE$  parallèle à  $AB$  et joignons  $AE$  coupant  $DC$  en  $F$ . Menons la droite  $FG$  parallèle à  $AB$ , et  $BG$  représentera la pression extrême, c'est-à-dire la pression à laquelle une quantité de vapeur égale à la capacité totale du cylindre et de l'espace nuisible s'échapperait à la fin de la course.

La pression en un point quelconque de la course se trouvera facilement par les méthodes ordinaires : avec dix divisions, les différentes ordonnées de la courbe de détente peuvent être obtenues en multipliant la pression extrême par les facteurs suivants : 1, 1.11, 1.25, 1.429, 1.667, 2, 2.5, 2.333, 5, 10. Ayant trouvé cette pression théorique à chaque division, nous traçons une courbe passant par les points et nous déterminons le point théorique de détente donnant la même pression extrême que nous avons relevée dans la réalité.

Si l'échappement se ferme avant la fin de la course de retour, il

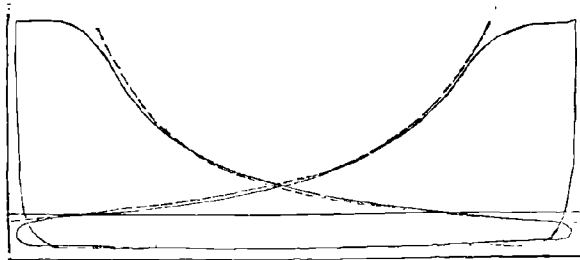


Fig. 104. — Diagramme réel et idéal.

faut tenir compte sur le diagramme théorique de la quantité de vapeur ainsi emprisonnée. Traçons une hyperbole tangente à la ligne de compression réelle, et prolongée jusqu'à la ligne de pression de la chaudière, nous aurons le contour du diagramme idéal.

Le groupe de quatre diagrammes (fig. 103) a été donné par M. Babcock comme exemple de cette méthode. Les deux premiers présentent un rapprochement très remarquable entre les lignes théorique et réelle. Chacune donne, d'après la quantité de vapeur mesurée, 90 p. 100 de la puissance que donnerait une machine dont le cylindre serait dépourvu de conductibilité. L'une et l'autre



sont des machines de moulin, la première à condensation, la seconde sans condensation. Toutes les deux ont été étudiées par M. Babcock. Les deux derniers diagrammes font ressortir des pertes considérables, chacun indiquant une puissance au maximum égale à la moitié du travail théorique. L'un est pris sur une vieille machine marine à condensation, l'autre sur une machine fixe sans condensation.

La figure 104 est un fac-similé d'une paire de diagrammes pris sur une machine étudiée par M. Babcock et par M. Hill, qui a fait le calcul suivant en se basant sur la courbe de vapeur sèche et saturée dont l'équation est  $pv \frac{17}{16} = \text{constante}$ .

La machine avait un cylindre de 559 millimètres de diamètre et 1<sup>m</sup>,118 de course, et faisait 70 tours par minute. L'espace nuisible était égal à 0,0175 du déplacement du piston.

Les diagrammes ont été mesurés au planimètre Amsler et lus comme il suit.

Pression effective moyenne au-dessus de l'atmosphère (pour les deux diagrammes) . . . . .	1 <sup>kg</sup> ,40
Pression effective moyenne au-dessous de l'atmosphère (pour les deux diagrammes) . . . . .	0 71
	2 <sup>kg</sup> ,11 par cmq.

Puissance indépendamment du vide « constante  $\times p_m$  » .

$$84,4 \times 1,4 = 118,063 \text{ chevaux}$$

Puissance due au vide

$$84,4 \times 0,71 = 59,946 \text{ chevaux}$$

Puissance combinée 178,009 chevaux.

Rapport de la puissance au-dessous de l'atmosphère à la puissance au-dessus de l'atmosphère.

$$\frac{59,946 \times 100}{118,063} = 50,774 \text{ p. } 100$$

Le diagramme total, y compris la compression, indique 2<sup>kg</sup>,18 et le rendement du cylindre devient

$$\frac{2,18 - 2,11}{2,18} = 0,032$$

et  $1 - 0,032 \times 100 = 96,8$  p. 100 de la capacité totale utilisée.

La consommation de vapeur pour produire le travail suivant le diagramme est estimée comme il suit :

$$60 \times 2 \times 1,118 \times 0,2454 \times 70 = 2304,600 \text{ mètres cubes}$$

déplacement total du piston par heure.

L'échappement sur les deux diagrammes (pris aux deux extrémités du cylindre) paraît se produire à  $1^m,097$  du commencement de la course. On a donc

$$\frac{2304,600 \times 1097}{1118} = 2250,917 \text{ mètres cubes à l'échappement}$$

l'échappement

L'échappement se ferme (aux deux extrémités du cylindre) à 106 millimètres de l'extrémité de la course (retour). D'où l'on tire :

$$\frac{2304,600 \times 106}{1118} = 218,466 \text{ mètres cubes.}$$

Volume de l'espace nuisible  $2304,600 \times 0,0175 = 40,330$  mètres cubes.

Le volume de la vapeur exigée pour l'échappement devient  $2250,917 + 40,330 = 2291,247$  mètres cubes et le volume de la vapeur retenue dans le cylindre par l'interruption de l'échappement devient

$$218,466 + 40,330 = 258,796 \text{ mètres cubes.}$$

La pression extrême est  $\frac{0,808 + 0,806}{2} = 0^{\text{kg}},852$  et le poids d'un mètre cube de vapeur à cette pression est <sup>1</sup> de  $0^{\text{kg}},507$ .

Et

$$2291,247 \times 0,507 = 1161^{\text{kg}},662$$

<sup>1</sup> En mesures anglaises, le poids d'un pied cube de vapeur à la pression de 12,125 livres ( $0^{\text{kg}},852$ ) s'obtient par la formule de Tate : 12,125 livres =  $f = 24,7$  pouces de mercure, et un pied cube d'eau à son maximum de densité pèse d'après Berzelius 62,388 livres

$$\text{d'où } \frac{62,388}{\frac{25,62 + 49,513}{f + 72}} = 0,0316 \text{ livres } (0^{\text{kg}} 0143).$$

$$\text{Le poids du mètre cube est donc } \frac{0,0143}{0,0283} = 0^{\text{kg}},507.$$

La vapeur retenue par la compression se calcule comme il suit : la pression devant le piston au moment où l'échappement se ferme est 0<sup>kg</sup>,263 et le poids par mètre cube de vapeur à cette pression est<sup>1</sup> : 0<sup>kg</sup>,168 d'où 258,796 × 0,162 = 43<sup>kg</sup>,477 de vapeur retenus par la compression. La quantité nette de vapeur consommée par heure est

$$1161,662 - 43,477 = 1118<sup>kg</sup>,185$$

et la vapeur (eau) par cheval-heure indiqué par le diagramme  $\frac{1128,185}{178} = 6<sup>kg</sup>,281$ . Le vide effectif était de 524 millimètres et les pertes par les fuites et la condensation étaient estimées à 15 p.100, d'où

$$\frac{6,281}{0,85} = 7<sup>kg</sup>,389$$

En estimant à 9 pour 1 de charbon la puissance de vaporisation des chaudières réunies, la dépense de charbon par cheval-heure indiqué devient 0<sup>kg</sup>,821.

L'estimation de cette perte est probablement trop peu élevée.

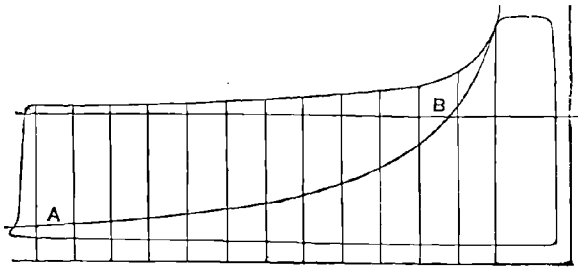


Fig. 105. — Condensation et réévaporation.

En supposant qu'elle soit double, c'est-à-dire 30 p. 100, la consommation de charbon et d'eau ne serait que de 0<sup>kg</sup>,996, et 8<sup>kg</sup>,972 res-

<sup>1</sup> En mesures anglaises le poids du pied cube de vapeur à 3,75 livres (0<sup>kg</sup>,168)

$$\text{est } \frac{62,388}{25,62 + \frac{49\,513}{7\,639 + 72}} = 0,01048 \text{ livres (0<sup>kg</sup>,0143)}.$$

$$\text{Le poids du mètre cube est donc } \frac{0,0143}{0,0283} = 0<sup>kg</sup>,168.$$

pectivement, par cheval-heure indiqué; ce qui est très peu pour l'un et pour l'autre.

La figure 105 représente un diagramme publié par M. Porter. Il a été relevé sur une pompe de la Providence, marchant à un tour par minute, et montre quelle peut être l'influence de la condensation initiale et de la réévaporation.

L'hyperbole est tracée en AB et l'ordonnée extrême comparée à celle de l'hyperbole mesure la proportion de la réévaporation. On voit que la quantité de vapeur condensée à l'entrée dans le cylindre est triple de celle qui produit son effet d'après le diagramme, cette proportion étant finalement réévaporée.

Nous donnons ci-dessous les quantités de vapeur trouvées aux différents points de la course d'une machine compound, système Corliss. Ces chiffres sont empruntés à M. Hoadley<sup>1</sup>.

Haute pression. Détente.	VAPEUR	
	Présente.	Condensée.
0,178	4 <sup>k</sup> ,52	3 <sup>kg</sup> ,08
625	5 <sup>k</sup> ,13	2 <sup>kg</sup> ,35
750	5 <sup>k</sup> ,15	2 <sup>kg</sup> ,34
1,000	3 <sup>k</sup> ,15	2 <sup>kg</sup> ,34
Cylindre Basse pression.	4 <sup>k</sup> ,79	2 <sup>kg</sup> ,69

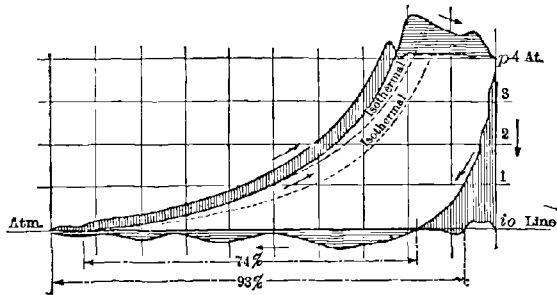


Fig. 106. — Diagramme d'un compresseur d'air.

La condensation dans le cylindre et les enveloppes est d'environ un demi en tout.

Le diagramme ci-dessus (fig. 106) représente l'action d'un compresseur d'air. Les lignes isothermiques, qui sont ici des hyperboles,

<sup>1</sup> *Steam-engine Practice in the U. S. A.*, 1884.

partent de la ligne atmosphérique. Deux diagrammes sont superposés : l'un appartient à un compresseur médiocre, l'autre à un compresseur mieux étudié. Le premier fait ressortir un rendement de 74 p. 100 du travail théorique, et le second un rendement de 93 p. 100. Ici les diagrammes réels ont une surface supérieure au diagramme théorique, la chaleur de compression relevant la ligne de compression au-dessus de la ligne isothermique, et les défauts de construction et de fonctionnement dans les soupapes d'admission et d'échappement relevant la ligne d'échappement au-dessus de la limite des pressions dans le réservoir.

## CHAPITRE VII

### FROTTEMENT DANS LES MACHINES; DYNAMOMÈTRES

72. — **Le frottement** est un élément important de pertes dans les machines. La résistance de la machine due au frottement intérieur et l'effort nécessaire pour son impulsion sont évalués suivant les dimensions, le type et les conditions, à un taux qui varie depuis  $0^{\text{kg}},10$  par centimètre carré de surface de piston dans les grandes machines bien étudiées jusqu'à  $0^{\text{kg}},2$  ou  $0^{\text{kg}},3$  et même plus dans les petites machines de construction médiocre. Un rendement de machine dépassant 90 p. 100 est rare et peut être considéré comme très élevé.

Le rendement du mécanisme, c'est-à-dire le rapport du travail effectué par la machine au travail développé par la vapeur sur le piston, atteint rarement 95 p. 100; il est de 85 à 90 dans les cas favorables de la pratique courante. Si ce chiffre descend au-dessous de 0,80, il faut le considérer comme un résultat peu satisfaisant.

Avant et pendant l'essai, le graissage doit être soigneusement fait. Il faut choisir un bon graissage, l'appliquer à propos, et en user abondamment.

73.— **Le travail indiqué, diminué du frottement**, constitue le travail net utile de la machine. La puissance de la machine mesurée, non pas sur le cylindre moteur, mais sur l'arbre à manivelles est ce que doit considérer surtout le possesseur de la machine et l'ingénieur. Un essai de machine, pour être complet, comprend donc une mesure très exacte et très soigneusement faite du frottement de la machine et de sa puissance dynamométrique aussi bien que

du travail indiqué sur le diagramme. Le frottement de la machine est quelquefois estimé lorsque sa mesure directe est impraticable, en supposant une certaine pression comme suffisante pour vaincre sa résistance ; cette pression varie depuis  $0^{\text{kg}},10$  à  $0^{\text{kg}},15$  par centimètre carré dans les grandes machines et jusqu'à  $0^{\text{kg}},2$  à  $0^{\text{kg}},3$  dans les machines de petite dimension. L'expérience et le jugement de l'observateur le guideront dans cette appréciation. On a reconnu que le frottement de la machine peut être considéré comme constant à toutes les charges.

Dans ses différents ouvrages sur ce sujet l'auteur a été le premier à faire remarquer ce fait que les variations de charge dans les machines à vapeur ne modifient ni le mode du frottement ni sa valeur, comme on l'avait admis jusque-là<sup>1</sup>. On a vu que la formule de de Pambour qui fait le frottement intérieur de la machine proportionnel à la charge exercée sur son piston, n'est ordinairement pas exacte et ne l'est sans doute jamais dans les conditions ordinaires de la pratique. On a vu de plus que dans les conditions habituelles et avec les vitesses et les pressions ordinairement usitées, la résistance de la machine elle-même, son frottement intérieur, reste sensiblement constant, et qu'il est égal au frottement à pleine charge, la puissance indiquée à vide étant sensiblement la mesure du travail perdu lorsque la machine est en mouvement, quelle que soit sa charge. Les machines compound elles-mêmes, contrairement aux prévisions de l'auteur, accusent le même frottement intérieur à leur maximum de charge que sans charge aucune. On a reconnu que ce frottement est indépendant de la charge, mais qu'il est une fonction des éléments caractéristiques de la machine elle-même, de la vitesse du piston et de la vitesse de rotation, de la pression de vapeur, de la distribution de cette vapeur, ces deux dernières ayant une influence moins importante que celle des autres quantités. Le poids et la disposition ainsi que les qualités d'exécution de la machine déterminent en premier lieu la valeur du frottement intérieur ; celui-ci est également une fonction directe de la vitesse ; il est aussi légèrement et visiblement

---

<sup>1</sup> Frottement des machines sans condensation. (*Trans. Am. S. M. E.*, vol. VIII, n° 228, et vol. IX, n° 265.)

affecté, dans certaines limites, par les variations de la pression, le système de distribution et de régulateur. La vitesse et le poids des parties mobiles de la machine peuvent, autant que la question a été étudiée jusqu'à présent, être considérés comme les éléments dont dépend le frottement de la machine. Ceci amène à cette conclusion que le coefficient de frottement des parties en contact décroît avec la charge de la machine et avec l'accroissement de la pression. Ces résultats ont été confirmés par de nombreuses expériences de l'auteur et d'autres autorités. Avec un bon graissage le coefficient de frottement décroît quand la pression augmente, de telle sorte que la résistance effective au mouvement reste constante le plus souvent.

74. — **La mesure de la puissance brute et nette** se fait ordinairement au moyen de l'indicateur pour la première, au moyen du dynamomètre d'absorption ou de transmission pour la seconde; celle-ci indique le travail utile disponible sur l'arbre moteur. C'est seulement après avoir effectué ces mesures qu'on peut apprécier la valeur de la machine comme moteur. Le rendement de la machine en tant que machine peut aussi être déterminé, et il est mesuré, par le rapport de la puissance dynamométrique à la puissance indiquée; ce rapport est ordinairement égal à 80 p. 100, mais il dépasse parfois 90.

Les *dynamomètres de transmission* varient de forme et de type, mais ils comportent tous un système de poulies interposées entre le moteur et les appareils à conduire. L'effort est mesuré ordinairement par des ressorts placés entre les poulies réceptrices et motrices. L'intensité de l'effort est généralement indiqué automatiquement sur une bande de papier. On observe en même temps la vitesse de la machine. Le produit de l'effort par la vitesse du point où celui-ci est observé mesure le travail effectué dans l'unité de temps et la puissance absorbée. Il existe de nombreux types de cet instrument, mais le plus employé est probablement celui du général Morin (fig. 107) dans lequel A est une poulie fixée sur l'arbre, et B une poulie folle sur le même arbre. Le mouvement est transmis par le moteur de telle façon que l'arbre soit entraîné à volonté.



Une poulie B sur le même arbre porte la courroie de transmission du moteur. Cette poulie est folle sur l'arbre de façon à se mouvoir en avant ou en arrière sur un petit arc et à produire la flexion d'un ressort au moyen duquel l'effort est transmis de l'arbre à la poulie. Une extrémité du ressort est fixée sur l'arbre de manière que la feuille dudit ressort tourne avec lui, tandis que l'autre extrémité reliée à B prend une flexion proportionnelle à l'effort exercé par l'arbre sur la poulie. Un châssis tournant avec elle porte un appareil qui déroule une bande de papier avec une

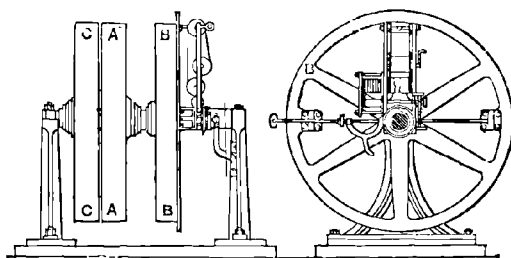


Fig. 107. — Dynamomètre Morin.

vitesse proportionnelle à la vitesse de rotation de la poulie. Un crayon porté par ce châssis trace une ligne zéro et un autre crayon porté par le ressort trace une ligne dont les ordonnées représentent les efforts exercés. Le mécanisme moteur de la bande de papier est conduit par une roue dentée montée sur l'arbre et maintenu en repos, quand l'arbre tourne, au moyen d'un cliquet. Quand ce cliquet est relevé, la roue dentée tourne avec la machine et le papier peut ainsi être arrêté à volonté.

Le dynamomètre Batchelder ou Francis tel qu'il a été étudié par M. Webber présente la forme indiquée par la figure 108. Le principe de cette machine a été imaginé par M. Samuel White, en

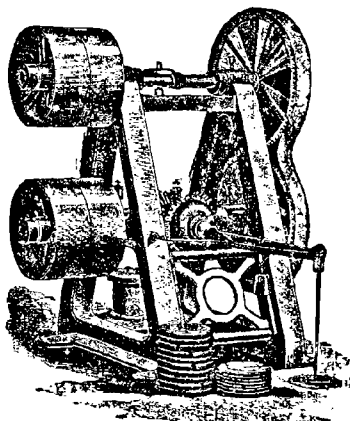


Fig. 108. — Dynamomètre Webber.

Angleterre, vers 1780-90. Il a été importé en Amérique par M. Samuel Batchelder en 1836. On dit qu'une de ces machines a servi pendant quinze ans et a mesuré plus de 150,000 chevaux de force par petites quantités s'élevant parfois jusqu'à 250 chevaux. Les résultats ont été trouvés partout d'accord avec ceux que l'on pouvait attendre d'après les indications du diagramme.

La figure suivante indique une autre disposition du dynamomètre de transmission. Cette forme est souvent employée pour mesurer les petites forces, par exemple pour déterminer en détail

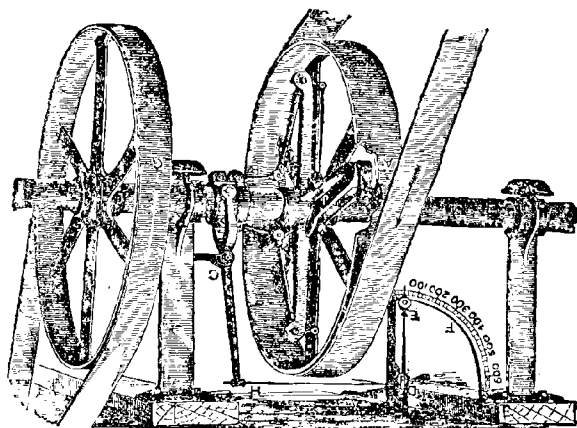


Fig. 109. — Dynamomètre Emerson.

le travail absorbé par chacune des différentes machines que conduit un moteur; ce dynamomètre éprouvé aussi par l'auteur a donné des résultats très satisfaisants. La poulie A est folle sur l'arbre et reçoit le mouvement du moteur. Sa liaison avec l'arbre est réalisée au moyen de l'araignée J qui est solidement clavetée ou vissée sur l'arbre tout près de la poulie réceptrice, son moyeu formant en réalité l'un des guides qui maintiennent en position la poulie sur l'arbre. Cette araignée est réunie à la poulie réceptrice A par deux leviers à sonnette diamétralement opposés qui pivotent sur des oreilles venues de fonte sur la jante de la poulie, et dont le bras le plus long est relié par les tiges BB à un collier coulissant sur l'arbre. Les petits bras des leviers à sonnette sont articulés à l'intérieur de la roue fixe sur deux barres radiales,

l'une parallèle au bras extérieur du levier à sonnette, l'autre à angle droit sur la première, recevant près de son extrémité supérieure un pivot passant dans un balancier suspendu au bras de l'araignée, tandis que l'autre extrémité tourne sur un pivot fixé sur la face intérieure de la jante de la poulie réceptrice. On voit que l'effort transmis à la poulie par la courroie motrice réagit nécessairement sur les leviers et, par leur intermédiaire, sur l'araignée qui peut être considérée ni plus ni moins qu'un support soutenant ces leviers dans la position voulue pour relier la poulie réceptrice à l'arbre. Les leviers sont réunis par des pivots au collier BC coulissant sur l'arbre et portant une gorge annulaire qu'embrassent les deux branches de la fourchette terminant le levier C. A l'extrémité de ce levier est fixée une tige H portant une chaîne qui passe sur la poulie D munie d'une aiguille E qui parcourt le quadrant F divisé de manière à indiquer la pression exercée par l'intermédiaire de la poulie réceptrice sur l'arbre. Les liaisons sont absolues et ainsi il n'y a aucun jeu ni temps perdu possible.

75. — Pour calibrer un dynamomètre de transmission du type Morin, par exemple, on peut opérer comme il suit<sup>1</sup> :

Les meilleurs résultats de ce genre ont été obtenus avec un dynamomètre construit aux ateliers de Sibley College Cornell University. Son mode d'action, que nous avons indiqué plus haut, est représenté par la figure 110. La poulie B est folle sur l'arbre S. Quatre ressorts plats sont solidement boulonnés sur cet arbre et sur la jante de B. Si maintenant nous appliquons une force à l'aide d'une courroie passant sur B, et si la résistance au mouvement de rotation est produite par une poulie fixe sur S et conduisant une machine quelconque, les ressorts prendront une nouvelle position  $c'$ , en fléchissant proportionnellement à la force, et la

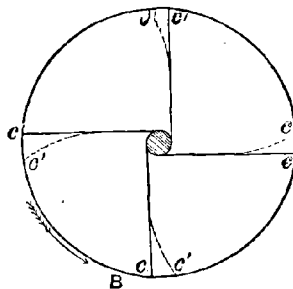


Fig. 110.

<sup>1</sup> Distribution du frottement intérieur dans les machines, R.-H. Thurston. (*Trans. Am. Soc. M. E.*, oct. 1888.)

poulie fixe se mettant à tourner mettra le mécanisme en mouvement. Pour indiquer le travail transmis et ses variations, un crayon est fixé à la jante de la poulie ou sur un support animé d'un mouvement équivalent, et un appareil enregistreur, composé d'une série d'engrenages mus par un ressort, déroule une bande de papier radialement sous le crayon. L'appareil enregistreur peut

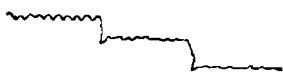


Fig. 111.

être mis en mouvement ou arrêté à volonté, sans agir sur le mouvement de la machine, en engageant le manchon porte-papier avec une oreille ménagée

sur l'arbre. Les diagrammes ainsi obtenus se composent d'une série de lignes ondulées (fig. 111). Les ondulations sont produites par les changements de vitesse dus probablement aux inégalités de la courroie, etc.

Le dynamomètre a été calibré de trois manières : premièrement au moyen d'un frein disposé sur le même arbre et permettant de contrôler par comparaison les indications du diagramme ; par action directe avec un ressort taré agissant contre les ressorts du dynamomètre, ce qui fournit l'ordonnée correspondant à une impulsion déterminée ; troisièmement par le même système que le premier, mais avec un ressort taré pour mesurer les poids du frein au lieu d'un plateau de balance. Ces opérations avaient pour objet de faire connaître l'ordonnée correspondant à un effort déterminé. Les résultats suivants ont été obtenus par la dernière méthode, celle de l'action directe sur les ressorts du dynamomètre. Cette méthode a donné des résultats uniformes et très satisfaisants.

Effort sur la poulie dynamométrique en kilogr.	Ordonnées en millimètres	Effort sur la poulie dynamométrique en kilogr.	Ordonnées en millimètres
0	10,2	20	55,6
5	21,5	25	68,6
10	29,7	30	81,3
15	41,9	35	92,7

La moyenne des trois résultats correspond très approximativement au dernier, qui peut être représenté par une ligne droite

ayant pour équation  $\gamma = 2,4 X + 9$ ;  $\gamma$  étant exprimé en millimètres et  $X$  en kilogrammes. D'après le général Morin, un bon dynamomètre doit avoir (1) une sensibilité proportionnelle à l'effort à mesurer; (2) ses indications doivent être en dehors de l'influence de l'observateur et fournies par l'instrument lui-même; (3) l'observateur doit pouvoir mesurer l'effet en un point quelconque de la courbe produite par la machine; (4) l'appareil doit être construit de manière à donner le travail total.

76. — **Le frein de Prony** ou dynamomètre d'absorption peut présenter plusieurs dispositions différentes. L'une des plus simples qui convient pour la mesure des petites forces est représentée par la figure 112. A est l'arbre du moteur à essayer; B est la poulie sur laquelle agissent des sabots de frein tenus par des boulons C. Des butoirs DD limitent le mouvement de la pièce E qui est équilibrée par un contrepoids fixe F. Les poids destinés à équilibrer l'effort du moteur sont appliqués en G. Le tilleul d'Amérique et

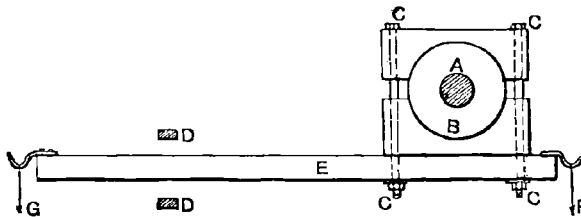


Fig. 112. — Dynamomètre à frein.

le peuplier sont des bois excellents pour constituer les parties frottantes de l'appareil dynamométrique, mais un bois quelconque peut parfaitement convenir s'il est judicieusement employé. Les bois tendres sont ordinairement supérieurs aux bois durs pour cet usage; le frêne et l'érable conviennent bien à cet emploi. On donne souvent la préférence au côté de la sève pour les surfaces frottantes. Le bois peut être fixé soit à la poulie, soit à la chape du frein. Quand l'appareil doit être employé d'une manière à peu près continue et pour de grosses charges, il est peut-être préférable de fixer les sabots sur roue.

La puissance dynamométrique peut être déterminée au moyen d'un frein à corde sur le volant de la machine. On emploie pour

chaque roue deux cordes maintenues à une distance convenable au moyen de pièces de bois transversales. La surcharge est ordinairement appliquée sous forme de poids, et la tension nécessaire est donnée à l'aide de ressorts tarés dont l'action est déduite de celle des poids constituant la surcharge. Ce frein fonctionne parfaitement bien. Si l'on emploie un métal quelconque pour fixer les sabots de frein à la corde, ce métal ne doit pas frotter sur la jante de la roue, car dans ce cas il pourrait s'échauffer et brûler la corde.

Si nous supposons que  $L$  = longueur effective du levier du dynamomètre en mètres ;  $W$  = poids (non équilibré) suspendu au levier (en kilogrammes) ;  $N$  = nombre de tours par minute ; la force en chevaux sera par seconde <sup>1</sup> :

$$= \frac{2\pi W L N}{60 \times 75} = 0,001395 W L N$$

Un frein de ce système que l'auteur a toujours employé avec succès est construit de la manière suivante <sup>2</sup> :

Comme presque tous les dynamomètres de cette classe, il comprend une roue ou poulie de frein clavetée sur l'arbre de la machine, et assez robuste pour supporter avec sécurité le maximum de charge que l'on suppose atteindre. La jante de cette poulie est plate et pourvue d'un collier de frein flexible en fer forgé ou en toute autre matière convenable, qui peut être amené à un degré de tension permettant d'essayer la machine à son maximum de puissance. Dans ce cas, la jante présente en coupe la forme d'un auget dont la profondeur est suffisante pour permettre de faire circuler dans la gorge ainsi formée un courant d'eau destiné à empêcher l'échauffement de la poulie et à transporter la

<sup>1</sup> En mesures anglaises, le travail en chevaux est exprimé par la formule

$$\frac{2\pi W L N}{35\ 000} = 0,0001904 W L N.$$

On a l'habitude de prendre la valeur effective de  $L$  égale à  $\frac{33}{2}\pi$ , de façon que la conférence décrite étant de 33 pieds, la force en chevaux s'obtient immédiatement en multipliant le poids  $W$  par le nombre de tours  $N$  et divisant le produit par 1 000.

<sup>2</sup> Construction d'un frein de Prony, R.-H. Thurston. (*Journal Franklin Institute*, avril 1886.

chaleur produite par transformation de l'énergie mécanique. Les deux extrémités du collier flexible sont réunies par une vis pas à droite et à gauche, de manière à produire sur le dit collier la tension voulue. Les bras de frein se composent de deux pièces de bois formant un < et fixées au collier par leurs faces supérieure et inférieure, supportées à leur jonction par un étai reposant sur une balance de construction soignée et d'une grande exactitude ; l'effort ainsi mesuré, multiplié par la vitesse relative de l'arbre de la machine et du point supporté sur le bras, fait connaître la puissance absorbée. L'eau est amenée sur la jante de la poulie par une manche, et l'excès est enlevé par un dispositif du même genre. L'action centrifuge de la masse en rotation maintient le fluide en place sur la jante de la poulie, et le tuyau d'écoulement reçoit l'eau à conduire comme le tender d'une locomotive se charge d'eau à grande vitesse dans les réservoirs placés entre les rails. Ce système permet un graissage excellent, sans mélange de graisse dans l'eau, maintient le poli et l'uniformité des surfaces de frottement, ce qu'on ne pouvait obtenir avec les anciennes formes de frein.

77. — *Etude d'un frein.* — Nous allons exposer l'étude d'un frein qui a bien fonctionné sous les charges les plus élevées que l'auteur ait eu à constater par ce moyen<sup>1</sup>. Cet exposé fera connaître en même temps la théorie de l'appareil.

Le frein était étudié pour la puissance maxima de la machine, c'est-à-dire marchant à la pleine pression de 7 kilogrammes et à 400 tours par minute. Le diamètre du cylindre était de 437 millimètres et la course de 1<sup>m</sup>,067. Nous avons ainsi pour le maximum de puissance développée

$$\frac{1\ 640 \times 7 \times 100 \times 1,067}{4\ 500} = 540 \text{ chevaux.}$$

Le frein devait donc être employé sur une machine développant cette force et avec une poulie de 1<sup>m</sup>,50 de diamètre sur 610 millimètres de jante. On a choisi ce diamètre pour éviter

---

<sup>1</sup> Les dessinateurs étaient MM. Gately et Kletsh.

d'enlever une trop grande surface du plancher sous la machine et aussi parce qu'une poulie plus grande aurait été plus coûteuse.

Le calcul des éléments de l'appareil se fait comme il suit :

Supposons un diamètre de 1<sup>m</sup>,50, une vitesse maxima de 100 tours, une circonférence de 4<sup>m</sup>,71, ce qui donne pour la plus grande vitesse linéaire de la poulie 471 mètres. Divisons le nombre de kilogrammètres développés en une minute par la machine à son maximum de vitesse et de pression par la vitesse linéaire, nous aurons la résistance à la jante de la poulie :

$$\frac{540 \times 4\,500}{471} = 5\,159 \text{ kg.}$$

qui représente le frottement total, en kilogrammes, sur la face de la poulie.

Les sabots de frein, en chêne non séché, avaient 60 millimètres d'épaisseur, 123 millimètres de large et 610 millimètres de long; ils étaient placés à 180 millimètres de centre en centre avec un intervalle de 50 millimètres entre les sabots adjacents, pour la diffusion de la chaleur et pour le graissage. Les sabots étaient fixés aux colliers flexibles par des vis à oreilles en fer forgé. Les trois sabots d'en haut et ceux d'en bas étaient fixés aux leviers du frein.

Les colliers, au nombre de deux, ont été calculés de la manière suivante :

Soient  $T_1$  et  $T_2$  les tensions aux extrémités de la bande qui embrasse la poulie, et soit  $T_1$  la tension maxima.

$T_1$  surpasse  $T_2$  d'une quantité égale au frottement entre les sabots et la poulie, c'est-à-dire

$$R = T_1 - T_2 = 5\,159$$

Soit  $c$  le rapport de l'arc de contact à la circonférence de la poulie,  $f$  le coefficient de frottement entre les sabots et la poulie; le rapport de  $T_1$  à  $T_2$  est donc le nombre qui a pour logarithme commun 2.7288  $cf$ ; ou

$$\frac{T_1}{T_2} = 10^{2.7288 cf} = N$$



$c$ , arc de contact des bandes  $\approx 1$ , et  $f$ , coefficient de frottement entre le bois et la fonte (bien graissés), peut être évalué à 0,2. Donc

$$N = 10^{2,7286} \text{ kg} = 10^{2,7286 \times 1 \times 1}$$

ou

$$\frac{T_1}{T_2} = 10^{0,54576} = 3,5$$

Ayant trouvé  $R = 5\ 159$  kilogrammes, nous aurons pour la plus grande tension sur les bandes

$$T_1 = R \frac{N}{N - 1}$$

et, en substituant les valeurs de  $R$  et de  $N$  dans cette équation, nous aurons :

$$T_1 = 5\ 159 \frac{3,5}{3,5 - 1} = 7\ 223 \text{ kilogrammes.}$$

Cet effort étant celui qui est produit par la tension combinée des deux bandes, on aura donc pour une seule :

$$\frac{7\ 223}{2} = 3\ 611,5.$$

En admettant que le fer forgé puisse supporter un effort de 2 800 kilogrammes par centimètre carré et prenant un coefficient de sécurité égal à 6, on aura pour la section de bande

$$\frac{3\ 611,5 \times 6}{2\ 800} = 7,74 \text{ centimètres carrés.}$$

On a pris un fer de  $10 \times 75$  millimètres et après l'avoir soigneusement essayé, on a constaté qu'il était d'une force suffisante, même eu égard à la flexibilité qui est d'une importance capitale dans les essais de frein. A chaque extrémité des bandes il a été trouvé nécessaire de souder des tiges de fer rond de même section, afin de les fileter dans le but de serrer et desserrer le frein.

Les bras étaient au nombre de deux, mesurant  $150 \times 150$  millimètres en sapin bien sec. Leur longueur était de 3<sup>m</sup>,20 (10 pieds 6,

1 pouce) du centre de la surface frottante sur la poulie au centre de la surface supportant le plateau <sup>1</sup>.

Le support par lequel la pression était transmise au plateau était composé de deux montants, de  $150 \times 150$  millimètres, en sapin blanc surmontant un palier qui couvrait la plus grande partie du plateau. Sur ces montants était placée une lame d'acier de 20 millimètres d'épaisseur, qui recevait la pression des boulons. Le plateau était soigneusement équilibré et pouvait peser avec exactitude 1 400 kilogrammes. Tous les poids dont on s'est servi avaient été contrôlés et on avait écarté rigoureusement tous ceux qui n'étaient pas absolument exacts.

Comme le segment ordinaire n'aurait donné qu'une surface de frottement très étroite sur la jante, l'auteur a adopté une forme à section en I, qui a donné toute satisfaction à cet égard.

Le calcul des éléments de la poulie a été fait d'après les formules d'Unwin <sup>2</sup> qui donnent pour l'épaisseur de la jante

$$t = 0,07 \delta + 0,005 D = 16,5^{\text{mm}}$$

$$D = \text{diamètre} = 1\,524^{\text{mm}}$$

$$\delta = \text{épaisseur de la courroie prise à } 12,7^{\text{mm}}.$$

Le nombre des rayons de la poulie étant 6, nous avons de même pour l'épaisseur au moyeu

$$h = 1,98 \sqrt[3]{\frac{P D}{n}} = 216,9^{\text{mm}}.$$

P étant l'effort moteur 5 159 kilogrammes ;

D = diamètre 1 524<sup>mm</sup> ; et

n = nombre de bras = 6 ;

$$h_2 = \text{largeur des bras} = \frac{h}{2} = 108^{\text{mm}},4.$$

<sup>1</sup> Ces dimensions facilitent les calculs qui font connaître la force en chevaux développée, parce que la circonférence d'un cercle de rayon égal à 10 pieds 6,1 pouces est égale à 66 pieds. Ainsi, au lieu de multiplier par 66 pieds et de diviser ensuite par 33 000 pour obtenir la force en chevaux, il suffit de diviser par 550 le produit de la pression nette et du nombre de tours par minute ; le quotient sera

$$\frac{W \times \text{Rev} \times 66}{33\,000} = \frac{W \times \text{Rev}}{500}.$$

<sup>2</sup> *Machin design.*

Pour  $h$  à la jante, on a pris  $\frac{2}{3}$  du diamètre au moyeu.

$$\delta = 0,48 \sqrt[3]{BD} + 6^{\text{mm}} = 53,3^{\text{mm}}$$

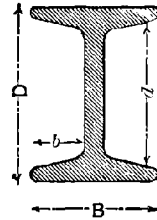
où

B est la face = 609,6<sup>mm</sup>.

D est le diamètre = 1 324<sup>mm</sup>.

Le diamètre de l'arbre moteur étant de 231<sup>mm</sup>,6, l'épaisseur calculée du moyeu a été trouvée un peu faible et on l'a portée à 63,5 millimètres. La jante a été faite aussi de 3 millimètres plus forte au centre que la dimension calculée à laquelle on s'est conformé pour les bords.

Pour le moment d'inertie de la section du rayon,



$$I = \frac{1}{12} BD^3 - \frac{1}{12} (2 bd^3);$$

et, en considérant le rayon comme fixé à une extrémité et chargé sur l'autre

$$Pl = \frac{RI}{d} \quad R = \frac{Pl d}{I}$$

où

P = charge ;

$l$  = longueur du rayon ;

I = moment d'inertie ;

R = module de rupture ;

$$d = \frac{1}{2} D;$$

$$\text{charge sur un rayon} = \frac{7\,076}{6} = 1\,179 = P$$

$$l = 762 - 490,5 = 271,5^{\text{mm}}.$$

Avec un facteur de sécurité égal à 8 nous aurons :

$$R = 1\,215 \text{ kilogrammes}$$

et les sections et dimensions ci-dessus seront plus que suffisantes.

Pour contrôler ce dynamomètre d'absorption, il faut simplement vérifier ses dimensions exactes et les poids employés.

Dans le dispositif original de Prony les efforts sur le frein étaient obtenus en chargeant un plateau de balance. Ce système est beaucoup moins commode que celui qui a été décrit ci-dessus. Bien des modifications ont été faites à cet instrument par les ingénieurs ; nous allons brièvement en décrire quelques-unes <sup>1</sup>. Dans tous les cas et dans toutes les applications du frein les conditions essentielles sont, principalement, une mesure exacte des lectures et, par-dessus tout, une résistance uniforme du frottement, ce qui ne peut être obtenu que par une bonne méthode de graissage. Toutes les conditions de l'essai doivent rester aussi constantes que possible. Pour les petites forces, la flèche peut être supprimée et l'effort exercé directement sur la bande ; celle-ci est constituée quelquefois par un cuir ou une simple corde, avec ou sans sabot de frein. Dans tous les cas, le travail réel en chevaux avec une charge P en kilogrammes à la distance R en mètres du centre de la poulie faisant N tours en t secondes sera :

$$T = \frac{(R \times 2) \times \pi \times P \times N}{33\,000 \times t} = \frac{2\pi R P N}{75 \times t}$$

ou en appelant c la circonférence de rayon R et V la vitesse en mètres par seconde de la circonférence,

$$V = \frac{cN}{t} \quad \text{et le travail}$$

$$T = \frac{c P N}{75 \times t} = \frac{P V}{75}$$

$$P = \frac{T \times t \times 75}{c N} = \frac{75 T}{V}$$

$$c = \frac{T \times t \times 75}{P N}, \quad N = \frac{T \times t \times 75}{c P}$$

Dans plusieurs dispositifs de frein, l'adhérence de la bande se règle automatiquement, par exemple dans le dynamomètre de MM. Amos et Appold (fig. 413). Il est pourvu d'un levier compensateur K au moyen duquel le mouvement ascensionnel ou descen-

---

<sup>1</sup> Voyez Beaumont, On Friction Brake Dynamometers. (*Proceed. Brit. Inst. C. E.*, 1888, pour une description très complète de ces instruments).

nant de la charge  $P$  est accompagné d'une diminution ou d'un accroissement de la tension du frein. Pour une tension donnée du collier et avec une charge  $P$  suspendue en  $H$  devant la pointe  $T$ , le levier prend une position verticale; mais aussitôt que la charge  $P$  est soulevée, le levier qui pivote en  $x$  se déplace avec elle et augmente en fait la longueur du collier, ce qui a pour effet un relâchement qui permet à la charge de redescendre à son niveau primitif. Si le frottement total diminue, la descente de la charge a pour effet d'amener le levier compensateur dans une nouvelle position, qui augmente la tension de la courroie et le frottement.

La figure 114 représente une disposition de frein compensateur

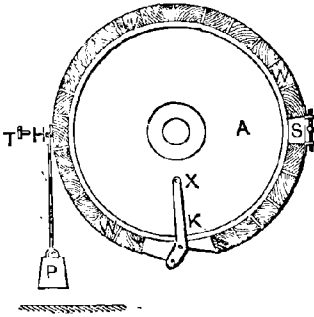


Fig. 113. — Frein compensateur.

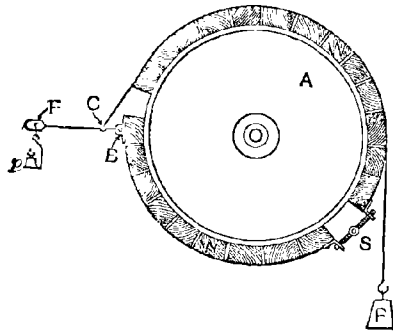


Fig. 114. — Dynamomètre compensé.

imaginée par M. Balk. Le levier compensateur est extérieur à la circonférence du collier, auquel il est relié en  $B$  et en  $C$ . Un pivot fixe  $F$  traverse une coulisse ménagée à l'extrémité de ce levier où est suspendu un poids  $p$  suffisant pour maintenir le levier en liberté. Ce poids varie suivant l'état des sabots de frein, le mode de graissage et la température de la poulie. On doit le considérer comme agissant à l'extrémité du rayon  $OF$  en faveur du poids  $P$ , ces variations deviennent donc gênantes si on fait en réalité du poids  $P$  une variable <sup>1</sup>.

La forme adoptée pour la poulie est représentée par la figure

<sup>1</sup> Voir l'étude du professeur Brauer. (*Zeits. der Ver. Deutschen Ing.*, Band XXXI) Seite 56.

suivante qui indique les proportions fixées par M. Halpin, le premier sans doute qui en ait fait usage.

M. Beaumont a proposé l'expression suivante pour comparer la capacité relative des freins d'après le travail pour lequel ils ont été prévus ou auquel ils ont été soumis. On peut employer le coefficient  $K = \frac{WV'}{\text{force en chevaux}}$ ,  $W$  étant la largeur de la poulie en mètres, et  $V'$  la vitesse de la périphérie de cette poulie en mètres et par minute. Ceci donne pour

Frein simple de la Royal Agricultural Society . . .	$K = 6,34$
— triple — — — — — . . .	$K = 3,81$
— à courant d'eau froide de Garrett. . . . .	$K = 5,70$
— de Balk, Ransome . . . . .	$K = 7,85$

On a comparé de cette manière le frein de Prony décrit par l'auteur et construit pour mesurer une force maxima de 500 chevaux avec une poulie de 1<sup>m</sup>,52 de diamètre et 0<sup>m</sup>,610 de largeur.

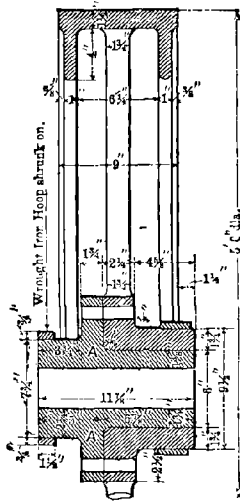


Fig. 115. — Poulie de frein.

Si  $N = 100$ , on trouve  $K = 0,58$  seulement. Ce frein était parfaitement graissé à la graisse de bœuf, plombagine et oléine. Bien que prévu pour un maximum de 340 chevaux, il n'a jamais été essayé au-dessus de 200 chevaux. Alors  $K = 1,44$ . Plus le frein est énergique et plus bas est son coefficient.  $K = 3$  peut être admis comme un chiffre satisfaisant; le coefficient est moindre en apparence, pour les jantes creuses refroidies à l'eau. Toutes choses égales d'ailleurs, les coefficients les plus élevés correspondent aux plus grandes surfaces de frottement sur la jante.

M. Beaumont estime approximativement de la manière suivante la pression maxima par mètre carré de sabot de frein.  $W'$  étant la largeur de la poulie en mètres,  $p$  peut être obtenu par la formule suivante :

$$T + T = Dp W' \text{ ou } T = \frac{Dp W'}{2}$$

$$p = \frac{T + T}{DW'}$$

La pression la plus grande par mètre carré de surface sur le frein de Prony choisi comme exemple par l'auteur, si on l'avait employé à 540 chevaux, aurait été pour  $f = 0,2$ ,

$$p = \frac{7\ 223 \times 2}{1,52 \times 0,61} = 15\ 499 \text{ kilogrammes.}$$

A 200 chevaux  $p = 5\ 761$  kilogrammes. La plus grande pression par mètre carré sur le frein de la *Royal Agricultural Society* à Newcastle était  $p = 1\ 522$  kilogrammes avec des freins couvrant 0,8 de la surface de la poulie.

Une disposition du frein dynamométrique particulièrement commode pour les locomobiles est représentée ci-dessous<sup>1</sup>. A est la flèche du frein ; B est le point d'attache d'un support qui transmet au plateau de bascule que l'on voit en dessous la pression due à l'effort de rotation ; C est le contrepoids.

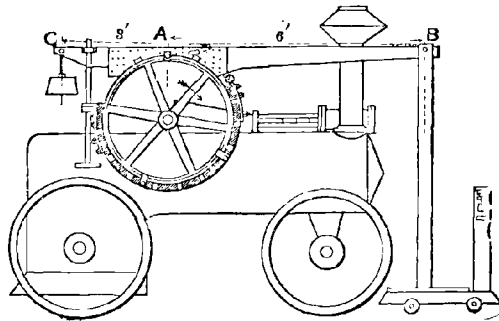


Fig. 116. — Dynamomètre à frein.

Quand on se sert d'un frein refroidi par un courant d'eau, il faut employer aussi peu de liquide que possible, et on trouvera parfaitement possible d'aller jusqu'à la vaporisation complète, en maintenant le métal à 100° centigrades, ce qui réduit la quantité d'eau nécessaire à une petite fraction de celle qu'on emploie ordinairement. On évitera ainsi une grande partie des difficultés que comporte l'installation de l'arrivée d'eau, et on évitera complètement celles de l'extraction.

<sup>1</sup> On the distribution of Internal Friction of Engines; R.-H. Thurston. (*Trans. Am. Soc. M. E.*, 1888.

Dans le frein dynamométrique de Brauer<sup>1</sup> représenté par la figure 117, au lieu de joues en bois serrant la jante de la poulie, on emploie un collier en fer pour les poulies à jante plate et une corde métallique pour les poulies à jante creuse. L'appareil se compose des éléments suivants :

1° Un collier en fer ou une corde métallique ;

2° Un dispositif d'encliquetage et de réglage de la tension sur le collier ou sur la corde.

Le collier en fer appliqué sur une poulie ordinaire à jante plate est pourvu de quatre double guides  $k$  (fig. 117) pour le maintenir; ils sont fixés au moyen d'un boulon à étrier, d'une tige, et d'une corde de sûreté  $l$ <sup>2</sup> de manière à laisser au collier un jeu de 10 centimètres. Ces mesures de sécurité peuvent être modifiées suivant les circonstances.

Les parties frottantes sont actionnées de la manière suivante :

Le collier en fil de fer est fixé à ses extrémités au point d'application de la résistance  $a$ , et au point de rotation  $b$  par un levier  $abc$ . Le point  $c$  de ce levier est attaché en  $d$  au moyen d'une poulie  $ce_2$ , et d'un ressort  $f$ , à l'extrémité supérieure du collier. La corde de poulie en quittant  $e$  passe autour du galet  $g$ .

L'opérateur en tirant la corde produit une tension de manière à soulever le poids  $p$  et à établir l'équilibre. Pour que cette condition ne soit pas effectuée par la partie de la corde comprise entre  $e_2$  et  $g$ , il suffit de fixer le galet de manière qu'il soit en ligne avec l'axe de la poulie ou du tambour. Dans ce cas, le moment de cette tension sera nul. Ce galet n'est pas indispensable, mais il permet à l'opérateur de régler l'action du frein par l'action combinée du ressort  $f$  et de la corde  $h$ . On voit que si le frottement devient excessif, le poids  $p$  est élevé au-dessus de la position moyenne, la corde  $h$  sera tendue et allongera le ressort  $f$ . Il en résulte une diminution de l'effet d'entraînement et le poids  $p$  redescendra.

Le poids  $l$  qui obvie à la nécessité de fixer la corde au plancher doit neutraliser l'effort qui peut s'exercer sur la corde  $h$ .

<sup>1</sup> *Bulletin de la Société Industrielle de Mulhouse*, 1884, p. 485; *Proc. Inst. C. E.*, n° 2079.



La poulie de relevage doit toujours être suspendue de manière à réduire au minimum la traction exercée sur la corde *h*, en sorte

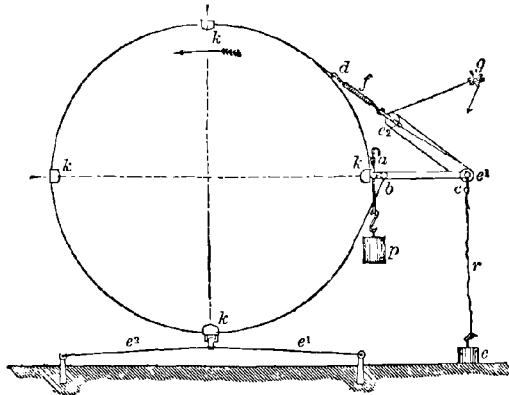


Fig. 117. — Dynamomètre de Brauer.

que l'influence de ce facteur sur les conditions d'équilibre général puisse être négligée.

Le graissage peut se faire d'une manière quelconque ; la jante est ordinairement assez froide sans eau sous une charge modérée.

78. — Les données obtenues par l'emploi du dynamomètre de transmission ont souvent une grande importance pour contrôler les autres méthodes d'essai. Voici un exemple de ces résultats emprunté à M. Emerson.

Il s'agit d'un essai fait sur une machine fonctionnant onze heures par jour, avec une pression de chaudière maintenue à  $4^{\text{m}},9$ , la poulie de commande de la machine mesurant  $2^{\text{m}},74$  de diamètre, avec une double courroie de  $0^{\text{m}},76$  et une poulie conduite de  $1^{\text{m}},52$ .

L'embrayage ou le débrayage des outils produisait une variation de 4 tours de poulie sur la machine, soit de 120 à 116 tours par minute,  $3,25$  p. 100.

Les résultats obtenus sont les suivants :

Effort moyen net pour un essai de onze heures.	517 <sup>ks</sup> ,53
Consommation de charbon en onze heures. . .	2 547 55
Puissance moyenne. . . . .	82,9 chev.

$$\frac{2\ 247,53}{11} = \frac{204,3}{82,9} = 2^{\text{ks}},46 \text{ de charbon par cheval-heure.}$$

Le moulin de Saint-Joseph Milling C<sup>o</sup>, Mishawaka, Ind, absorbe 10,5 chevaux par hectolitre.

Le moulin de Ripple Mill, Mishawaka, Ind, absorbe en eau 10,8 chevaux par hectolitre.

Le moulin de Mishawaka, Mishawaka, Ind, absorbe 12,9 chevaux par hectolitre.

Le moulin de Sage frères, Elkhart, Ind, moulin à cylindre de 41 mètres cubes de capacité, consomme 8,7 chevaux par hectolitre.

## CHAPITRE VIII

### MÉTHODES TYPES POUR LES ESSAIS DE MACHINES

79. — Des types de méthode pour les essais de machines ont été proposés par divers auteurs et praticiens dans le double but de recueillir toutes les données nécessaires avec la moindre dépense de temps et d'argent et de rendre tous les résultats rigoureusement comparables. En l'absence de méthode convenue, on peut dans la pratique employer des procédés très variés pour faire un essai, et des procédés aussi nombreux pour recueillir les données, apprécier et coordonner les résultats qui en découlent. Par suite, il est désirable que tout travail expérimental de cette nature, qu'il ait un but pratique ou un objet scientifique, soit fait d'après un système soigneusement préparé et exécuté avec précision, lequel sera le plus propre à permettre de déterminer rigoureusement toutes les données nécessaires avec les moindres chances d'erreur et les meilleurs moyens de contrôle des opérations. C'est ainsi que les essais de chaudière et de machine doivent être faits conformément aux principes généralement admis comme les mieux appropriés à ce but, principes acceptés et approuvés par ceux qui, par leur valeur professionnelle ou scientifique, sont les meilleurs juges en la matière. Des essais types de chaudière et de machine ne sont pas encore aussi généralement admis qu'on pourrait le désirer ; mais peu à peu ils prennent une forme définitive et leur usage ne tardera pas à devenir général.

Les résultats de tout essai de machine, si cet essai est complet et soigné, doivent permettre à l'ingénieur de répondre aux différentes questions suivantes :

(1). Quel est le rendement réel et la valeur économique du système essayé ?

(2). Comment peut-on le comparer aux appareils types ayant les mêmes caractères; en quoi leur est-il inférieur ou supérieur; quels sont ses défauts et ses qualités ?

(3). Quelle influence exercera-t-il au point de vue commercial et financier ?

Si ces questions sont résolues, le propriétaire connaîtra jusqu'à quel point ses dépenses et ses méthodes d'opération sont justifiées et productives; le constructeur saura jusqu'à quel point il aura réussi dans son travail, et s'il est défectueux, quel remède doit être employé; l'ingénieur recueillera des éléments qui lui permettront de concevoir dans l'avenir de meilleures constructions, et enfin on trouvera dans l'essai un terme de comparaison pour d'autres.

Les mesures de rendement doivent toujours être exprimées en termes parfaitement définis.

Les expressions usuelles peuvent être interprétées en partant de l'une quelconque des différentes unités. Si le rendement du système comprenant chaudière et machine est seul à apprécier, il suffit de fixer la relation entre le travail accompli et le coût de son accomplissement ainsi que les chaudières en donnent la mesure, mais cela même peut être une mesure incertaine si la qualité de combustible n'est pas déterminée. La nature du combustible devra donc être indiquée dans tous les cas de ce genre; mais un système de mesurage qui détermine la chaleur produite dans le foyer en unités thermiques ou tous autres termes également définis, et la quantité de travail utile à laquelle elle correspond, est le seul vraiment satisfaisant.

La seule méthode juste et exacte pour estimer la valeur d'une machine à vapeur est de déterminer le poids de la vapeur ou mieux le nombre d'unités thermiques que cette machine exige par cheval et par heure. La vraie mesure du rendement d'une chaudière est la proportion de la chaleur de combustion du combustible qu'elle absorbe et emmagasine, et qui est transformée en énergie utilisable dans la vapeur qu'elle produit. Estimer une machine d'après la quantité de combustible brûlé dans la chaudière est tout à fait inexact; estimer une chaudière d'après la proportion de vapeur

produite par rapport au charbon brûlé n'est pas beaucoup plus précis. Ce n'est que par l'usage habituel d'un combustible connu, de composition et de nature physique uniformes, qu'on peut effectuer des comparaisons de quelque valeur. Même lorsque l'unité de vapeur a été adoptée, il est nécessaire d'en fixer la température et la pression qui doivent servir de types. Dans toutes les machines thermiques, la mesure à employer pour déterminer l'énergie calorifique est l'unité thermique <sup>1</sup>.

80. — Les essais de machines et de chaudières sont si généralement conduits simultanément, et les premiers dépendent si généralement des derniers pour leurs éléments essentiels, que des modèles de méthode s'appliquant aux deux doivent être considérés comme utiles et sont donnés un peu plus loin. Des deux le dernier est généralement de beaucoup le plus difficile et le plus pénible ; c'est aussi celui qui coûte le plus de temps et d'argent. L'essai de chaudière admet aussi une plus grande variété de méthodes que l'essai de machine et par suite est plus propre à donner des résultats de valeur différente. La meilleure méthode pratique est pour ces essais mieux fixée que pour les autres, et des deux côtés de l'Atlantique on est arrivé à déterminer des méthodes types pour les essais de chaudières.

Une bonne chaudière ne doit pas avoir un rendement inférieur à 75 p. 100, donnant par suite 6 000 calories par kilogramme de charbon fourni comme combustible, et si on déduit les cendres, donnant environ 5 550 calories par kilogramme de charbon réellement brûlé, ce qui correspond à 1<sup>kg</sup>,135 de charbon par cheval et par heure si tout était converti en travail. Le rendement réel d'une machine est le quotient de cette quantité par la consommation réelle.

Ainsi une machine brûlant 1<sup>kg</sup>,130 de charbon (cendres déduites) à un rendement calorifique de  $E = \frac{0,113}{1,13} = 10$  p. 100.

Ce résultat doit être considéré comme bon. On perd dans ce cas 90 p. 100 de la totalité de la chaleur produite. Une machine

---

<sup>1</sup> C'est ainsi qu'on peut, à titre d'exemple, se servir dans les essais de machines de 1 000 000 unités thermiques anglaises comme quantité type. Ce chiffre correspond à 100 livres (45<sup>kg</sup>, 36) de charbon transformant 11,25 livres (5<sup>kg</sup>, 103) d'eau à 212° Far. (100° cg.) en vapeur à la même température.

utilisant 0<sup>kg</sup>,565 de bon combustible, résultat revendiqué quelquefois, mais assurément rarement atteint, a un rendement de :

$$E = \frac{0,113}{0,565} = 20 \text{ p. } 100$$

Une consommation de 18 kilogrammes de vapeur donnerait :

$$E = \frac{0,113}{18} = 0,6 \text{ p. } 100$$

Comme exemple d'essai de machine, et de méthode à adopter dans ses traits généraux nous donnons ci-après un extrait d'un plan d'essai de rendement de pompe proposé par M. Barrus <sup>1</sup>.

(1). On suppose tout d'abord que la machine est en parfait état dans toutes ses parties, ayant fonctionné assez longtemps depuis sa construction pour que le travail se fasse aisément et convenablement. S'il n'en est pas ainsi, et notamment si la garniture des pistons plongeurs est neuve ou vient d'être changée, il faut faire marcher la machine sans interruption pendant au moins douze heures afin de préparer l'essai.

(2). L'appareil est soumis à une marche préliminaire dans les conditions fixées pour l'essai, et pendant une période d'au moins trois heures, de façon à déterminer la température de l'eau d'alimentation ou les différentes températures s'il y a plusieurs alimentations, afin de s'en servir dans le calcul du rendement. Pendant cette marche, des observations sont faites toutes les quinze minutes et on prend la moyenne des résultats.

(3). La machine est ensuite arrêtée pour quelque temps afin d'abord d'y relier les appareils mesureurs destinés à déterminer le poids d'eau d'alimentation dépensée ou le poids de l'eau des différentes sources d'alimentation s'il y en a plusieurs, et afin, en second lieu, de vérifier les fuites des plongeurs.

La quantité d'eau qui fuit par les plongeurs est déterminée le plus exactement en enlevant les plateaux de cylindre. On boulonne à la partie inférieure du cylindre une large planche destinée à retenir l'eau et on pratique dans ce plateau provisoire une ouver-

---

<sup>1</sup> *London Engineering Mech.*, I, 1883, p. 21.

ture destinée à recevoir un tuyau de déversement. Le plongeur est bloqué à un point intermédiaire de la course ou, s'il n'est pas possible de lui donner cette position, à l'extrémité de la course, et l'eau du réservoir de refoulement est admise à pleine pression derrière ce plongeur. L'eau de fuite s'écoule par le tuyau de déversement, on la recueille dans des barils et on la mesure.

Il n'est pas nécessaire de continuer l'essai plus de quinze minutes et même moins s'il est fait soigneusement, ce qu'on se propose étant d'obtenir une estimation satisfaisante des fuites. Si l'on n'a pas de moyens pour faire exercer la pression de l'eau sur le piston plongeur, on peut disposer convenablement un tuyau destiné à cet usage. S'il est fait quelque objection au déversement de l'eau dans la chambre des machines, on peut construire un canal pour l'emmener hors de la construction. Si l'eau de fuite est en quantité trop considérable pour être facilement mesurée dans des barils, ou s'il y a quelque autre difficulté, on peut mesurer le déversoir ou l'orifice, qui, dans ce cas, remplacent dans le plateau temporaire le tube de trop-plein. L'appareil peut être construit d'une façon grossière et être suffisamment exact pour les besoins de la pratique.

Dans le cas d'une pompe dont il est difficile d'enlever le plateau de cylindre, on peut vérifier les fuites par l'une des ouvertures ménagées pour l'examen des soupapes d'aspiration et laisser le plateau en place. Si l'essai est fait sans enlever le plateau, la fuite des soupapes de décharge peut être confondue avec celle du plongeur. L'examen de ces fuites doit être fait tout d'abord; s'il arrive qu'on trouve qu'elles sont dues à un mauvais état des soupapes on devra y remédier avant d'essayer le plongeur. Les soupapes de décharge placées au fond de la pompe doivent également être examinées ainsi que les soupapes d'aspiration des deux extrémités; celles qui sont en mauvais état doivent être changées. Les fuites des soupapes de décharge se verront à l'eau tombant dans le cylindre vide à l'une ou à l'autre extrémité lorsque ces soupapes sont sous pression. Les fuites des soupapes d'aspiration se verront à ce que l'eau qui les couvre disparaîtra. Après avoir complété cette vérification des fuites, aucun changement ne pourra plus être fait à la garniture du piston (en supposant qu'elle soit mobile); le

plateau de cylindre sera immédiatement replacé et on se préparera pour commencer enfin l'essai principal de rendement.

(4). Cet essai de rendement est supposé s'appliquer à l'ensemble des appareils et portera à la fois sur la valeur de la chaudière et de la machine. Cet essai se fera en même temps pour les deux, l'essai de chaudière précédant de quelques instants l'essai de machine et finissant un peu après lui. On procédera ainsi que suit :

Pendant que l'on se préparera à mettre la machine en marche après la vérification des fuites, la vapeur sera amenée dans la chaudière à la pression de marche. On jettera alors le feu, on nettoiera le foyer et le cendrier, et l'essai de la chaudière commencera. Cet essai se fera conformément aux règles recommandées à titre de méthode type par le comité des essais de chaudière de la Société des ingénieurs mécaniciens américains. Cette méthode, résumée en quelques mots, consiste à commencer l'essai avec un feu neuf, allumé avec du bois, la chaudière ayant été préalablement chauffée jusqu'au degré nécessaire au travail ; on fait ensuite travailler la chaudière conformément aux conditions déterminées pour l'essai, on pèse le charbon, les cendres et l'eau d'alimentation ; on note le tirage, les températures de l'eau d'alimentation et des gaz d'échappement et tous autres renseignements qu'on peut éventuellement désirer ; on détermine le degré d'humidité du charbon et de la vapeur ; à la fin de l'essai, on jette le feu et on déduit du poids du charbon mis dans le foyer ce qui en reste non brûlé dans ce que l'on jette ainsi ; la quantité d'eau contenue dans la chaudière et la pression de la vapeur doivent être les mêmes qu'au moment où l'on a allumé les feux pour commencer l'essai. La température de l'eau d'alimentation est notée au point où elle quitte le réchauffeur s'il y en a un, ou au point où elle entre dans le bouilleur si on emploie cet appareil. Dans l'un et l'autre cas, si on se sert d'un injecteur pour alimenter, on déduit l'augmentation de température fournie à l'eau par cette méthode d'alimentation. Immédiatement après que l'on peut procéder à l'essai de la chaudière, on se prépare à essayer la machine. On diffère le moment où l'on commence réellement jusqu'à ce que l'ensemble des appareils se trouve dans les conditions normales du



travail, ce qui ne demande pas moins d'une heure après l'allumage du feu. Lorsque ce moment est arrivé, on cesse momentanément d'alimenter et on marque le niveau de l'eau dans le réservoir inférieur. On comptera ensuite le nombre de réservoirs d'eau qui seront utilisés, on note la hauteur de l'eau au niveau d'eau, les indications du compteur de tours de la machine, puis on remet en marche les pompes alimentaires et l'on commence les observations régulières. L'essai est continué pendant au moins dix heures. A la fin la pompe alimentaire est de nouveau momentanément arrêtée, on prend soin d'avoir de l'eau légèrement en plus qu'à la mise en marche et on ramène l'eau du réservoir inférieur à la marque. Quand l'eau du niveau est revenue au point où elle était au commencement, qu'on a observé l'heure et les indications du compteur, en même temps que le nombre de réservoirs d'eau fournis à la chaudière, l'essai de machine est tenu pour terminé. La machine continue à marcher après ce moment jusqu'à ce que le feu puisse être jeté, ce qui termine l'essai de chaudière. On l'arrête à ce moment et l'on prend les dernières observations relatives à la chaudière.

Les observations à faire et les résultats à obtenir pour essayer la machine comprennent le pesage de l'eau d'alimentation fournie par le principal appareil d'alimentation, celui de l'eau s'écoulant des enveloppes de vapeur et celui de toute autre source d'alimentation de la chaudière, conformément à la méthode déjà indiquée. Elles comprennent également la durée en heures et le nombre de courses de la pompe pendant l'essai en même temps que la longueur de la course (dans les machines à action directe), l'indication fournie par le manomètre fixé à la conduite de refoulement et les diagrammes pris sur la pompe. Il est également désirable de prendre des diagrammes sur le cylindre à vapeur.

Les observations de la longueur de course doivent être faites toutes les 5 minutes ; les observations des manomètres indiquant la pression de l'eau toutes les 15 minutes ; les observations des autres instruments tels que manomètre de la pression de vapeur, indicateurs de vide, thermomètre du puisard de la pompe, thermomètre du tuyau d'alimentation, thermomètre indiquant la température de la chambre des machines, de la chambre des chaudières,

celle de l'air extérieur, thermomètre du bouilleur, thermomètre de la prise de vapeur si la chaudière a un réchauffeur de vapeur, baromètre et autres appareils utilisés, chaque demi-heure ; des diagrammes indicateurs doivent être pris chaque demi-heure à la fois sur le cylindre à vapeur et sur le cylindre à eau. Si les diagrammes de la pompe sont rectangulaires, on peut, si on le désire, en prendre moins fréquemment.

Quand l'essai de rendement comprend simplement un essai de machine indépendant de l'essai de chaudière, la méthode sera la même que celle précédemment décrite, si ce n'est que le feu ne sera pas jeté et qu'on ne prendra pas les observations spéciales à la chaudière.

(5). En préparant l'essai, on aura soin de disposer les appareils ainsi qu'il suit :

Le manomètre fixé à la conduite de refoulement sera soumis à des fluctuations considérables si le robinet n'est pas complètement fermé. Il n'est pas bon de caler le robinet. On peut écarter la difficulté et obtenir des indications régulières avec un robinet grand ouvert si on intercale entre le manomètre et la conduite de refoulement un petit réservoir avec chambre à air. Au moyen d'un niveau en verre placé sur le côté de la chambre et d'une valve à air, le niveau moyen de l'eau peut être réglé à hauteur du centre du manomètre et on écarte les corrections à faire pour cet élément de variation.

Pour déterminer la longueur de course dans les machines à action directe on fixe solidement une échelle sur le bâti qui relie les cylindres à eau et à vapeur, dans une position parallèle à la tige de piston et on attache à cette tige un curseur qui se déplace avec elle d'un mouvement alternatif devant la graduation de l'échelle. Les traits de cette échelle qui sont atteints par le curseur aux deux extrémités de la course sont soigneusement observés et on en déduit la longueur qui les sépare. Si la longueur de course peut être déterminée par un appareil enregistreur, cette méthode est préférable. Les erreurs que peuvent commettre les observateurs dans la lecture des marques de l'échelle sont ainsi évitées.

Le genre de calorimètre à employer pour vérifier la qualité de la vapeur est laissé à l'appréciation de la personne qui conduit les

essais. Il est préférable de se servir d'un calorimètre continu qui agit directement sur l'eau ou la vapeur à essayer.

Si l'on emploie un calorimètre surchauffeur ou un appareil à étranglement de vapeur, la vapeur qui s'en échappe doit être mesurée soit par une série de courts essais faits en la condensant dans un baril d'eau préalablement pesé et en obtenant ainsi la vitesse d'échappement, soit en la faisant passer dans un condenseur à surface de construction simple et en mesurant la quantité totale absorbée par ce condenseur. Quand on n'a sous la main aucun de ces appareils et qu'on a à placer des accessoires au-dessus du baril servant de calorimètre, on se sert de balances sensibles à des différences de poids d'une très faible fraction de kilogramme et de thermomètres qu'on peut lire au vingtième de degré. Le tuyau qui aboutit au calorimètre doit être entièrement chauffé et séché immédiatement avant chaque essai. En faisant les calculs, on doit tenir compte de la chaleur spécifique des matériaux dont est fait le baril, qu'il soit en métal ou en bois.

Si la vapeur est surchauffée ou si la chaudière a un réchauffeur de vapeur, on prendra la température de la vapeur avec un thermomètre marquant les hautes températures et reposant dans une coupe contenant de l'huile ou du mercure vissée dans la prise de vapeur de façon à être entourée par le courant de vapeur. La température de l'eau d'alimentation est prise de préférence au moyen d'une coupe fixée de la même manière dans le tuyau d'alimentation.

Les tuyaux des indicateurs et leurs liaisons, utilisés pour les cylindres à eau, doivent être de grande dimension et, autant que possible, exempts de coudes; on préférera des tuyaux de 20 millimètres et les indicateurs devront être fixés à chaque extrémité du cylindre. Il faut noter que les ressorts des indicateurs qui donnent des mesures exactes lorsqu'ils sont soumis à la chaleur de la vapeur ne sont plus exacts pour l'eau froide. Si on se sert de ressorts, il faut déterminer l'erreur qui en résulte dans les calculs du travail indiqué, accompli dans les cylindres à eau.

Pour éviter les erreurs dues aux fuites pendant l'essai, des soupapes d'arrêt, des prises de vapeur, des conduites d'alimentation ou des tuyaux d'échappement, on doit se débarrasser de toutes les conduites qui ne sont pas utiles aux opérations.

(6). La machine marchera aux essais, à moins de stipulation contraire, en débitant le volume pour lequel elle est construite.

(7). Pour résumer la méthode qui vient d'être indiquée, elle comprendra les diverses étapes ci-après :

- a.* — Marche préliminaire pour déterminer la température de l'eau d'alimentation.
- b.* — Installation de l'appareil de pesage, examen de la pompe et vérification des fuites du plongeur.
- c.* — Commencement de l'essai de chaudière.
- d.* — Commencement de l'essai de machine.
- e.* — Essai simultané de la machine et de la chaudière.
- f.* — Fin de l'essai de la machine.
- g.* — Fin de l'essai de la chaudière.

(8). Il est à souhaiter que le rapport sur l'essai de rendement soit suffisamment complet pour montrer comment se comporte la machine et ses différentes pièces en ce qui concerne les autres points à envisager que la simple expression de la valeur du rendement. Pour cette raison on déterminera et on indiquera la force en chevaux développée par les cylindres à vapeur, la consommation d'eau d'alimentation par heure et par cheval, la quantité de vapeur enregistrée par les indicateurs et toutes autres informations relatives au travail de la machine considérée comme machine à vapeur.

Le valeur du mécanisme de la machine doit aussi être déterminée et enregistrée ; c'est le rapport du travail accompli par les cylindres à eau comparé à celui des cylindres à vapeur. Ce rendement peut être exprimé en une formule dans laquelle le numérateur est le débit et le dénominateur le travail accompli pendant l'essai et mesuré par les diagrammes pris sur les cylindres à vapeur. Ce rendement est une quantité d'importance fondamentale en ce qui concerne la machine ; il doit toujours être recherché avec soin et exactitude.

81. — Les dispositions pour essayer une machine, soit au point de vue du rendement, soit au point de vue du travail accompli, doivent être de préférence prises avant l'essai, et on doit employer tout le temps nécessaire de façon que non seulement tous les appareils, mais encore la machine elle-même, soient bien entière-

ment prêts ; cependant, si comme il arrive quelquefois on a l'intention d'examiner la machine dans les conditions où elle se trouve,

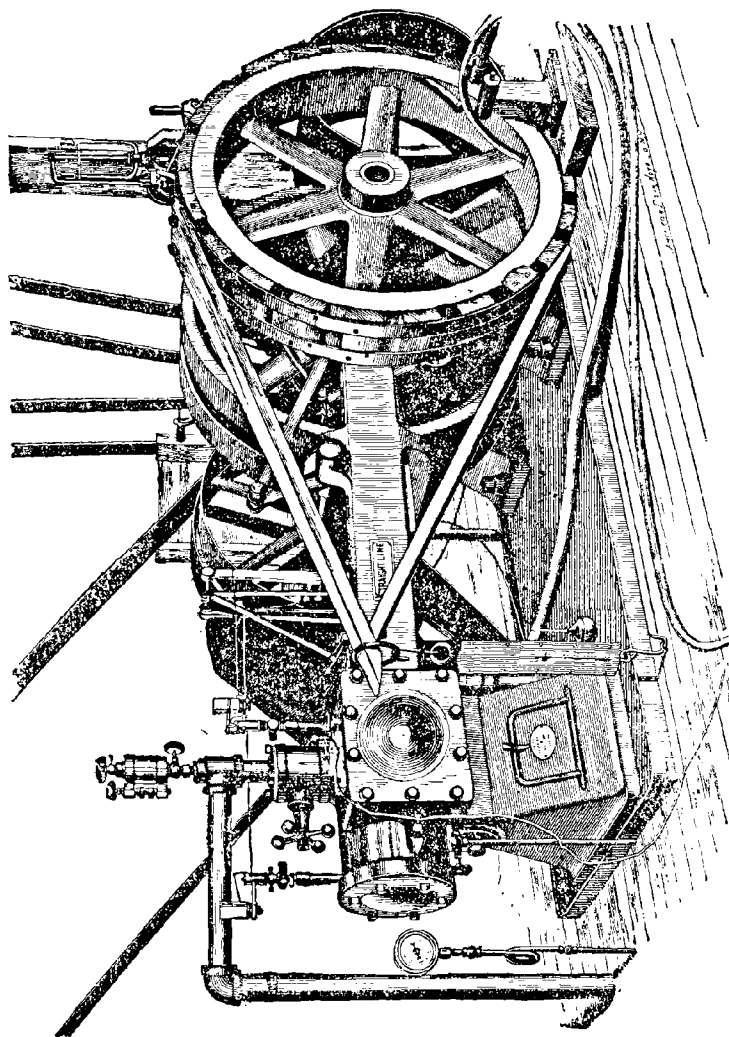


Fig. 118. — Dispositif général d'un essai de machine.

on ne doit permettre d'autres préparatifs que ceux qu'on prend d'habitude pour la mise en marche. Un bon exemple de l'ensemble des dispositions à prendre pour une petite machine à grande vitesse est représenté par la figure 118 et en plan par la figure 119 ; dans ces figures AA est la machine, BB est son arbre, CC les indica-

teurs, D le mécanisme communiquant le mouvement à l'indicateur, il est actionné par la tête de bielle; EE est le frein de Prony recevant son eau froide en F et la déchargeant en G, avec sa liaison à la balance en II; la vis de serrage est en I. Les indicateurs de vitesse sont dans ce cas de différentes sortes. Des instruments à main d'espèces variées sont employés pour contrôler les indications des instruments automatiques. Un tachymètre J est attaché en K autour de l'arbre de la machine; il fournit un moyen très

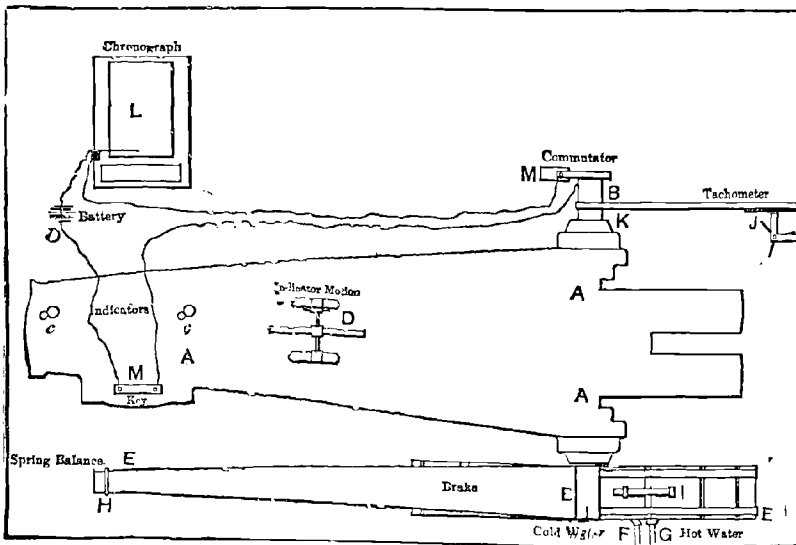


Fig. 119. — Dispositif d'un essai de la machine.

Battery, pile. — Chronograph, Chronographe. — Commutator, Commutateur. — Tachometer, Tachymètre. — Indicator, Indicateur. — Key, Clef. — Spring balance, Balance à ressort. — Brake, Frein. — Cold water, Eau froide. — Hot water, Eau chaude.

commode de surveiller les fluctuations momentanées dues aux variations de charge, de pression, et aux troubles accidentels. Un chronographe est aussi fixé en L et relié à une horloge étalon battant les secondes, et un courant électrique part de la pile O. Un commutateur M est placé sur l'arbre de la machine, donnant le contact à chaque tour, et un autre N placé près de la machine rompt le circuit. Un indicateur de vitesse à mercure, système Brown, est un instrument excellent comme indicateur constant de vitesse. Le chronographe est mis en fonctionnement au moment où

l'on prend les diagrammes et il donne par suite la vitesse exacte de la machine à ce moment. On doit prendre grand soin d'entretenir les instruments et la machine en bon état et de bien les lubrifier pendant la série des expériences.

**82. — Deux méthodes d'essai** sont bonnes pour les machines à vapeur ; toutes deux peuvent donner des résultats exacts : 1° mesurer l'énergie provenant de la chaudière sous forme de chaleur transmise à la machine dans la vapeur, et comparer l'équivalent mécanique de cette énergie calorifique avec la quantité d'énergie mécanique obtenue de la machine ; 2° déterminer la quantité d'énergie perdue ainsi qu'on en mesure la valeur dans la chaleur entraînée par l'échappement et la comparer également avec le travail accompli.

Dans le premier cas, le quotient de l'énergie totale acquise par l'énergie totale dépensée mesure le rendement du système ; dans le second on obtient la même mesure en divisant le travail total accompli par la somme de cette même quantité et de l'énergie perdue. De ces deux systèmes d'essai, le premier était celui qu'employaient ordinairement les ingénieurs autrefois ; le deuxième a été introduit à une date relativement récente par MM. Farey et Donkin. Tous deux sont décrits en détail dans une autre partie.

Si l'on adopte le premier système, la quantité d'énergie calorifique dépensée est mesurée en déterminant le poids de la vapeur produite et son état physique ainsi que la quantité de chaleur introduite dans la chaudière par l'eau d'alimentation. La chaleur totale communiquée à la vapeur, diminuée de la chaleur de l'eau d'alimentation, donne la dépense nette. On prend d'habitude une température initiale de 0° centigrade (32° Far.) à laquelle toutes les mesures de température sont rapportées. Dans ce cas et si le point initial de l'échelle est 0°, le total de la chaleur provenant de la chaudière est déterminé en pesant l'eau d'alimentation pendant un temps donné, ce qui fait connaître, le poids de vapeur, sèche ou humide, allant à la machine ; ensuite on s'assure de la quantité de liquide mêlé au fluide, ou bien on détermine la valeur du surchauffage ; on calcule la chaleur emmagasinée dans le fluide ; enfin on déduit la chaleur emmagasinée dans l'eau d'alimentation, le tout étant me-

suré en prenant 0° comme point initial et on obtient ainsi la quantité nette provenant du combustible.

Si on emploie le second système, on détermine la quantité de chaleur perdue en mesurant ce qu'en reçoit le condenseur et ce qui se perd autrement. Le total de la chaleur perdue se compose des parties ci-après : 1° chaleur entraînée hors du condenseur par l'air et la vapeur et par l'eau de condensation, le tout rapporté à 0° ou au point initial du thermomètre ; 2° chaleur reçue et entraînée par l'eau servant à la condensation, en la mesurant par la différence des températures d'entrée et de sortie ; 3° chaleur perdue par conductibilité et radiation extérieure des différentes parties de la machine.

Comme représentation d'une distribution d'énergie de cette nature, nous indiquons ci-après les résultats déduits par le professeur Ewing<sup>1</sup> de données fournies par M. Main<sup>2</sup> :

Pression absolue en kilogrammes par mètre carré. . . . .	371
Temps employé à l'essai en heures. . . . .	6
Chevaux-vapeur indiqués . . . . .	127,4
Eau d'alimentation en kilogrammes par tour (24 à la minute). . . . .	0,631
Décharge de la pompe à air, en kilogrammes par tour. . . . .	0,084
Entraînement d'eau, pourcentage . . . . .	4
Température : alimentation, injection et décharge. . . . .	15°, 10°, 23°
Qualité de la vapeur . . . . .	0,96
Quantité de vapeur fournie par tour, en kilogrammes . . . . .	0,467
— d'eau d'injection. . . . .	22,63
Chaleur latente de la vapeur en calories . . . . .	498
Chaleur de l'eau de la chaudière (à partir de 0° cg) . . . . .	154,4
— — d'alimentation — . . . . .	15
— — d'injection. . . . .	10
— — de décharge du condenseur. . . . .	23
Chaleur allant de la chaudière à la machine, par tour. . . . .	765
— — aux enveloppes. . . . .	118
— totale en calories par tour. . . . .	883
— retournant à la chaudière. . . . .	21
— reste net . . . . .	862
— transformée en travail . . . . .	126
— totale perdue . . . . .	735

<sup>1</sup> *Encyclopædia Britannica*, 9 th. ed.; art. Steam-Engine.

<sup>2</sup> *Minutes proceeding Inst. C. E.*, vol. LXX.



Les pertes par conductibilité et radiation extérieure étaient d'environ 6 p. 100. Le rendement réel de la machine était de

$$\frac{126}{862} = 0,146$$

c'est-à-dire pas tout à fait 15 p. 100, alors que le rendement thermodynamique était de 0,335, soit plus du double.

C'est cette dernière méthode qui est due à MM. Farey et Donkin :

Dans les essais de rendement des pompes, le meilleur système proposé jusqu'à ce jour est probablement celui qui a déjà été mentionné et qui base la détermination du rendement sur la mesure de la quantité de travail accompli par l'ensemble de l'appareil pour une consommation d'un nombre déterminé de calories produites dans le foyer ou utilisées dans la machine, suivant qu'il s'agit de la chaudière ou de la machine. La chaleur consommée est supposée provenir entièrement du combustible ou être reçue entièrement par la machine, y compris ce qui est perdu par tous les accessoires.

Le travail utile doit être, autant que possible, déterminé en multipliant le poids de l'eau pompée, poids obtenu en mesurant l'orifice d'écoulement, par la hauteur à laquelle cette eau a été élevée, hauteur obtenue au moyen d'un manomètre ou autres appareils placés sur la conduite de refoulement. On néglige de cette manière les pertes provenant des fuites, et autres.

Les frottements intérieurs viennent en défaveur de la machine ; les frottements extérieurs et dans les conduites sont laissés de côté.

**83. — Le système Farey et Donkin** pour l'essai des machines est celui dans lequel la quantité de chaleur provenant de la chaudière et reçue par la machine n'est pas déterminée directement, mais est fixée par l'observation des quantités de chaleur perdue par la machine et entraînée dans l'eau de condensation. Cette méthode ne s'applique qu'aux machines à condensation et à celles qui pour les besoins de l'essai peuvent être temporairement converties en machines à condensation. Un essai de chaudière

est toujours une opération laborieuse et pénible et demande généralement une dépense considérable pour la préparation et la conduite. Quand on n'a à essayer et à juger que la machine, c'est un avantage notable que de n'avoir pas à s'occuper d'essayer la chaudière. La possibilité d'essayer une machine par elle-même est souvent un desideratum important et permet particulièrement une étude plus approfondie de son état et une connaissance plus complète de son action à tout moment.

On a vu que la chaleur fournie à une machine se dépense de trois manières : par la conductibilité et la radiation vers les objets environnants ; par la transformation en travail mécanique ; par l'entraînement de vapeur et d'eau dans l'échappement. De ces quantités, la première est relativement faible et est souvent entièrement laissée de côté comme sans importance ; la deuxième dans les bonnes machines atteint de 10 à 15 p. 100 et excède rarement ce dernier chiffre ; la dernière comprend généralement plus de 85 p. 100, le plus souvent 90 p. 100 de la quantité totale provenant des chaudières.

Dans les machines à condensation, toute cette chaleur peut être retrouvée et mesurée dans l'eau qui sort du tuyau de décharge du condenseur. Il est évident que la somme de l'équivalent en chaleur, de la force indiquée de la machine, augmentée de la chaleur ainsi perdue et de la petite quantité qu'il y a lieu d'ajouter pour représenter les pertes par radiation et conductibilité, est la mesure de la chaleur fournie par la chaudière. Pour déterminer ce total on n'a, par suite, qu'à mesurer la force indiquée de la machine et la chaleur contenue dans la décharge du condenseur.

La première de ces opérations a déjà été expliquée. Pour procéder à la seconde, il suffit de mesurer la quantité d'eau chaude qui s'écoule par la fente d'une vanne en déterminant en même temps sa température au moyen de bons thermomètres. Si la chaleur qui est contenue dans cette eau représente une quantité importante par cheval et par heure, la machine a un mauvais rendement ; si cette quantité est faible, c'est la preuve d'une valeur économique élevée.

L'appareil employé par MM. Farey et Donkin consiste (fig. 120)

en une boîte AA de dimension convenable, en général de 1<sup>m</sup>,80 à 2<sup>m</sup>,40 de long sur 1 mètre à 1<sup>m</sup>,50 de large et 0<sup>m</sup>,60 à 1<sup>m</sup>,20 de profondeur, pourvue d'un orifice D généralement large de 0<sup>m</sup>,15. Sur la figure cette boîte est en fer, mais on la fait le plus souvent en bois <sup>1</sup>.

Dans cette boîte existent des séparations transversales BB ; une petite plaque de bronze ou de cuivre constitue en D l'orifice de

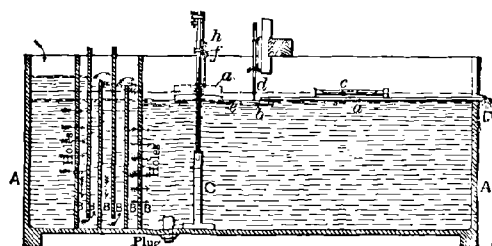


Fig. 120. — Appareil de Farcy et Donkin.

Holes, Trous. — Plug, Bouchon.

décharge. L'orifice pratiqué dans la paroi de la boîte est plus grand que celui de la plaque de façon à permettre à l'eau de s'écouler librement. La boîte est placée de telle manière que l'eau ait une chute nette de 0<sup>m</sup>,30 à 0<sup>m</sup>,45. L'eau du condenseur est introduite dans la boîte à une extrémité, elle passe entre les différentes séparations, comme on le voit dans la figure, se trouve entièrement mélangée et produit un courant continu.

La boîte est munie en C d'un support fixé à son fond et percé d'un trou dans lequel se déplace le guide qui maintient le flotteur *e* tout en lui permettant de se mouvoir librement dans le sens vertical. A l'extrémité est une échelle en centimètres pouvant être déplacée au moyen de vis, tandis que le flotteur porte un curseur *f* qui se meut verticalement avec lui le long de cette échelle. Pour déterminer le zéro on prend une plaque horizontale *a* et une autre *b* formant prolongement de la surface inférieure de *a* ; *a* est alors placé avec une de ses extrémités reposant sur l'orifice tandis que *b* est placé sous la jauge *d*, cette jauge pouvant se mouvoir libre-

*London Engineering*, febr. 5, 1885.

ment dans le sens vertical dans son support ;  $a$  est alors déplacé jusqu'à ce que le niveau à alcool  $c$  montre qu'il est horizontal, et  $d$  est alors fixé au moyen de vis de pression. La plaque horizontale et le niveau à alcool sont ensuite enlevés. Une échelle peut après cela être placée de façon que son zéro coïncide avec une marque faite sur la tige de la jauge. Si on emploie un flotteur, la jauge ne sert qu'à déterminer le zéro de l'échelle du flotteur. Ce flotteur étant mis en place, on admet de l'eau dans la boîte jusqu'à ce que sa surface arrive juste au niveau de la jauge, et l'échelle est fixée de façon que le zéro coïncide avec l'index du flotteur. La hauteur de l'eau au-dessus de l'orifice étant mesurée par la jauge ou le flotteur et la largeur de l'orifice étant exactement connue, la quantité d'eau qui coule est facilement calculée au moyen des formules d'écoulement par un orifice ou une vanne. Les températures de l'eau étant prises en même temps avant l'entrée de l'eau dans le condenseur, et après sa sortie, le produit du poids moyen d'eau coulant par heure, par le degré moyen de température mesure la chaleur contenue dans cette eau. Cette quantité divisée par la moyenne des chevaux-vapeur indiqués pendant la même période, donne le nombre que l'on cherche par cheval-vapeur et par heure conformément à la formule

$$H' = \frac{V \times D \times S \times (T_1 - T_2)}{P. I.}$$

dans laquelle :

$H'$  = le nombre de calories ;

$V$  = le volume de l'eau coulant par heure ;

$D$  = la densité de l'eau à la température observée ;

$S$  = la chaleur spécifique prise comme unité ;

$T$  = la température observée ;

$P. I.$  = le nombre de chevaux-vapeur indiqués.

La quantité  $H'$  est appelée souvent la constante de la machine.

Comme chaque cheval-vapeur exige :

$$\frac{270.000}{424} = 637 \quad \text{ou} \quad \frac{4.500}{424} = 10,61$$

calories par heure ou par minute, la quantité de vapeur fournissant la chaleur convertie en travail par heure, est de

$$\frac{637}{h - t} = w$$

formule dans laquelle  $h$  et  $t$  représentent la chaleur totale de la vapeur et la température du condenseur ; on obtient ainsi de 1 kilogramme à 1<sup>k</sup>,15, suivant les circonstances. La chaleur contenue dans l'eau qui s'écoule (II'), étant donnée, le poids de vapeur qui la produit est de :

$$\frac{H'}{h - t} = W'$$

il est de 7 kilogrammes et au-dessus par cheval-vapeur indiqué ; la somme de ces deux expressions mesure la consommation de la chaudière soit  $W + W' = 8$  kilogrammes ou plus par cheval-vapeur et par heure dans les machines de bonne construction. Si la chaudière « prime » ou « entraîne » de l'eau, cette dépense d'eau d'alimentation est augmentée proportionnellement. Cette relation étant établie, toute variation qui se produit dans sa valeur ou dans celle de la « constante » de la machine, comme on s'en aperçoit à l'orifice de décharge ou à la fente de la vanne, indique un changement dans la marche de la machine et doit appeler l'attention.

M. Donkin donne le tableau suivant pour servir aux essais faits par la méthode Farey et Donkin :

POIDS DE L'EAU QUI S'ÉCOULERA D'UN ORIFICE DE DÉCHARGE DE 152<sup>mm</sup> 4  
DE LARGE

Millimètres d'eau au-dessus de l'orifice	Kgr d'eau par minute	Millimètres d'eau au-dessus de l'orifice	Kgr d'eau par minute	Millimètres d'eau au-dessus de l'orifice	Kgr d'eau par minute	Millimètres d'eau au-dessus de l'orifice	Kgr d'eau par minute
38	124	60,3	248	82,6	596	104,8	567
40	132	61,9	258	84,1	408	106,3	580
41,3	141	63,5	267	85,7	420	108 0	592
42,8	148	65,0	278	87,3	431	109,5	606
44,5	156	66,7	288	88,9	443	111,1	619
45,9	166	68,2	298	90,4	455	112,7	632
47,6	174	69,9	308	92,1	467	114,3	646
48,2	182	71,3	319	93,6	479	115,8	659
50,8	191	73,0	330	95,3	491	117,5	673
52,4	200	74,6	341	96,7	504	119,0	687
54	210	76,2	352	98,4	517	120,7	700
55,5	219	77,8	363	100,0	529	122,1	714
57,2	228	79,4	374	101,6	541	123,8	728
58,7	238	80,9	386	103,2	554	125,4	742

84. — Les essais de machines à gaz comprennent d'habitude non seulement la détermination de la force indiquée et dynamométrique et la quantité de gaz brûlé comme fluide moteur et pour l'inflammation, mais aussi, si on veut faire quelque chose de complet, l'importance et la répartition des diverses pertes telles que celles de l'enveloppe d'eau, de la conductibilité et de la radiation du cylindre, et de l'échappement. Le volume de l'eau coulant à travers l'enveloppe et ses variations de température permettent de déterminer facilement les pertes provenant de ce chef, mais la détermination de celle provenant de l'échappement est moins commode. Elle comporte le mesurage du volume et de la densité des gaz entrant dans la machine et en sortant, ainsi que de leur variation de température. On a trouvé que pour déterminer cette quantité de fluide, il est nécessaire de se servir d'un compteur pour l'air et pour le gaz entrant dans le cylindre de la machine. Il n'est pas certain, dans aucun cas, que ce volume total puisse être fixé d'après le volume du cylindre; cependant dans les cas ordinaires on peut l'admettre avec un degré suffisant d'approximation. La qualité du gaz doit être aussi soigneusement déterminée au moyen d'une analyse. Une bonne machine usant du gaz de bonne qualité, de dimension à donner plus de 40 chevaux-vapeur effectifs, ne doit pas consommer plus de 566 litres (20 pieds cubes) par cheval indiqué et par heure ou 850 litres (30 pieds cubes) par cheval-vapeur dynamométrique; mais du gaz d'éclairage donne souvent un résultat, moins favorable, de 40 p. 400 ou davantage. Beaucoup de machines à gaz, de construction médiocre, exigent le double de cette quantité et plus.

Un mètre cube doit donner environ 5 600 calories <sup>1</sup>. Le mélange théorique est généralement trouvé comme devant être voisin de 7 volumes d'air pour un de gaz; mais il vaut mieux employer un léger excès d'air.

Comme on l'a déjà vu, on n'obtient de diagramme complet dans les types de machine à compression qu'après quatre révolutions et

---

<sup>1</sup> Un pied cubique de gaz de bonne qualité doit fournir en chaleur environ 620 unités thermiques anglaises.

l'observateur doit s'assurer soigneusement qu'il a le diagramme d'un cycle complet avant d'écarter le crayon du papier.

Les données sont complètes quand elles permettent au calculateur de voir exactement combien de gaz, combien de chaleur et quelle quantité d'énergie a été fournie à la machine; combien est réellement employé; combien est perdu et avec quelle répartition entre les pertes; enfin, quand on a des résultats permettant d'établir un compte montrant exactement ou approximativement tout ce qui a été reçu et tout ce qui a été dépensé, quantités qui se balancent exactement.

**85. — Les essais de machine à fluide simple ou à fluides combinés** ne comportent aucune méthode, ni aucun procédé spécial. Dans ce cas comme dans tous les autres, le problème posé à l'ingénieur est la détermination de l'énergie calorifique développée et transmise à la machine, et de la nature et de l'importance de toutes les pertes. Dans les machines à un fluide, dans les machines à ammoniacque ou à vapeur de naphte, la seule différence dans le fonctionnement par rapport aux machines à vapeur d'eau provient de propriétés physiques particulières et n'exige pas de modification essentielle dans le mesurage de la chaleur ou de la force. Le but de l'essai est en général d'obtenir une comparaison du rendement avec celui qu'on peut obtenir dans des circonstances semblables d'une machine à vapeur d'eau, de construction et de disposition également bien soignées, ou d'un type connu fonctionnant à la façon habituelle. Les ingénieurs, qui se sont livrés récemment à ces études, ont l'usage d'établir une comparaison avec une machine à vapeur perdant relativement beaucoup et mal construite. Il faut, pour des essais de ce genre, être particulièrement habile en la matière.

La machine à fluide combiné est généralement une machine complexe se composant d'une machine à vapeur d'eau et d'une autre à un seul fluide utilisant la chaleur de la vapeur d'eau d'échappement. Cette combinaison est comparée avec une machine à vapeur d'eau de construction et de disposition analogues. En règle générale, la comparaison se fait entre le moteur combiné et une machine à condensation. L'essai fixe le rendement de la

machine à vapeur d'eau et de la machine à fluide considérées soit ensemble soit séparément. Il doit fournir des renseignements complets sur les quantités de chaleur transmise et transformée, les quantités de combustible et de fluide employé, le travail utile et perdu, et la force développée par chaque moteur. Quand on essaie d'autres fluides que la vapeur d'eau, il est fréquemment important de déterminer à nouveau à cette occasion leurs principales propriétés chimiques et physiques; car elles varient souvent quelque peu, ainsi que c'est le cas pour les vapeurs de pétrole, et elles peuvent différer de ce qui est indiqué dans les traités faisant autorité.

86. — Les essais de machine à gaz et à vapeur peuvent aussi demander des procédés spéciaux dans certains cas. Il peut être nécessaire de déterminer les chaleurs spécifiques des mélanges de gaz; les chaleurs spécifiques des vapeurs peuvent ne pas être connues, ou leurs valeurs connues peuvent ne pas être utilisables. Dans ces circonstances, le devoir de l'ingénieur est de fixer ces valeurs soit indirectement par calcul, soit directement par l'expérience.

Par exemple, dans un essai de machine à gaz fait par MM. Brooks et Steward, il fut nécessaire, afin de déterminer la quantité de chaleur dépensée et perdue par l'échappement, de fixer la chaleur spécifique du mélange de vapeur, d'acide carbonique et d'azote<sup>4</sup>, comme il suit. L'analyse des gaz employés dans l'essai donna :

		En volume
H . . . . .	Hydrogène . . . . .	0,363
CH <sub>4</sub> . . . . .	Gaz de Marsh . . . . .	0,373
N . . . . .	(Azote) Nitrogène . . . . .	0,082
C <sub>2</sub> H <sub>6</sub> , etc. . . . .	Hydrocarbures lourds . . . . .	0,066
CO . . . . .	Oxyde de carbone . . . . .	0,043
O . . . . .	Oxygène . . . . .	0,014
H <sub>2</sub> O, CO <sub>2</sub> , H <sub>2</sub> S, etc. . . . .	Vapeur d'eau, impuretés, etc . . . . .	0,027
		1,000

<sup>4</sup> *Van Nostrand's Magazine*, 1883.



En poids la composition fut trouvée être de :

	Mètres cubes	Densités*	Kilos par mètre cube	Poids par unité
H. . . . .	0,395	× 0,087	= 0,035	0,058
CH <sub>4</sub> . . . . .	0,373	× 0,694	= 0,258	0,426
N . . . . .	0,082	× 1,213	= 0,099	0,163
C <sub>2</sub> H <sub>6</sub> , etc . . . . .	0,066	× 1,84	= 0,121	0,200
CO . . . . .	0,043	× 1,215	= 0,052	0,086
O . . . . .	0,014	× 1,388	= 0,019	0,031
H <sub>2</sub> O, etc . . . . .	0,027	× 0,8	= 0,022	0,036
	<u>1,000</u>	× <u>0,606</u>	= <u>0,606</u>	<u>1,000</u>

Par « densité » on entend le poids d'un mètre cube en kilogrammes. Un mètre cube du gaz en question pèse 0,606 kilogramme.

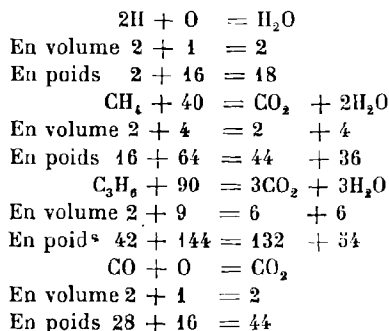
Après combustion complète, ce gaz développe la quantité de chaleur ci-après par mètre cube :

	Calories <sup>2</sup> .	Calories.
Attribuable à l'hydrogène H. . . . .	29.060 × 0,035	= 1.020
— CH <sub>4</sub> . . . . .	11.710 × 0,258	= 3.020
— C <sub>2</sub> H <sub>6</sub> etc. . . . .	11.000 × 0,121	= 1.330
— CO . . . . .	2.400 × 0,052	= 125
	Par mètre cube.	<u>5.495</u>

et par kilogramme  $\frac{5.495}{0,606} = 9.070$  calories.

En mesures anglaises, un pied cubique de gaz développe 617,5 unités thermiques.

Pour déterminer la quantité d'air absorbé pour la combustion complète, il est nécessaire de fixer la proportion d'oxygène entrant en combinaison chimique avec les éléments combustibles du gaz.

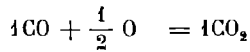
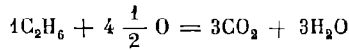
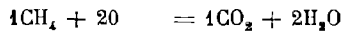
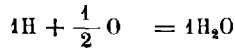


\* Scöhttler, *Die Gasmaschine*, p. 77.

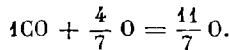
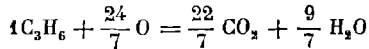
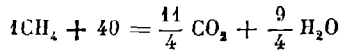
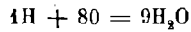
† Scöhttler, *Die Gasmaschine*.

Les proportions respectives des éléments des combinaisons sont :

En volume :



En poids :



Le volume d'oxygène nécessaire à la combustion de 1 volume de gaz est :

$$\text{H} \quad 0,395 \times \frac{1}{2} = 0,197$$

$$\text{CH}_4 \quad 0,373 \times 2 = 0,746$$

$$\text{C}_2\text{H}_6 \quad 0,066 \times 4\frac{1}{2} = 0,297$$

$$\text{CO} \quad 0,043 \times \frac{1}{2} = 0,022$$

	1,262
A retrancher oxygène du gaz	0,014
	1,248

En prenant comme proportion 21 p. 100 d'oxygène dans l'air atmosphérique le volume d'air nécessaire est donc :

$$\frac{1,248}{0,21} = 5,94 \text{ par volume de gaz.}$$

L'air pesant 1,251 kilogr. par mètre cube, la proportion en poids est :

$$\frac{5,94 \times 1,251}{1 \times 0,606} = 12,26 \text{ d'air pour 1 de gaz.}$$

De la combustion d'une unité de gaz avec 12,26 d'air, en poids, résultent 13,26 unités en poids d'un mélange dont la composition est :

$$\begin{array}{l}
 \left. \begin{array}{l}
 \text{CO}_2 \left\{ \begin{array}{l}
 (\text{CH}_4) \ 0,426 \times \frac{11}{4} = 1,171 \\
 (\text{C}_2\text{H}_6) \ 0,200 \times \frac{22}{7} = 0,629 \\
 (\text{CO}) \ 0,086 \times \frac{11}{7} = 0,135
 \end{array} \right\} 1,93 \\
 \\
 \text{H}_2\text{O} \left\{ \begin{array}{l}
 (\text{H}) \ 0,058 \times 9 = 0,522 \\
 (\text{CH}_4) \ 0,426 \times \frac{9}{4} = 0,958 \\
 (\text{C}_2\text{H}_6) \ 0,200 \times \frac{9}{7} = 0,257
 \end{array} \right\} 1,74 \\
 \\
 \text{N} \left\{ \begin{array}{l}
 \text{Provenant de l'air} \ 9,407 \\
 \text{Provenant du gaz lui-même} \ 0,163
 \end{array} \right\} 9,57 \\
 \\
 \text{Impuretés dans le gaz} \ 0,03 \\
 \hline
 13,27
 \end{array}$$

Par unité de poids du mélange la composition est de :

CO <sub>2</sub> . . . . .	0,146
H <sub>2</sub> O . . . . .	0,131
N. . . . .	0,721
Impuretés . . . . .	0,002
	1,000

Le volume que doivent occuper les 13,27 kilogrammes des produits de la combustion se déduit des volumes connus des gaz constituants du mélange ainsi que suit :

CO <sub>2</sub> . . . . .	1,93	×	0,524	=	1,011
H <sub>2</sub> O . . . . .	1,74	×	1,28	=	2,227
N. . . . .	9,57	×	0,822	=	7,876
Impuretés . . . . .	0,03	×	0,9	=	0,027
					11,141

Les produits de la combustion occupent un volume de 11,141 mètres cubes par kilogramme de gaz.

Pour avoir la proportion par mètre cubique de gaz il suffit de multiplier par 0,606 (nombre de kilogrammes par mètre cube) et on trouve 6,751.

Comme d'autre part 6,94 mètres cubes d'air et de gaz sont nécessaires par mètre cube de gaz, on voit qu'à la combustion correspond une diminution de volume de 2,7 p. 100.

Les chaleurs spécifiques des produits de la combustion se déterminent d'après les chaleurs spécifiques des divers gaz qui les composent, et ceci comme suit :

Chaleur spécifique à pression constante (eau = 1) :

$$C_p = \left\{ \begin{array}{ll} 0,2169 \times 0,146 \text{ (CO}_2\text{)} & = 0,0317 \\ 0,4805 \times 0,131 \text{ (H}_2\text{O)} & = 0,0484 \\ 0,2438 \times 0,721 \text{ (N)} & = 0,1758 \\ 0,4 \times 0,002 \text{ (impuretés)} & = 0,0008 \end{array} \right\} 0,2712$$

Chaleur spécifique à volume constant (eau = 1) :

$$C_v = \left\{ \begin{array}{ll} 0,1714 \times 0,146 \text{ (CO}_2\text{)} & = 0,0250 \\ 0,3694 \times 0,131 \text{ (H}_2\text{O)} & = 0,0484 \\ 0,1727 \times 0,721 \text{ (N)} & = 0,1245 \\ 0,3 \times 0,002 \text{ (impuretés)} & = 0,0006 \end{array} \right\} 0,1985$$

Le rapport de ces chaleurs spécifiques est le coefficient d'expansion adiabatique ; il est égal à :

$$\gamma = \frac{C_p}{C_v} = \frac{0,2712}{0,1984} = 1,366$$

Comme il y a toujours un excès d'air, ce fait modifie quelque peu ces chiffres. Le mesurage donna comme rapport de l'air au gaz, en volume, 6,63 ; et en poids on eut

$$\frac{6,63 \times 1,251}{1 \times 0,606} = 13,68$$

Etant donné que pour la combustion complète on n'a besoin que de 12,26 parties d'air en poids, il y a 1,42 partie en trop. Les chaleurs spécifiques de l'air étant  $C_p = 0,2375$  et  $C_v = 0,1684$ , l'effet de cet excès d'air consiste à réduire légèrement la chaleur spécifique.

$$C_p = \frac{(0,2712 \times 13,26) + (0,2374 \times 1,42)}{14,68} = 0,268$$

$$C_v = \frac{(0,1985 \times 13,26) + (0,1684 \times 1,42)}{14,68} = 0,196$$

$$\gamma = \frac{C_p}{C_v} = \frac{0,268}{0,196} = 1,37$$

**87. — Le thème de l'essai** devra être soigneusement préparé à l'avance ; il devra être établi de façon à obtenir les éléments dont on a besoin sans incertitude ni incorrection. La première considération à envisager est le but de l'essai, et le premier travail à faire est l'établissement d'un plan général permettant aux observateurs de recueillir avec précision et sûreté tous les renseignements nécessaires, puis de les présenter dans la forme la plus convenable.

Ensuite, il y a lieu d'étudier sa coordination en un système complet de toutes les opérations, d'après lequel chacune d'entre elles devra contribuer autant que possible à l'efficacité et au succès des autres ; chaque observateur doit être placé de telle sorte et avoir reçu de telles instructions qu'il puisse recueillir tous les renseignements qui lui sont demandés avec le minimum de difficulté, de risque et d'incertitude ; son travail doit être contrôlé et doit servir à contrôler celui des autres aussi complètement que possible. Aucune donnée essentielle ne doit rester sans être contrôlée, et tout calcul qu'on en déduit doit également être fait par au moins deux calculateurs séparément.

Le plan d'ensemble étant fixé, chaque détail doit être étudié en lui-même, et toutes les précautions que peut suggérer l'expérience ou l'habileté doivent être prises pour assurer la perfection du résultat. Il conviendra ensuite de faire un essai préliminaire ; s'il révèle quelques défauts sérieux, on les corrigera et on pourra après cela espérer obtenir pleine satisfaction en faisant l'essai officiel et définitif.

**88. — Des essais comparatifs de machines** sont quelquefois faits par des ingénieurs soit pour déterminer quel type entre plusieurs offerts doit être accepté pour les besoins de leurs usines ou de leurs clients, soit, comme c'est le cas aux expositions de différentes natures, pour mettre simplement en évidence la force et le rendement de deux ou plusieurs machines dans le but de fixer la valeur respective des types qu'elles représentent ou de montrer la qualité des travaux de leurs constructeurs.

C'est assurément dans des comparaisons de ce genre que l'on est arrivé à mettre en application les meilleures systèmes d'essais pouvant servir d'exemples.

Les règles suivantes en fournissent un modèle ; elles ont été adoptées pour les expositions de l'institut Franklin, dans l'Etat de Pensylvanie :

NOTA. — Les exposants de machines, qui désirent faire des essais de quantité, doivent à l'avance en prévenir expressément.

Les machines peuvent être exposées mais non essayées, s'il n'en a pas été fait une demande expresse avec adhésion au présent code dans le délai fixé.

Les personnes désirant qu'il soit fait des essais de leurs machines le peuvent obtenir en le demandant à l'avance, et en s'engageant à remplir toutes les conditions du code.

Tous les essais porteront sur les quantités et, une fois commencés, ils ne pourront être abrégés qu'avec le consentement spécial du jury.

Des essais de régularité de vitesse pourront néanmoins être faits indépendamment de tous les autres mesurages.

Le Comité se réserve le droit de limiter le nombre des machines à essayer et de choisir celles qui le seront, si le temps ne permet pas d'essayer toutes celles pour lesquelles on l'a demandé.

Il ne sera fait d'essais comparatifs que sur la demande présentée conjointement par les deux personnes au plus qui les désirent ; toutes devront au préalable fixer des estimations relativement aux divers points dont parle l'article 9, accepter le présent code, et déclarer s'en rapporter sans appel à la décision du jury.

#### CONDITION DE L'EXPOSITION ET DE L'ESSAI

(1). Les cylindres des machines exposées peuvent avoir tel volume et telle proportion de la course au diamètre que l'on voudra.

(2). Chaque cylindre doit avoir été préparé par le constructeur pour recevoir des indicateurs à la façon ordinaire, grâce à un tuyau de 12<sup>mm</sup>,7 (1/2 pouce), et ce travail doit être agréé par le jury. Les cylindres doivent être munis de robinets de purge. Les têtes de bielle et quelques autres pièces doivent avoir été préparées pour recevoir les cordes des indicateurs.

(3). Chaque cylindre doit avoir été percé aux deux extrémités de façon à permettre un remplissage complet avec de l'eau et un

vidage à l'aide d'un tuyau de 12<sup>mm</sup>,7 (1/2 pouce) pour pouvoir déterminer l'espace nuisible et le déplacement du piston pendant sa course d'une extrémité à l'autre. Ces données doivent être recueillies à chaud et à froid.

(4). Les valves d'introduction et d'échappement seront essayées à pleine pression, à 6<sup>kg</sup>,33 par centimètres carré (90 livres par pouce carré), au manomètre, à moins de fixation spéciale d'une autre pression pour cet essai.

(5). L'étanchéité de la garniture du piston sera déterminée en enlevant le plateau du cylindre inférieur et soumettant le piston à la pleine pression de la chaudière sur ses deux faces.

(6). Les exposants sont invités à adopter comme diamètre de volant ou de poulie celui qui correspond à une vitesse de courroie de 1200 mètres (4000 pieds) par minute. Si l'on désire une vitesse de courroie différente, on devra l'indiquer par une communication spéciale au comité.

(7). Chaque exposant sera invité à fournir ses branchements avec la conduite principale de vapeur, la conduite principale d'injection et la conduite ou le réservoir de décharge.

(8). Chaque exposant recevra l'emplacement aux conditions de prix fixées pour l'Exposition; il y construira des fondations à ses frais sous réserve d'approbation du directeur.

(9). Chaque exposant devra communiquer au président du comité toutes les descriptions et tous les dessins de la machine exposée, de nature à faciliter le travail de ce comité, et en même temps présenter ses revendications relatives aux perfectionnements pour lesquels il expose.

On notera tout spécialement les points suivants :

- |                              |                                |
|------------------------------|--------------------------------|
| 1. Économie de vapeur.       | 5. Simplicité d'agencement.    |
| 2. Régularité de vitesse.    | 6. Perfection des proportions. |
| 3. Concentration de force.   | 7. Finissage des parties.      |
| 4. Solidité de construction. |                                |

Chaque exposant doit fournir avant les essais les renseignements suivants :

Diamètre du cylindre à 0<sup>mm</sup>,25 près.  
 Diamètre de la tige de piston à 0<sup>mm</sup>,25 près.  
 Diamètre du tuyau de vapeur à —

Diamètre du tuyau d'échappement à 0<sup>mm</sup>,25 près.  
 Diamètre du volant à 0<sup>mm</sup>,25 près.  
 Épaisseur de la jante du volant à 0<sup>mm</sup>,25 près.  
 Poids du volant en kilogrammes.  
 Surface des lumières d'admission et d'échappement.  
 Course de la machine à 0<sup>mm</sup>,25 près.  
 Nombre de chevaux-vapeur indiqués dans les conditions de travail  
 les plus économiques.  
 Nombre de tours de la manivelle par minute.  
 Poids de toute la machine à l'exception du volant seulement.

Quand on se sert d'un condenseur et que sa pompe à air est actionnée par la machine, on doit de plus fournir les données additionnelles suivantes :

Diamètre de la pompe à air à 0<sup>mm</sup>,25 près.  
 Diamètre du tuyau d'injection à 0<sup>mm</sup>,25 près.  
 Diamètre du tuyau de décharge à —  
 Course du piston de la pompe à air à 0<sup>mm</sup>,25 près.

Si on se sert d'un condenseur indépendant, c'est-à-dire non actionné par la machine, il faut donner :

Diamètre du tuyau d'injection à 0<sup>mm</sup>,25 près.  
 Diamètre du tuyau de décharge à —  
 Dessins du condenseur et de tout ce qu'il a de particulier, et description complète.

#### PRÉPARATION DES ESSAIS

(10). La vapeur pendant les essais doit être fournie par les chaudières de l'Exposition; elle doit provenir de chaudières spécialement disposées pour ces essais. Elle sera décomptée régulièrement à raison de 0 fr. 15 par cheval indiqué et par heure. On fournira de la vapeur aux exposants s'ils le désirent, une semaine avant les essais.

Il ne sera rien perçu pour le service des employés ou des experts ou l'usage des appareils, sauf dans des cas exceptionnels où les frais seront fixés par le directeur.

(11). La pression variera suivant le désir de l'exposant sans dépasser 6<sup>kg</sup>,33 par centimètre cube (90 livres par pouce carré) au manomètre.



Un manomètre étalon spécial sera utilisé pendant les essais et soumis à un réglage soigné avant et après son emploi.

(12). Les soupapes de sûreté seront disposées de manière à laisser échapper complètement la vapeur à  $0^{\text{kg}},7$  (10 livres) au-dessus de la pression qu'elles limitent.

(13). Les valeurs thermiques, les températures et les pressions seront prises au moyen de calorimètres, de thermomètres et de manomètres étalons, dans la chaudière, dans le registre de vapeur et dans l'échappement pour les machines sans condensation. Les thermomètres, calorimètres, etc., seront fournis à l'exposant, mais l'exposant doit se charger de la main-d'œuvre, fournir les tuyaux, les outils et les matériaux nécessaires pour les liaisons, le tout à ses frais et sous le contrôle du comité.

(14). Les températures d'injection et du réchauffeur seront prises avec un thermomètre étalon, pour les machines à condensation.

(15). L'eau utilisée viendra des réservoirs de la ville.

L'eau d'alimentation des chaudières sera pesée au moyen d'un grand réservoir à niveau de jauge d'où elle sera pompée dans les chaudières par une pompe alimentaire actionnée par la vapeur d'une autre chaudière. L'eau de condensation sera, pour les machines à condensation, mesurée à la sortie du réchauffeur dans deux réservoirs soigneusement jaugés, alternativement remplis et vidés, avec enregistrement de la température.

Le poids de vapeur employée qui est connu sera retranché du poids de l'eau déchargée.

L'eau d'injection sera pesée dans de grands réservoirs et on prendra sa température.

L'eau d'injection ne sera pas fournie sous pression.

(16). Le nombre de tours de la machine sera enregistré par un compteur continu fixé à l'arbre de la manivelle.

Les variations de vitesse par minute seront prises chaque quart d'heure au moyen d'un chronographe électrique relié à une horloge étalon battant la seconde.

Les variations de vitesse pendant la course seront prises au moyen d'un chronographe acoustique à quinze minutes d'intervalle.

Des essais spéciaux de vitesse seule, sous des charges variables,

seront faits si on le désire et on y apportera dans tous les cas la plus grande attention.

(17). Un baromètre et un thermomètre étalons seront lus à quinze minutes d'intervalle pendant l'essai.

(18). Le vide des machines à condensation sera lu sur un manomètre soigneusement réglé avant et après les essais.

(19). Tous les manomètres, indicateurs, thermomètres utilisés, seront soigneusement essayés avant et après les essais, et les personnes dont on expérimentera les machines auront le droit d'assister ou de se faire représenter à ces essais.

(20). Des diagrammes indicateurs seront pris à des intervalles de quinze minutes et seront lus pour :

La pression initiale.

La pression à la fin de l'admission.

La pression finale.

La contre-pression à mi-course.

Le maximum de compression.

La pression effective moyenne.

Le point de cessation de l'admission.

Le point de cessation de la détente de la vapeur.

La fin de l'échappement.

Des diagrammes, on déduira la vapeur indiquée au point où commence et où finit la détente, et aussi la vapeur réelle fournie par les chaudières par cheval et par heure.

(21). Le comité essaiera les machines à la charge que désirera l'exposant, à moins que les circonstances ne permettent pas d'accéder à ce désir.

Si la charge n'excède pas 75 chevaux-vapeur indiqués, la charge nette sera mesurée au moyen d'un dynamomètre.

(22). A la fin de l'essai régulier la machine sera rendue indépendante des courroies et marchera pendant une heure pour prendre les diagrammes de frottement.

(23). A moins de dispositions contraires, les essais dureront dix heures.

(24). On ne tiendra pas compte du charbon consommé, mais l'économie de la machine sera déduite de la vapeur réellement utilisée et du poids de l'eau des chaudières.

L'essai commencera à la pression fixée.

Le niveau de l'eau dans la chaudière et la pression de la vapeur seront tenus aussi constants que possible pendant toute la durée de l'essai.

Le poids total de l'eau fournie à la chaudière, déduction faite des pertes et des corrections pour différence du niveau dans la chaudière, sera multiplié par sa valeur thermique en vapeur dans la chambre de vapeur, et divisé par le produit du nombre des chevaux-vapeur indiqués et du nombre d'heures de l'essai.

Le quotient qui en résultera servira de diviseur à 637 (2557,69 unités thermiques anglaises), ce qui donnera le rendement de la machine comparé à l'équivalent mécanique de la chaleur qui lui a été fournie, et, par suite, son rendement au point de vue de la transformation de chaleur en travail.

La force nette de la machine en chevaux sera utilisée pour être comparée de même au nombre indiqué de chevaux; le résultat sera la mesure du rendement de la machine à la fois comme un moyen de transformer la chaleur en force, et comme un moyen de transmettre la force.

C'est ce dernier terme qui doit être considéré comme la vraie mesure du rendement de la machine.

89. — **La réglementation à adopter** pour des essais comparatifs de chaudières est indiquée ci-après; elle a été fixée en même temps que celle qui précède.

NOTA. — Les chaudières peuvent être exposées et mises en service à l'Exposition, mais des essais de quantité, en ce qui concerne leur rendement, ne seront faits que sur une demande expresse et sous réserve d'application du règlement ci-après.

Des essais comparatifs ne sont faits que sur la demande collective de ceux qui les désirent, et à la condition que ces derniers aient accepté par écrit le présent code et fixé une estimation en ce qui concerne les points énumérés à l'article 4.

Le comité se réserve le droit de limiter le nombre des essais si le temps et les circonstances ne permettent pas d'achever la série de ceux que l'on désirait faire.

## PRÉLIMINAIRES DES ESSAIS

(1). *Volume.* — Les chaudières présentées peuvent avoir un volume quelconque, pourvu qu'il permette une vaporisation d'au moins 340 kilogrammes (750 livres) d'eau par heure.

Chaque chaudière doit être munie de tous les robinets et tuyaux que les jurés pensent utile d'y adapter pour déterminer exactement leur capacité totale, au moyen d'un remplissage, d'une vidange et d'une pesée du contenu.

(2). *Robinets et soupapes.* — Chaque exposant fournira tous les robinets et soupapes nécessaires pour établir la liaison avec la conduite d'eau principale et les prises de vapeur, d'une façon convenable, suivant les instructions du directeur.

Il apportera également aux tuyaux d'eau et de vapeur toutes les modifications qui lui seront demandées aux essais et fournira tous les outils, robinets, tuyaux, ainsi que la main-d'œuvre à ses frais.

(3). *Superficie.* — Chaque exposant paiera la superficie occupée, suivant les taxes fixées pour l'Exposition; dans cet espace il bâtera les fondations et supports des chaudières et établira les conduites aux cheminées, s'il en est requis; tout cela à ses frais et sous réserve d'approbation du directeur.

(4). *Revendications.* — Chaque exposant fournira au président du comité telle description et tels dessins de la chaudière en place et de ses parties, qui seraient de nature à faciliter la tâche du comité; en même temps il indiquera ses revendications en ce qui concerne les perfectionnements pour lesquels il expose.

On notera spécialement les points suivants :

1° Economie de combustible;

2° Economie dans les matériaux et la main-d'œuvre de la construction ;

3° Puissance de vaporisation ; superficie occupée ;

4° Simplicité et accessibilité des différentes parties ;

5° Durée de l'ensemble de l'appareil.

Les exposants désirant un essai comparatif doivent fixer une esti-

mation au sujet de ces différents points avant le commencement de cet essai :

Les exposants doivent aussi fournir les données ci-après ;

Surface de grille ;

Superficie de la section transversale des tubes à 0<sup>mm</sup>,001 près ; section de la cheminée à 0<sup>mm</sup>,001 près ; hauteur désirée pour la cheminée ; nombre de kilogrammes de charbon par mètre carré de grille à brûler par heure.

Si le comité et l'exposant ne sont pas d'accord dans la détermination de ces renseignements préliminaires, ce dernier sera requis de donner le détail de ses calculs et on devra tomber d'accord avant de procéder à l'essai.

#### PRÉPARATION DES ESSAIS

(5). *Charbon.* — De l'anhracite sera utilisé et fourni gratuitement, à la condition que la vapeur produite serve pour les besoins généraux de l'exposition.

La même qualité de charbon et la même grosseur seront employées dans tous les essais, à moins d'arrangements spéciaux pour l'utilisation d'un autre combustible.

On analysera le charbon employé.

Le charbon sera pesé près des chaudières.

(6). *Eau.* — L'eau utilisée proviendra des réservoirs de la ville.

L'eau d'alimentation des chaudières sera pesée dans un grand réservoir à échelle de jauge ; elle coulera dans un réservoir supplémentaire de moindre dimension d'où elle sera pompée dans la chaudière au moyen d'une pompe alimentaire actionnée par la vapeur des chaudières.

La température de l'eau d'alimentation sera prise dans le réservoir supplémentaire au moyen d'un thermomètre-étalon.

(7). *Pression.* — La pression de vapeur à utiliser ne devra pas dépasser 6<sup>kg</sup>,33 par centimètre carré (90 livres par pouce carré) au manomètre, à moins d'arrangement particulier avec le comité.

On se servira d'un manomètre-étalon et d'un thermomètre-étalon immergé dans un godet à mercure au milieu de la vapeur.

(8). *Soupape de sûreté.* — La soupape de sûreté sera disposée de

façon à laisser la vapeur s'échapper entièrement à 0<sup>ks</sup>,7 (10 livres) au-dessus de la pression à laquelle elle est chargée.

(9). *Fuites*. — Dans les vingt-quatre heures qui précèdent l'essai de la chaudière, elle sera soumise à une pression hydraulique supérieure de 3 kilogrammes (10 livres) à celle de la vapeur pendant l'essai ; elle devra conserver une étanchéité parfaite.

(10). *Employés*. — Les employés à l'essai des chaudières doivent être agréés par les personnes dont les chaudières sont essayées et par le jury. Tous les employés sont sous les ordres du jury pendant l'essai.

(11). *Cendres*. — Toutes les cendres seront pesées à la sortie du cendrier et ne devront pas être mouillées auparavant.

(12). *Calorimètres*. — Les calorimètres employés consisteront en un tonneau, une échelle de jauge et un thermomètre à main.

Deux calorimètres seront utilisés et observés simultanément toutes les 15 minutes.

(13). *Feux*. — Il sera permis à l'exposant de nettoyer les chaudières et les grilles la veille de l'essai.

Lorsque la vapeur aura atteint la pression requise, le cendrier sera nettoyé et balayé et, après cela, le feu sera maintenu aussi uniformément que possible, et devra à la fin de l'essai avoir la même profondeur et la même intensité qu'au début.

Les jurés décideront jusqu'à quel point il y a lieu de tenir compte de ce fait qu'il aura été manifestement impossible de maintenir un feu uniforme.

Si d'après l'estimation du comité, le feu est insuffisamment ou irrégulièrement entretenu, l'essai pourra être suspendu à tout moment et on pourra accorder ou refuser sa répétition.

(14). *Pyromètre*. — La température des gaz de combustion, immédiatement à leur entrée dans la cheminée, sera prise au moyen d'un pyromètre approprié à cet effet, qu'on lira toutes les quinze minutes près de la chaudière.

(15). *Manomètre, Baromètre*. — Le tirage dans le tuyau de cheminée sera lu toutes les quinze minutes au moyen d'un manomètre à eau, si le tirage est naturel.

Avec le tirage forcé, le manomètre sera placé sur la conduite du cendrier.

On lira en même temps le baromètre.

(16). A moins d'arrangement contraire, l'essai durera dix heures.

(17) *Économie et rendement de la chaudière.* — Le niveau de l'eau dans la chaudière et le feu devront être maintenus aussi constants que possible pendant toute la durée de l'essai. Le poids de l'eau contenue dans la chaudière sera déterminé pour chaque fraction de 5 millimètres de hauteur du niveau d'eau et noté avant les essais ; les corrections convenables seront faites pour les modifications de niveau qu'on ne pourra éviter. Le poids de l'eau fournie à la chaudière après les corrections convenables sera multiplié par sa valeur thermique en vapeur.

De ce produit on déduira les unités thermiques provenant de l'alimentation.

Le reste sera divisé par 536,5<sup>1</sup> (965,7 unités thermiques anglaises), ce qui donnera le nombre de livres d'eau à 100° transformées en vapeur à la même température. Cette dernière quantité sera divisée par le poids du charbon consommé, diminué du poids des cendres sèches, ce qui donnera le nombre de kilogrammes d'eau vaporisée par kilogramme de combustible.

C'est ce chiffre qui sera pris comme mesure du rendement de la chaudière.

(18). *Force nominale en chevaux.* — La force nominale en chevaux sera obtenue en divisant par 40 le nombre de livres d'eau à 100° transformées en vapeur à la même température, par heure<sup>2</sup>.

(19). *Puissance vaporisatrice.* — La puissance vaporisatrice de la chaudière sera obtenue en divisant la force nominale en chevaux par le volume de l'espace occupé par la chaudière. L'espace occupé par la chaudière et ses accessoires sera estimé être le produit de la surface horizontale qu'elle occupe par sa plus grande hauteur. Des pompes à vapeur ont été étudiées à des expositions de cette nature, conformément à la réglementation ci-après décrite par M. Hill lui-même.

---

<sup>1</sup> Ce nombre représente la chaleur latente de la vapeur au point d'ébullition.

<sup>2</sup> En mesures françaises, la force nominale en chevaux s'obtiendrait en divisant par 13,6 le nombre de kilogrammes d'eau à 100° vaporisée à la même température, par heure.

## RÉGLEMENTATION D'UN ESSAI DE POMPES A VAPEUR

(1). La vapeur sera fournie par les chaudières employées dans les essais de machines; la pression sera prise dans la conduite aussi près que possible de la soupape d'arrêt. La pression dans les chaudières sera maintenue aussi uniformément que possible à  $5^{\text{kg}},27$  par centimètre carré (75 livres par pouce carré) au-dessus de la pression atmosphérique.

(2). Un essai de la qualité de vapeur fournie sera fait au calorimètre régulièrement toutes les trente minutes. La prise de vapeur sera taradée dans le dernier joint horizontal placé au-dessus des pompes, pour y relier le calorimètre.

(3). L'échappement aboutira à un condenseur à surface n'ayant pas moins de  $46^{\text{m}},43$  (500 pieds carrés) de surface de condensation; l'eau servant à la condensation viendra des réservoirs de la ville; l'eau de condensation sera recueillie dans un réservoir placé au-dessous de l'orifice de décharge du condenseur.

(4). Le réservoir d'aspiration sera placé au-dessous du niveau de la pompe; la distance du fond du réservoir au centre du cylindre à eau sera constante. Pour tous les concurrents, la hauteur verticale de l'eau dans le réservoir d'aspiration sera déterminée au moyen d'une jauge à marqueur mobile, à des intervalles réguliers.

(5). Le réservoir de refoulement sera placé sur un support immédiatement au-dessus du cylindre à eau de la pompe; l'orifice de décharge du cylindre sera relié avec un tube vertical de  $432^{\text{mm}},5$  (6 pouces) pourvu d'une valve de sûreté à charge directe; la hauteur de ce tube du centre du cylindre au centre de l'orifice de sûreté sera de 3 mètres (10 pieds); la valve de sûreté sera chargée de façon à contre-balancer une résistance par pouce carré équivalant à une hauteur dynamique de 45 mètres (150 pieds) moins la hauteur du tube (10 pieds).

(6). Le réservoir mesureur sera placé (verticalement) entre le réservoir d'aspiration et le réservoir de refoulement; ce réservoir mesureur sera par une séparation centrale divisé en deux compartiments. Chaque compartiment aura un volume de  $8^{\text{m}},5$  (300 pieds cubiques); l'eau passera du réservoir de réception



dans le réservoir mesureur au moyen d'un déversoir à bascule de 15 millimètres (6 pouces) ; ce déversoir sera placé au-dessus du réservoir jusqu'à ce que celui-ci soit complètement rempli et que l'eau passe au-dessus de la séparation ; puis il sera basculé pour être mis au-dessus d'un réservoir vide ; on notera au milieu de l'opération la température de l'eau dans le réservoir plein et le nombre de réservoirs remplis, et le contenu sera reversé par un tuyau de 203 millimètres (8 pouces) dans le réservoir d'aspiration placé au-dessous ; cette opération sera répétée régulièrement pendant l'essai.

La capacité exacte de chaque compartiment du réservoir de réception sera déterminée avant l'expérience par le remplissage jusqu'au bord de la séparation, le vidage, le pesage et la lecture de la température

(7). La durée de l'essai sera fixée à cinq heures. Avant le commencement, la vapeur sera admise et la pompe fonctionnera jusqu'à ce que toutes les parties aient acquis la température nécessaire au bon fonctionnement.

(8). La pression atmosphérique sera prise sur le baromètre étalon à mercure.

(9). Les thermomètres seront placés comme suit ; l'un près du baromètre pour noter la température atmosphérique, deux autres dans les deux compartiments du réservoir mesureur, un quatrième dans le calorimètre.

(10). L'heure du commencement et de la fin de l'essai et les périodes d'observation seront relevées sur un chronomètre placé près de la pompe ; les périodes d'observation seront indiquées par un double coup de gong ; une minute auparavant un coup de gong sera frappé pour appeler les observateurs à leurs postes. Chaque quinze minutes une série d'observations seront faites et enregistrées.

(11). Un compteur de tours sera relié à la tige du piston.

(12). Avant les expériences, chaque exposant devra fournir au comité d'expériences un tableau complet donnant les dimensions des cylindres à eau et à vapeur, le diamètre intérieur des tuyaux de vapeur et d'échappement, de la surface des orifices, le diamètre intérieur des tuyaux d'aspiration et de refoulement et le volume de l'espace nuisible dans le cylindre à vapeur.

(13). L'économie sera déterminée d'après l'eau de condensation recueillie dans le réservoir placé sous le condenseur avec la correction résultant de la moyenne des résultats obtenus dans les observations calorimétriques ; le coût du travail en charbon de Pittsburgh n° 1 en sera un neuvième, en admettant l'hypothèse que le rendement de la chaudière est de 9 kilogrammes d'eau vaporisée par kilogramme de charbon brûlé sur la grille.

(14). Le débit sera décompté en litres élevés à un mètre de haut.

90. — **Les systèmes types d'essai de chaudière** ont déjà été discutés et décrits si longuement qu'il est inutile d'ajouter autre chose que la remarque suivante : dans tous les cas importants, des dispositions habiles et soignées pour l'essai d'une chaudière considérée comme partie d'un ensemble, sont un élément essentiel de succès pour mesurer la valeur d'un système de production de la chaleur et de son utilisation. Il faut adopter les meilleures méthodes types pour chaque détail et pour le tout. Si on ne mesure pas soigneusement la quantité et la qualité de la vapeur fournie, il est absolument impossible d'obtenir une mesure exacte du rendement de l'appareil dans lequel elle est utilisée et où elle se convertit en travail et en force.

91. — **L'énergie thermique, la quantité et la qualité de la vapeur dépensée**, la valeur d'utilisation de la chaleur qui y est emmagasinée et qu'elle porte à la machine, ne peuvent être connues que lorsqu'on a fixé, d'une façon précise, le poids, le degré d'humidité ou de sécheresse, la pression et les propriétés thermiques de cette vapeur. Le poids de l'eau d'alimentation fournie à la chaudière est le même que le poids du mélange d'eau et de vapeur envoyé dans la machine, si toutefois il y a entraînement d'eau par la vapeur. La chaleur ainsi fournie, diminuée simplement de la perte provenant de la surface extérieure de la prise de vapeur, est le total de ce que reçoit la machine. La valeur d'utilisation de cette chaleur, pour le but qu'on se propose d'atteindre, dépend de la différence entre la température et la pression de la vapeur et celles de l'atmosphère ou du condenseur.

Le premier point à vérifier est de s'assurer si la vapeur est humide, sèche et saturée ou surchauffée ; si elle n'est pas sèche et

saturée, jusqu'à quel point le surchauffage augmente, ou jusqu'à quel point son mélange avec l'eau diminue sa chaleur. On le détermine en se servant d'un calorimètre.

Des appareils destinés à empêcher la fumée sont quelquefois fixés aux chaudières et il est important de vérifier, à ce point de vue, la qualité des produits de la combustion. Cela implique d'habitude un essai de chaudière et une comparaison avec les foyers ordinaires. On trouvera souvent que pour empêcher la fumée, il faut fournir un excès d'air et par suite dépenser en pure perte du combustible et diminuer le rendement. Cependant il peut y avoir en partie compensation par une amélioration de l'état de la chaudière, les surfaces de chauffe devenant plus propres et produisant un meilleur rendement, et les dépôts de suie disparaissant.

92. — Dans les essais de machines on emploie quelquefois des méthodes spéciales pour des essais comparatifs de nature particulière ainsi que le prévoit la réglementation ci-après préparée par MM. Hill et Holmes.

RÉGLEMENTATION APPLICABLE AUX ESSAIS DE MACHINE A DÉTENTE  
AUTOMATIQUE

(1). La vapeur sera produite par une paire de chaudières à boîte à feu type locomotives, fournies par le jury. Ces chaudières réunies ont une capacité vaporisatrice de 1 020 kilogrammes d'eau par heure, une surface de chauffe de 91 mètres carrés et une surface de grille de 4,18 mètre carré.

Chaque chaudière sera munie d'une soupape de sûreté chargée de façon à permettre l'échappement à 5<sup>es</sup>,97 (85 livres) au-dessus de l'atmosphère. De plus, à chaque chaudière sera fixé un manomètre d'essai de qualité soignée et, si on peut s'en procurer, un manomètre enregistreur Edson. La hauteur de l'eau sera indiquée par un niveau d'eau en verre, pour chaque chaudière, indépendamment des robinets ordinaires.

(2). L'eau d'alimentation sera pesée dans le réservoir de réception et déversée dans le réservoir supplémentaire au fur et à mesure des besoins. L'eau sera envoyée dans les chaudières par

une pompe à vapeur indépendante dont le tuyau d'aspiration sera relié au réservoir auxiliaire et le tuyau de décharge aux soupapes d'admission de la chaudière. La vapeur servant à actionner les pompes alimentaires sera fournie par une chaudière indépendante de celle alimentant la machine en expérience. Le poids de l'eau alimentant les chaudières sera déterminé pendant qu'elle passe dans le réservoir récepteur. Ce réservoir aura une capacité de 1 050 kilogrammes d'eau à 80° centigrades (175° Fahr.); le réservoir auxiliaire aura une capacité de 450 kilogrammes d'eau à 37° centigrades (100° Fahr.).

(3). La résistance sera obtenue par l'intermédiaire d'un ventilateur de 100 chevaux-vapeur ayant à son orifice de décharge un registre à glissière. La position du registre ayant été déterminée, il sera fixé en ce point pendant l'expérience.

(4). Deux indicateurs seront fixés au cylindre de la machine un à chaque extrémité. Les indicateurs seront conduits de façon que les diagrammes coïncident avec le mouvement du piston.

(5). Deux compteurs seront employés, l'un pour compter les tours de l'arbre principal, l'autre pour compter les tours de l'arbre de la pompe alimentaire.

(6). Le dynamomètre sera fixé à l'arbre secondaire entre la poulie recevant la courroie de la machine et la poulie portant la courroie du ventilateur.

(7). Un manomètre sera vissé dans le tuyau de vapeur, aussi près que possible de la valve d'arrêt.

(8). La pression dans le tiroir sera déterminée au moyen d'un thermomètre chimique immergé dans une coupe de mercure vissée dans l'espace occupé par la vapeur dans la boîte à tiroir. Un manomètre y sera également vissé pour observer les pressions.

(9). La température de l'eau d'alimentation sera prise sur un thermomètre à mercure placé dans le réservoir auxiliaire.

(10). La température de l'enveloppe de cylindre sera prise sur un thermomètre dont le réservoir sera en contact avec l'enveloppe extérieure du cylindre.

(11). La pression atmosphérique sera prise sur un baromètre à mercure étalon; la température atmosphérique sera lue sur un thermomètre du même type que le baromètre.

(12). Le temps sera décompté au moyen d'un chronomètre placé auprès de la machine pendant l'expérience.

(13). Le moment où les observations devront être prises sera indiqué par un double coup de gong; une minute avant chaque observation un coup de gong appellera les observateurs à leur poste.

(14). Avant les expériences, tous les tuyaux en communication avec les chaudières seront soigneusement fermés, à l'exception de la prise de vapeur reliée à la machine et du tuyau d'alimentation relié aux pompes.

(15). Chaque exposant devra, avant les expériences, fournir au jury un résumé complet des dimensions de la machine, y compris le volume de l'espace nuisible, les surfaces d'admission et d'échappement et le poids des parties en mouvement.

(16). La durée des expériences est fixée à huit heures. Avant leur commencement, les chaudières seront mises à la pression de marche et la hauteur de l'eau sera amenée jusqu'au fil attaché autour de la partie médiane des tubes de verre des niveaux d'eau. Toute l'eau fournie ensuite aux chaudières sera pesée et mise au compte du service de la machine. La hauteur de l'eau à la fin de l'expérience devra coïncider avec le fil du tube en verre.

(17). Toutes les quinze minutes, on fera et on enregistrera une série complète d'observations.

(18). Pendant les essais d'économie, la machine marchera à régulateur grand ouvert.

(19). L'économie de la machine sera déterminée d'après la consommation d'eau par cheval indiqué et par heure, et le coût de la force (en vapeur) sera la neuvième partie du chiffre précédent, la puissance vaporisatrice des chaudières étant supposée être de 9 kilogrammes d'eau par kilogramme de charbon.

#### RÉGLEMENTATION DES ESSAIS D'UNE MACHINE A TIROIRS

(1). La vapeur sera fournie par les chaudières utilisées pour les essais de machines automatiques. Les dimensions générales seront

celles qui sont déterminées dans le paragraphe 1 de la réglementation relative aux machines à détente.

(2). L'économie sera déterminée d'après la consommation d'eau par cheval indiqué et par heure. L'eau sera amenée du réchauffeur dans le réservoir récepteur où on la pèsera et on l'enregistrera sur le tableau servant à noter les résultats des expériences. Du réservoir récepteur l'eau sera conduite dans le réservoir auxiliaire relié au tuyau d'aspiration des pompes alimentant les chaudières. La vapeur actionnant les pompes alimentaires sera fournie par des chaudières indépendantes de celles qui fournissent la vapeur à la machine expérimentée. Les réservoirs récepteurs et auxiliaires seront semblables à ceux qui sont utilisés dans les expériences de machine à détente. Les dimensions en sont énumérées dans le paragraphe 2 de la réglementation relative à ces machines.

(3). Un essai calorimétrique de la qualité de la vapeur fournie sera fait toutes les quinze minutes.

(4). La force sera utilisée par un ventilateur de 100 chevaux-vapeur. Il sera muni d'un registre mobile fixée à l'orifice de décharge pour régler la résistance. La superficie de l'ouverture restera fixe pendant la marche.

(5). On prendra des diagrammes à chaque extrémité du cylindre. Le mouvement du tambour de l'indicateur sera tel qu'il produira un diagramme coïncidant avec le mouvement du piston.

(6). Le compteur indiquant le nombre de tours de la machine lui sera relié directement. Le compteur indiquant le nombre de tours de l'arbre auxiliaire (agissant sur le dynamomètre) sera actionné par des liaisons directes à vitesse réduite.

(7). Le dynamomètre sera calé sur l'arbre auxiliaire entre la poulie portant la courroie du ventilateur.

Les indications des dynamomètres seront lues d'un endroit placé à proximité de l'instrument.

(8). Un manomètre de construction éprouvée sera vissé pour la prise de vapeur aussi près que possible de la valve d'admission. La pression initiale dans le cylindre sera comparée à celle de la prise de vapeur.

(9). On se servira de thermomètres comme suit. Un premier

servira à constater la température atmosphérique; un second celle du réservoir d'eau d'alimentation; un troisième celle du registre de vapeur; un quatrième celle du calorimètre. Tous seront des instruments du type-étalon américain, dûment essayés avant les expériences et d'échelle uniforme. Le premier indiquera les températures de 0 à 40° centigrades; le deuxième et le quatrième de 0 à 120°; le troisième de 0 à 320° centigrades.

(10). La pression atmosphérique sera lue sur un baromètre anéroïde compensé, type-étalon américain.

(11). L'heure du début et de la fin de la course et les intervalles d'observation seront pris sur un chronomètre placé auprès de la machine en expérience. Le moment où commenceront les observations sera indiqué par un double coup de gong. Une minute avant chaque observation un coup de gong unique appellera les observateurs à leur poste.

(12). Avant les expériences tous les tuyaux de communications avec les chaudières seront fermés à l'exception de la prise de vapeur reliée à la machine et du tuyau d'alimentation des pompes. On prendra bien soin que toute la vapeur produite par les chaudières soit fournie à la machine.

(13). La durée des essais sera fixée à cinq heures avant le commencement des expériences, les chaudières seront chauffées à la pression de marche (5<sup>tes</sup>, 27 ou 75 livres au-dessus de l'atmosphère) et la hauteur de l'eau sera amenée à correspondre avec le fil entourant le tube en verre indicateur du niveau d'eau. Toute l'eau fournie aux chaudières après cela sera régulièrement enregistrée en poids sur le tableau d'expérience. La pression et la hauteur d'eau seront maintenues aussi uniformes que possible pendant la marche et devront coïncider à la fin avec ce qu'elles étaient au début.

(14). Pendant la durée des essais économiques la machine marchera à régulateur ouvert.

(15). A la fin de l'essai, la courroie principale sera désembrayée et la machine mise en marche à la vitesse de charge pour prendre les diagrammes de frottement.

(16). Avant les expériences chaque exposant fournira au Comité un résumé complet des dimensions de la machine, y compris le volume de l'espace nuisible, les superficies des orifices d'admission et

d'échappement, le poids des pièces animées de mouvements alternatifs, et la force estimative en chevaux-vapeur indiqués à 5<sup>kg</sup>,27 (75 livres) de pression dans le tuyau de prise de vapeur.

(17). Toutes les quinze minutes une série complète d'observations seront prises et enregistrées sur le tableau des essais.

(18). Le coût de la force en charbon sera calculé comme étant le  $\frac{1}{9}$  de la consommation d'eau par cheval indiqué et par heure, la chaudière étant supposée avoir un rendement de 9 kilogrammes d'eau vaporisée par kilogramme de charbon brûlé sur la grille.

#### RÉGLEMENTATIONS DES ESSAIS DES MACHINES PORTATIVES (LOCOMOBILES)

(1). La vapeur sera fournie à chaque machine par la chaudière qui lui est adjointe. Chaque exposant sera invité à fournir au comité, avant les expériences, un tableau indiquant la longueur, la profondeur et la hauteur du foyer de la grille au ciel du foyer; la surface de chauffe totale; le nombre, le diamètre extérieur et la longueur des tubes; l'épaisseur de la lame d'eau, le diamètre, la distance verticale et horizontale entre les boulons d'entretoise, le diamètre et la longueur du corps de chaudière, la surface totale de l'espace compris entre les barreaux, la surface de l'ouverture de la porte du cendrier, l'épaisseur des tôles de l'enveloppe et du foyer, le nombre de mètres cubes d'eau contenus jusqu'à hauteur du niveau, le volume en mètres cubes de la chambre de vapeur.

(2). Avant le commencement des expériences la chaudière sera mise en pression jusqu'à la pression de marche en se servant de..... pour combustible. Chaque exposant devra en avoir pesé une quantité suffisante pour la marche de l'essai. Le soin des feux et l'emploi du combustible seront entièrement dirigés par l'exposant. Tout le combustible restant en tas à la fin de l'essai et tout le bois non brûlé sur les grilles sera pesé et mis au crédit de l'exposition. Les cendres de dessous la grille seront pesées à sec.

(3). Un essai calorimétrique de la quantité de la vapeur fournie par la chaudière sera fait régulièrement toutes les trente minutes.

(4). Le dynamomètre sera calé sur l'arbre principal de la machine; la force sera distribuée au moyen d'une poulie fixée à la partie



libre du dynamomètre ; la résistance sera créée par un ventilateur de 40 chevaux-vapeur, ayant son orifice de décharge pourvu d'un registre mobile dont la superficie d'ouverture restera constante pendant la marche.

(5). On emploiera un compteur de tours, relié directement avec le tiroir de la machine.

(6). L'eau d'alimentation sera pesée dans le réservoir récepteur ; de là elle passera dans le réservoir auxiliaire où elle sera puisée par les pompes alimentaires. L'eau viendra froide des réservoirs de la ville dans le récepteur. Chaque machine chauffera sa propre eau d'alimentation.

(7). La durée de l'essai sera fixée à cinq heures. Avant l'expérience, la machine marchera sans charge jusqu'à ce que ses parties aient atteint la température de travail, et l'eau sera amenée au niveau du fil entourant le tube de verre de l'indicateur. Toute l'eau fournie à la chaudière, du commencement à la fin de la marche, sera régulièrement pesée, et le poids enregistré sur le tableau. La pression de la vapeur et la hauteur de l'eau devront à la fin de l'expérience se trouver dans les mêmes conditions qu'au début.

(8). Des thermomètres seront placés comme suit : le premier à côté d'un baromètre pour indiquer la température atmosphérique ; le deuxième dans le réservoir de l'eau d'alimentation ; le troisième dans le calorimètre.

(9). La pression atmosphérique sera prise sur un baromètre anéroïde compensé, du type-étalon américain.

(10). La pression de la vapeur dans la chaudière sera lue sur un baromètre indépendant de celui de la machine.

(11). Avant l'expérience, tous les tuyaux communiquant avec la chaudière seront fermés ou enlevés, à l'exception de la prise de vapeur et du tuyau d'aspiration allant du réservoir d'alimentation au réservoir auxiliaire.

(12). L'économie sera évaluée d'après la consommation de charbon en chevaux-vapeur indiqués par heure.

(13). Avant le commencement des expériences, chaque exposant devra fournir au comité un tableau complet des dimensions de la machine, y compris le volume de l'espace nuisible, les superficies des orifices d'admission et d'échappement, la section transversale

intérieure de la prise de vapeur et le poids des parties animées de mouvement alternatif. Le mouvement du tiroir sera rendu apparent par un diagramme à chaque bout du cylindre, diagramme pris à une vitesse de piston uniforme.

(15). Pendant l'essai, la machine marchera à régulateur ouvert.

(16). A la fin de l'essai, la courroie principale sera désembrayée et la machine mise à la vitesse de charge. On prendra alors des diagrammes à chaque bout du cylindre.

(17). Toutes les quinze minutes, une série complète d'observations sera prise et enregistrée sur le tableau.

(18). Le moment où commencera et finira la marche et les périodes d'observations seront déterminés au moyen d'un chronomètre placé près de la machine en expérience. L'instant où il faudra prendre une observation sera indiqué par un double coup de gong. Une minute avant chaque observation, un coup de gong sera donné pour appeler les observateurs à leurs postes.

---

## CHAPITRE IX

### EXEMPLES D'ESSAIS DE MACHINES

93. — Des exemples d'essais de machines, pour donner une idée des résultats et pour servir de modèle à adopter en pratique, compléteront mieux un traité sur cette matière qu'on ne pourrait le faire en décrivant plus longuement les détails les méthodes d'expérimentation et les moyens à employer pour préparer les rapports. Dans les pages qui vont suivre, on donne aussi complètement que possible, sans y consacrer un trop grand développement, des exemples de ce genre tirés soit des rapports des ingénieurs modernes les plus habiles et les plus expérimentés, soit de ceux qui, dans le passé, sont considérés par les hommes compétents comme devant être imités dans les différents types d'essais.

Dans tous les cas, l'ingénieur doit pour faire ces essais et préparer son rapport, se décider tout d'abord ou bien à pousser les recherches aussi loin et aussi complètement que possible et à faire par suite les dépenses à ce nécessaires, ou bien à les limiter au besoin afin de procéder rapidement.

La règle générale doit être de réunir toutes les données indispensables au but qu'on se propose, et incidemment de noter tous les faits et les éléments que l'on peut obtenir sans augmenter la dépense dans des proportions exagérées. S'il existe un doute quelconque il sera généralement plus sage de compléter les recherches et d'y apporter la plus grande exactitude. Ainsi dans le cas où l'on a recours à un expert pour vérifier si l'on a rempli les termes d'un contrat ne s'appliquant qu'au rendement d'une pompe, il n'est nécessaire de mesurer généralement que la consommation

de combustible, la quantité d'eau pompée, et la hauteur à laquelle on l'a élevée. Chercher à obtenir davantage serait dans la plupart des circonstances inutile et pourrait entraîner une dépense considérable non justifiée. Mais l'ingénieur expert peut souvent sans frais supplémentaires appréciables réunir des données intéressantes sur la distribution, l'utilisation et les déperditions de chaleur, de force, de vapeur et de combustible; dans ce cas, il doit s'efforcer d'arriver à ce résultat et d'en tirer parti.

Les descriptions qui suivent ont été choisies de façon à répondre complètement à ces considérations et seront sans doute suffisantes pour remplir le but auquel elles sont destinées.

**94. — Descriptions d'essais de machines fixes.** Elles abondent dans les « périodiques » et c'est là que doit se reporter tout ingénieur cherchant à faire des comparaisons. A titre de modèle de concision dans un rapport d'essai de ce genre on a choisi celui de M. Flower, relatif à une petite machine Corliss construite d'après les plans de M. Edwin Reynolds.

« MESSIEURS,

« J'ai fait un essai de la valeur de votre machine et de ses chaudières et j'ai l'honneur de vous indiquer ci-après les résultats.

Date . . . . .	L'essai de la machine a été fait le . . .	3 août 1882.
Description de la machine . . . . .	Type Corliss-Reynolds . . . . .	
	Diamètre des cylindres. . . . .	356 <sup>mm</sup> .
	Longueur de la course. . . . .	914 <sup>mm</sup> .
	Espace nuisible (présumé) . . . . .	0,026
Essai . . . . .	Force nominale en chevaux-vapeur. . . . .	68
	Commencement de l'essai à . . . . .	7 h. 30 m.
	Fin à . . . . .	4 h. 06 s.
	Durée . . . . .	8 h. 36
Nombre de tours. . . . .	Pendant la durée de l'essai . . . . .	35 372
	Par minute. . . . .	69,22
	Température de la chambre des machines . . . . .	37°
	Pression manométrique . . . . .	Pression maxima dans la chaudière. . . . .
	— minima . . . . .	3 66
	— moyenne. . . . .	4 57
	Timbre de la chaudière . . . . .	5 62 (80 l.)

Pression relevée au moyen d'un indicateur . . . . .	Pression initiale moyenne sur le piston	4	30
	— totale —	1	95
	— effective . . . . .	1	80
	Pourcentage de la pression initiale par rapport à celle de la chaudière.		94
Contre-pression d'après l'indicateur.	Contre-pression due à l'étranglement des orifices . . . . .	0 <sup>kg</sup> ,	032
	Contre-pression due à la compression.	0	074
	— totale sur le piston .	0	105
Force en chevaux-vapeur relevée. .	Maximum d'après la pression effective . . . . .	66,60	ch. vap.
	Minimum . . . . .	41,40	—
	Moyenne . . . . .	49,30	—
	Moyenne totale . . . . .	52,20	—
Frein. . . . .	Force maximum mesurée au frein. .	27,21	—
	— minimum . . . . .	22,88	—
Diagrammes. . . . .	— moyenne . . . . .	24,32	—
	Force moyenne totale . . . . .	52,20	—
Distrib. de charge.	— d'après la pression effective moyenne . . . . .	49,40	—
	Force nette . . . . .	24,98	—
	Une dynamo Edison employait . . .	4,58	—
Dynamo. Force en chevaux. . . . .	— Brush — . . . . .	11,54	—
	Eau employée employée effectivement	Température de l'eau d'alimentation.	95°
Eau employée employée effectivement	Total de l'eau pompée dans la chaudière. . . . .	5 225 <sup>kg</sup> ,	6
	Total de l'eau pompée par heure . .	607	8
	Degré d'humidité de la vapeur . . .	3 p.	100.
Vapeur par heure .	Vapeur sèche saturée par heure . .	589 <sup>kg</sup> ,	7
	Vapeur sèche par cheval vapeur indiqué par heure. . . . .	10	92
	Vapeur sèche par cheval-vapeur d'après la pression effective moyenne.	11	95
Vapeur utilisée d'après l'indicateur.	Vapeur utilisé par heure et par cheval d'après l'indicateur . . . . .	11	05
	Rendement du cylindre . . . . .	0	97
Charbon par heure et par cheval . .	Charbon par heure et par cheval, anthracite . . . . .	1	37
	Combustible . . . . .	1	18
Dépense . . . . .	Dépense par jour de 10 heures (32 fr. 50 la tonne). . . . .	25 fr.	68
Charbon . . . . .	Charbon par jour de 10 heures, anthracite . . . . .	71 <sup>kg</sup> ,	68
Charbon américain (Indiana) . . . . .	Par heure et par cheval . . . . .	1	642
	Par jour de 10 heures . . . . .	837	29
	Dépense à raison de 19 fr. 50 la tonne.	18 fr.	41
Diagramme, n° 31 maximum. . . . .	Force indiquée dans le diagramme le plus élevé . . . . .	76	ch. vap.

	Détente en fractions de la course . . . . .	3,60
	Fin de l'admission par rapport au début de la course. . . . .	254 <sup>mm</sup> .
	Pression initiale. . . . .	4 <sup>kg</sup> ,500
Rendement possible	— initiale comme ci-dessus . . . . .	70 ch. vap.
de la machine. . .	D'après le diagramme, $\frac{1}{3}$ de détente la machine développe . . . . .	72 ch. vap.
	Même détente qu'au n° 31 et 5 <sup>kg</sup> ,20 de pression initiale . . . . .	70 ch. vap.
	Même détente qu'au n° 31 et même pression initiale avec 82 révolu- tions par minute . . . . .	77 ch. vap.

« Quand le diagramme n° 31 a été relevé, tout le mécanisme disponible était mis en fonctionnement. La force moyenne utilisée soit 49,3 chevaux-vapeur était beaucoup moindre que ne l'indique le diagramme correspondant au maximum. Comme on le voit dans le corps du rapport, la puissance de la machine peut être accrue soit en augmentant le nombre de tours jusqu'à 82 à la minute (vitesse indiquée par le constructeur), soit en retardant la détente, soit en augmentant la pression initiale.

« L'augmentation de pression initiale peut être réalisée en forçant la pression dans la chaudière ; la moyenne à l'essai a été de 4<sup>kg</sup>,57 alors qu'à l'épreuve on a autorisé 5<sup>kg</sup>,62.

« Il est désirable de réaliser dans la chaudière une pression plus élevée et plus uniforme que celle de l'essai.

« La mesure de la valeur d'une machine est la quantité d'eau utilisée par heure et par cheval. A ce point de vue votre machine est bien supérieure à la moyenne.

« Si la charge augmente et dépasse 53 à 55 chevaux, la valeur diminue à moins que la pression initiale ne soit plus élevée ou qu'on fasse faire un plus grand nombre de tours à la machine. La valeur économique en charbon n'est pas aussi bonne qu'elle devrait l'être ; elle peut être augmentée. 1<sup>kg</sup>,37 de charbon (anthracite) à l'heure par cheval est beaucoup, mais cela ne tient pas à la machine, car l'eau utilisée par cheval et par heure est seulement de 41<sup>kg</sup>,29 et à une évaporation effective de 10 kilogrammes correspondrait un cheval-vapeur indiqué par 2<sup>kg</sup>,5 de charbon ; la chaudière devrait évaporer 10 kilogrammes d'eau par kilogramme d'anthracite.

Ci-après nous donnons l'exemple d'un rapport très complet de

M. Hill relatif à un essai de machine Corliss de type conçu et exécuté par M. Harris.

« La machine a 609 millimètres de diamètre de cylindre et 1 524 millimètres de course de piston ; elle est à condensation et pourvue d'un condenseur à injection et d'une pompe à air à mouvement alternatif du modèle ordinaire. L'eau d'injection est puisée dans le Mississipi au moyen d'un appareil élévatoire de 4<sup>m</sup>,50 ; l'usine est située sur le bord de la rivière ; pendant les essais, cette eau de condensation entrait dans le tuyau d'injection à une température voisine de celle de la glace. Les soupapes de vapeur étaient auparavant maintenues fermées au moyen de poids comme d'usage ; mais avant les essais on y avait ajouté des dash-pots pneumatiques afin d'assurer une fermeture rapide de la valve quand elle était déclenchée. La machine est pourvue d'une poulie volant de 6 mètres de diamètre et de 810 millimètres de largeur de jante, placée en arrière de la ligne d'arbre et portant une double courroie de cuir de 760 millimètres.

« L'échappement est relié hermétiquement à un condenseur par un tuyau de 254 millimètres, et la vapeur sort de la chaudière par un tuyau de 180 millimètres.

« La vapeur est produite par une paire de chaudières tubulaires disposées en batterie ayant chacune les dimensions ci-après : 4<sup>m</sup>,52 de diamètre de corps cylindrique, 3<sup>m</sup>,65 de long, 50 tubes de 100 millimètres.

« Chaque chaudière porte un dôme de vapeur vertical de 760 millimètres de diamètre sur 910 millimètres de hauteur ; au-dessus de ces dômes se trouvent réunis à eux par des bras très courts, des dômes horizontaux de 609 millimètres de diamètre et 350 millimètres de longueur.

« La prise de vapeur est mise en communication avec le dôme horizontal au moyen de tuyaux avec lesquels elle s'embranché et qui aboutissent latéralement à ce dôme.

« L'eau d'alimentation est prise dans le trop-plein du condenseur et conduite pour être aspirée à une pompe à simple effet à piston plongeur actionnée par la machine au moyen d'une poulie. Dans la conduite de fumée a été introduit un économiseur de combustible consistant en 250 de tuyaux de fer de 36 millimètres et

au travers duquel l'eau d'alimentation doit passer pour arriver à la chaudière.

« Le foyer est disposé pour brûler du bois dur quoique, ainsi qu'on l'a constaté, il soit également bien adapté à consommer du charbon (c'est ce combustible qui a servi aux essais).

« L'absence d'un autel en briques convenablement disposé, les larges dimensions des portes de foyer et la superficie de la grille, ne permettent pas d'obtenir le maximum d'économie en employant le charbon comme combustible et il est très probable qu'avec une construction de foyer différente le rendement des chaudières eût été plus considérable aux essais.

« La totalité de la force nette de la machine est dépensée à actionner le mécanisme du moulin, lequel consiste en 12 pulvérisateurs de 1<sup>m</sup>,37 et 3 pulvérisateurs de 1<sup>m</sup>,22, 2 broyeurs ayant chacun 3 cylindres de 0<sup>m</sup>,30 sur 0<sup>m</sup>,76 ; 4 laminoirs ayant chacun 2 cylindres de 0<sup>m</sup>,30 sur 0<sup>m</sup>,76 et 1 laminoir avec 2 cylindres de 0<sup>m</sup>,30 sur 0<sup>m</sup>,45. La bluterie consiste en 1 caisson avec 2 tamis ; 2 caissons à 3 tamis, un caisson à 6 tamis, et 1 à 8 ; en tout 22 tamis et 48 convoyeurs.

« Le mécanisme de nettoyage comprend 2 machines en spirale et une machine à vanner, 1 séparateur et 2 brosseurs ; il y a 14 épurateurs et un appareil à secousse ; 4 machines à ensacher ; 4 étages d'élévateurs à froment ; 4 d'élévateurs à farine et 21 élévateurs intermédiaires ; 1 petit et 2 grands ventilateurs.

« A cela il faut ajouter la machinerie de l'élévateur à grain qui est actionnée par une courroie partant du 3<sup>e</sup> étage du moulin ; la ligne d'arbres, les courroies de transmission, les poulies et les engrenages formant l'ensemble du mécanisme.

« Dans les tableaux qui suivent sont indiqués les principaux éléments, mesurés ou calculés, de la machine et des chaudières. L'espace nuisible n'a pas été mesuré, on l'a estimé à 3 p. 100 du déplacement du piston ce qui est l'espace nuisible habituel dans des machines de ce type et de dimensions semblables.

« Le facteur de force en chevaux-vapeur (en raison de la surface moyenne et de la vitesse du piston) par chaque kilogramme de pression effective moyenne a été calculé comme suit ;

« La surface d'un piston de 609 millimètres est de 0<sup>m²</sup>,291290



et la surface de la tige (85<sup>mm</sup>,5) et de 0<sup>m</sup>,00615, la surface moyenne est donc.

$$0,291290 - \frac{0,006151}{2} = 0,28,82,15$$

« Le facteur de la force en chevaux par kilogramme de pression effective moyenne est donc

$$\frac{28,82,15 \times 3,029}{75} = 116,4$$

« Le fonctionnement des soupapes a été étudié sur les diagrammes.

« Le volume de vapeur à compter jusqu'au moment de la détente est obtenu en multipliant la surface moyenne en mètres carrés du piston, par le trajet effectué par ce piston en mètres par heure jusqu'au point de détente, en y ajoutant le total des volumes de l'espace nuisible pendant le même temps. Le volume de vapeur retenu par la soupape d'échappement s'obtient en multipliant la surface moyenne du piston en mètres carrés par le trajet du piston en mètres par heure, depuis la fermeture de l'échappement jusqu'à la fin de la course, et ajoutant les volumes totalisés de l'espace nuisible pendant la même période. Les dimensions des chaudières et des grilles ont été fournies par l'ingénieur de l'établissement, on en a déduit la surface de chauffe, la surface de grille, le total de la section transversale des tubes, et les rapports entre la surface de chauffe et la surface de grille et entre la surface de grille et la section transversale des tubes.

DIMENSIONS DE LA MACHINE

Diamètre du cylindre . . . . .	609 <sup>mm</sup> .
Course du piston . . . . .	1 524 <sup>mm</sup> .
Nombre de tours par minute pendant l'essai .	59 616
Vitesse du piston (mètres par seconde) . . . .	3 02 9
Facteur de force en chevaux-vapeur en raison de la surface et de la vitesse du piston . .	116,4
Course du piston jusqu'à la détente en fractions de la course totale . . . . .	99,370
Course du piston jusqu'à la fermeture de l'échappement en fractions de la course totale . . .	6,067

Espace nuisible en fractions de la course (d'après estimation) . . . . .	3,000
Volume de la vapeur se détendant par heure . . . . .	3 257 <sup>mc</sup> , 876
— retenue par compression, par heure . . . . .	288 <sup>mc</sup> 552
Diamètre de la pompe à air . . . . .	305 <sup>mm</sup> .
Course . . . . .	381 <sup>mm</sup> .
Diamètre du volant . . . . .	6 mètres.
Largeur de la jante . . . . .	810 <sup>mm</sup> .
Poids . . . . .	19 530 kil.
Nombre . . . . .	2
Diamètre des corps cylindriques . . . . .	1 <sup>m</sup> , 52
Longueur . . . . .	3 65
Tubes pour chaque chaudière . . . . . 50 de	100 <sup>mm</sup> .
Surface de chauffe (pour les 2 corps cylindriques) . . . . .	23 <sup>mq</sup> , 29
— (100 tubes) . . . . .	115 65
— (4 dômes) . . . . .	3 78
— total . . . . .	142 72
Grille . . . . .	4 80
Surface de chauffe par rapport à la surface de grille . . . . .	29 70
Surface de grille par rapport à la section transversale . . . . .	5 93

« L'essai de la valeur économique du rendement de la machine et celui de la puissance d'évaporation des chaudières furent faits simultanément; tout ayant été préparé pour cela, l'essai commença à 9<sup>h</sup>,15 du matin et finit à 7 heures du soir; il dura par conséquent dix heures.

« On essaya le rendement de la chaudière avec du charbon de terre.

« La charge fut celle nécessaire pour les opérations généralement effectuées chaque jour par le moulin, et grâce au soin du meunier en chef, elle fut maintenue absolument uniforme pendant ce fonctionnement de dix heures. Il est possible que la force moyenne développée ait été légèrement plus élevée que d'ordinaire par ce fait que les opérateurs ont pris soin d'éviter toute rupture de charge; et ce qui prouve qu'il en fut ainsi ne peut être mieux attesté que par les diagrammes indicateurs qui ne font ressortir que de légères variations de cette charge pendant l'essai.

« Les diagrammes furent pris par des indicateurs indépendants, un à chaque extrémité du cylindre. On utilisa des ressorts de

2<sup>kg</sup>,81 (40 livres) et les tambours furent actionnés au moyen de renvois de sonnettes et de bielles à mouvement alternatif suspendus à un fort bâti.

« La liaison des leviers et des bielles fut faite avec grand soin et on prit des mesures pour supprimer l'usure et éviter le jeu.

« Les cordes enroulées sur les tambours des indicateurs avaient exactement la longueur suffisante pour se fixer aux têtes de la bielle courte à mouvement alternatif et les ressorts furent ajustés aussi exactement que possible à la même tension.

« La dimension des diagrammes en longueur fut uniformément de 121 millimètres.

« Pendant l'essai on prit régulièrement 2 diagrammes par quinze minutes, ce qui donna 82 diagrammes ; on en déduisit la pression initiale dans le cylindre, la course du piston jusqu'à la détente, les proportions de la détente en pression et en volume, la pression finale, la contre-pression à mi-course, l'effet du vide, la pression effective moyenne sur le piston, de laquelle on déduit la force moyenne.

« Le vide dans le condenseur et la pression dans les chaudières furent pris sur les manomètres de la chambre des machines toutes les quinze minutes régulièrement.

« La température de l'eau du condenseur fut prise dans la rivière à l'orifice du tuyau d'injection. La température de l'eau sortant par le trop-plein du condenseur fut prise dans le réservoir mesureur. La température de l'eau d'alimentation de la chaudière fut prise dans le tuyau d'alimentation près des soupapes.

« L'eau introduite dans les chaudières fut mesurée comme suit : deux barils à huile furent lavés soigneusement à l'intérieur et placés au même niveau dans la chambre des machines ; au fond de ces barils vint aboutir par des branchements le tuyau d'aspiration de la pompe, chaque branchement étant pourvu d'un robinet restant ouvert jusqu'au moment où on interceptait l'écoulement, le niveau de l'eau s'étant abaissé au point le plus bas de l'échelle. Le tuyau amenant l'eau chaude à la pompe était coupé et amené au-dessus des barils ; des branchements qui s'y reliaient aboutissaient à chacun de ces barils, et un robinet d'arrêt que portait chacun des branchements, permettait de régler l'écoulement d'eau. Les

\\

barils étaient numérotés 1 et 2 et étaient alternativement remplis jusqu'à une échancrure du bord servant de trop-plein, et vidés par le branchement qui en déchargeait le contenu dans le tuyau conduisant à la pompe.

« Pendant que l'eau s'écoulait du baril n° 1, le baril n° 2 s'emplissait d'eau venant du réservoir à eau chaude ; et dès que le baril n° 1 était vidé jusqu'au point le plus bas de l'échelle, on fermait le robinet et on ouvrait celui du baril n° 2 ; et ainsi de suite pendant tout l'essai, l'écoulement du baril vide étant intercepté avant qu'on ouvre le robinet du baril plein, afin d'empêcher l'eau de passer de l'un dans l'autre. Au moment où on ouvrait le robinet d'un baril, l'heure était indiquée dans le tableau de la chambre des machines, et une encoche faite par l'aide chargé des réservoirs. De temps en temps mon pointage du nombre des réservoirs vidés était comparé avec le nombre d'encoches de l'aide pour éviter toute erreur dans les comptes.

« Après l'essai, la capacité de chaque réservoir fut déterminée en le remplissant jusqu'à l'échancrure formant trop-plein, en notant la température, vidant jusqu'au point le plus bas de l'échelle et pesant. Les températures des réservoirs de l'eau déchargée dans le tuyau d'aspiration de la pompe alimentaire ayant été régulièrement notées pendant l'essai, le poids d'eau introduit dans la chaudière fut déduit du nombre de réservoirs vidés multiplié par le poids du contenu à la température moyenne observée.

« Les essais calorimétriques de l'eau entraînée furent faits en dérivant du dôme près de la prise de vapeur, un poids déterminé de vapeur et en le condensant dans un poids déterminé d'eau, et notant la température de l'eau avant et après l'introduction de vapeur, ainsi que la pression de cette vapeur à chaque observation. Les différences de température, le poids de l'eau et de la vapeur et aussi la valeur thermique de la vapeur saturée aux pressions observées, constituèrent les données qui permirent de fixer le nombre d'unités thermiques existant par livre de vapeur durant l'essai ; on en déduisit que l'eau entraînée était de 12, 84 p. 100 du total pompé dans la chaudière. On fit 20 épreuves calorimétriques pendant les dix heures d'essai.

« Le nombre de tours de la machine est nominalement de 60

par minute ; mais d'après les résultats donnés par un compteur ayant fonctionné pendant les dix heures d'essai, le nombre moyen de tours a été de 59,166 par minute.

« Le charbon brûlé pendant l'essai de la machine était du Wilmington tiré des mines du nord de l'Illinois et de très bonne qualité d'après la puissance évaporatrice qu'il développa.

« Le cendrier et le feu furent nettoyés avant l'essai ; les cendres et les escarbilles qui se produisirent pendant les dix heures où fut allumé le feu furent pesées à sec. Les parties non combustibles d'après cette pesée constituaient 7,3 p. 100 du total du charbon. Avant le commencement de la mise en marche, le niveau de l'eau dans les deux chaudières fut marqué sur les indicateurs, les feux furent nivelés et l'épaisseur en fut pointée ; on obtint à la fin de l'essai les mêmes conditions pour les feux et les niveaux d'eau.

« Les tableaux ci-après indiquent les données obtenues par observation ou par calcul et représentant le rendement de la machine et des chaudières. Toutes les données des diagrammes sont les moyennes de 82 lectures, et toutes les autres sont les moyennes de 41 lectures.

La consommation de la machine en charbon et sa production de vapeur sont indiquées d'après les quantités moyennes chargées par heure.

DONNÉES DE L'ESSAI DE LA MACHINE

Durée de l'essai . . . . .	10 heures.
Pression moyenne d'après le manomètre de la chaudière au-dessus de la pression atmosphérique . . . . .	6 <sup>kg</sup> , 501
Pression moyenne initiale au-dessus de la pression atmos- phérique . . . . .	6 256
Pression moyenne finale absolue . . . . .	0 841
Contre-pression moyenne absolue . . . . .	0 189
Détente moyenne en fractions de la course, apparente. . .	13,560
— — — — — réelle . . . . .	18,019
Vide moyen d'après le manomètre . . . . .	671 <sup>mm</sup> .
— — — — — diagramme . . . . .	611 <sup>mm</sup> .
Température moyenne d'injection . . . . .	18°,8
— — — — — du réservoir à eau chaude . . . . .	33°,7
Pression effective moyenne . . . . .	2 <sup>kg</sup> , 308
Chevaux-vapeur indiqués . . . . .	270,5796
Rapport de la détente aux volumes . . . . .	5,549
— — — — — aux pressions . . . . .	8,643

MACHINES ET CHAUDIÈRES A VAPEUR

22

## RENDEMENT DE LA MACHINE

Total de l'eau introduite par heure dans les chaudières . . . . .	2 284 <sup>kg</sup> ,79
— envoyée dans le calorimètre. . . . .	4 535 93
Eau entraînée par heure dans la vapeur . . . . .	297 35
Vapeur nette envoyée par heure à la machine . . . . .	1 982 9
Vapeur par cheval-vapeur indiqué, chiffre réel . . . . .	7 964
— d'après les diagrammes. . . . .	5 900
Pourcentage de la vapeur enregistrée. . . . .	80,682
Charbon brûlé par heure . . . . .	242 <sup>kg</sup> ,7
Charbon par heure et par cheval-vapeur indiqué . . . . .	0 896
— (vaporisation 9 pour 1) . . . . .	0 812
Combustible par cheval indiqué, à l'heure . . . . .	0 830

## RENDEMENT DES CHAUDIÈRES

Durée de l'essai . . . . .	10 heures.
Pression manométrique . . . . .	6 <sup>kg</sup> ,501
Température de l'eau d'alimentation au réchauffeur. . . . .	33°,7
— — dans la chaudière . . . . .	45°,7
Élévation de température due au réchauffeur. . . . .	12°.
Pourcentage du gain réalisé par le réchauffeur. . . . .	1,723
Total de l'eau pompée dans les chaudières . . . . .	22 851 kil.
— entraînée dans la vapeur (18,84 p. 100). . . . .	2 933 <sup>kg</sup> ,7
Total de la vapeur produite. . . . .	19 914 4
— du charbon brûlé. . . . .	2 426 7
— des matières non combustibles pesées après coup. . . . .	176 9
— des matières combustibles . . . . .	2 249 8
Vapeur par kilogr. de charbon . . . . .	3 <sup>kg</sup> ,720
— combustible . . . . .	4 014
Vapeur par kilogr. de charbon à la température de 100° à la pression atmosphérique . . . . .	4 370
Vapeur par mètre carré de surface de chauffe . . . . .	0 107
Charbon par mètre carré de surface de grille . . . . .	4 665
Pourcentage de la cendre dans le charbon . . . . .	7 3
Charbon brûlé aux essais, Wilmington (Illinois) . . . . .	

« Pendant l'essai de la machine, la quantité de farine obtenue fut, d'après le rapport du meunier, de 31 500 litres de qualité supérieure, et 2 p. 100 de qualité inférieure, soit 32 130 litres produits en dix heures. La force moyenne indiquée fut de 270,56 chevaux, et la dépense de force par heure et par hectolitre de farine fut de  $\frac{270,54}{321,3} = 0,806$  chevaux.

« La quantité du charbon brûlé pendant la totalité des essais fut de 2 426<sup>kg</sup>,7 soit, par hectolitre de farine.

$$\frac{2426,7}{321,3} = 7^{\text{kg}},55$$

« Au cours des expériences (et en brûlant du bois dur), la machine fut étudiée, au point de vue de la distribution de la force dans le moulin.

« La première charge qui lui fut imposée (A) comprenait tout le mécanisme dans les conditions ordinaires ; la seconde (B) tout le mécanisme, sauf celui du bâtiment des élévateurs ; la troisième (C), tout le mécanisme, sauf celui destiné à ensacher la farine ; la quatrième (D), tout le mécanisme sauf celui destiné au nettoyage et à l'ensachage ; la cinquième (E), tout le mécanisme, sauf les broyeurs ; la sixième (F), tout le mécanisme, sauf les épurateurs ; la septième (G), tout le mécanisme, excepté les pulvérisateurs.

« Les modifications de charge furent faites rapidement, afin de se maintenir dans les conditions ordinaires du fonctionnement de ce mécanisme spécial, et la puissance développée pour chaque charge fut estimée d'après six diagrammes, trois à chacune des extrémités du cylindre.

Les charges relevées furent les suivantes :

1 <sup>re</sup> charge (A).	. . . . .	267,503 chev.-vap.
2 <sup>e</sup> — (B).	. . . . .	262,585 —
3 <sup>e</sup> — (C).	. . . . .	263,706 —
4 <sup>e</sup> — (D).	. . . . .	250,726 —
5 <sup>e</sup> — (E).	. . . . .	246,740 —
6 <sup>e</sup> — (F).	. . . . .	242,645 —
7 <sup>e</sup> — (G).	. . . . .	117,149 —

« Chacune de ces charges comprend tous les frottements de la machine, frottement supplémentaire causé par la charge, frottement de tout le mécanisme moteur du moulin, et force nécessaire pour actionner les mécanismes spéciaux y compris leur frottement propre ; de cette façon, les différences entre la charge maximum et les charges réduites représentent environ la force nécessaire pour le fonctionnement des mécanismes spéciaux successivement isolés, y compris leur frottement propre.

« Par suite, la différence entre la charge maximum et les

charges moindres représente un peu plus que la force réellement absorbée par la machinerie spéciale non actionnée.

« La distribution des forces dans le moulin est la suivante :

Force totale indiquée (A) . . . . .		267 503
Frottement de la machine seule . . . . .	16 409	
— supplémentaire dû à la charge . . . . .	12 544	
Meules . . . . .	150 354	
Mécanisme de nettoyage . . . . .	12 980	
Élévateur . . . . .	4 918	
Broyeurs . . . . .	20 763	
Bluterie, convoyeurs, ventilateurs et machinerie générale . . . . .	21 860	
Epurateurs . . . . .	23 868	
Ensacheurs de farine . . . . .	3 797	
		267 503

« J'ai joint à ce rapport une paire de diagrammes pris pendant les essais et portant le n° 14. On y a tracé les courbes théoriques d'après les pressions finales et les points de détente.

« Le défaut de concordance entre les courbes théoriques et les courbes réelles est dû, à mon avis, à une fuite légère derrière le piston ou en dehors de l'échappement ; très probablement à cette dernière cause. La machine étant très neuve, et une certaine usure étant nécessaire pour faire de bons joints entre les faces des soupapes et leurs sièges, il est probable que cette fuite disparaîtra d'elle-même avec le temps. Quoi qu'il en soit, il ne semble pas que ce défaut du diagramme de ne pas remplir les conditions théoriques ait aucune action sur la valeur économique de la machine, car la consommation réelle de vapeur et de charbon par cheval-vapeur indiqué et par heure est la plus basse que j'aie jamais obtenu dans une machine à un seul cylindre. »

Les descriptions qui précèdent indiquent les types de rapport et les résultats d'essais de machines ordinaires, simples, de dimensions modérées, travaillant dans des conditions usuelles ; ce sont de bons exemples pour la pratique courante.

Comme modèle de ce qui peut être obtenu avec une bonne machine fixe compound, les données ci-après ont été fournies à l'auteur par M. Corliss peu de temps avant sa mort ; ce sont les résultats du fonctionnement d'une machine compound à condensation, d'environ 500 chevaux, actionnant une filature de coton.



Résultats d'un essai de sept jours d'une machine Corliss compound à la filature de Nourse, du 15 octobre au 22 octobre 1884.

JOURS	ALLUMAGE DES FEUX			CHARRON pendant la marche	BOIS employé pendant la marche	VALEUR de ce bois à raison de 40 p. %	TOTAL du combustible frais fourni au foyer par jour	CENDRES par jour
	Bois	Valeur en charbon à 40 p. %	Charbon					
Mercredi 15 oct. 1884	454	182	1 228	3 102	91	36	4 520	—
Jedi 16 —	378	155	1 150	3 266	—	—	4 567	—
Vendredi 17 —	13,6	5,4	1 270	3 266	—	—	4 544	—
Samedi 18 —	—	—	1 451	1 633	—	—	3 084	758
Lundi 20 —	363	145	1 451	3 266	—	—	4 852	—
Mardi 21 —	4,5	1,8	1 451	3 131	—	—	4 585	—
Mercredi 22 —	—	—	1 451	1 950	13,6	5,4	3 407	1 308
Totaux et moyenne des 7 jours. . .	1 212	485	9 420	19 614	104	42	29 567	—

JOURS	TOTAL du combustible fourni au foyer par jour.	CENDRES trouvées à la fin de la journée.	TOTAL du combustible utilisé.	DURÉE de la marche	COMBUSTIBLE utilisé par heure.	NOMBRE de chevaux-vapeur indiqués.	COMBUSTIBLE par heure et par cheval-vapeur indiqué.	MOYENNE du nombre de tours.
1884								
Mercredi 15 oct.	4520	391	4128	11,44	352	498,93	0,703	56,96
Jedi 16 —	4567	311	4256	11,41	364	496,37	0,730	57,10
Vendredi 17 —	4544	334	4210	11,40	361	495,09	0,726	57,08
Samedi 18 —	3842	330	3512	9,44	391	483,80	0,744	57,46
Lundi 20 —	4852	337	4525	11,42	387	509,46	0,757	56,84
Mardi 21 —	4585	323	4259	11,40	365	504,24	0,721	56,99
Mercredi 22 —	4776	206	4570	11,41	391	501,94	0,776	57,17
Totaux et moyennes des 7 jours.				79,52	368	499,13	0,735	57,10

Résumé général d'un essai de sept jours de la machine de la filature Nourse, commencé le 15 octobre et fini le 22 octobre 1884.

Bois 1 317 kilogrammes. Valeur équivalente en charbon à raison de 40 p. 100 . . . . . 527 kil.  
 Charbon pour l'allumage . . . . . 9 427 —  
 — pendant la marche. . . . . 19 614 —  
 Total du combustible introduit dans le foyer . . . . . 29 568 kil.  
 A déduire : cendres trouvées à la fin de l'essai  
 206 kilogrammes; valeur estimée en charbon frais à  
 80 p. 100 . . . . . 161 —  
 Total du combustible utilisé en 7 jours. . . . . 29 407 kil.

Durée du fonctionnement . . . . .	79 h. 52 m.
Combustible par heure . . . . .	368 <sup>kg</sup> ,14
Force moyenne en chevaux d'après 636 diagrammes. . . . .	499,13
Combustible par heure et par cheval indiqué. . . . .	0 <sup>kg</sup> ,738
Nombre moyen de tours par minute. . . . .	57,1
Pourcentage de cendres et d'escarbilles. . . . .	11,9

Les feux furent allumés sur des grilles propres, le mercredi 15 octobre 1884.

Les résultats d'une série d'essais d'une machine compound à simple effet donnés par le tableau ci-après représentent bien la méthode et la concision qui caractérisent l'œuvre d'un ingénieur habile ainsi que le rendement qu'on peut obtenir de ce type de machines quand elles sont bien étudiées, bien construites, et qu'elles fonctionnent dans des conditions favorables.

VAPEUR PAR CHEVAL INDIQUÉ. — MACHINE COMPOUND A SIMPLE EFFET

SANS CONDENSATION				FORCE en chevaux	AVEC CONDENSATION			
PRESSION DANS LA CHAUDIÈRE					PRESSION DANS LA CHAUDIÈRE			
Kg 4,219	Kg 5,625	Kg 7,034	Kg 8,437		Kg 8,437	Kg 7,034	Kg 5,062	Kg 4,219
			10,25	210	8,35			
		10,43	9,93	170	2,24	8,53		
	11,29	10,70	10,07	140	8,26	8,39	9,07	
	11,66	10,84	10,07	115	8,26	8,44	8,89	9,30
12,20	11,43	11,29	10,16	100	8,30	8,44	8,94	9,21
12,56	11,43	11,39	11,16	80	8,30	8,44	9,03	9,12
13,74	13,02	13,34	13,06	50	8,34	9,43	9,39	9,25

Cette machine avait des cylindres de 356 et 610 millimètres de diamètre, 356 millimètres de course de piston, sans chemise de vapeur. Toute la vapeur passant dans et par la machine était mesurée et pesée. Les pressions données sont les pressions manométriques. Cette machine est cotée usuellement à 150 chevaux-vapeur. La vapeur était probablement sèche, mais non surchauffée.

95. — Les tableaux et conclusions générales que l'on déduit des essais de machines, ainsi qu'il en a été donné des exemples ci-des-

sus, doivent être présentés sous une forme aussi concise et aussi intelligible que possible et disposés de telle sorte qu'il soit facile d'interpréter les données et de vérifier les résultats aussi bien pour les faits constatés que pour le raisonnement. Une des recherches les plus complètes qui aient été faites dans ce sens est celle de M. Willans sur le rendement et les pertes de sa machine à triple expansion<sup>1</sup>. Il décrit dans son rapport une série d'essais économiques, sans condensation, faits avec une de ses machines à valve centrale, à une manivelle et trois cylindres en tandem. En retirant un ou deux des pistons supérieurs, la machine pouvait aisément être changée à volonté en une machine compound ou à simple expansion. Des essais de contrôle furent faits par M. Mac-Farlane Gray, le professeur Kennedy, M. Druit Halpin, le professeur Unwin et M. Wilson-Hartnell. On rechercha d'abord le travail produit théoriquement par une certaine quantité de vapeur s'échappant dans l'atmosphère.

Les poids de vapeur théoriquement nécessaires par cheval-vapeur indiqué furent déterminés par une formule de M. Mac-Farlane Gray, formule dont les résultats concordaient avec ceux des formules moins simples de Rankine et Clausius. L'auteur décrit les principaux essais, les dispositions qui furent prises, et les moyens dont on se servit pour obtenir une exactitude parfaite.

La quantité d'eau d'alimentation employée jusqu'au moment de la détente, qui dans les essais de la machine avec un seul cylindre s'éleva de 11,7 p. 100, à une pression absolue de 2<sup>kg</sup>,8 jusqu'à environ 30 p. 100, à une pression de 7<sup>kg</sup>,73 en atteignant 24,8 p. 100 à 6<sup>kg</sup>,33, ne fut que de 5 p. 100 à 6<sup>kg</sup>, 33 dans les essais avec 2 cylindres. Dans la même disposition elle s'éleva à 17 p. 100 à 11<sup>kg</sup>,25; mais en se servant de la triple expansion elle s'abassa à 5,46 p. 100 et même à 4,43 p. 100 dans un autre essai non reproduit dans le tableau.

Une machine compound doit toujours donner un diagramme moindre que celui d'une machine à simple expansion si l'on envisage la quantité de vapeur introduite jusqu'au moment de la

---

<sup>1</sup> *Proc. Brit. Inst. C. E. Mch.*, XIII, 1888; *Sci. Am. Supp.*, Mag. 20, 1888.

détente, et une machine à triple expansion un diagramme moindre qu'une machine compound. De plus, même à 5<sup>kg</sup>,6 de pression absolue, la machine compound a l'avantage non seulement de diminuer la condensation initiale, mais encore les pertes provenant de l'espace nuisible et de réduire les fuites. Ce gain devient de plus en plus apparent avec l'accroissement de l'usure.

L'augmentation de surface d'une machine compound ne produit pas l'effet désavantageux qu'on lui attribue quelquefois, et l'auteur montra combien on se rapproche plus du diagramme théorique avec les deux petites surfaces déduites de l'essai d'une machine compound qu'avec la large surface qu'on aurait obtenue dans une machine à simple expansion. Les essais confirmèrent entièrement le fait de la supériorité d'une machine compound à une température modérée.

Avec les basses pressions inévitables dans un essai, les pertes dues à l'augmentation du nombre des orifices neutralisèrent presque entièrement l'économie qu'on obtient en réduisant la condensation initiale; mais en augmentant la pression — jusqu'à ce qu'elle atteignit 20 kilogrammes (pression absolue) — il y eut une économie considérable.

Les résultats des essais montrèrent que la perte de pression due aux orifices était beaucoup plus grande avec de la vapeur à haute pression qu'avec de la vapeur à basse pression, et que les conduites et orifices devaient être calculés proportionnellement au poids de vapeur introduit, et non à une vitesse particulière de passage.

Après avoir comparé les données de la condensation initiale dans les cas où la densité de la vapeur, la surface sur laquelle elle agissait, et le degré de température étaient tous variables, avec d'autres cas où la densité (1) et la surface (2) étaient constantes, l'auteur arriva à cette conclusion qu'à 400 révolutions par minute, la condensation initiale dépendait principalement du degré de la température du cylindre et non de la densité de la vapeur ou de l'étendue de la surface, et que la cause en provenait vraisemblablement des alternatives de réchauffement et de refroidissement d'une petite quantité d'eau contenue dans le cylindre. L'effet produit par de l'eau introduite à dessein dans le cylindre à air montra combien

une petite quantité contenue dans le cylindre pouvait avoir d'action. Aux petites vitesses, la surface joua un rôle plus considérable. L'effet économique favorable d'une grande vitesse de rotation fut très apparent.

En partant d'une force indiquée de 40 chevaux, d'une pression absolue de 9<sup>kg</sup>,1, en variant 4 fois la détente et avec une consommation de 9<sup>kg</sup>,39; cette modification de la détente par rapport à l'admission montra un bénéfice d'environ 7 p. 100 à une force indiquée de 30 chevaux, et un pourcentage très faible en descendant au-dessous de la moitié de cette force. Si la machine avait un tiroir ordinaire, l'augmentation de frottement et l'irrégularité du mouvement neutraliseraient sans doute l'économie; tandis que si la machine était du genre de celles dans lesquelles la condensation initiale atteindrait des proportions plus usuelles, on réaliserait probablement un gain du fait de la variabilité de la pression. Les

ESSAI D'UNE MACHINE A TRIPLE EXPANSION

Pression moyenne désirée à l'admission	Kg 2,81	Kg 6,33		Kg 7,73		Kg 9,14		Kg 10,55		Kg 11,25		Kg 11,95
Simple Compound ou triple expansion	S	S	C	S	C	C	C	T	C	T	T	
Pression moyenne réelle à l'admission.....	2,86	6,49	6,13	7,44	7,59	9,14	10,49	10,63	11,10	11,07	12,07	
Pourcentage de la pression réelle moyenne en ce qui regardait le piston à basse pression par rapport à la pression moyenne théorique.....	98,26	100	91,3	100,0	94,8	94,2	94,6	84,54	95,9	85,3	85,2	
Chevaux-vapeur indiqués..	16,51	31,61	29,14	35,5	330	36,31	38,59	33,69	39,35	35,36	38,45	
Eau d'alimentation réellement utilisée par cheval-vapeur indiqué :												
Simple.....	19,4	12,2	.....	11,7	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....
Compound.....	.....	.....	10,9	.....	9,7	9,2	8,8	.....	8,7	.....	.....	.....
Triple.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	8,9	.....	8,7	.....	8,3	.....
Vapeur nécessaire théoriquement par cheval indiqué..	15,7	8,7	9,0	8,1	7,9	7,3	6,9	6,8	6,7	6,8	6,5	
Pourcentage du rendement..	81,1	71,5	82,2	68,8	82,5	80,0	78,3	77,0	77,4	77,6	77,8	
Pourcentage de l'eau d'alimentation employée au moment de la détente dans le cylindre à haute pression.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	5,33	.....	6,84	5,01	
Idem, cylindre intermédiaire.....	.....	.....	5	.....	9,5	11,7	15,1	14,84	17,0	12,06	15,33	
Idem, cylindre à basse pression.....	11,7	24,8	15,2	29,56	16,25	19,1	20,6	22,12	21,3	22,11	24,21	
Pourcentage de l'eau d'alimentation employée à la fin de la course dans le cylindre à basse pression.....	10,4	16,83	14,25	21,53	16,59	17,55	26,69	18,01	19,55	18,81	19,25	

diagrammes montrèrent que le déficit devenait extrêmement grand avec l'accroissement de la détente.

A en juger par l'eau d'alimentation estimée d'après l'indicateur, un appareil automatique serait de beaucoup le plus économique, mais le mesurage exact de cette eau prouva qu'il n'en était pas ainsi. Il y avait relativement plus d'avantage à avoir un appareil automatique avec une machine à simple effet qu'avec une compound.

Ci-dessus est donné le tableau des résultats.

M. Delafond essayant avec le même soin et les mêmes précautions une machine Corliss construite au Creusot, arriva aux conclusions suivantes déduites des résultats qu'il obtint <sup>1</sup>.

(1). Le travail effectif est donné par la formule

$$T_e = \alpha + \beta T_i$$

dans laquelle  $T_i$  est le travail indiqué; les coefficients  $\alpha$  et  $\beta$  n'étant pas absolument constants et variant avec la pression de la vapeur.

(2). Le meilleur rendement fut recherché en réalisant les conditions ci-après :

- Avec un condenseur;
- Avec une chemise de vapeur;
- Avec une pression modérée;
- Avec une détente modérée.

Dans les meilleurs résultats, la dépense de vapeur par cheval-vapeur effectif et indiqué, par heure, fut respectivement de 9<sup>kg</sup>,50 et 7<sup>kg</sup>,75 (environ 17 à 21 livres).

(3). L'enveloppe de vapeur est avantageuse avec une proportion de détente élevée et de hautes pressions; son effet décroît quand on diminue la pression et la détente, et devient insignifiant quand l'une et l'autre sont faibles.

(4). La compression est utile dans les machines sans condensation, et elle l'est d'autant plus que la pression finale s'approche plus de la pression initiale de la vapeur.

(5). Les meilleurs résultats furent obtenus avec 120 à 170 chevaux-vapeur indiqués. Avec des forces plus considérables, la

---

<sup>1</sup> *Essais effectués sur une machine Corliss*, etc. Paris, Duval, éditeur, 1885, p. 60.

dépense de vapeur s'élève rapidement. Au-dessus de 175 chevaux-vapeur, le condenseur n'offre plus d'avantage, et il faut une forte compression et un bon réchauffeur d'eau d'alimentation.

(6). La condensation initiale augmente avec la pression et diminue avec la détente; elle est insignifiante sans détente. La chemise de vapeur réduit cette déperdition; mais la présence ou l'absence d'un condenseur n'a aucune action, cette condensation dans le cylindre étant un résultat de la détente.

(7). Les condensations et les réévaporations sont de nature complexe; la chemise de vapeur augmente la réévaporation; une pression de 3 1/2 à 4 1/2 atmosphères donne la plus grande évaporation.

(8). Des pressions modérées sont les meilleures; elles donnent<sup>1</sup> la plus petite condensation initiale et une réévaporation considérable<sup>2</sup>.

(9). Une grande vitesse de piston et l'emploi, dans la chemise, de vapeur à une pression plus élevée que dans la machine, sont à rechercher.

(10). En marchant sans condensation à des pressions de 3 1/2 à 5 1/2 atmosphères et avec une faible détente, on ne put constater qu'il y eût de l'eau d'une façon permanente dans le cylindre.

Les tableaux ci-après préparés par M. Isherwood, d'après les éléments obtenus par la Société industrielle de Mulhouse dans une série d'essais d'une machine compound à condensation, montrent bien ce qu'on doit chercher à réaliser complètement dans des cas semblables<sup>3</sup>. Il faut cependant noter que, même en cette circonstance, des données aussi importantes que la proportion de détente, sa cessation, la compression et la condensation dans le cylindre n'ont pas été obtenues.

---

<sup>1</sup> Pour des machines à un seul cylindre ou à simple effet.

<sup>2</sup> L'auteur conteste la logique de cette déduction.

<sup>3</sup> *Bulletin de la Société Industrielle de Mulhouse*, janvier-février 1880; *Journal Franklin Institute*, oct. 1886.

EXPÉRIENCES FAITES SUR UNE MACHINE COMPOUND A CONDENSATION  
 (Société Industrielle de Mulhouse)

		8 JUILLET 1879	8 JUILLET 1879
		Matin	Soir
Quantités totales	Durée de l'expérience en heures et dixièmes d'heure . . . . .	3,0022	3,24139
	Nombre total de doubles courses faites par le piston de la machine . . . . .	16 211	17 253
	Nombre total de kg. d'eau d'alimentation pompée dans la chaudière . . . . .	1 473,30	1 934,74
	Nombre total de kg. d'eau destinée à la condensation introduite dans le condenseur . . . . .	33 583,30	35 785,65
	Nombre total de kg. d'eau destinée à la condensation et d'eau provenant de la vapeur condensée, rejetée par le condenseur . . . . .	35 041,39	38 328,47
Machine	Pression de la vapeur dans la chaudière en kg. par cm. carré, au-dessus de l'atmosphère . . . . .	0,419	0,452
	Pression dans le condenseur en kg. par cm. carré au-dessus de zéro . . . . .	0,127	0,113
	Nombre de doubles courses faites par minute, par le piston de la machine . . . . .	89,994 448	88,7419 72
	Position du régulateur . . . . .	grand ouvert	grand ouvert
	Fraction de la course du piston du petit cylindre accomplie au moment où cesse l'admission . . . . .	0,25	0,42
	Fraction de la course du piston du petit cylindre, accomplie au moment où cesse la détente . . . . .	0,98	0,98
	Fraction de la course du piston du petit cylindre, accomplie au moment de la compression . . . . .	0,925	0,925
	Fraction de la course du piston du grand cylindre, accomplie au moment où cesse l'admission . . . . .	0,45	0,45
	Fraction de la course du piston du grand cylindre, accomplie au moment où cesse la détente . . . . .	0,91	0,91
	Fraction de la course du piston du grand cylindre, accomplie au moment de la compression . . . . .	0,75	0,75
	Détentes de la vapeur . . . . .	9,6444	6,2569
	Pression atmosphérique en kg. par cm. carré, au-dessus de zéro . . . . .	0,996	0,996
	Eau	Nombre de kg. d'eau d'alimentation pompée dans la chaudière, par heure . . . . .	490,74
Nombre de kg. d'eau destinée à la condensation, admise dans le condenseur, par heure . . . . .		1 143,64	1 137,61
Température en degrés centigrades de l'eau de condensation à son entrée dans le condenseur . . . . .		8°,8	8°,9
Nombre de kg. d'eau de condensation et d'eau provenant de la vapeur condensée, rejetée par le condenseur, par heure . . . . .		11 671,82	11 824,60
Température en degrés centigrades de l'eau de condensation et de la vapeur condensée à la sortie du condenseur . . . . .		30°,5	36°
Nombre de calories dépensées par heure . . . . .		307 580,58	370 891,31
Pressions dans le petit cylindre d'après l'indicateur	Pression sur le piston du petit cylindre au commencement de sa course, en kg. par cm. carré au-dessus de zéro . . . . .	6,955	7,208
	Pression sur le piston du petit cylindre au moment où cesse l'admission, en kg. par cm. carré au-dessus de zéro . . . . .	6,180	6,402
	Pression sur le piston du petit cylindre à la fin de la course, en kg. par cm. carré au-dessus de zéro . . . . .	2,340	3,163
	Contre-pression moyenne sur le piston du petit cylindre pendant sa course, en kg. par cm. carré au-dessus de zéro . . . . .	2,474	3,251
	Contre-pression sur le piston du petit cylindre au point où commence la compression, en kg. par cm. carré au-dessus de zéro . . . . .	2,439	2,983
	Pression indiquée sur le piston du petit cylindre, en kg. par cm. carré . . . . .	1,696	2,147
	Pression nette sur le piston du petit cylindre, en kg. par cm. carré . . . . .	1,696	1,893
	Pression totale sur le piston du petit cylindre, en kg. par cm. carré . . . . .	4,204	5,131



EXEMPLES DES ESSAIS DES MACHINES

349

		8 JUILLET 1879	8 JUILLET 1870	
		Matin	Soir	
Pression de la vapeur dans le grand cylindre d'après l'indicateur	Pression sur le piston du grand cylindre au commencement de sa course, en kg. par cm. carré, au-dessus de zéro. . . . .	2,414	3,024	
	Pression sur le piston du grand cylindre à la fin de l'admission en kg. par cm. carré, au-dessus de zéro. . . . .	1,481	1,942	
	Pression sur le piston du grand cylindre à la fin de sa course, en kg. par cm. carré, au-dessus de zéro. . . . .	0,672	0,879	
	Contre-pression moyenne sur le piston du grand cylindre pendant sa course, en kg. par cm. carré, au-dessus de zéro. . . . .	0,263	0,263	
	Contre-pression sur le piston du grand cylindre au moment où commence la compression, en kg. par cm. carré, au-dessus de zéro. . . . .	0,165	0,165	
	Pression d'après l'indicateur sur le piston du grand cylindre, en kg. par cm. carré. . . . .	1,190	1,561	
	Pression nette sur le piston du grand cylindre, en kg. par cm. carré. . . . .	1,102	1,473	
	Pression totale en kg. par cm. carré, au-dessus de zéro, sur la surface annulaire du piston du grand cylindre, qui reste après avoir déduit de la surface de ce piston, celle du piston du petit cylindre. . . . .	1,369	1,739	
	Forces en chevaux-vapeur	Chevaux-vapeur indiqués, développés dans le petit cylindre . . . . .	23,136	25,114
		Nombre net de chevaux-vapeur développés dans le petit cylindre . . . . .	20,123	22,144
Nombre total de chevaux-vapeur développés dans le petit cylindre. . . . .		50,001	60,014	
Nombre total de chevaux-vapeur développés dans le petit cylindre par la détente seule. . . . .		28,102	28,560	
Chevaux-vapeur indiqués, développés dans le grand cylindre . . . . .		40,738	52,658	
Nombre net de chevaux-vapeur développés dans le grand cylindre . . . . .		37,722	49,685	
Nombre total de chevaux-vapeur développés dans le grand cylindre par la surface annulaire de son piston qui reste après déduction de la surface du piston du petit cylindre. . . . .		30,604	38,334	
Nombre total de chevaux-vapeur développés dans le grand cylindre par la détente seule. . . . .		32,491	40,134	
Ensemble des chevaux-vapeur indiqués, développés par la machine. . . . .		63,874	77,712	
Ensemble du nombre net de chevaux-vapeur développés par la machine. . . . .		57,845	71,820	
Ensemble du nombre total de chevaux-vapeur développés par la machine, la compression exclue. . . . .		80,604	98,347	
Ensemble du nombre total de chevaux-vapeur développés par la seule détente dans les deux cylindres, la compression incluse . . . . .		60,593	68,754	
Nombre de chevaux développés au frein appliqué sur le volant de l'arbre de la machine . . . . .		55,718	67,499	
Pourcentage du nombre total de chevaux-vapeur développés par la machine, utilisés comme chevaux-vapeur indiqués . . . . .		79,244	79,078	
Pourcentage du nombre total de chevaux-vapeur développés par la machine, utilisés en force nette en chevaux. . . . .		71,765	73,036	
Pourcentage du nombre total de chevaux développés par la machine, utilisés en chevaux au frein. . . . .		69,125	68,634	
Résultats économiques		Nombre de kg. d'eau d'alimentation, consommée par heure et par cheval indiqué. . . . .	7,683	7,675
	Nombre de kg. d'eau d'alimentation, consommée par heure et par cheval-vapeur net. . . . .	8,483	8,302	
	Nombre de kg. d'eau d'alimentation, consommée par heure pour le total des chevaux-vapeur développés par la machine. . . . .	6,087	6,069	
	Nombre de kg. d'eau d'alimentation, consommée par heure et par cheval au frein . . . . .	8,807	8,843	
	Nombre de calories consommées par heure et par cheval indiqué. . . . .	4 815,42	4 768,97	
	Nombre de calories consommées par heure et par cheval net	5 317,28	5 163,53	

		8 JUILLET 1879	8 JUILLET 1879	
		Matin	Soir	
Résultats économiques	Nombre de calories consommées par heure pour le total des chevaux développés . . . . .	2 807,93	3 670,24	
	Nombre de calories consommées par heure et par cheval au frein . . . . .	5 520,35	5 494,72	
Poids de vapeur d'après l'indicateur	Nombre de kg. de vapeur contenue par heure dans le petit cylindre, au moment où cesse l'admission, d'après la pression en ce point . . . . .	275,726	456,192	
	Nombre de kg. de vapeur contenue par heure dans le petit cylindre, à la fin de la course, d'après la pression en ce point . . . . .	398,731	531,110	
	Nombre de kg. de vapeur condensée par heure dans le petit cylindre, pour fournir la chaleur transformée en la force totale en chevaux, développée dans ce cylindre par la détente seule . . . . .	34,710	35,790	
	Somme des deux quantités immédiatement précédentes . . . . .	433,441	566,900	
	Nombre de kg. de vapeur contenue par heure dans le grand cylindre, à la fin de la course du piston, d'après la pression en ce point . . . . .	365,593	475,13	
	Nombre de kg. de vapeur condensée par heure dans le petit et le grand cylindre et dans le récepteur intermédiaire, pour fournir la chaleur transformée en la force totale en chevaux, développée dans ces cylindres par la seule détente de la vapeur, après fermeture de la valve de détente du petit cylindre . . . . .	73,512	84,232	
	Somme des deux quantités immédiatement précédentes . . . . .	439,105	559,362	
	Différence entre le poids de vapeur évaporée dans la chaudière et le poids de vapeur enregistré par l'indicateur	Différence en kg. par heure, entre le poids d'eau évaporée dans la chaudière et le poids de vapeur enregistré par l'indicateur dans le petit cylindre, au point où cesse l'admission . . . . .	215,010	140,698
		Différence en pourcentage du poids de vapeur évaporée dans la chaudière, entre ce poids et celui de la vapeur enregistré par l'indicateur dans le petit cylindre au point où cesse l'admission . . . . .	43,814	23,572
		Différence en kg. par heure, entre le poids d'eau évaporée dans la chaudière et le poids de vapeur enregistré par l'indicateur dans le petit cylindre, à la fin de la course du piston . . . . .	57,292	30,418
Différence en pourcentage du poids de vapeur vaporisée dans la chaudière, entre ce poids et celui de la vapeur enregistré par l'indicateur dans le petit cylindre, à la fin de la course du piston . . . . .		11,675	5,024	
Différence en kg. par heure, entre le poids d'eau évaporée dans la chaudière et le poids de vapeur enregistré par l'indicateur dans le grand cylindre, à la fin de la course du piston . . . . .		51,631	37,519	
Différence en pourcentage du poids de l'eau évaporée dans la chaudière entre ce poids et celui de la vapeur enregistré par l'indicateur dans le grand cylindre, à la fin de la course du piston . . . . .		10,521	6,286	
Pression dans les cylindres ramenée au grand cylindre seul		Pression qui serait indiquée en kg. par cm. carré sur le piston du grand cylindre, en la calculant comme suit : prenant la pression indiquée sur le piston du petit cylindre, la divisant par le rapport des surfaces du petit et du grand cylindre et ajoutant à ce quotient, la pression indiquée dans l'expérience sur le piston du grand cylindre . . . . .	1,866	2,305
	Pression nette en kg. par cm. carré qui serait exercée sur le piston du grand cylindre, en la calculant comme ci-dessus . . . . .	1,690	2,129	
	Pression totale en kg. par cm. carré au-dessus de zéro, qui serait exercée sur le piston du grand cylindre, pour correspondre au nombre total de chevaux développés par la machine . . . . .	2,355	2,915	
	Contre-pression en kg. par cm. carré au-dessus de zéro, qui s'exercerait sur le piston du grand cylindre, en la calculant comme ci-dessus . . . . .	0,489	0,610	

La machine était une machine compound à deux cylindres; ces

deux cylindres étaient placés côte à côte, avec tiroir à détente indépendant, actionné par un excentrique pour le petit cylindre, mais sans valve de détente pour le grand cylindre.

Le petit cylindre était à enveloppe de vapeur sur ses côtés et le grand cylindre n'était enveloppé qu'à moitié. Les dimensions étaient 0<sup>m</sup>,30 et 0<sup>m</sup>,50 et 0<sup>m</sup>,48 de course de piston.

Dans le tableau, la force en chevaux « indiqués » est celle résultant des diagrammes; la force « nette » est la force indiquée, diminuée de ce qui est nécessaire pour vaincre le frottement de la machine; la force « totale » est celle indiquée par l'indicateur, y compris ce qui est dépensé pour vaincre la contre-pression, c'est-à-dire que c'est celle donnée par le diagramme en mesurant jusqu'à la ligne du vide parfait; elle représente le total de l'effet mécanique produit par le combustible.

Un essai d'une petite machine compound fait sous la direction du comité de la société des Arts pour déterminer la valeur de ce moteur en l'utilisant pour l'éclairage électrique donna les résultats suivants.

La machine avait des cylindres d'un diamètre de 133 millimètres, 228 millimètres et 356 millimètres de course de piston.

Les résultats obtenus d'après les chiffres enregistrés pour le second essai donnent la représentation graphique ci-dessous, pour l'ensemble de la marche de cet essai.

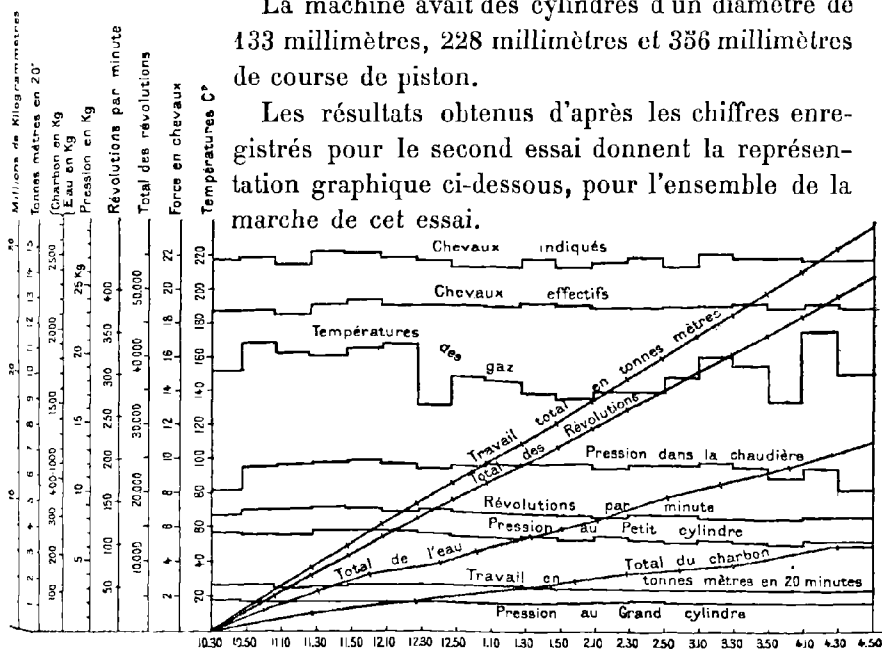


Fig. 121.

## ESSAI D'UNE PETITE MACHINE COMPOUND

1	Date. . . . .	Sept. 26	Sept. 28	Oct. 1	Oct. 1
2	Essai. . . . .	A <sub>1</sub>	A <sub>2</sub>	B	C
3	Durée. . . . .	6,43 heures.	6,27 heures.	3,12 heures.	1/2 heure.
4	Force employée. . . . .	Complète.	Complète.	Demie.	Nullé.
5	Nombre de tours par minute. . . . .	140,48	137,35	138,10	144,20
6	Pression initiale moyenne, cylindre à haute pression. . . . .	12,42	12,43	7,94	"
7	Proportion moyenne de détente. . . . .	"	"	"	"
8	Pression effective moyenne, cylindre à haute pression. . . . .	3,71	3,85	2,33	0,792
9	Pression effective moyenne, cylindre à basse pression. . . . .	0,123	0,117	0,062	0,013
10	Nombre de chevaux-vapeur indiqués d'après la pression effective moyenne, cylindre à haute pression. . . . .	11,14	11,30	6,85	2,40
11	Nombre de chevaux-vapeur indiqués d'après la pression effective moyenne, cylindre à basse pression. . . . .	10,98	10,26	5,47	0,12
12	Nombre total de chevaux-vapeur indiqués. . . . .	22,12	21,56	13,32	2,28
13	Charge du frein, nette. . . . .	131,0	130,63	66,9	"
14	Chevaux-vapeur au frein. . . . .	19,44	18,95	9,76	"
15	Coefficient de rendement mécanique. . . . .	0,879	0,879	0,792	"
16	Chevaux-vapeur indiqués en conduisant la machine. . . . .	2,68	2,61	2,56	2,28
17	Pression moyenne dans la chaudière (au-dessus de l'atmosphère). . . . .	13,39	13,16	8,41	"
18	Pression atmosphérique au jour de l'essai. . . . .	1,047	1,040	1,040	"
19	Pression dans la chaudière (absolue). . . . .	14,44	14,20	9,45	"
20	Température de la vapeur de la chaudière. . . . .	193,17	195,0	176,7	"
21	Kgr. d'eau d'alimentation utilisée par heure. . . . .	(203,5)	202,8	177,9	"
22	— par cheval-vapeur indiqué et par heure. . . . .	(9,21)	9,39	12,12	"
23	— par cheval au frein et par heure. . . . .	(10,47)	10,70	15,23	"
24	Température moyenne de l'eau d'alimentation dans le réservoir. . . . .	17,2	17,2	21,0	"
25	Température moyenne de l'eau d'alimentation avant l'entrée dans le serpent. . . . .	(93,9)	93,9	"	"
26	Température moyenne de l'eau d'alimentation avant d'arriver à l'échappement du réchauffeur. . . . .	46,5	17,2	"	"
27	Température des gaz de la cheminée. . . . .	179,6	151,3	187,2	"
28	Charbon par heure. . . . .	18,00	18,46	12,35	"
29	— par cheval-vapeur indiqué. . . . .	0,812	0,857	1,002	"
30	— par cheval au frein. . . . .	0,925	0,975	1,265	"
31	Kgr. d'eau par kgr. de charbon. . . . .	"	10,99	12,08	"
32	— à 100° transformée en vapeur à la même température. . . . .	"	11,71	12,76	"

*Machines.* — Le travail effectué, 21,53 chevaux-vapeur indiqués correspond à 13 936 calories par heure soit 12 p. 100 de la chaleur totale absorbée par l'eau. Le rendement d'une machine utilisant la chaleur parfaitement, et travaillant entre 195 et 100° centigrades serait de 0,205. Une telle machine recevant la même quantité de chaleur que la machine Paxman soit 11 5996 calories par heure, rendrait en travail, 23 486 calories par heure. Le rendement réel de la machine parfaite est donc de 59 p. 100. La chaleur reçue par la machine par cheval-vapeur indiqué et par

DISTRIBUTION DE CHALEUR. — ESSAI A<sub>2</sub>

	NOMBRE de calories	POURCENTAGES
Valeur calorifique de 18 <sup>k</sup> ,46 de charbon. . . . .	144 475	100
Chaleur utilisée pour chauffer et évaporer l'eau y compris la chaleur donnée par les gaz s'échappant du serpentín dans la cheminée. . . . .	115 075	79,65
Chaleur dépensée pour élever la température des gaz du foyer. . . . .	10 175	7,05
Chaleur perdue par radiation. . . . .	12 767	8,85
Chaleur perdue par combustion incomplète. . . . .	3 863	2,68
Chaleur dépensée pour vaporiser l'eau contenue dans le charbon. . . . .	143	0,10
Chaleur perdue dans les cendres et divers. . . . .	2 452	1,67
	144 475	

heure était de 5 380 calories. La force en chevaux de la machine au frein était de 18,95 ; son coefficient de rendement mécanique était donc 87,9 p. 100, la force en chevaux indiqués dépensée pour actionner la machine elle-même étant de 2,61.

*Machine et chaudière.* — Le rendement combiné du foyer, de la chaudière et de la machine, ainsi que le représente la consommation de combustible par cheval-vapeur, atteint 9,6 p. 100, 13 936 calories étant transformées en travail par heure avec une dépense de combustible correspondant à la chaleur de 145 631 calories.

Le charbon employé par cheval-vapeur indiqué et par heure fut de 0<sup>k</sup>,857, et par cheval au frein et par heure de 0<sup>k</sup>,975.

*Vapeur d'après les diagrammes.* — La quantité de vapeur marquée par les diagrammes (fig. 18 et 19), fut la suivante :

	Pourcentage du total du poids de l'eau d'alimentation.
Vapeur dans le cylindre à haute pression, à une pression de 10 <sup>k</sup> ,55 par centimètre carré au-dessus de la pression atmosphérique, et en un point correspondant à 0,39 de la course, un peu après la fin de l'admission dans tous les cas . . . . .	65,5

Pourcentage du total du poids  
de l'eau d'alimentation.

Vapeur dans le cylindre à basse pression, à une pression de 0 <sup>m</sup> ,70 par centimètre carré au-dessus de l'atmosphère et en un point correspondant à 0,67 de la course, bien avant la cessation de la détente dans tous les cas. . . . .	78,8
--	------

96. — Des exemples d'essais de machines portatives se trouvent peut-être le mieux indiqués dans les rapports annuels publiés au sujet des concours auxquels participent ces machines dans les expositions agricoles ; c'est dans ces expositions qu'on les voit et qu'on les expérimente le plus souvent. Ces essais ont un intérêt spécial par ce fait que les plus petites machines elles-mêmes, habilement conçues construites et aménagées, peuvent donner des résultats admirablement économiques. Ci-après on trouvera les données et les résultats obtenus à Newcastle par une commission de jurés assistés de MM. Sir Frederick Bramwell et W. Anderson<sup>1</sup>.

97. — Les conclusions générales à déduire de cette collection de renseignements remarquablement complète et soignée sont particulièrement intéressantes et importantes. En classant les données, calculant les quantités de chaleur et en dressant une balance, on obtient le tableau suivant représentant le fonctionnement de la machine primée n° 3123.

---

<sup>1</sup> *Journal de la Société d'agriculture d'Angleterre*, vol. XXIII, 1887.

DIMENSIONS DES MACHINES

NUMÉRO DU CATALOGUE	MACHINES A SIMPLE EFFET					MACHINES COMPOUND					
	3141	3144	447	3408	3125	3147	3415	3413	3124	3407	3446
Diamètre et course du cylindre à haute pression en mil. . . . .	222 x 305	190 x 254	146 x 229	216 x 381	241 x 305	260 x 356	152 x 279	121 x 254	146 x 356	146 x 381	190 x 356
Id. à basse pression id. . . . .							222 x 279	242 x 279	241 x 356	229 x 381	305 x 356
Espaces nuisibles et orifices du cylindre à haute pression en centimètres cubes . . . . .	1650		377	1630	1474		1229		885	1018	
Espaces nuisibles et orifices du cylindre à basse pression en centimètres cubes . . . . .							1783		9105	1688	
Espace intermédiaire en centimètres cubes. . . . .							14338		8472	7002	
Diamètre et épaisseur du volant en millimètres. . . . .	1238 x 455	1346 x 452	1016 x 127	1524 x 181	1524 x 178	1524 x 190	14219 x 165	1346 x 152	1524 x 152	1524 x 181	1524 x 190

DIMENSIONS PRINCIPALES DES CHAUDIÈRES

TYPE DE LA CHAUDIÈRE	SURFACE DE CHAUFFE					SURFACE DE CHAUFFE				
	Locom.	Locom.	Locom.	Locom.	Locom.	Locom.	Locom.	Locom.	Locom.	Locom.
Boîte à feu et grille. . . . .	62	24,4	62,2	57,2	55,1	34,1	31,1	49,3	62,2	55,1
Surface de grille ordinaire en décimètres carrés . . . . .	55,6	24,1	31,2	43,6	38,8	34,1	24,4	40,1	31,5	38,8
Surface de grille aux essais id. . . . .	16	10	22	13	13	19	10	11	40	13
Épaisseur des barreaux en millimètres . . . . .	4,6	6	4	6	6	6	6	6	5	10
Surf. de ces intervalles de passage de l'air en dm <sup>2</sup> . . . . .	20,4	8,9	4,7	12,1	19,2	7,0	8,9	11,5	18,4	19,2
Surface des intervalles de passage de l'air employée aux essais, en décimètres carrés . . . . .	45,8	7,2	4,7	10,8	14,2	7,0	7,2	10,2	10,3	1,53
Hauteur du cyl de foyer au-dessus des barreaux en mil. . . . .	927	751	615	825	737	800	641	787	768	737
SURFACE DE CHAUFFE										
Long. entre les plaques tubulaires à l'extérieur en mil. . . . .	1905	1829	889	2076	2153	2026	1676	2153	2076	2026
Nombre de tubes . . . . .	24	76	27	51	53	30	76	53	51	30
Matériaux des tubes . . . . .	Fer.	Acier.	Fer.	Acier.	Acier.	Fer.	Acier.	Acier.	Fer.	Fer.
Diamètre extérieur des tubes en millimètres . . . . .	69	41	44	51	56	63	41	51	51	63
Diamètre intérieur id. . . . .	63	38	38	46	53	59	38	46	38	63
Surface de chauffe de la boîte à feu en dm. c. . . . .	345,6	189,9	128,2	320,5	279,0*	237,9	213,7	261,1	319,5	262,9
Id. de la boîte à fumées id. . . . .	993,1	1751,2	327,0	1683,1	1894,1	1239,7	1031,4	1804,1	1673,1	1259,7
Id. totale en décimètres carrés . . . . .	42,6	24,1	31,5	28,8	35,3	33,4	24,1	40,9	32,5	35,3
Id. en décim. carrés par cheval-vap. nominal. . . . .	172,8	185,2	325,2	2026,1	2211,9	1657,9	1185,4	2106,1	2025,1	1557,9
Surface des tubes par rapport à la surface de grille. . . . .	0,122	0,274	0,127	0,092	0,164	0,171	0,274	0,176	0,092	0,171

\* Ce chiffre comprend 7,8 décimètres carrés de surface de chauffe provenant de 8 tubes Paxman dans la boîte à feu.

DIMENSIONS PRINCIPALES DES CHAUDIÈRES (suite).

NUMÉRO DU CATALOGUE	MACHINES A SIMPLE EFFET					MACHINES COMPOUND					
	3141	3144	447	3108	3125	3117	3145	3143	3124	3107	3146
Section de la cheminée en décimètres carrés . . . . .	4,68	4,55	2,30	5,30	4,55	5,57	4,09	5,44	4,55	5,30	5,57
Section du souffleur . . . . .	22,30	34,37	6,35	28,84	16,35	45,52	10,23	28,84	16,35	28,84	45,52
Rapport de la surface de chauffe à la surface normale de grille . . . . .	22,2	63,1	18,8	32,5	41,5	28,1	34,0	57,3	42,5	32,5	28,1
Poids de l'eau nécessaire pour remplir complètement la chaudière en kilogrammes . . . . .	1 405	876	330	1 067	1 412	1 167	1 003	765	1 178	1 095	1 430
Poids de l'eau au niveau normal, en kilogrammes . . . . .	762	514	149	648	597	670	632	448	632	648	810
Espace réservé à la vapeur, en décimètres cubes . . . . .	339	392	181	430	515	498	354	320	549	449	522
Hauteur du fond du niveau d'eau au-dessus de la boîte à feu, en millimètres . . . . .	A niveau.	38	216	57	92	35	23	38	86	57	35
Disposition de la porte du cendrier . . . . .	Porte à charnière.	Pas de porte au cendrier, registre dans la cheminée.	Porte à charnière.	Porte à charnière.	Porte à charnière.	Porte à charnière.	Porte à charnière.	Pas de porte au cendrier, registre dans la cheminée.	Porte à charnière.	Porte à charnière.	Porte à charnière.

RÉSULTATS DES EXPÉRIENCES DES MACHINES ET DES CHAUDIÈRES (résumés).

(Puissance d'évaporation du charbon pour transformer l'eau à 100° en vapeur à la même température : 7 kg. Air théoriquement nécessaire pour 1 kg. charbon : 11 kg. 38.)

1. Eau fournie aux machines en kilogrammes . . . . .	1 443	641	303	847	759	1 313	1 095	632	751	892	1 443
2. Température de cette eau en degrés centigrades . . . . .	16,6	17,2	16,6	17,2	17,2	16,6	17,2	18,3	17,7	17,2	16,6
3. Température moyenne à laquelle était élevée l'eau d'alimentation par la vapeur condensée en degrés centigrades . . . . .	"	"	"	33,1	50,9	40,2	68,0	28,0	47,8	33,0	"
4. Poids calculé de l'eau condensée pour réchauffer l'eau d'alimentation en kilogrammes . . . . .	"	12,1	"	22,3	43,6	51,9	97,5	100,7	33,4	23,3	"
5. Poids calculé de la vapeur condensée dans les enveloppes et amenée à 100° C. . . . .	"	79,2	"	123,6	104,5	100,7	"	97,5	125,7	128,8	"
6. Charbon consommé en kilogrammes . . . . .	183	63	51	50	87	159	417	67	78	92	183
7. Eau à 100° transformée en vapeur à la même température à l'exclusion de l'eau de l'enveloppe en kg. . . . .	1 667	740	350	978	876	1 516	1 264	788	867	1 030	1 667
8. Eau évaporée par kilogramme de charbon en kg. . . . .	9,1	11,79	6,82	10,70	10,1	9,52	10,75	10,81	11,38	11,21	9,1
9. Poids estimé de l'eau à évaporer y compris celle des enveloppes et transformée en vapeur à la même température . . . . .	"	813	"	1 401	981	1 613	"	826	980	1 157	"
10. Eau évaporée par kg. de charbon et transformée en vapeur à la température de 100° C. . . . .	"	12,96	"	12,27	11,21	10,14	"	12,25	12,99	12,39	"



RÉSULTATS DES EXPÉRIENCES DES MACHINES ET CHAUDIÈRES (réunies) (suite).

NUMÉROS DU CATALOGUE	MACHINES A SIMPLE EFFET					MACHINES COMPOUND					
	3141	3144	447	3108	3125	3147	3115	3143	3124	3107	3116
11. Rendement de la chaudière et des dispositions adonnées en prenant comme valeur théorique du charbon, 7 kilogrammes	0,539	0,442	0,780	0,725	0,656	0,696	0,704	0,840	0,814		
12. Poids d'air passant par kg. de charbon brûlé en kg.	29,17	14,42	26,50	29,45	17,435	19,03	15,22	24,43	27,43		
13. Pourcentage de l'air par rapport à la quantité théorique de 11 kg., 38 par kg. de charbon.	203,6	109,1	240,3	206,1	153,2	167,2	132,7	214,7	241,0		
RÉSULTATS DES EXPÉRIENCES AU POINT DE VUE DE LA FORCE EN CHEVAUX ET DE LA CONSOMMATION EN CHARBON DES MACHINES											
1. Nombre de freins utilisés . . . . .	3	2	1	3	1	3	3	2	1	3	3
2. Temps de la marche en minutes . . . . .	945	263,5	963	963	963	241	245	201	268	264	146
3. Nombre de tours (total) . . . . .	37342	45409	39178	35682	35539	33154	42438	41740	37496	39340	20549
4. Nombre de tours par minute . . . . .	152,4	172,3	156,1	136,3	135,2	145,9	172,9	159,9	139,9	149,0	181,8
5. Nombre annoncé de tours par minute . . . . .	150	168	160,0	130	132	130	170,	156	134	135	185
6. Effort total exercé sur le frein en kilogrammes . . . . .	83,1	54,8	19,7	100,0	107,2	99,7	84,7	92,0	124,5	120,5	86,5
7. Circonférence du cercle de charge du frein en m.	5,186	5,260	5,184	5,193	5,168	5,191	5,193	5,272	5,172	5,193	5,19
8. Charbon consommé en marche en kilogrammes . . . . .	183,2	62,7	51,3	90,6	87,5	459,2	174,5	67,3	76,2	91,8	124,9
9. Charbon consommé par heure en kilogrammes . . . . .	44,9	14,5	12,2	20,7	20,0	39,6	28,8	15,5	17,1	21,0	46,3
10. Force en chevaux indiqués . . . . .	16	13,88	3,508 <sup>1</sup>	23,43	19,82	20,15	21,12	18,63	22,77	24,02	22,1
11. Force nominale . . . . .	16	12	4,5	17	17	16	18	18	20	20	20
12. Force au frein sans correction pour le frottement . . . . .	15,02	11,08	3,555	16,71	16,69	16,80	16,93	17,27	20,06	20,77	18,19
13. Force avec addition du frottement . . . . .	15,31	11,37	3,798	16,976	16,94	17,08	17,25	17,57	20,33	21,07	18,52
14. Charbon consommé par heure et par cheval consommé au frein, sans correction de frottement . . . . .	2,989	1,284	3,447	1,238	1,107	2,350	1,700	0,897	0,850	1,028	2,351
15. Force en chevaux calculée au moment des essais . . . . .	2,935	1,256	3,925	1,220	1,170	2,319	1,666	0,881	0,859	0,980	2,420
16. Rapport de la force en chevaux indiqués à la force au frein avec addition de frottement (ligne 13) . . . . .	16,19	12,27	4,329	17,83	17,46	17,99	18,48	20,89	22,02	22,02	19,54
17. Charbon consommé par cheval constaté au frein calculé aux essais et indiqué dans les notices . . . . .	2,771	1,164	2,830	1,158	1,143	2,200	1,574	0,858	0,816	0,948	2,377
18. Rapport de la force en chevaux indiqués à la force au frein avec addition de frottement (ligne 13) . . . . .	"	0,819	1,082	0,724	0,855	0,848	0,818	0,943	0,893	0,877	0,877

<sup>1</sup> Les tuyaux d'indicateurs dont cette machine avait été munie par son constructeur étaient très petits.

## COMPARAISON DES CONSOMMATIONS DE COMBUSTIBLES AUX ESSAIS DE CARDIFF ET DE NEWCASTLE

	MACHINES A SIMPLE EFFET				MACHINES COMPOUND				
	Essais à Newcastle		Essais à Cardiff			Essais à Newcastle			
Numéro du catalogue. . . . .	3125	3108	3144	4942	2927	4942	3124	3113	3107
	Charbon de Powell-Duffryn			Charbon de Liangenech			Charbon de Powell-Duffryn		
Charbon consommé par cheval, indiqué au frein et par heure, sans tenir compte du frottement des freins. . . . .	1,197	1,237	1,289	1,266	1,307	1,311	0,850	0,897	1,028
	Réduction du Powell-Duffryn en Liangenech						Réduction du Powell-Duffryn en Liangenech		
Consommation de charbon comme ci-dessus, avec correction en raison de la supériorité de la qualité du Powell-Duffryn utilisé à Newcastle. . . . .	1,215	1,255	1,308	1,266	1,307	1,311	0,862	0,910	1,043
	Charbon de Powell-Duffryn						Charbon de Powell-Duffryn		
Charbon consommé par cheval, constaté au frein et par heure, en tenant compte du frottement des freins . . . . .	1,178	1,217	1,254	1,266	1,307	1,311	0,839	0,881	0,960

BALANCE DU FONCTIONNEMENT DE LA MACHINE A SIMPLE EFFET, N° 3125

DÉBIT	CALORIES	CRÉDIT	CALORIES	POURCENTAGE
Chaleur développée dans le foyer :		Chaleur dépensée :		
Par la combustion du bois.		1. Pour évaporer l'eau contenue dans le bois et amener la vapeur à 196°.	2 389	0,32
Carbone. . . . .	49 833	2. Pour chauffer le bois et l'air nécessaire à la combustion, de 21° à 196° . . . . .	971	0,13
Hydrogène. . . . .	1 204	3. Pour évaporer l'eau contenue dans le charbon et amener la vapeur à 196° . . . . .	2 094	0,29
Par la combustion du charbon.		4. Pour chauffer le charbon et l'air nécessaire à sa combustion de 21° à 196° . . . . .	32 330	4,44
Carbone. . . . .	620 350	5. Pour le déplacement de l'atmosphère provenant des produits de la combustion du bois, du charbon et de l'air nécessaire à cette combustion . . . . .	43 349	1,83
Hydrogène. . . . .	84 369	6. Pour chauffer l'air en excès . . . . .	32 745	6,34
Soufre. . . . .	2 268	Pour déplacer l'atmosphère par suite de cet excès d'air. . . . .	13 377	
		7. Pour évaporer l'eau dans la chaudière. . . . .	522 575	71,78
		8. En radiation et réflexion. . . . .	67 827	9,32
		9. Pour les cendres et le combustible non brûlé. . . . .	13 479	1,85
		10. Pour ce qui n'a pas été décompté ci-dessus . . . . .	26 388	3,70
	728 024		728 024	100,00

On remarquera que la machine à simple effet primée à Newcastle consomma 1<sup>kg</sup>,215 de charbon par cheval-vapeur au frein, tandis que la machine compound n'en consomme que 0<sup>kg</sup>,862, soit un gain de 32 p. 100 ou près d'un tiers.

Dans le tableau qu'on trouvera un peu plus loin, on compare la machine 2927 essayée à Cardiff et les machines primées ainsi que la machine compound n° 3113 essayées à Newcastle. La troisième ligne donne dans chaque cas la température absolue de la vapeur; la quatrième ligne, l'écart avec la température qui résulterait de cette hypothèse que la vapeur quitte le cylindre à une température donnant 0<sup>kg</sup>,07 (1 livre) de contre-pression, soit 102°; la cinquième ligne est le quotient de la quatrième par la troisième et donne les proportions du travail à attendre des machines; la sixième ligne est l'inverse de la première en prenant pour unité le résultat obtenu pour la machine 2927: elle représente la proportion dans laquelle la vapeur aurait été utilisée, ce qui est l'inverse du rendement à atteindre.

On voit que la machine à simple effet 3125 aurait demandé environ 7 p. 100 de vapeur de moins, et la machine compound 23 et demi p. 100 de moins que la machine 2927. En réalité, ainsi qu'on le voit, dans la huitième ligne la machine à simple effet consomme 13 p. 100 de moins et la machine compound près de 30 p. 100 de moins que la machine n° 2927.

Considérant les machines en dehors de leurs chaudières, on voit que celle à simple effet n° 3125 et la machine compound n° 3124 donnèrent en nombre rond un rendement six fois plus élevé que celui auquel on aurait pu s'attendre eu égard à l'augmentation de pression par rapport à la machine de Cardiff prise comme unité; le n° 3113 au contraire consomma une quantité de vapeur six fois supérieure à celle prévue d'après le calcul précédent, et un résultat inférieur à celui obtenu avec la machine compound n° 3124 travaillant à une pression inférieure de 7 kilogrammes.

Ces essais amènent à cette conclusion que, dans l'état actuel de nos connaissances, il est probable que des pressions comprises entre 10 et 14 kilogrammes par centimètre carré donnent les meilleurs résultats à attendre de machines compound de ces types.

Dans le tableau de balance, la dernière colonne montre le pourcentage attribuable à chaque source de déperdition par rapport à la quantité totale de chaleur produite. L'allumage du combustible, l'air nécessaire à la combustion et le déplacement de l'atmosphère (items 4 et 5) en absorbent  $6\frac{1}{4}$  p. 100 ; la dépense causée par l'air en excès atteint de son côté  $6\frac{1}{3}$  p. 100. La perte due au refroidissement est la plus importante de toutes puisque, malgré le soin exceptionnel qu'on avait apporté dans les revêtements placés sur les parties de la machine où il est d'usage d'en mettre, cette perte atteignit  $9\frac{1}{3}$  p. 100. Les pertes auxquelles on ne peut attribuer une cause certaine s'élevèrent à moins de  $3\frac{3}{4}$  p. 100. Il faut sans doute en attribuer une partie à l'augmentation de refroidissement de la machine en marche, car les cylindres, tiges de piston, tiroirs, tiges de tiroirs et toutes les pièces qui travaillent en général, étaient plus chaudes et par suite émettaient plus de chaleur qu'au repos.

Si nous revenons à la balance et au côté crédit, on voit que les items de 1 à 5 comportant une absorption de 7 p. 100 de la chaleur produite par le combustible sont des pertes qu'on ne peut éviter ; mais le titre 6 qui a trait à l'excès d'air et comprend à la fois le chauffage de cet excès et le déplacement d'atmosphère qu'il entraîne, comporte une perte totale de 6,34 p. 100 qu'on peut empêcher. Dans le cas de cette machine n° 3125, l'excès d'air est de 12,31 kilogrammes par kilogramme de combustible brûlé, c'est-à-dire autant que la quantité d'air théoriquement nécessaire, tandis que, pour la machine 3114, l'excès n'atteignait que 1,67 kilogramme, et dans la machine 3113, 4,02 kilogrammes. Il est évident par suite que si la machine 3125 avait travaillé sans plus d'air en excès que la machine 3114, la perte de 6,34 p. 100 du titre 6 aurait été réduite de 5,49 p. 100, c'est-à-dire ramenée à 0,85 p. 100.

ANALYSE PAR MM. PATTINSON ET STEAD DE MIDDLESBROUGH DU CHARBON  
DE POWELL-DUFFRYN UTILISÉ AUX ESSAIS DE NEWCASTLE

On réunit des échantillons à différents moments pendant l'essai, et le charbon d'après l'analyse se composait de :

Carbone . . . . .	88,40
Hydrogène . . . . .	3,65 — 0,32 = 3,33 H.
Oxygène . . . . .	2,55 + 0,32 H = 2,87 H <sub>2</sub> O (eau).
Azote . . . . .	0,64
Soufre . . . . .	0,76 = 1,36 p. 100 (pyrites).
Cendre . . . . .	3,17
Eau . . . . .	0,83
	100,00
Soufre dans les cendres . . . . .	0,04

## POUVOIR CALORIFIQUE EN CALORIES

Carbone . . . . .	0,884 × 8,080 = 7 143 calories.
Hydrogène . . . . .	0,0333 × 34,000 = 1 132 —
Pyrites estimées à . . . . .	26 —
Total par kilogr. de charbon . . . . .	8 301 calories.
Poids d'air nécessaire pour brûler 1 kilogramme de charbon. . . . .	11 <sup>m</sup> , 38

COMPARAISON ENTRE L'ÉCONOMIE THÉORIQUE ET RÉELLE  
RÉSULTANT D'UNE AUGMENTATION DE LA PRESSION

NUMÉRO DU CATALOGUE	CARDIFF	NEWCASTLE ON TYNE	
	Simple	Simple	Compound
	2927	3125	3124      3113
	Kg.	Kg.	Kg.      Kg.
1° Pressions de vapeur au-dessus de l'atmosphère. . . . .	5,62	6,68	10,55      17,58
2° Température de la vapeur, deg. C. . . . .	162	166	185      208
3° Températures absolues correspondantes, deg. C. . . . .	435	439	458      481
4° Différence avec la température de 102° ou de 375, absolue. . . . .	60	64	83      106
5° Proportion de la température absolue originale, à laquelle correspond cette différence de température. . . . .	0,139	0,150	0,182      0,220
6° Inverse des rapports précédents auquel doit correspondre le combustible réellement consommé, en prenant la machine n° 2927 comme unité. . . . .	1,00	0,927	0,703      0,632
7° Eau réellement consommée par heure et par cheval au frein (sans comprendre l'eau des enveloppes). . . . .	13,70	11,97	9,67      9,69
8° Proportion relative d'eau utilisée. . . . .	1,00	0,873	0,706      0,707

98. **Essais de machines locomotives.** — Ces essais offrent plus de difficulté d'exécution que ceux de toute autre classe de machine à vapeur. Les conditions de l'opération sont telles qu'il est très incommode d'effectuer le mesurage de la consommation d'eau et de charbon, et extrêmement difficile de prendre de bonnes dispositions pour obtenir des diagrammes indicateurs, enfin presque impossible de déterminer la qualité de la vapeur produite en travail régulier. Généralement on demande à l'ingénieur qui conduit les essais de faire porter son rapport sur les points suivants :

(1). Dimensions des machines en ce qui concerne le diamètre des cylindres, la course, le diamètre des chaudières, les orifices d'échappement, etc.

(2). Poids et répartition sur les roues motrices.

(3). Poids du train remorqué.

(4). Poids du charbon consommé par chaque machine, en remorquant le même train sur le même parcours.

(5). Quantité d'eau évaporée par chaque machine en effectuant le même travail.

(6). Proportions de fumée et d'escarbilles s'échappant par la cheminée.

(7). Température des gaz d'échappement.

(8). Résistance à la traction du train remorqué, enregistrée aux mêmes endroits par un dynamomètre pendant les essais de chaque machine.

(9). Pression de la vapeur dans les cylindres des différentes machines d'après les indications fournies par des diagrammes, la pression dans les chaudières étant notée au même moment.

(10). Temps employé pour faire chaque essai, sur des parcours qui doivent être autant que possible uniformes.

(11). Température atmosphérique au départ, au milieu et à la fin de l'essai.

(12). Température de l'eau dans les tenders.

De tels essais doivent être faits en se rapprochant autant que possible des conditions ordinaires du travail habituel.

Les machines sont pesées en charge, sous pression et au moment du départ, puis sans eau ni vapeur. Le charbon est mesuré en prenant le poids du tender vide et chargé ; la quantité consom-

mée pendant l'essai s'obtient en notant la différence de poids nécessaire pour ramener la bascule au même point extrême. L'eau est généralement mesurée au moyen d'un flotteur dans le réservoir; sa position, la surface de l'eau ayant des dimensions connues, permet de déterminer facilement le volume et le poids du liquide.

On peut aussi obtenir le poids de l'eau par le même procédé que pour le charbon. Les proportions de fumée et d'escarbilles entraînées par l'échappement ne peuvent être appréciées que par observation. On doit faire avec la machine un essai préalable pour s'assurer que tout est bien disposé pour la mise en service.

Ci-après nous donnons, à titre d'exemple, un résumé d'un rapport bien présenté pour un essai de ce genre effectué sous la direction de M. Leavitt et conduit par le professeur Coon :

Le but des essais consistait à déterminer le rendement d'une machine, système Strong, avec chaudière, cylindres et distribution du même type, les facilités de sa conduite et ses chances de dérangement par comparaison avec les meilleurs modèles de locomotives américaines en service courant à la même époque. A cet effet, on essaya trois locomotives : la machine 444 pourvue d'une chaudière à double foyer, d'une distribution et d'un cylindre à quadruple valve, système Strong ; la machine 383 avec chaudière à dôme droit ordinaire, boîte à feu au-dessus du châssis et non entre les longerons, grille à anthracite, cylindre et distribution semblables à ceux du n° 444 ; la machine 357 avec chaudière ordinaire semblable à la précédente, mais avec un dôme dit « dôme wagon » de 203 millimètres, et une coulisse du genre habituellement employé en Amérique avec tiroirs équilibrés par une disposition bien comprise.

Les principaux détails de ces trois locomotives sont décrits ci-après :



	MACHINE 444	MACHINE 383	MACHINE 357
<b>CYLINDRES, ETC.</b>			
Cylindre, diamètre et course, mm.	508 x 610	483 x 610	514 x 610
Diamètre de la tige de piston, mm.	78,5	78,5	73 et 75
Longueur de la bielle (entre les centres), mm. . . . .	3 194	"	"
Distance transversale entre les centres des 2 cylindres, mm.	2 128	"	"
Distance du centre des roues motrices principales aux centres des cylindres, mm. . . . .	3 902	"	"
Nombre de tiroirs par cylindre.	4 (2 adm., 2 échapp.)	4 (2 adm., 2 échapp.)	Un
Type des tiroirs. . . . .	A gril	A gril	Équilibré
Nombre d'orifices par tiroir. . . . .	10	10	"
Dimension des orifices, mm. . . . .	117,4 x 19	"	"
Course totale des tiroirs, mm. . . . .	27	27	"
Recouvrement des tiroirs, mm. . . . .	7,9	"	"
Avance des tiroirs (admiss.), mm.	3,2 (constante)	3,2 (constante)	"
Avance des tiroirs (échapp.), mm.	7,9 (constante)	7,9 (constante)	"
Course des excentriques, mm. . . . .	38	"	"
Puissance de traction par kg. de pression effective moyenne sur le piston . . . . .	154,8 kg.	131,3 kg.	149 kg.
Espace nuisible du cylindre en cm <sup>3</sup> . . . . .	7 982	7 341	9 307
Espace nuisible du cylindre en pourcentage du déplacement du piston . . . . .	6,38 p. 100	6,58 p. 100	7,55 p. 100
<b>ROUES ET TOURILLONS</b>			
Roue motrice et truck (toutes avec bandage d'acier). . . . .	Fer	Fonte	Fonte
Truck antérieur à 4 roues, à balancier . . . . .	Oui	Oui	Oui
Truck postérieur à 2 roues, à balancier et à rayon régulateur . . . . .	Oui	Non	Non
Diamètre nominal des roues motrices, mm. . . . .	1 575	1 676	1 727
Diamètre calibré des roues motrices, mm. . . . .	1 580	1 675	1 683
Diamètre des roues du truck antérieur, mm. . . . .	762	"	"
Diamètre des roues du truck arrière. . . . .	1 067	"	"
Surface totale entre les roues de la machine, dm <sup>2</sup> . . . . .	278 712	204 437	204 385
Surface de la partie rigide entre les roues, dm <sup>2</sup> . . . . .	46 495	65 088	65 030
Fusées des essieux moteurs (diamètre et longueur), mm. . . . .	190 x 254	"	"
Fusées des essieux du truck avant (diamètre et longueur).	152 x 279	"	"
Fusées des essieux du truck arrière (diamètre et longueur).	178 x 229	"	"
Tourillon de la manivelle motrice (diamètre et longueur).	127 x 152	"	"
Tourillon des manivelles d'accouplement (diamètre et longueur). . . . .	108 x 102	"	"
<b>POIDS, ETC.</b>			
Poids sur le premier essieu moteur, en service, kg. . . . .	13 608	"	"
Poids sur le deuxième essieu moteur, en service, kg. . . . .	13 608	"	"
Poids sur le troisième essieu moteur, en service, kg. . . . .	13 608	Nul	Nul
Total sur les trois essieux, kg.	40 824	33 856	28 703
Poids sur le truck avant, en service, kg. . . . .	12 247	11 285	12 447

	MACHINE 444	MACHINE 383	MACHINE 357
Poids sur le truck arrière, en service, kg. . . . .	9 525	Nul	Nul
Poids total de la machine, en service, kg. . . . .	62 596	45 141	45 141
CHAUDIÈRES, ETC.			
Hauteur du centre de la chaudière au-dessus du rail, mm.	2 204	"	"
Type de chaudière. . . . .	Double foyer	Enveloppe droite	Dôme wagon
Métal employé pour la chaudière . . . . .	Acier	Acier	Acier
Diamètre du corps cylindrique, dans la plus petite section, mm. . . . .	1 473	1 387	1 372
Diamètre de la boîte à feu et des chambres de combustion, ondulées, mm. . . . .	972 (intérieur)	"	"
Longueur des grilles, mm. . . . .	1 089 (extérieur)	3 334	3 344
Profondeur des grilles, mm. . . . .	"	1 016	1 073
Nombre de tubes (tous en fer). . . . .	306	229	248
Diamètre extérieur des tubes, mm. . . . .	44	51	51
Longueur des tubes, mm. . . . .	3 471	3 458	3 699
Surface de grille en dm <sup>2</sup> . . . . .	576,0	344,8	364,2
Surface de chauffe de la boîte à feu, dm <sup>2</sup> . . . . .	1 439,9	1 408,4	1 322,0
Surface de chauffe, chambre de combustion, dm <sup>2</sup> . . . . .	864,0	"	"
Surface de chauffe des tubes, en dm <sup>2</sup> . . . . .	14 864	11 454	13 203
Surface de chauffe totale, dm <sup>2</sup> . . . . .	17 167,9	12 872,4	14 605
Rapport de la surface de chauffe à la surface de grille. . . . .	29,8 à 1	37,3 à 1	40,1 à 1
Diamètre inférieur de la cheminée à l'intérieur, mm. . . . .	406	"	"
Hauteur du sommet de la cheminée au-dessus du rail, mm. . . . .	4 322	"	"
Pression de la vapeur par cm <sup>2</sup> , en kg. . . . .	11,25	11,25	9,84
TENDER			
Huit roues (double truck), diamètre des roues, mm. . . . .	838	838	838
Capacité du tender (m <sup>3</sup> ). . . . .	13 629	13 629	13 629
Capacité du tender, en charbon, kg. . . . .	4 536	4 536	4 536
Poids du tender en charge, kg. (Le même tender servit à tous les essais.)	31 750	31 750	31 750

Toutes les machines eurent à effectuer le même travail dans des conditions identiques. Le parcours se composait d'une série de courbes atteignant 14 degrés et de rampes ou pentes atteignant 2<sup>mm</sup>,2 par mètre.

L'eau introduite dans le tender à chaque essai était mesurée de la façon suivante. De chaque côté du tender et au centre de gravité de l'espace contenant l'eau on attachait de longs niveaux en verre de la hauteur du tender avec échelle en bois blanc par derrière.

Le tender était presque entièrement rempli, puis passait sur le pont à bascule, la hauteur de l'eau dans les niveaux de verre étant marquée sur l'échelle; cette marque était le 0 de la division. On retirait ensuite 250 kilogrammes d'eau à la fois et on inscrivait des repères correspondants sur l'échelle; l'intervalle d'une division à l'autre représentait donc 250 kilogrammes d'eau. La lecture des deux échelles était faite immédiatement avant et après les prises d'eau et à la fin de la course d'essai. Le même tender (celui de la machine 444) fut employé sans modifications à tous les essais.

Le charbon pour chaque course était pesé dans des voitures à bras sur une bascule, et tout ce qui restait à la fin dans le tender était également pesé et déduit du total primitif. Avant de partir et alors qu'on n'avait encore pas chargé de charbon pour l'expérience, on préparait d'une façon uniforme un bon feu pour permettre la mise en marche de la machine.

La pression de la chaudière était prise à chaque essai de cinq en cinq minutes.

La température de l'eau d'alimentation aux trois réservoirs où on s'approvisionna ne s'écarta pas au cours des essais d'un demi-degré, par rapport à 18° centigrades.

La machine n° 357 avait une pompe d'alimentation actionnée par l'une des têtes de bielle; un injecteur suppléait à son insuffisance. Les deux machines n° 444 et 383 ne s'alimentaient qu'au moyen d'injecteurs.

Tous les diagrammes indicateurs furent pris dans les rampes. Deux observateurs en prenaient simultanément à l'extrémité de chacun des deux cylindres, tandis qu'un troisième dans l'abri, notait la pression, la position du régulateur et du levier de changement de marche, l'heure exacte où l'on prenait les diagrammes, le moment où l'on passait en regard des poteaux de distance, les heures d'arrivée dans les stations et les heures de départ.

La disposition au moyen de laquelle le mouvement du piston était réduit pour être transmis au tambour de l'appareil enregistreur n'était pas autre chose qu'une modification du pantographe.

Le câble employé était en lin solidement tressé et d'environ 203 millimètres de longueur. Les diagrammes pris à la vitesse de

96 kilomètres à l'heure, n'étaient pas de 0<sup>m</sup>,7 plus étendus que ceux pris à la vitesse de 16 kilomètres à l'heure. On ne se servit pas de paravents et on ne rencontra pas la moindre difficulté à prendre des diagrammes soignés à des vitesses supérieures à 96 kilomètres par heure.

On se servit de fourgon dynamométrique de la compagnie *Pensylvania Railroad* qu'elle prêta obligeamment.

Il y a lieu de noter avec attention les quantités de charbon consommé et d'eau évaporée. Au premier essai avec la machine 444, les fusées du truck antérieur chauffèrent; au troisième essai une manivelle de bielle motrice chauffa assez pour nécessiter une machine de secours. Ultérieurement rien ne chauffa plus à aucune des machines.

Si l'on compare la consommation de combustible des 3 locomotives en prenant pour chacune deux essais où fut employé le même genre de charbon, savoir : pour la machine 444 le quatrième et le cinquième essai, pour la machine 383, le huitième et le quatorzième, et pour la machine 357, le douzième et le treizième, on arrive aux moyennes respectives suivantes :

Moyenne pour le n° 444 . . . . .	2 965	kilogr. de charbon.
— 383 . . . . .	3 375	—
— 357 . . . . .	3 668	—

Il en résulte une différence de 293 kilogrammes entre les n° 383 et 356, soit 8 p. 100 en faveur de la première de ces deux machines et de 703 kilogrammes entre les n° 444 et 357, soit 27 p. 100 en faveur du 444. Il faut aussi se bien représenter que la machine 357 avait 14,6 décimètres carrés de surface de grille et près de 18,58 décimètres de surface de chauffe de plus que le numéro 383 avec une chambre de vapeur meilleure que celle de cette dernière. Avec des chaudières identiques, il y aurait encore eu une plus grande différence dans la consommation de charbon. A l'appui de cette assertion, on peut comparer les deux courses de la machine 383, le 2 et le 10 mai, avec celles de la machine 357, le 7 et le 9 mai, au point de vue de la quantité d'eau nécessaire pour aller de Mauch Chunk à Glen Summith, tout le parcours étant en rampe et ayant été effectué sans faire usage du souffleur.

Pour ces quatre voyages la charge était précisément la même, soit 191 234 kilogrammes, non compris machine et tender. La consommation d'eau moyenne entre ces deux points pour les deux essais cités ci-dessus et pour chaque machine fut :

Pour le n° 383 . . . . . 8 138 kilogrammes.  
 — 357 . . . . . 9 791 —

soit 1 653 kilogrammes ou 20,3 p. 100 en faveur de la machine 383.

CONSOMMATION DE CHARBON ET QUANTITÉ D'EAU ÉVAPORÉE

DATES	NUMÉROS de l'essai	GENRE DE COMBUSTIBLE	Kg. de charbon consommé	Kg. d'eau évaporée	Kg. d'eau par kg. de charbon
<b>LOCOMOTIVE 444</b>					
Avril 25	1 <sup>er</sup>	Anthracite de différentes grosseurs; la plus grande partie criblée; encrassé . . . . .	3 680	23 559	6,40
— 26	2 <sup>e</sup>	Anthracite de différentes grosseurs; la plus grande partie criblée; nettoyé . . . . .	3 492	23 647	6,77
— 27	3 <sup>e</sup>	Anthracite de la grosseur d'un œuf; nettoyé; un bouton de manivelle chauffé; secours . . . . .	2 897	non constaté	»
— 28	4 <sup>e</sup>	Anthracite de la grosseur d'un œuf; nettoyé . . . . .	2 976	23 541	7,91
— 29	5 <sup>e</sup>	Charbon bitumineux, blacksmith, humide, secours . . . . .	3 273	24 410	7,45
Mai 4	6 <sup>e</sup>	Anthracite de la grosseur d'un pois; nettoyé . . . . .	3 632	22 988	6,33
— 5	10 <sup>e</sup>	Anthracite de la grosseur d'un œuf; nettoyé . . . . .	2 953	23 001	7,78
— 6	11 <sup>e</sup>	Bitumeux en briquettes, de la société des mines de Westmoreland; secours nécessaire deux fois . . . . .	2 546	21 800	8,56
— 11	15 <sup>e</sup>	Anthracite en briquettes; mine Hillman . . . . .	3 151	23 325	7,40
— 18	16 <sup>e</sup>	Bitumineux, Barclay; cassé d'avance . . . . .	3 415	24 450	7,16
— 19	17 <sup>e</sup>	Bitumineux, Barclay; cassé d'avance . . . . .	3 255	23 693	7,30
<b>LOCOMOTIVE 383</b>					
Avril 30	6 <sup>e</sup>	Anthracite en briquettes; mine Hillman . . . . .	3 920	20 580	5,26
Mai 2	7 <sup>e</sup>	Anthracite en briquettes; mine Hillman . . . . .	3 770	19 737	5,23
— 3	8 <sup>e</sup>	Anthracite en briquettes; mine Franklin . . . . .	3 477	19 216	5,53
— 10	14 <sup>e</sup>	Anthracite en briquettes; mine Franklin . . . . .	3 273	18 930	5,78
<b>LOCOMOTIVE 357</b>					
Mai 7	12 <sup>e</sup>	Anthracite en briquettes; mine Franklin . . . . .	3 747	21 693	5,79
— 9	13 <sup>e</sup>	Anthracite en briquettes; mine Franklin . . . . .	3 590	22 277	6,20

DIAGRAMMES FOURNIS PAR LE FOURGON DYNAMOMÉTRIQUE

Nous allons indiquer les résultats des diagrammes obtenus au moyen du fourgon dynamométrique du *Pennsylvania Railroad* entre Sugar-Notch et Fairview les 19 et 20 mai et entre Mauch Chunk et Glen Summit le 19 mai.

## Poids de la machine n° 444 et de son tender :

De Sugar Notch à Fairview . . . . .	87 tonnes.
De Manch Chunk à Glen Summit . . . . .	85 —

## Poids des véhicules (y compris le fourgon dynamométrique) :

De Sugar Notch à Fairview (19 mai) . . . . .	125 tonnes.
— — (20 mai) . . . . .	174 —
De Manch Chunk à Glen Summit (19 mai) . . . . .	200 —

## Pourcentage du poids du train par rapport à celui de la machine et du tender :

De Sugar Notch à Fairview (19 mai) . . . . .	69,6
— — (20 mai) . . . . .	50,0
De Manch Chunk à Glen Summit (19 mai) . . . . .	42,5

## Effort de traction moyen pour remorquer le train seul d'après les diagrammes dynamométriques :

De Sugar Notch à Fairview (19 mai) . . . . .	2 816 kilogrammes.
— — (20 mai) . . . . .	3 597 —
De Manch Chunk à Penn Haven (embranchement) (19 mai) . . . . .	2 441 —
De Penn Haven (embranchement) à White Haven (19 mai) . . . . .	2 102 —
De White-Haven à Glen Summit (19 mai) . . . . .	3 420 —

## Effort de traction d'après le nombre de chevaux-vapeur développés :

De Sugar Notch à Fairview (19 mai). . . . .	5 079 kilogrammes.
— — (20 mai). . . . .	5 543 —
De Manch Chunk à Penn Haven (embranchement) (19 mai) . . . . .	3 998 —
De Penn Haven (embranchement) à White Haven (19 mai) . . . . .	3 424 —
De White-Haven à Glen Summit (19 mai) . . . . .	4 964 —

Effort de traction nécessaire pour la machine et le tender. (Différence entre le nombre de chevaux-vapeur développés et la résistance du train.)

De Sugar Notch à Fairview (19 mai) . . . . .	2 263 kilogrammes.	
— — (20 mai) . . . . .	1 946	—
De Manch Chunk à Penn Haven (embranche- ment) (19 mai) . . . . .	1 537	—
De Penn Haven (embranchement) à White Haven (19 mai) . . . . .	1 312	—
De White Haven à Glen Summit (19 mai) . . .	1 544	—

Dans le tableau ci-après la colonne 1 donne le pourcentage du poids de la machine et du tender par rapport au poids du train et la colonne 2 donne le pourcentage de la résistance de la machine et du tender par rapport à celle du train :

	1	2
De Sugar Notch à Fairview (19 mai). . . . .	69,6	80,0
— — (20 mai) . . . . .	50,0	54,0
De Manch Chunk à Penn Haven (embranchement) (19 mai). . . . .	42,5	63,0
De Penn Haven (embranchement) à White Haven (19 mai). . . . .	42,5	62,9
De White Haven à Glen Summit (19 mai). . . . .	42,5	45,1

Le diagramme des efforts de traction A (fig. 122) représente l'action exercée par la machine n° 82, la partie de ce diagramme qui est figurée ayant été prise sur une rampe de 2<sup>mm</sup>,2 par mètre et dans une courbe de 10 degrés, à la vitesse de 21 kilomètres à l'heure, la locomotive travaillant aussi bien qu'elle pouvait le faire. Le diagramme B (fig. 123) est une partie de celui qui fut pris à la date du 20 mai sur la machine 444; la partie représentée correspondant exactement au même parcours que celui du diagramme A soit : rampe de 2<sup>mm</sup>,2 par mètre, courbe de 10 degrés, mais vitesse de 44 kilomètres à l'heure. Les révolutions des roues motrices de la machine 82 peuvent être comptées facilement sur le diagramme, chaque point de rebroussement d'un côté ou de l'autre de la courbe représentant une de ces révolutions.

Le diagramme A montre que l'extrémité de l'un des cylindres travaillait plus que l'autre extrémité de l'autre cylindre. De là les oscillations importantes du diagramme. A noter également que l'amplitude des oscillations du train considéré comme un tout correspondait à 6 ou 7 révolutions des roues motrices.

Vitesse des trains :

Machine n° 82 . . . . .	21	kilomètres à l'heure.
— 444 . . . . .	44	—

Effort de traction net au moment où furent pris les diagrammes A et B :

Pour la machine 82 . . . . .	6 848	kilogrammes.
— 444 . . . . .	3 934	—

Effort de traction ou résistance en kilogrammes par tonnes :

Machine 82, diagramme A . . . . .	24,3
— 444 — B . . . . .	22,7

Cylindres, 508 millimètres sur 660 ; roues motrices, 1<sup>m</sup>,27 de diamètre ; poids du train, 284,7 tonnes ; rampes, 2<sup>mm</sup>,2 par mètre ;

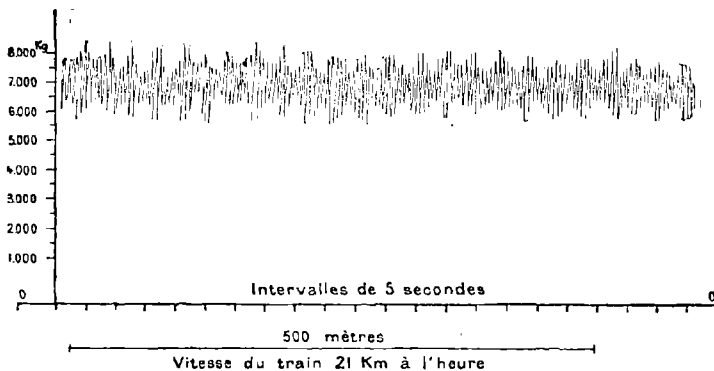


Fig. 122. — A.

courbe, 10 degrés ; vitesse, 21 kilomètres à l'heure ; force nette en chevaux-vapeur, 527,4 ; effort de traction net, 6 808 kilogrammes ; effort de traction par tonne, 24,3 kilogrammes.

Poids du train, 147 tonnes ; rampe, 2<sup>mm</sup>,2 par mètre ; courbe, 10 degrés ; vitesse, 44 kilomètres à l'heure ; force en chevaux-vapeur, 932,4 ; force nette, 632,3 ; effort de traction net, 3 934 kilogrammes ; effort de traction par tonne, 22,7 kilogrammes.

Dans les diagrammes ci-dessus A et B, la force en chevaux-vapeur nette résultant de l'effort de traction de 6 808 kilogrammes et de 3 934 kilogrammes aux vitesses correspondantes est de :



pour la machine 82, net 527,4; pour la machine 444, net 632,3; c'est-à-dire que la force nette en chevaux-vapeur de la première

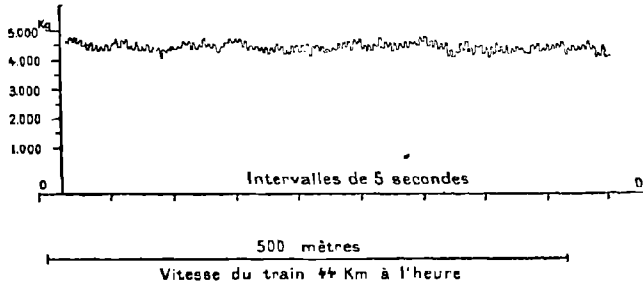


Fig. 123. — B.

était 83,4 p. 100 de celle de la seconde. La force en chevaux-vapeur, indiquée au moment où furent pris les diagrammes, était la suivante :

Pressions effectives moyennes en kilogrammes par centimètre carré :

	Extrémité postérieure	Extrémité antérieure
Cylindre de droite . . . . .	6 kg, 205	6 kg, 009
— de gauche. . . . .	6 315	5 774
	<hr style="width: 50%; margin: 0 auto;"/>	<hr style="width: 50%; margin: 0 auto;"/>
	12 kg, 520	11 kg, 783

Force indiquée en chevaux-vapeur :

Extrémité postérieure . . . . .	484,3
— antérieure . . . . .	468,1
	<hr style="width: 50%; margin: 0 auto;"/>
Total. . . . .	952,4

La force en chevaux-vapeur nécessaire à la traction de la machine 444 et de son tender était de 952,4 — 632,3 = 320,1. — Pourcentage de la force de traction nécessaire pour la machine 444 et son tender par rapport à celle nécessaire pour le train : 50,6 p. 100. Pourcentage des poids : 50 p. 100. Le poids du train remorqué par la machine 444 avait été en partie calculé approximativement avec limite d'erreur d'environ 0,6 p. 100.

Le poids du train de la machine 82 avait été obtenu exactement.

Ci-après un résumé d'expériences faites sur des locomotives par

M. Marié, ingénieur du P.-L.-M. sur les fortes rampes d'accès au tunnel du Mont-Genis, par comparaison avec les précédentes :

Eau évaporée par kilogramme de charbon . . . . .	8,88
Charbon consommé par cheval-vapeur relevé . . . . .	2,88
— — effectif . . . . .	3,27
Vitesse moyenne aux essais à l'heure . . . . .	27 <sup>km</sup> , 3
Rendement de la chaudière . . . . .	65 p. 100
Rendement de la machine par rapport à une machine parfaite travaillant dans les mêmes conditions de température . . . . .	53 p. 100.

#### DIMENSIONS DE LA LOCOMOTIVE

Cylindres 540 sur 660 millimètres de course. — Roues motrices 1<sup>m</sup>,26 de diamètre.

Surface de chauffe foyer . . . . .	966 décimètres carrés.	
— tubes . . . . .	2 000	—
Total . . . . .	2 966	—
Surface de grille . . . . .	241,5	—
Poids de la machine et du train . . . . .	166 230 kilogrammes.	

Le charbon était de bonne qualité développant 8 111 calories à la combustion dans l'oxygène. Les cendres représentaient 6, 5 p. 100, et le charbon contenait 1 p. 100 d'humidité. Le point moyen de détente pendant les expériences était à 19 p. 100 de la course.

99. — **Les résultats et conclusions** de diverses natures à déduire des essais qui précèdent et des essais de locomotives en général sont très défavorables. — La quantité relativement petite d'eau évaporée par le combustible montre, en effet, que la grande somme de travail qu'il est indispensable de demander à une chaudière de locomotive n'est obtenue qu'en sacrifiant le rendement. Des chiffres plus élevés que ceux ci-dessus sont souvent indiqués, par exemple dans le rapport français dont il est fait mention précédemment, mais c'est probablement dû en général à ce fait qu'il y a eu entraînement d'eau, ce qui a faussé les résultats. Un second point important, c'est la consommation d'eau, qui joue un rôle particulièrement

sérieux dans la valeur relative des locomotives. Dans les essais ci-dessus décrits, le poids de l'eau utilisée varia de 10<sup>kg</sup>,9 à 18<sup>kg</sup>,4, par cheval-vapeur indiqué et par heure. Le dernier de ces résultats est le chiffre moyen, le premier est remarquablement bon. Le charbon employé varie de 1<sup>kg</sup>,3 à 2<sup>kg</sup>,3 par cheval-vapeur indiqué et par heure, 1<sup>kg</sup>,8 représentant, semble-t-il, une bonne consommation moyenne. Il y a peu de chose à ajouter à ce qui a déjà été dit en ce qui concerne les données et les résultats des opérations dynamométriques. La force de traction dans le cas cité atteignit environ 22 kilogrammes par tonne, soit à peu près 2,2 p. 100, et la force en chevaux fut de 600 à 1 000. — Les résultats du rapport relatif aux essais français sont remarquables et particulièrement favorables. Seules les machines compound de construction récente en ont donné qui puissent rivaliser avec eux. Il faut noter que la chaudière avait un rendement très élevé, 63 p. 100, et que la machine dépassait en valeur la moitié de celle qu'aurait une machine supposée parfaite travaillant dans des conditions similaires.

Les résultats généraux des comparaisons de valeur relative entre les machines à simple effet et compound font ressortir au bénéfice de ces dernières un gain de 15 à 20 p. 100 dans la consommation de combustible et de vapeur; ce gain est souvent partiellement compensé par l'augmentation de la consommation d'huile. L'économie de charbon consommé est souvent moindre que celle de vapeur; les quantités dans quelques cas où on les a notées sont respectivement de 15 et 20 p. 100. La pression de vapeur adoptée pour ces comparaisons est généralement de 10 à 12 atmosphères.

100. — Les essais de machines marines sont effectués dans des conditions relativement plus favorables que celles qui se présentent pour les machines locomotives, mais ils sont encore rendus difficiles jusqu'à un certain point par les impedimenta qu'on rencontre autour de l'appareil moteur. Malgré ces difficultés, on a fait dans ce genre d'essais les recherches les plus intéressantes qu'on ait jamais faites. Ceux qui ont trait aux navires de la marine des Etats-Unis et qu'a dirigés M. Emery sont bien connus à ce

titre et on en trouvera ci-après la description. Le *Rush*, le *Dexter* et le *Dallas* sont semblables en ce qui concerne les coques, les hélices et les chaudières ; mais les machines sont différentes ; celle du *Rush* est du type compound ; celle du *Dexter* à haute pression et à condensation ; celle du *Dallas* à basse pression, à condensation. Les navires ont tous  $39^m,47$  entre perpendiculaires à la ligne de flottaison,  $7^m,01$  de largeur maximum, et  $3^m,05$  de profondeur de cale. Le tirant d'eau est d'environ  $2^m,69$ . Les coques sont en bois. L'un des navires a atteint plus de 11 nœuds par heure pendant six heures consécutives aux essais, et aucun d'entre eux n'a été au-dessous de ( $18^{kn},53$ ) 10 nœuds.

Chaque bateau a une chaudière de  $3^m,35$  de large à la base et de  $2^m,74$  de haut ; trois foyers par chaudière, placés entre les lames d'eau. Les produits de la combustion reviennent par des tubes dans le corps de chaudière. La chaudière du *Dallas*, aménagée pour de la vapeur à basse pression, a  $4^m,19$  de long. Celles des deux autres bateaux sont disposées pour produire de la vapeur à haute pression et ont chacune  $3^m,66$  de long.

La cheminée est reliée à la chaudière par un large tuyau. La chaudière du *Dallas* a 160 tubes de 82 millimètres de diamètre et  $2^m,819$  de long. Les chaudières des deux autres ont chacune 158 tubes de 82 millimètres de diamètre et  $2^m,946$  de long.

Le *Rush* est mû par une machine compound à cylindres verticaux et à réservoir intermédiaire avec pistons reliés séparément à angles droits avec les manivelles. Les cylindres sont à chemise de vapeur, feutrés et garnis de lattes ; ils ont respectivement 610 et 711 millimètres de diamètre et 686 millimètres de course de piston. La vapeur est distribuée au cylindre à haute pression par un tiroir court avec plaques de détente glissant sur le dos. La distribution du cylindre à basse pression est assurée par un tiroir à deux orifices avec recouvrement disposé de façon à supprimer l'admission environ au milieu de la course. Le condenseur à surface offre une surface de condensation d'environ  $83,61$  mètres carrés. La pompe à air est actionnée par la tête de bielle du cylindre à basse pression.

La pompe de circulation est du type centrifuge, actionnée par une petite machine à liaison directe. L'hélice a  $2^m,667$  de dia-

mètre et un pas moyen de 4<sup>m</sup>,420. La machine était destinée à fonctionner régulièrement avec une pression de vapeur de 5<sup>kg</sup>,6, mais pendant les essais dont il est question ci-après on réduisit cette pression de façon qu'elle correspondit à celle des essais du *Dexter*.

Le *Dexter* est du type pilon, avec un seul cylindre de 660 millimètres de diamètre et 914 millimètres de course de piston. Le cylindre n'est pas à chemise de vapeur. La distribution est faite au moyen d'un court tiroir avec plaques de détente mobiles. Le condenseur est logé en dehors du bâti, mais il est, ainsi que les pompes, semblable aux appareils du *Rush*. La machine et la chaudière sont prévues pour fonctionner à une pression maximum de 4<sup>kg</sup>,9.

Le *Dallas* est du type pilon avec un seul cylindre de 914 millimètres de diamètre et 762 millimètres de course de piston. Le cylindre n'est pas à chemise de vapeur, mais il est couvert avec une composition non conductrice et revêtu de lattes. La distribution est assurée par un court tiroir avec plaques de détente mobiles. Le condenseur est logé à tribord et sa surface de condensation est égale à celle des autres navires. Les pompes à air et de circulation sont également à peu près semblables. La machine et la chaudière sont disposées pour fonctionner avec une pression maximum de 2<sup>kg</sup>,8.

Les expériences ont été faites, le navire fixé au quai.

Le charbon fut cassé sur le quai, de grosseur convenable, et on en remplit des sacs d'un poids déterminé (après avoir fermé et scellé les soutes du navire).

Les sacs furent amenés à bord d'après les indications d'un agent de garde, lequel en nota le nombre et l'heure de réception, tandis qu'un homme placé sur le quai prenait les mêmes renseignements. Au bout de chaque heure, le nombre de sacs employés pour le feu était noté et consigné dans une colonne spéciale. Les cendres furent mesurées dans des seaux dont le poids moyen fut fixé, et le nombre en fut marqué par des encoches quand on les déchargea du bord.

L'eau d'alimentation fut mesurée avant de retourner à la chaudière; à cet effet, on construisit un réservoir en tôle de chau-

dière avec plaque de séparation verticale en deux parties égales.

Au sommet de cette plaque, on découpa une entaille de 203 millimètres de long qui détermina la hauteur jusqu'à laquelle chaque moitié du réservoir pouvait être remplie. La moyenne du poids d'eau dans les demi-réservoirs était de 512 kilogrammes à une température de 22°, 2 centigrades. Dans les chiffres admis pour chaque expérience on fit correspondre le poids de l'eau à la température moyenne.

L'une des pompes d'alimentation fut privée de communication avec la soupape d'alimentation; son tuyau de décharge fut conduit dans un réservoir placé au-dessus des deux moitiés du mesureur et dans lequel elle déverse l'eau chaude. Ce réservoir avait deux robinets au-dessus de chaque moitié du mesureur qu'on pouvait ainsi remplir à volonté.

L'autre pompe d'alimentation eut son tuyau d'aspiration retiré du condenseur et relié au fond des deux moitiés du mesureur au moyen d'un robinet pour chacune, de façon à pouvoir y puiser et les vider.

On employa pour mesurer l'eau la méthode suivante : l'un des côtés ayant été rempli, le robinet placé au-dessus de lui dans le réservoir supérieur était fermé et celui placé au-dessus de l'autre côté était ouvert. Quand l'eau du côté plein avait atteint l'entaille, le robinet du tuyau d'alimentation était ouvert et le contenu pompé dans la chaudière (on prenait soin de vider un côté plus vite qu'on ne remplissait l'autre); une fois qu'il était vide on fermait le robinet. Quand l'eau dans le réservoir était à quelques centimètres de l'entaille, un coup de gong retentissait dans la chambre des machines pour appeler l'attention, et quand on atteignait cette entaille, le gong sonnait deux fois; à ce moment le second mécanicien placé dans cette chambre lisait le compteur, et un agent placé dans la chambre à feu notait et inscrivait la hauteur de l'eau dans le niveau de la chaudière d'après l'échelle qui y était fixée. Celui qui était auprès du réservoir notait la durée du remplissage et la température de l'eau au milieu de l'opération. Grâce à ce système de contrôle, toute erreur pouvait être corrigée et il était possible d'utiliser toute l'eau ayant accompli un circuit entier malgré les dérangements de la machine.

Toutes les parties des réservoirs, tuyaux et robinets, étaient entièrement visibles à l'œil et toute fuite qui s'y serait produite aurait été découverte.

On essaya à la vapeur un certain nombre d'indicateurs avant les expériences et on en choisit deux après les avoir reconnus conformes à un étalon. On prit des diagrammes toutes les vingt minutes ainsi que les données à inscrire dans les colonnes du tableau d'observations toutes les demi-heures, sauf pour le charbon et les cendres.

On s'assura que les pistons étaient étanches en enlevant les plateaux de cylindre et marchant à pleine pression.

Pendant la première et les principales expériences de chaque navire, les chaudières travaillèrent à leur maximum de force et avec tirage ordinaire, dans le bassin, les feux furent nettoyés régulièrement et l'admission réglée pour obtenir une pression de vapeur d'environ  $4^{\text{kg}},9$  aux essais du *Rush* et du *Dexter* et d'environ  $2^{\text{kg}},45$  aux essais du *Dallas*.

À la fin des principales expériences de chaque navire des essais plus courts furent faits pour déterminer l'effet de la variation de la détente aux pressions approximatives de  $4^{\text{kg}},9$  et  $2^{\text{kg}},8$ .

Pour le *Dexter* l'admission fut réduite, dans une expérience, à sa durée la plus courte possible avec la distribution dont il était muni; pour ce navire et pour le *Dallas* l'admission fut dans d'autres expériences graduellement augmentée autant que la chaudière pouvait fournir de vapeur à cet effet.

Les marches de longue durée ayant montré les qualités des chaudières au point de vue de l'évaporation, on ne nota pendant les marches de courte durée que la quantité d'eau utilisée. Pendant ces dernières expériences un agent fut placé à poste fixe auprès des réservoirs et un autre dans la chambre de chauffe en plus du nombre ordinaire des surveillants, pour éviter toute chance d'erreur. Les deux résultats obtenus de ces machines ont été classés et disposés avec soin par le professeur Cotterill<sup>1</sup>. On les trouvera ci-après.

---

<sup>1</sup> *Cotterill's steam-engine*, p. 292 et suiv.

Un autre bon exemple d'essai de machine marine est le suivant, dont le rapport est dû à sir F.-J. Bramwell pour l'*Anthracite*. On en donne plus loin un extrait aussi complet qu'il est nécessaire pour en montrer les parties saillantes et les principes essentiels. En étudiant les résultats, on peut se rendre compte de ce que le rendement d'une machine idéale travaillant dans les mêmes conditions et n'ayant d'autres causes de déperdition que les causes thermodynamiques, serait d'environ 0,26 et de ce que le poids de vapeur et combustible nécessaire pour obtenir une évaporation de 9 pour 1, serait respectivement d'environ 3<sup>kg</sup>, 63 et 0<sup>kg</sup>, 41<sup>1</sup>. La différence, 4<sup>kg</sup>, 08 d'eau d'alimentation et 0<sup>kg</sup>, 41 de combustible, entre la machine idéale et la machine réelle représente les pertes de cette dernière.

Les machines sont à action directe et du type pilon avec condensation par surface. Il y a 2 cylindres ; celui d'arrière est alésé à deux diamètres différents : l'un plus petit (le supérieur) est destiné à recevoir de la chaudière de la vapeur à haute pression, pendant la première partie de la course descendante, l'autre plus grand (l'inférieur) remplit le rôle d'intermédiaire et reçoit pendant la course ascendante la vapeur qui a travaillé à haute pression pour la course descendante précédente. La vapeur s'échappant du fond du cylindre d'arrière passe dans une chambre qui sert de prise de vapeur pour le cylindre d'avant (à basse pression). On obtient ainsi dans les 2 cylindres une détente de 33.

Le condenseur à surface se compose d'une série de tubes galvanisés en fer forgé fermés à la partie supérieure et fixés verticalement sur une plaque tubulaire ; à l'intérieur se trouvent de petits tubes ouverts aux deux extrémités et fixés sur une plaque inférieure, de telle sorte que l'eau de mer monte par ces tubes centraux et redescend par les espaces annulaires pour pénétrer dans la pompe de circulation. La vapeur d'échappement vient au contact de la partie extérieure des tubes ; quand elle est condensée, elle est entraînée par la pompe à air et retourne au réchauffeur qui entoure la partie supérieure du condenseur.

---

<sup>1</sup> Pour les détails de raisonnement, voir Rankine, *Steam-engine*, pages 396-406, 410-411.



L'espace qui existe entre le piston à haute pression et la face supérieure du piston intermédiaire est en communication avec la chambre de prise de vapeur du cylindre à basse pression.

Les cylindres et leurs plateaux sont chauffés par de la vapeur circulant dans des conduits en fer forgé ménagés dans l'épaisseur des parois ; ils sont calfeutrés très soigneusement pour éviter toute perte de chaleur.

La chaudière est du type Perkins, composée d'une série de rangées horizontales de tubes en fer forgé (de 76 millimètres de diamètre extérieur), réunis à de courts intervalles au moyen de brides verticales, et contenus dans une double enveloppe en fer forgé remplie de noir végétal. La chaudière est alimentée avec de l'eau douce distillée.

D'après les dessins, le cylindre à haute pression aurait 203 millimètres de diamètre, le cylindre intermédiaire 406 millimètres et le cylindre à basse pression 584 millimètres ; en réalité, ils sont un peu plus petits ; le cylindre à haute pression a 197 millimètres ; l'intermédiaire 402 millimètres et le cylindre à basse pression 579 millimètres. La course dans les 2 cylindres est de 381 millimètres.

Le diamètre des tiges de piston (dont la surface est à retrancher de celle du piston intermédiaire et de celle de la face inférieure du piston à basse pression) est de 70 millimètres.

Pour préparer les essais on fit 50 pesées de morceaux de charbon « dits de Nixon pour la navigation » trié à la main, et on en remplit 50 sacs de 50<sup>kg</sup>,8.

On les rangea sur le pont. Les soutes qui étaient pleines furent scellées dessus et dessous. Une balance à ressort fut suspendue sur le pont près du panneau de la chambre de chauffe et un aide fut chargé de peser de nouveau chaque sac avant qu'on le descendit pour s'en servir. Les sacs furent ensuite pesés séparément pour obtenir le poids net du charbon.

22 kilogrammes de bois sec et deux sacs de charbon furent employés pour allumer le feu (la grille à une surface d'environ 139 décimètres carrés).

Le feu fut allumé à . . . . . 6 h. 28 matin

La vapeur eut une pression suffisante pour que les machines fussent prêtes à tourner à . . . . . 7 h. 18 m.

La hauteur de l'eau dans le niveau de la chaudière fut notée ainsi que celle de l'eau dans le réchauffeur. Le robinet de distillation fut fermé et scellé dans cette position. La soupape d'arrêt de la vapeur fut scellée dans la position grande-ouverte.

Les machines furent mises en marche et le navire en charge à 7 h. 20 m.

Le régulateur fut placé, dans la position connue par expérience par le mécanicien, pour faire tourner la machine à environ 130 tours par minute lorsque le feu était poussé autant que possible, et la poignée en fut scellée dans cette position la coulisse étant à son extrémité de marche en avant.

Les machines étaient munies d'un compteur Harding tel qu'on l'emploie dans la marine, et il y avait des indicateurs de pression pour marquer la pression dans la chaudière et dans la chambre de prise de vapeur pour le cylindre à basse pression ; le condenseur avait un indicateur de vide. Il y avait quatre indicateurs « Richards » savoir : un à l'extrémité de la partie à haute pression du cylindre d'arrière, un autre à l'extrémité de la partie intermédiaire de ce cylindre ; un au sommet, un autre au fond du cylindre d'avant (à basse pression).

La première série de diagrammes fut prise à . . . . . 8 h. 22 m.

La première lecture du compteur fut faite à . . . . . 8 h. 30 m.

Depuis ce moment et jusqu'à . . . . . 5 h. 45 soir  
on lut le compteur aux heures et aux demi-heures et on prit des diagrammes au quart après l'heure et au quart avant. On nota le moment où l'on mit chaque sac dans la chambre de chauffe et le moment où le chauffeur commença à utiliser le contenu de chaque sac.

La dernière pelletée du quinzième sac fut mise dans le foyer à et on décida de cesser l'essai dès que le charbon alors dans le foyer serait brûlé. 5 h. 18 s.

La machine marcha jusqu'au moment où elle s'arrêta d'elle-même et on prit des diagrammes d'abord chaque quart, puis chaque 5 minutes pendant le temps où la machine arriva graduellement à stopper.

Les diagrammes de quart d'heure furent pris jusqu'à . . . 6 h. 30 s.

moment où la machine faisait 124 tours, et les diagrammes de 5 minutes furent pris jusqu'à l'arrêt complet de la machine à 7 h. 23 s.  
soit 12 heures 3 minutes après la mise en marche du matin.

L'eau dans la chaudière fut ramenée au même niveau de l'indicateur que celui auquel elle était le matin et la hauteur de l'eau dans le réchauffeur fut notée.

Le nombre moyen de tours entre 8 h. 30 m. et 6 h. 30 s., soit

10 heures, fut de 130,77 par minute et depuis la mise en marche jusqu'à la même heure, soit 11 heures 10 minutes, il fut de 130,4 par minute.

Depuis la mise en marche à 7 h. 20 m. jusqu'à 6 h. 30 soir, soit pendant 11 heures 10 minutes, la machine développa une force moyenne indiquée de 80,55 chevaux-vapeur ; mais depuis 6 h. 30 jusqu'à 7 h. 23 soir, moment où la machine s'arrêta d'elle-même, le feu s'étant éteint de lui-même, la force diminua graduellement.

Nous estimons que les 22 kilogrammes de bois représentent environ $\frac{1}{3}$ de leurs poids en charbon, soit . . . . .	7 <sup>kg</sup> ,7
On utilisa 13 sacs de charbon. . . . .	762,0
Total :	769,7

La perte d'eau pour les douze heures fut de 106<sup>l</sup>,7. La quantité de lubrifiant fut petite et occasionna une dépense d'environ 4<sup>l</sup>,35 d'huile de saindoux. Quant au cylindre et à la distribution il n'y a pas de lubrification possible dans le système Perkins et le métal utilisé la rend inutile.

A la fin des essais, les aides enlevèrent les 4 indicateurs et la balance avec laquelle le charbon avait été pesé. Ces instruments furent vérifiés et on trouva que la balance, le ressort de 7 kilogrammes (utilisé pour l'indicateur du cylindre à haute pression) et quelques-uns des ressorts plus légers étaient absolument exacts dans leurs indications. Pour les autres, les différences étaient trop insignifiantes pour avoir exercé aucune influence sur le calcul des pressions moyennes.

Les pressions moyennes des divers diagrammes furent vérifiées en divisant leurs surfaces obtenues au planimètre par leurs longueurs.

Les résultats numériques obtenus furent les suivants, tels qu'ils furent après coup calculés à nouveau et adoptés par la commission nommée par le département de la marine des Etats-Unis en raison de l'intérêt et de l'importance qui s'attachait à ce travail par suite des pressions et des proportions de détente extraordinaires adoptées dans les essais.

DONNÉES ET RÉSULTATS DES EXPÉRIENCES FAITES PAR  
M. BRAMWELL SUR L' « ANTHRACITE »

Résultats économiques :

Kilogrammes de charbon consommé par heure et par cheval-vapeur indiqué . . . . .	0,776
Kilogrammes de charbon consommé par heure et par cheval-vapeur d'après la moyenne de la pression nette. . . . .	0,889
Kilogrammes de charbon consommé par heure, d'après la pression absolue moyenne. . . . .	0,648
Kilogrammes de combustible consommé par heure, par cheval-vapeur indiqué . . . . .	0,736
Kilogrammes de combustible consommé par heure, par cheval-vapeur, d'après la moyenne de la pression nette . . . . .	0,845
Kilogrammes de combustible consommé par heure, par cheval d'après la pression absolue moyenne. . . . .	0,615
Kilogrammes d'eau d'alimentation employée par heure, par cheval-vapeur indiqué. . . . .	8,09
Kilogrammes d'eau d'alimentation employée par heure, par cheval d'après la moyenne de la pression nette. . . . .	9,27
Kilogrammes d'eau d'alimentation employée par heure, par cheval d'après la pression absolue moyenne. . . . .	6,74
Calories dépensées par heure et par cheval indiqué. . . . .	5 044,5
Calories par heure, par cheval d'après la moyenne de la pression nette . . . . .	5 778,5
Calories par heure, par cheval d'après la pression absolue moyenne. . . . .	4 213,2
Poids de la vapeur enregistré par l'indicateur :	
Kilogrammes de vapeur contenue par heure dans le premier cylindre jusqu'au moment de la détente, calculés d'après la pression en ce point . . . . .	448,8
Kilogrammes de vapeur contenue par heure dans le premier cylindre à la fin de la course de son piston, calculés d'après la pression en ce point. . . . .	404,0
Kilogrammes de vapeur condensée par heure dans le premier cylindre pour fournir la chaleur transformée en la force totale en chevaux développée dans ce cylindre par la seule détente de la vapeur. . . . .	20,5
Total des deux sommes qui précédent. . . . .	424,5
Kilogrammes de vapeur contenue par heure dans le second cylindre à la fin de la course de son piston calculés d'après la pression en ce point . . . . .	455,8
Kilogrammes de vapeur condensée par heure dans le premier et le second cylindre pour fournir la vapeur transformée en la force totale en chevaux développée dans ces cylindres par la seule expansion de la vapeur. . . . .	56,6

Total des deux sommes qui précèdent. . . . .	512,4
Kilogrammes de vapeur contenue par heure dans le troisième cylindre à la fin de la course de son piston, calculés d'après la moyenne des pressions en ce point pour la course descendante et la course ascendante du piston. . . . .	507,3
Kilogrammes de vapeur condensée par heure dans le premier, le second et le troisième cylindres pour fournir la chaleur transformée en la force totale en chevaux développée dans ces cylindres par la seule détente de la vapeur. . . . .	90,3
Total des deux sommes qui précèdent. . . . .	597,6
Poids de l'eau amenée dans la chaudière de la température d'alimentation à celle de vaporisation :	
Poids de la vapeur produite par heure dans la chaudière en supposant ce poids égal à celui enregistré par l'indicateur pour la vapeur arrivant à l'extrémité de la course du piston du troisième cylindre, augmenté de 55 <sup>k</sup> ,34 de vapeur condensée dans ce cylindre par d'autres causes que le développement de la force en chevaux ; cette somme de 55 <sup>k</sup> ,34 est calculée en prenant celle de 66 <sup>k</sup> ,79 représentant la vapeur condensée par heure dans le troisième cylindre pendant l'expérience faite à New-York à l'arsenal de la marine, sur la machinerie de l' <i>Anthracite</i> , et en divisant par 1,207 ; cette somme représente elle-même le rapport des différences entre les températures de la vapeur agissant sur le piston de ce cylindre au moment initial de sa course et celles de la vapeur de contre-pression au commencement de la course, dans les deux expériences. Dans l'expérience de l'arsenal, la température de la vapeur agissant sur le piston du troisième cylindre au moment initial de la course était de 118°,7 C., et la température de la contre-pression minima était de 65°,7 C. . . . .	53
Dans les expériences de M. Bramwell, ces températures furent respectivement de 110°,3 C. et 66°,4 C. (Différence) . . . . .	43,9
Le rapport des différences était donc de $\frac{53}{43,9} = 1,207$ , et par suite le poids de vapeur évaporée de . . . . .	652,9
Différence entre le poids d'eau vaporisée dans la chaudière et le poids de vapeur enregistré par l'indicateur :	
Différence en kilogrammes par heure entre le poids d'eau vaporisée (660 <sup>k</sup> ,4) dans la chaudière et le poids de vapeur enregistré par l'indicateur dans le premier cylindre au point où finit l'admission. . . . .	204,2
Différence en pourcentage du poids d'eau vaporisée dans la chaudière entre ce poids et celui enregistré par l'indicateur dans le premier cylindre au point où finit l'admission. . . . .	31,27
Différence en kilogrammes, par heure, entre le poids d'eau vaporisée dans la chaudière et le poids de vapeur enregistré par l'indicateur dans le premier cylindre à l'extrémité de la course du piston . . . . .	228,5

MACHINES ET CHAUDIÈRES A VAPEUR.

Différence en pourcentage du poids d'eau vaporisée dans la chaudière, entre ce poids et celui enregistré par l'indicateur dans le premier cylindre à l'extrémité de la course du piston . . . . .	34,99
Différence en kilogrammes, par heure, entre le poids d'eau vaporisée dans la chaudière et le poids de vapeur enregistré par l'indicateur dans le second cylindre à l'extrémité de la course du piston . . . . .	140,6
Différence en pourcentage du poids d'eau vaporisée dans la chaudière, entre ce poids et celui enregistré par l'indicateur dans le second cylindre à l'extrémité de la course du piston . . . . .	21,52
Différence en kilogrammes entre le poids d'eau vaporisée dans la chaudière et le poids de vapeur enregistré par l'indicateur dans le troisième cylindre à l'extrémité de la course du piston . . . . .	55,3
Différence en pourcentage du poids d'eau vaporisée dans la chaudière, entre ce poids et celui enregistré par l'indicateur à l'extrémité de la course du piston du troisième cylindre. . . . .	8,46

Les résultats des essais de la *City of Fall River* qu'on trouve ci-après montrent les effets produits en variant les conditions de l'opération et en utilisant la machine soit comme une machine à simple expansion, soit comme une machine compound<sup>1</sup>. Le navire était un bateau à marchandises à aubes de *Old colony steamboat C°* faisant le service entre New-York, Newport, R. I., et Fall River, Mass.; il avait une machine compound à balancier vertical, un cylindre à haute pression de  $1\ 118 \times 2\ 440$  millimètres, un cylindre à basse pression de  $1\ 727 \times 3\ 657$  millimètres, et avait été construit en 1883; les constructeurs MM. *W. et A. Flechter* (North River, Iron Works) l'avaient aménagé de telle sorte que le cylindre à haute pression pouvait être complètement laissé de côté, et qu'il restait une machine à balancier à simple expansion avec un cylindre à vapeur de  $1\ 727 \times 3\ 657$  millimètres.

Dans tous les cas on laissait tomber les feux à la fin de chaque essai, et quand le bateau arrivait à quai on les poussait et on y remettait du charbon afin de les maintenir tandis qu'on laissait échapper la vapeur. Dans le jour, vers midi on les rechargeait. Une heure avant le départ on les étendait et on y ajoutait du charbon frais afin d'obtenir la vaporisation nécessaire, et généralement on n'avait plus à y toucher jusqu'à une demi-heure après le

---

<sup>1</sup> Rapport sur l'essai de la *City of Fall river*. (*Jour. Franklin Inst.*, juillet 1881).

RÉSULTATS DES EXPÉRIENCES

DATES	Type de machine	Parcours.	Distances.	Tirant d'eau.	Déplacement en tonnes.	Durée de la marche.	Pression moyenne de la vapeur d'après l'indicateur.	Vitesse par heure.	Nombre de tours.	Nombre de tours par minute.	Force en chevaux.	Charbon en kg.	Charbon en kg. par heure.	Charbon par heure et par cheval.	Kau par heure en kg.	Température de l'eau d'alimentation.	Kau par heure et par cheval.	Etat de la mer, etc.
			km.	m.		h. m.	kg.	km.				kg.		kg.	° C°	kg.		
1883 3 mai	Compound	New-York à Fall River	288	3,23	1 948	10 33	4,81	27,29	15 833	25,01	1 578	"	"	"	12 108	40,1	7,71	Belle.
4 mai	Compound	Fall River à New-York	288	3,17	1 908	11 35	4,85	24,86	17 711	25,5	1 615	"	1 497	0,025	12 573	38,6	7,78	Marée contraire.
9 mai	Compound	New-York à Fall River	288	3,23	948	11 18	4,72	25,49	17 392	25,65	1 611	16 692	1 600	0,910	12 625	36,1	7,85	Marée contraire.
10 mai	Compound	Fall River à New-York	288	3,22	1 938	10 46	4,82	26,74	16 689	25,8	1 622	16 148	1 500	0,924	12 634	36,1	7,80	Belle.
7 juin	Simple effet	Fall River à New-York	288	3,20	1 928	12 04	4,97	23,87	17 280	23,87	1 347	"	"	"	15 989	43,8	11,88	Marée contraire.
11 juin	Simple effet	New-York à Newport	257	3,23	1 948	10 26	4,83	24,89	15 287	24,42	1 472	19 504	1 867	1,270	"	"	"	Marée contraire.
12 juin	Simple effet	Newport à New-York	257	3,20	1 928	10 40	1,75	24,14	15 415	24,1	1 457	20 024	1 877	1,263	"	"	"	Belle.

départ. Dans chaque essai on prit des diagrammes toutes les demi-heures. L'eau était mesurée au moyen de compteurs qu'on lisait toutes les heures. Les compteurs furent vérifiés en mesurant de l'eau, à la même pression que celle de l'alimentation, dans un tonneau où l'on pesait 4 pieds cubiques (0<sup>m</sup>c,113) à la fois. Ces épreuves varièrent de 27<sup>kg</sup>,85 à 27<sup>kg</sup>,89 par pied cubique. Le 10 juin la détente de la machine à simple expansion fut diminuée afin de lui permettre de mieux garder sa pression et de marcher avec le régulateur grand ouvert. Tous les mesurages d'eau, les calculs de force et de consommation de charbon des essais 1, 2, 3, 4, 5, ont été indiqués à l'auteur par MM. Adger et Sague qui expérimentaient la machine. Les mesurages de force et de charbon des essais 6 et 7 furent faits par la *W. et A. Flechter, Company*.

## RÉSULTATS DÉFINITIFS

Machine compound, 14 essais entre New-York et Fall River du 15 mai au 2 juin. Durée moyenne 11 h. 22 m. 36 s. ; charbon 20,65 tonnes.

Machine à simple expansion : 12 essais entre New-York et Fall River du 4 au 10 juin. Durée moyenne 11 h. 57 m. 36 s. ; charbon 27,42 tonnes.

En déduisant 3 tonnes pour le charbon destiné à empêcher les feux de s'éteindre, pour leur remise en état, la chaudière auxiliaire, et la cuisine (ce qui est compris dans le total ci-dessus) on trouve comme consommation réelle pendant la marche : pour la machine compound 17,65 tonnes ; pour la machine à simple expansion 24,42 tonnes.

La coque de ce steamer avait les dimensions suivantes :

Longueur à la ligne d'eau en charge . . . . .	79 <sup>m</sup> , 25
Longueur à la partie supérieure . . . . .	83 21
Largeur à la ligne d'eau en charge . . . . .	12 80
Largeur au-dessus des bastingsages . . . . .	22 25
Profondeur à fond de cale . . . . .	5 49
Tirant d'eau à vide . . . . .	2 82
— avec une charge de 600 tonnes . . . . .	3 65
Profondeur d'entre-pont du sommet de la ligne des bordages au sommet du couple supérieur . . . . .	11 «



Les roues à aubes étaient du type à articulation et des dimensions ci-après.

Diamètre à l'extérieur des aubes . . . . .	7 <sup>m</sup> , 76
Nombre d'aubes . . . . .	42 00
Largeur de chaque aube. . . . .	4 016
Longueur. . . . .	0 25½
Distance du centre de l'arbre de la roue à l'excentrique actionnant les aubes . . . . .	0 305
Longueur du bras des aubes, de l'axe à l'articulation . . . . .	6 40

On trouva que le mécanisme donnait un rendement de 83 p. 100 environ, et les aubes 80 p. 100 de celui-ci ; soit au total 66 p. 100 ou les deux tiers. Elles étaient du type Mac Naught. Les chaudières étaient tubulaires et on y trouvait :

Une surface de grille par chaudière de . . . . .	40,68 mètres carrés.
Une surface de chauffe d'eau . . . . .	340,75 —
Une surface de chauffe de vapeur . . . . .	19,04 —
Proportion de la surface de chauffe d'eau à la surface de grille . . . . .	29
Proportion de la surface de chauffe totale à la surface de grille . . . . .	39,87
Poids de chaque chaudière . . . . .	51 tonnes 1/2 (net).
Poids d'eau dans chaque chaudière . . . . .	27 —

Le tableau indique comment ces chaudières se comportaient.

La valeur thermodynamique de la vapeur utilisée dans la machine compound, le 10 mai, fut calculée suivant la méthode indiquée par Rankine <sup>1</sup>. Les pressions à l'admission, à la détente et la contrepression moyenne, furent obtenues au moyen d'indicateurs, et les températures, densités et chaleurs latentes en furent déduites en se servant des formules que donne le même auteur <sup>2</sup>.

<sup>1</sup> *Steam-engine*, § 284.

<sup>2</sup> *Ibidem*, § 206, 255.

## RÉSULTATS DES ESSAIS DE CHAUDIÈRE

POSITION DE LA CHAUDIÈRE	AVANT	ARRIÈRE	AVANT	ARRIÈRE	AVANT	ARRIÈRE
DATES	4 Mai	4 Mai	9 Mai	9 Mai	10 Mai	10 Mai
Durée de l'essai (en heures) . . .	13	13	12,5	12,5	12,5	12,05
Total du charbon consommé (kg.) . .	8 583	9 668	8 288	10 017	8 249	9 820
Total du rebut, cendres, etc. (kg.) .	1 814	1 554	1 596	1 454	1 564	1 581
Total du combustible (kg.) . . . .	6 769	8 114	6 702	8 563	6 685	8 231
Pourcentage du rebut, cendres (kg.) .	19,55	16,8	19,23	14,52	18,97	16,18
Total de l'eau vaporisée (kg.) . . .	69 901	83 363	68 518	82 563	65 494	80 093
Pression moyenne manométrique (kg.) . . . . .	4,81	5,81	4,92	4,92	4,92	4,92
Hauteur moyenne du baromètre (mm.) . . . . .	779,76	770,76	779,76	779,76	774,68	774,68
Température moyenne de l'eau d'alimentation . . . . .	39°	38°3	36°2	36°1	19°4	36°3
Température moyenne de l'atmosphère . . . . .	23°3	23°3	25°5	25°	25°	25°
Température moyenne des gaz d'échappement . . . . .	224°	252°	252°	257°	256°	213°
Nombre de kg. de charbon, par h. et par m. carré de grille.	61,76	68,48	62,15	74,65	61,75	73,53
Nombre de kg. d'eau d'alimentation vaporisée par kg. de charbon	3,14	8,62	8,257	8,24	7,930	8,150
Nombre de kg. d'eau d'alimentation vaporisée par kg. de combustible . . . . .	10,117	10,27	10,22	9,639	9,797	9,732
Nombre de kg. d'eau d'alimentation à 100° C., transformés en vapeur à la même température.	11,59	11,77	11,75	11,08	11,266	11,192

Ci-après les données et les résultats :

$p_1$  pression absolue de l'admission = 57 653 kilogrammes par mètre carré.

$p_2$  pression absolue de l'échappement . . . . .

6 658

$p_3$  contre-pression moyenne = 3 438

$t_1$  température absolue de l'eau d'alimentation . . . . .

310°

Les températures densités et chaleurs latentes correspondantes sont désignées avec les mêmes indices :

$t_1 = 430^{\circ},2$

$t_2 = 362^{\circ},4$

$L_1 = 643\ 384$  kgm par mc

$L_2 = 92720$  kgm.

$D_1 = 3,048$

$D_2 = 0,416$

De ces données on déduit les résultats suivants, en considérant les cylindres comme non conducteurs de chaleur, et les machines comme parfaites <sup>1</sup>.

<sup>1</sup> *Steam-engine*, p. 388-389.

La proportion de détente  $r = 6,7167$ .

Force vive par mètre cube de vapeur introduite.

$$UD_1 = 432\ 384 \text{ kilogrammètres}$$

Chaleur développée par mètre cube de vapeur admise.

$$H_1 D_1 = 797\ 296 \text{ kilogrammètres}$$

Pression effective moyenne, ou énergie par mètre cube de déplacement du piston.

$$\frac{UD_1}{r} = 19\ 759 \text{ kilogrammes par mètre carré}$$

Chaleur dépensée par mètre cube de déplacement du piston.

$\frac{H_1 D_1}{r} = 119\ 022$  kilogrammes par mètre carré, = à la pression équivalente à la chaleur dépensée

$$\text{Rendement de la vapeur} = \frac{UD_1}{H_1 D_1} = \frac{U}{H_1} = 0,166$$

Eau d'alimentation nette par mètre cube de déplacement du piston.

$$\frac{D_1}{r} = 0,454$$

Volume du déplacement du piston en mètres cubes par cheval indiqué et par heure.

$$\frac{270\ 000}{\text{Pression effective moyenne} = 19\ 759} = 13,664 \text{ mètres cubes}$$

Eau d'alimentation par cheval-vapeur indiqué par heure.

$$13,664 \times 0,454 = 6,203 \text{ kilogrammes}$$

Eau d'alimentation réellement employée, environ 7,711 kilogrammes.

Différence :

$$7,711 - 6,301 = 1,410 \text{ kilogrammes} = 22 \text{ p. } 100$$

Cette différence est due à la condensation dans le cylindre, aux

fuites et autres causes de déperdition dont on n'a pas tenu compte. C'est là un excellent résultat. Ces déperditions sont d'ordinaire beaucoup plus considérables.

101. — Les résultats et conclusions ainsi que les tableaux graphiques de ces essais présentent pour les ingénieurs de nombreux points intéressants.

Les données des essais des machines construites d'après les indications de M. Emery sont les suivantes<sup>1</sup> :

La dépense de chaleur qui figure dans la dernière colonne est estimée d'après la température de l'eau d'alimentation. Les expériences 42 à 45 ont été exceptionnellement faites, sans vide. En calculant la dépense de chaleur, on a supposé que la chaudière fournissait de la vapeur sèche. Les résultats obtenus donnent des chiffres trop élevés, sans que cependant cette exagération soit très importante, aucune raison ne permettant de penser qu'il y eût un entraînement d'eau considérable.

Les colonnes portant le titre « Chaleur utile dépensée » montrent le travail utile effectué, en même temps que les pertes, *inévitables*, correspondantes, le tout exprimé en pourcentage de la dépense totale de chaleur. La première de ces colonnes est le rendement absolu de la machine, et la troisième est le rendement par rapport à une machine *parfaite* travaillant dans les mêmes limites de température.

Les 5 colonnes suivantes indiquent la chaleur perdue inutilement :

(1). Par les produits entraînés à l'échappement, par la transmission de chaleur à la vapeur d'échappement, et par la radiation extérieure, non compris l'échauffement dû au frottement du piston et à la compression ;

(2). Par une détente incomplète, par suite de la quantité de travail que la vapeur s'échappant du cylindre aurait pu accomplir en se détendant jusqu'à la pression du condenseur ;

(3). Par le chauffage mal compris de l'eau d'alimentation dont la

<sup>1</sup> Colterill, p. 294-296.

DISTRIBUTION DE CHALEUR

DESCRIPTION DE LA MACHINE	PRINCIPALES PARTICULARITÉS			CHALEUR UTILE DÉPENSÉE en pourcentage du total			PERTES DE CHALEUR en pourcentage de la chaleur totale					DÉPENSE TOTALE de chateur et de vapeur		
	Pression dans la chaudière kg. par cmq.	Vitesse du piston mètres par minute	Proportion de détente	Travail utile	Perte dans une machine parate	Chaleur utile	Échappement	Détente incomplète	Réchauffage de l'eau d'alimentation	Contre-pression en excès	Autres pertes	Kg. de vapeur indiqué et par heure	Chalotes par cheval et par heure	
« BACH » 1 Machine compound, cylindre à basse pression, avec chemise de vapeur. 2 En opérant comme machine à simple expansion sans chemise de vapeur. 3 4 En opérant comme machine à simple expansion avec chemise de vapeur. 5 6 7 8 9 10 11 12	6,70	45	4 3/4	6,7	20,6	20,3	"	"	"	"	"	15,9	160	
	6,63	55	7 5/8	8,0	24,4	32,4	37,6	14,2	7,9	2,6	8,3	13,4	134	
	6,51	57	5 1/4	8,9	27,1	36,0	27,2	18,0	7,9	2,4	8,5	11,9	121	
	6,70	49	12 1/2	8,6	24,4	33,0	32,0	12,8	8,0	1,8	12,4	12,3	124	
	6,73	56	8 1/2	9,7	27,5	37,2	27,9	13,4	8,1	1,5	17,9	10,9	111	
	6,61	65	5	10,2	29,2	39,4	21,9	21,2	6,2	2,1	7,2	10,3	103	
	3,19	55	2 1/8	7,1	30,6	37,7	24,4	22,9	6,4	3,3	5,3	15,4	151	
	6,77	47	17	9,2	24,3	33,5	15,4	15,6	7,6	4,0	23,9	11,4	117	
	6,69	59	9 1/4	11,0	28,2	39,2	13,5	18,5	8,0	2,5	18,3	9,4	98	
	6,68	65	7	11,3	28,8	40,1	16,4	19,1	8,2	2,5	13,7	9,2	95	
	6,68	69	5 3/4	11,2	28,4	39,6	15,0	19,6	8,2	2,5	14,5	9,3	96	
	6,61	74	3 1/4	11,1	30,8	41,9	15,0	19,9	8,0	1,9	13,3	9,6	97	
« DALLAS » 13 14 15 16 17	3,52	74	5	9,4	33,1	42,5	20,4	18,1	6,8	3,2	9,0	12,1	114	
	3,52	87	5 7/8	9,4	33,1	42,5	15,3	20,8	6,8	3,6	10,0	12,2	114	
	3,26	94	3 1/8	9,4	35,8	45,2	17,8	22,1	6,2	4,3	5,7	12,2	114	
	3,40	98	2 7/8	8,9	33,5	42,4	19,6	21,9	6,7	3,8	4,4	13,1	121	
	2,95	97	2 3/8	8,3	33,0	41,3	18,4	23,9	6,4	4,0	5,0	14,1	123	
	« DRYDEN » 18 19 20 21 22	5,87	103	4 1/2	10,4	29,7	40,1	21,0	19,1	8,2	3,9	7,7	10,2	103
		5,77	111	3 1/2	10,4	30,0	40,4	20,0	21,1	8,2	3,9	6,4	10,3	103
5,71		133	2 3/4	10,3	30,6	40,9	13,7	25,2	8,0	5,2	7,0	10,4	104	
3,90		93	3 1/4	8,6	27,1	35,7	24,9	20,2	7,4	4,3	7,3	12,4	125	
3,98		110	2	7,8	26,4	34,2	25,4	21,7	7,3	4,4	6,0	13,7	138	

DISTRIBUTION DE CHALEUR

DESCRIPTION DE LA MACHINE	PRINCIPALES PARTICULARITÉS			CHALEUR UTILE DÉPENSÉE en pourcentage du total			PARTIES DE CHALEUR en pourcentage de la chaleur totale					DÉPENSE TOTALE de chaleur et de vapeur	
	Pression dans la chaudière kg. par cmq.	Vitesse du piston, mètres par minute	Proportion de détente	Travail utile	Perte dans que machine parfaite	Chaleur utile	Échappement	Détente incomplète	Réchauffage de l'eau d'alimentation	Contre-pression en excès	Autres pertes	Kg. de vapeur par cheval et par heure	Calories par cheval indiqués et par minute
23 } " RUSH "	5,91	97	6 1/4	12,7	36,3	49,0	"	"	"	"	"	8,34	85
24 } Machine compound, les deux cylindres à chemise de vapeur.	3,61	76	4	10,6	36,3	49,9	"	"	"	"	"	10,02	102
25 } " GALLATIEN "	6,07	78	7,3	11,4	32,3	43,7	15,9	20,1	7,8	3,1	10,1	9,90	94
26 } Machine à simple effet à chemise de vapeur; essai fait avec la chemise de vapeur.	5,76	104	4,9	10,0	32,9	43,8	13,0	25,4	7,8	3,1	7,0	9,75	98
27 }	4,24	67	6,1	10,9	30,1	40,3	13,9	29,7	7,9	3,0	10,9	10,39	106
28 }	4,08	70	8,1	9,8	30,1	40,3	20,8	17,8	6,7	3,7	10,6	10,59	100
29 }	3,94	75	3,7	10,2	33,8	44,0	18,3	25,7	7,1	3,9	1,0	10,52	106
30 }	3,67	89	2,2	9,0	32,8	41,9	13,8	27,1	6,7	3,5	7,1	12,02	120
31 }	2,11	63	2,0	7,2	31,9	39,1	16,9	26,6	5,8	4,3	7,3	15,10	143
32 }	1,97	65	1,5	6,4	30,4	36,8	17,7	25,6	5,4	4,7	8,8	16,56	147
33 }	6,05	80	7,8	9,4	26,6	36,0	22,8	19,5	8,5	3,4	9,8	11,34	114
34 }	5,86	91	5,0	10,6	29,7	40,3	17,8	24,4	8,3	2,0	7,2	9,93	101
35 }	4,18	66	5,9	9,0	26,9	35,9	24,5	14,7	7,7	3,0	14,2	11,79	120
36 }	4,08	77	3,7	9,8	30,3	40,1	17,7	24,9	7,5	2,0	7,8	10,89	110
37 }	5,69	85	2,9	8,6	35,4	44,0	16,0	22,0	6,3	2,0	9,7	12,75	120
38 }	2,07	61	3,0	5,9	25,8	31,5	31,5	21,9	5,9	4,1	4,9	15,33	181
39 }	1,93	62	1,5	5,4	25,8	31,2	28,7	24,8	5,4	4,0	5,9	20,05	197
40 }	2,00	62	1,8	6,9	27,5	34,4	15,0	31,9	5,8	4,1	8,8	15,47	155
41 }	2,04	64	1,5	7,1	29,5	36,6	18,6	33,7	5,7	4,4	6,0	15,83	152
42 }	5,95	75	4,1	9,9	64,1	74,0	4,0	1,8	"	"	15,5	41,75	108
43 }	5,76	81	3,5	0,4	67,7	71,1	6,7	2,7	"	"	13,0	42,38	105
44 }	0,01	71	4,4	8,6	55,4	64,0	13,4	1,5	"	"	16,2	13,51	123
45 }	5,09	79	3,5	8,8	58,1	60,9	10,1	3,8	"	"	14,7	13,14	123

température était surélevée par un chauffage direct au lieu de l'être au moyen de la vapeur d'échappement comprimée ;

(4). Par l'excès de contre-pression, différence entre la contre-pression effective et la pression correspondant à la température du condenseur.

(5). Par toutes les autres causes de déperdition, le jeu, les étranglements de vapeur et la mauvaise utilisation de la chaleur pendant la détente.

Tous les résultats sont donnés en pourcentage de la dépense totale ; en les multipliant par cette dépense et divisant par 100 on peut les exprimer en calories par cheval-vapeur indiqué et par minute ; en les multipliant par la vapeur consommée et divisant par 100, on peut les exprimer en kilogrammes de vapeur par cheval-vapeur indiqué et par heure. Ces calculs ont été faits très soigneusement par le professeur Cotterill et on peut en les lisant en déduire d'intéressantes conclusions qui sont les suivantes : pertes considérables par les produits entraînés par l'échappement, 27 p. 100, quand, dans la première série d'essais, on n'employait pas de chemise de vapeur, et exagération de cette perte avec l'accroissement du degré de détente ; réduction de cette perte dans la série des 4 essais suivants, grâce à l'emploi de la chemise de vapeur ; augmentation invariable des déperditions avec l'accroissement des surfaces exposées à la radiation ; gain important à ce point de vue en employant le système compound, ainsi qu'on le voit dans la série finale des 5 essais du *Bach* ; la réduction de perte due à l'échappement étant en partie compensée par l'augmentation de condensation dans le cylindre à haute pression. Le gain net résultant finalement du système compound ressort bien de ces résultats. On peut examiner le travail en détail dans le traité dont sont extraits ces renseignements ; aux essais du *Dexter*, le gain s'accrut par suite de l'accroissement de vitesse du piston.

Les essais du *Rush* montrèrent une fois de plus les avantages du système compound.

Les cylindres de la machine compound du *Rush* étaient à chemise de vapeur, ceux des machines à simple expansion n'avaient pas de chemise de vapeur. Une autre machine non compound mais à chemise de vapeur, et une chaudière à vapeur

à haute pression ayant été installées sur le bateau des douanes *Gallatin*, une série d'essais de sa machinerie fut faite avec et sans chemise de vapeur afin de les comparer à ceux dont le détail est donné dans le rapport, et on en a indiqué les données sous les numéros 23 à 45 du tableau. Les 12 ou 15 premiers essais font ressortir l'heureuse influence de la chemise de vapeur qui réduit les déperditions et augmente beaucoup les rapports de détente jusqu'au maximum d'effet.

Les essais du *Gallatin* montrent qu'il en est encore de même dans une machine non compound. Celle de ce navire consistait en une paire de cylindres simples de 864 millimètres de diamètre et 762 millimètres de course, et on conduisit les essais comme ceux des autres navires. En examinant le tableau, on voit que toute la première partie de la série montre d'une façon très marquée le bon effet des chemises de vapeur, lesquelles réduisent les déperditions provenant de la condensation et permettent d'accroître le degré de détente jusqu'au rendement maximum; on y voit également le gain dû à l'accroissement des pressions. On remarque un avantage en faveur des expériences où la chemise est remplie de vapeur à une pression supérieure à celle du cylindre, mais cet avantage n'est pas important. La série finale de ces essais avec machine sans condenseur, soit avec, soit sans chemise de vapeur, montre dans les deux cas une réduction considérable de la condensation dans les cylindres; en même temps, le bon effet de la chemise de vapeur est très notable.

Le travail des ingénieurs chargés de l'essai de l'*Anthracite* qui a été résumé dans le précédent article ayant été contesté, un second essai fut fait le 19 mars 1881 et donna des résultats très comparables aux premiers, le charbon utilisé s'élevant à 0<sup>ss</sup>, 814 par cheval indiqué et par heure y compris le combustible utilisé pour l'allumage des feux. On en voit une remarquable reproduction dans la planche de la figure 124.

Des tableaux graphiques de cette nature ont une valeur toute particulière à la fois pour suivre la marche de l'essai et contrôler les chiffres recueillis directement par écrit. Comme on le voit sur cette planche, les différentes courbes tracées toutes d'après une échelle qui figure en marge, fournissent les principales données en



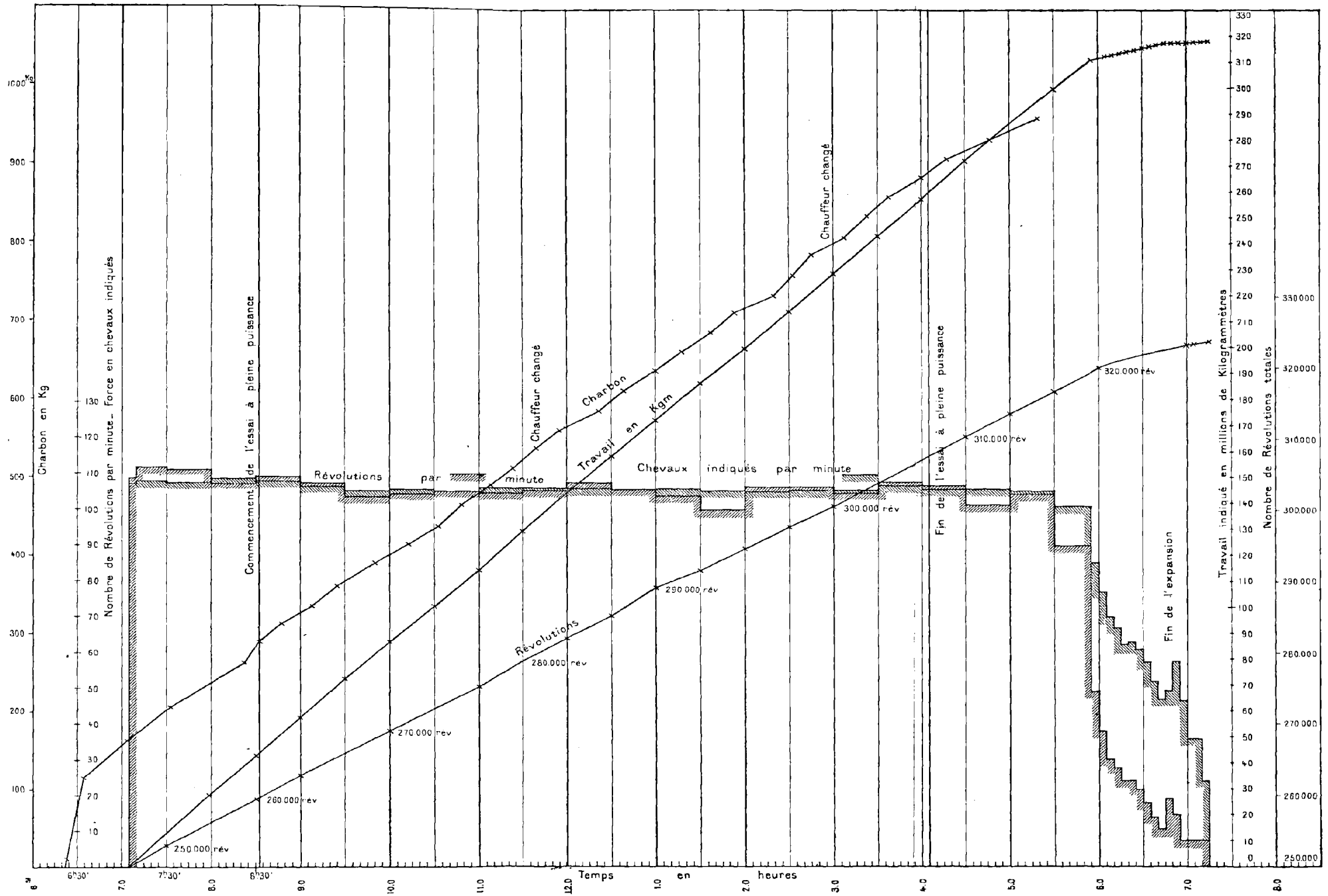


Fig. 124. — Graphique des essais de l'Anthracite.

(En face de la page 396.)



valeur absolue à un instant déterminé et leurs variations avec la marche de l'essai. En les comparant avec les chiffres obtenus pendant cet essai et dont le tableau figure au précédent article, il est facile d'en déduire toutes les relations désirables et de les contrôler les unes par les autres. Le soin avec lequel les observations ont été faites est dans une certaine mesure en rapport avec la continuité des lignes. Tout chiffre sérieusement erroné serait immédiatement reconnu par la position qu'il occuperait en dehors de la courbe dont il doit figurer un point. Les courbes représentant le nombre de tours, le travail et la consommation de charbon sont presque parfaitement rectilignes de bout en bout ; celles qui représentent la vitesse et la force montrent d'une façon plus frappante le ralentissement qui se produit à la fin de l'essai. Le tout est un bon modèle de ce type de tableau.

Un autre modèle de représentation graphique montrant la valeur, l'utilité et l'intérêt qui se rattachent à ces figures, est celui qui donne les résultats des essais du cuirassé italien *Lepanto* (fig. 125).

Le *Lepanto* est un navire en acier de plus de 18 000 chevaux indiqués, de 122 mètres de long, 22 mètres de large, 8<sup>m</sup>,60 de tirant d'eau ; 14 mètres de profondeur et environ 15 850 tonneaux de déplacement<sup>1</sup>.

Le navire a 8 corps de chaudières marines et 16 du type locomotive ; la ventilation est assurée au moyen de 20 manches à air dans les 24 foyers de la première série et les 32 foyers de la seconde. Il y a 4 séries de machines compound.

Les principaux éléments sont les suivants :

	Chaudières marines.	Chaudières locomotives
Nombre de tours par minute . . . . .		96 <sup>mm</sup>
Maximum de chev.-vap. indiqué. . . . .		18 000
Surface de condensation . . . . .		2907,76 mc.
Diamètre pour les 2 séries. . . . .		6 <sup>m</sup> 248
Surface de grille des chaudières . . . . .	44,44 mc.	62,73 mc.
Surface de chauffe. . . . .	1426,94 —	2482,28 —
Rapport . . . . .	32,1 —	39,6 —
3 cylindres (par machine) diamètre . . . . .		1372 <sup>mm</sup>
Course des pistons . . . . .		991 —

<sup>1</sup> Mayor Soliam, *Trans. Inst. Naval Archits.*, 1888.

Chaudières locomotives

Ailes, nombre. . . . .	3
Pas. . . . .	6 <sup>m</sup> ,248
Surface des ailes (pour chaque hélice) . . . . .	7,43 mc.

On trouve ci-après résumés dans un tableau les chiffres de l'essai. Il a été fait dans le golfe de Gênes, dans les conditions extérieures usuelles de service à la mer.

## ESSAIS DU CUIRASSÉ A VAPEUR ITALIEN « LEPANTO »

	ESSAIS	
	A	B
Mer. . . . .	Calmé.	Tout à fait grosse.
Vent . . . . .	Faible N.-O.	Frais N.-O.
Tirant d'eau moyen. . . . . mètres.	9,245	9,220
Surface du maitre-couple . . . . . m. <sup>2</sup> .	185,70	185,15
Déplacement. . . . . tonneaux.	16 846	16 790
Surface immergée. . . . . m. <sup>2</sup> .	3 390,8	3 384,3
Vitesse moyenne du navire . . . . . nœuds.	7,25	13,3
Nombre de chevaux indiqués . . . . .	1 004	5 714
Nombre de chaudières en action . . . . .	2 ovales	8 ovales
Nombre de machines id. . . . .	2	4
Mode d'action des machines. . . . .	compound	direct
Surface de grille utilisée . . . . . m. <sup>2</sup> .	8,74	44,44
Surface de chauffe. . . . .	324,03	1 296,14
	Totale. . . . .	1 426,94
Pression moyenne de la vapeur en kgr. par centim. carré.	Chaudières ovales . . . . . 3,515	2,604
	Chaudières locomotives . . . . .	
	Chambre des machines . . . . . 3,375	2,390
Pression d'air moyenne en mm d'eau . . . . .	Chambre de chauffe des chaudières ovales . . . . .	
	Id. locomotives. . . . .	24
Détente. . . . .	Dans les cylindres à haute pression. . . . .	0,1
	Id. basse pression. . . . .	0,6
Proportion de la détente . . . . .	11,1	5,56
Pression moyenne en kgr. par cm. <sup>2</sup> .	Cylindres à haute pression . . . . . 1,075	1,082
	Id. basse pression . . . . . 0,478	
Vide moyen dans les condenseurs . . . . . en mm.	725	726
Nombre de tours par minute . . . . .	38,8	68,73
Recul apparent moyen de l'hélice. . . . . p. 100.	6,4	4,6
Vitesse moyenne du piston par minute . . . . . mètres.	76,8	135,6
Chevaux-vapeur indiqués par mètre carré de grille. . . . .	115	124
Surface de chauffe par chev.-vap. indiqué en dm <sup>2</sup> . . . . .	Tubes. . . . . 32,33	22,76
	Totale. . . . . 35,49	24,99
Charbon consommé en tonnes par heure . . . . .	0,9	6,9
Id. en kg. par cheval-vapeur indiqué . . . . .	0,916	1,247
Charbon brûlé par m <sup>2</sup> de grille en kg. . . . .	104	158
Vapeur dépensée par cheval-vapeur indiqué par heure d'après les indications des diagrammes. . . . . kg.	7,303	8,255

Toutes les machines et chaudières fonctionnaient bien. On fit agir la soufflerie dans les chambres de chauffe qui furent scellées pour retenir l'air sous des pressions variant de 63 à 89 millimètres

d'eau ; la consommation de charbon fut de 220 à 340 kilogrammes par mètre carré de grille et par heure. Les courbes de la figure 125 montrent bien la tenue de ce grand navire.

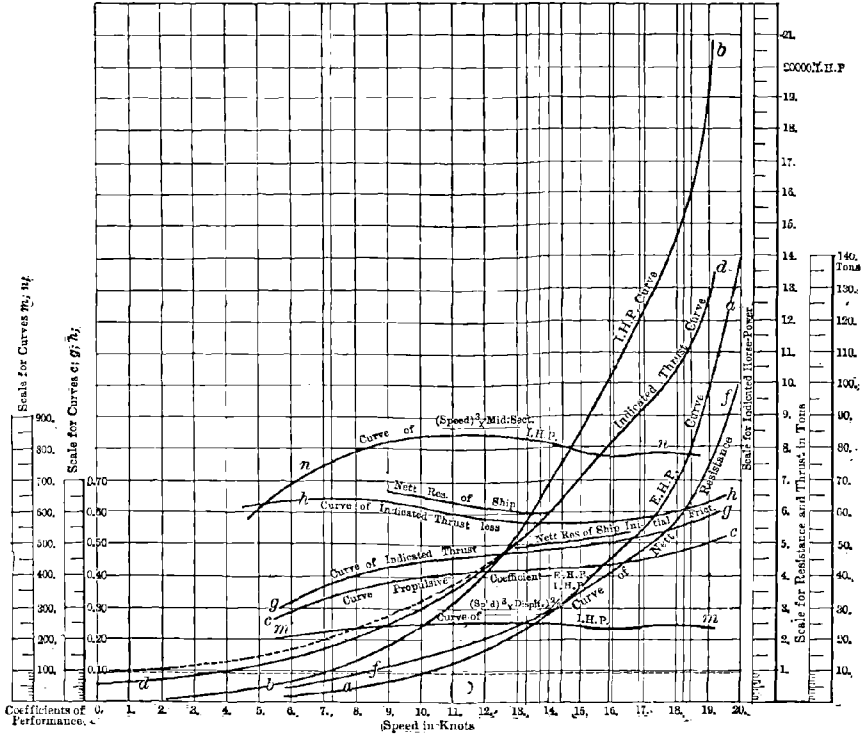


Fig. 125 a. — Courbes de rendement du « Lepanto »

Scale for curves *m*; *n*, Echelle des courbes *m*; *n*. — Scales for curves *c*; *g*; *h*; — Echelle des courbes *c*; *g*; *h*. — Coefficient of performance, coefficient de rendement. — Scale for Indicated horse power Echelle de la puissance indiquée. — Scale for Resistance and Thrust in Tons, Echelle de la résistance et de la poussée en tonnes. — Speed in knots, Vitesse en nœuds. — I. H. P., Puissance indiquée

*n*. Curve of  $(\text{Speed})^2 \times (\text{Mid. Sect.})$ . Courbe de  $(\text{vitesse})^2 \times \text{Maitre couple}$   
I. H. P. puissance indiquée

Nett Res. of ship, Résistance nette du bateau. — Curve of Indicated Thrust less. courbe de la poussée indiquée moins. — Propulsive Coefficient, Coefficient de propulsion

Curve of  $(\text{Speed})^2 \times (\text{Displ})^{1/4}$ , Courbe de  $(\text{vitesse})^2 \times (\text{déplacement})^{1/4}$ .  
I. H. P. puissance indiquée

I. H. P. Curve. — Courbe de la puissance indiquée. — Indicated thrust curve, Courbe de la poussée indiquée. — E. H. P., Travail effectif. — Curve of nett resistance, Courbe de la résistance nette.

La courbe E.H.P (force effective en chevaux effective horse-power) *a,a*, correspond à un déplacement de 16 750 tonneaux, déplacement moyen du *Lepanto* pendant les différents essais.

*b,b* est la courbe des chevaux-vapeur indiqués (indicated horse power I.-H.-P.).

*dd* est la courbe de charge d'après la courbe des chevaux-vapeur indiqués.

La ligne ponctuée à l'extrémité de la courbe *dd* montre l'augmentation de charge due au frottement des machines d'avant marchant à petite marche avec les machines d'arrière. Par suite, la charge due au frottement initial de la machine est d'environ 7,5 par rapport à la charge en pleine marche.

*ff* est la courbe de la résistance nette du navire d'après la courbe de force effective en chevaux (E, II, P).

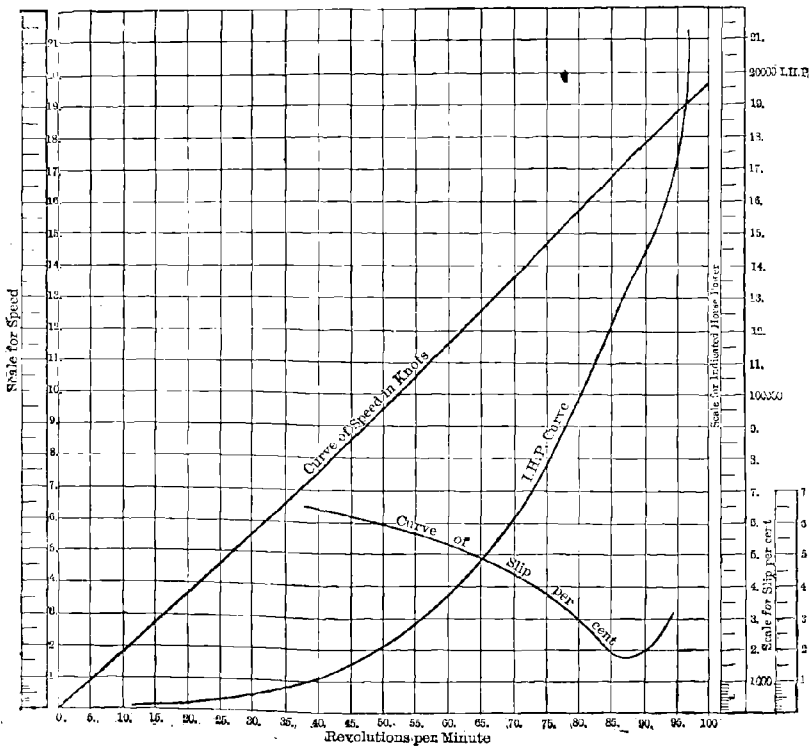


Fig. 125 b. Courbes de puissance du *Lepanto*.

Scale for speed, Echelle des vitesses. — Curve of speed in knots, Courbe des vitesses en nœuds. — I. H. P. Curve, Courbe de la puissance indiquée. — Curve of slip per cent, Courbe du recul pour cent. — Révolutions per minute, Tours par minute. — Scale for indicated horse power, Echelle pour la puissance indiquée. — Scale for slip per cent, Echelle du recul, pour cent.

L'ondulation caractéristique des courbes *aa* de force effective en chevaux, et *ff* de résistance nette à la vitesse de 16,5 nœuds environ se reproduit sur la courbe *bb* de chevaux-vapeur indiqués et sur la courbe de charge indiquée *dd*.

La courbe *cc* donne le rapport :

$$\frac{\text{E. H. P.}}{\text{I. H. P.}} = \frac{\text{force effective en chevaux}}{\text{nombre de chev.-vap. indiqués}} = p$$

c'est-à-dire le coefficient de propulsion ou le rendement net total en propulsion. Il augmente légèrement aux grandes vitesses et se rapproche de la valeur de 0,50.

Les courbes *mm* et *nn* donnent le coefficient de rendement du navire en ce qui concerne le déplacement et le maître-couple.

La courbe *gg* donne le rapport entre la résistance nette du navire et la charge indiquée.

Les courbes *hh* donnent un rapport semblable lorsque le frottement initial de la machine est pris d'après la charge indiquée.

La courbe *rr* de la figure 125 *bis* donne le nombre de chevaux-vapeur indiqués en fonction du nombre de tours.

Parmi les résultats les plus remarquables obtenus des machines marines, quelques-uns sont donnés par des torpilleurs à grande vitesse, à haute pression, à tirage forcé et à évaporation rapide<sup>1</sup>. Ainsi avec un bateau Thornycroft où l'on employait une chaudière tubulaire avec des machines développant 89 chevaux indiqués, le rendement en évaporation fut de 13<sup>kg</sup>,4 d'eau par kilogramme de charbon, et la consommation de combustible a été de 1<sup>kg</sup>,007 de charbon par cheval indiqué et par heure. Dans une autre expérience, avec une pression d'air de 6<sup>mm</sup>,9 et une machine développant 282 chevaux indiqués, le rendement en évaporation fut de 12<sup>kg</sup>,48 par kilogramme de charbon, et la consommation de charbon de 0<sup>kg</sup>,898 par cheval indiqué et par heure. Dans un autre cas avec une pression d'air de 11<sup>mm</sup>,4 et des machines développant 449 chevaux indiqués, la puissance d'évaporation fut de 12 kilogrammes d'eau par kilogramme de charbon et la consommation de 0<sup>kg</sup>,903 par cheval indiqué et par heure. Dans un quatrième essai avec 50<sup>mm</sup>,8 de pression d'air et des machines travaillant avec une chaudière donnant 775 chevaux indiqués, le rendement en évaporation fut de 10<sup>kg</sup>,29 d'eau par kilogramme de charbon, et la consommation de charbon de 1<sup>kg</sup>,025 par cheval et par heure.

Avec les essais en tirage naturel, la température des gaz de la

<sup>1</sup> Voyez *Engineering*, 22 février 1889, p. 117.

cheminée était de 216° centigrades ; dans les essais à toute vitesse, la chaudière fournissant de la vapeur pour 775 chevaux, la température était de 412° centigrades.

Le pouvoir vaporisateur du charbon fut calculé d'après sa constitution chimique et trouvé égal à 45<sup>kg</sup>,41 d'eau par kilogramme de charbon pour transformer l'eau à 100° centigrades, en vapeur à la même température. Le rendement de la chaudière avec tirage naturel était ainsi de 87 p. 100.

On dépasse ainsi les rendements d'environ 78 p. 100 obtenus avec une pression d'air de 41<sup>mm</sup>,4 et ceux de plus de 60 p. 100 obtenus avec une pression d'air de 50<sup>mm</sup>,8.

Le poids de la chaudière remplie d'eau, avec tous ses accessoires, était de 9,84 tonnes ; on obtenait donc 77,8 chevaux indiqués par tonne du poids de la chaudière en pleine vitesse, résultat comparable avec avantage à ceux obtenus pour les chaudières des locomotives.

**102.— Les essais des pompes** offrent peut-être les meilleurs moyens de recueillir directement les renseignements les plus complets, et de trouver des solutions satisfaisantes pour les problèmes relatifs à cette branche de la construction des machines. Dans ce qui va suivre à titre d'exemples, on trouvera d'excellents modèles à la fois comme méthode et comme résultat.

En 1882, on fit l'essai d'une petite pompe construite par feu George H. Corliss et destinée à la ville de Providence R. I. Les résultats furent exceptionnellement favorables. Le rapport est concis ; c'est un modèle du genre. On le trouve ci-après comme l'a fourni l'ingénieur de la ville <sup>1</sup>.

Trois jours avant l'essai, on fit une épreuve pour vérifier la quantité d'eau effectivement amenée dans le réservoir Sockanosset situé à environ 1 600 mètres du bâtiment des machines afin de comparer cette quantité au volume représentant le déplacement théorique des plongeurs de la pompe. On se servit à cet effet d'un déversoir, placé dans la chambre d'écoulement du réservoir. Les observations furent faites directement et avec le plus grand soin pendant que la machine pompait avec un débit de 4 418,642 mètres

---

<sup>1</sup> Rapport de l'ingénieur en chef. (*City of Providence*, 1882.)



cubes par vingt-quatre heures; et on trouva que, pour chaque hectolitre du volume de déplacement des plongeurs, 89,05 litres entraient dans le réservoir. C'est le résultat le plus favorable obtenu à notre connaissance. A différentes reprises, le 19 et le 20 mai, la machine pompa avec un débit dépassant 55,000 mètres cubes par vingt-quatre heures.

L'essai fut commencé le lundi matin 22 mai, et cessa le samedi soir 27 mai.

A 6 h. 50 du matin, le 22 mai, on nettoya les feux et on en alluma de nouveaux pour les 3 chaudières dont on se servit pendant l'essai. Il n'y restait plus de vapeur, car on avait laissé tomber les feux le samedi précédent dans l'après-midi. Pendant l'essai, on les entretint toutes les nuits en les chargeant à la fin de la journée, à l'exception du dernier jour où on les laissa tomber comme le samedi précédent.

La durée moyenne de marche par jour, pour les six jours, fut de 12 heures, 27 minutes, 30 secondes. Le charbon employé fut du « Cumberland », charbon bitumineux; le bois utilisé fut considéré comme équivalent à 40 p. 100 de son poids en charbon. En calculant le rendement, on ne tint pas compte des cendres, escarbilles, etc., retirées des grilles et du cendrier pendant et après l'essai. Pendant ce temps, la machine pompa 128 830,216 mètres cubes c'est-à-dire qu'elle débita 41 366,759 mètres cubes par vingt-quatre heures et son rendement fut de 344,608 kilogrammètres par kilogramme de charbon en prenant le total de la consommation; on obtint ainsi plus de 13 p. 100 en plus du rendement garanti par le contrat si on déduit de la consommation totale le charbon utilisé pour l'allumage et l'entretien, et si on ne retient que celui qui fut consommé pendant que la machine fonctionnait le rendement fut de 419 948 kilogrammètres par kilogramme de charbon.

Pendant tous les essais qui furent faits, le mécanisme travailla facilement sans aucune cause d'interruption et avec une régularité de nature à inspirer une entière confiance en son bon agencement.

Le tableau ci-après indique les résultats partiels et d'ensemble, et donne un résumé des principaux éléments de l'essai.

## RÉSULTATS JOURNALIERS ET D'ENSEMBLE ET RÉSUMÉ DES PRINCIPAUX ÉLÉMENTS

DATES	DURÉE en heures	COMBUSTIBLE UTILISÉ				Pourcentage de cendres et d'escarbilles	Hauteur en mètres	MANOMÈTRES de la chambre des machines			NOMBRE de mètres cubes pompés	RENDEMENT PAR KILOGRAMME de charbon		
		CHARBON UTILISÉ EN KILOGR.						Vapeur en kilogr.	Vide en millimètres	Réservoir en kilogr.		Calculé d'après le charbon utilisé pendant la marche	Calculé d'après le total du charbon introduit dans le foyer	
		Allumage des feux	Pendant la marche	Pour l'entretien	Total	Bois en kilogr.					Kilogrammètres	Kilogrammètres		
Mai 22. . . . .	b. m. 12,21	561	2 278	*	2 839	204	5,8	53,21	48,5	668	3,91	21 221,297	414 977	323 617
— 23. . . . .	12,25	235	2 223	196	2 674	*	8,0	53,29	49,9	665	4,20	21 335,140	427 473	355 322
— 24. . . . .	12,8	276	2 213	193	2 682	*	7,7	53,27	48,5	668	4,54	21 007,665	421 483	317 825
— 25. . . . .	12,41	281	2 268	190	2 739	»	8,4	53,37	49,4	668	4,49	21 063,513	424 874	351 836
— 26. . . . .	12,30	278	2 305	194	2 777	*	8,7	53,42	49,0	665	4,49	21 585,312	416 795	345 992
— 27. . . . .	12,40	275	2 305	190	2 770	*	16,1	53,45	49,4	662	3,61	21 782,611	420 793	350 052
Ensemble pour toute la durée de l'essai.	74,45	1 926	13 592	963	16 481	204	9,1	53,33	49,0	665	4,20	128 655,538	421 007	345 477

Nombre moyen de mètres cubes élevés par jour 20 449,191. — Nombre moyen par tour 0,794.

Ci-après on trouvera les éléments et données essentiels d'un essai d'une pompe imaginée par M. H.-F. Gaskill pour la ville de Saratoga Springs. N. Y. extraits d'un rapport de juillet 1883 dû à M. Chas. T. Porter. Les chaudières étaient du type tubulaire cylindrique, les machines du type compound. La méthode de l'essai était dans l'ensemble celle qui a été décrite à titre de modèle. Un jet de vapeur produisait un tirage légèrement forcé.

DIMENSIONS ET RENDEMENT DES CHAUDIÈRES

Type de chaudière, cylindrique, tubulaire .	
Nombre des chaudières . . . . .	2
Diamètre des chaudières . . . . .	1 676 <sup>mm</sup>
Longueur des chaudières . . . . .	5 486 <sup>mm</sup>
Nombre de tubes dans chaque chaudière . .	87
Diamètre extérieur des tubes . . . . .	76 <sup>mm</sup>
Disposition des tubes : rangées horizontales et verticales . . . . .	
Distance minimum entre les tubes et le corps de chaudière . . . . .	114 —
Hauteur du ciel de chaudière au-dessus des tubes . . . . .	610 —
Surface de chauffe dans les deux chau- dières . . . . .	
Moitié des corps cylindriques 28,89 ; tubes 228,53. Total . . . . .	257,72 m. carrés
Largeur du foyer . . . . .	1 824 <sup>mm</sup>
Profondeur . . . . .	1 754 —
Longueur des ouvertures entre les barreaux de grille . . . . .	1 524 —
Longueur de ces ouvertures non recouverte.	1 296 —
Foyer. Largeur de chaque barreau . . . .	34 —
— Largeur des passages de l'air . . . .	12,7 <sup>mm</sup>
— Mètres carrés de surface de grille pour les deux chaudières . . . . .	4,74 m. carrés
Sur lesquels la proportion pour le passage de l'air est seulement de . . . . .	0,22 —
Bouilleurs horizontaux . . . . .	
Trois fois la longueur de chaque chaudière, soit . . . . .	16 <sup>m</sup> ,459
De la séparation des chaudières à la cheminée . . . . .	7 <sup>m</sup> ,315
Total . . . . .	23,774 mètres

Diamètre intérieur de l'échappement et de la cheminée. . . . .	0,914 mètres
Hauteur de la cheminée au-dessus du bouilleur . . . . .	22,86 —
Mètres carrés de surface de chauffe par mètre carré de surface de grille . . . .	54,3 —
Mètres carrés de surface de chauffe par cheval-vapeur indiqué. . . . .	1,38

## RENDEMENT DES CHAUDIÈRES ; A L'ESSAI DE 48 HEURES

Charbon brûlé . . . . .	7,647 kg.
— par heure par mètre carré de grille. . . . .	33,69 —
Eau vaporisée . . . . .	70 742 —
— par combustion de 1 kilogramme de charbon . . . . .	9,25 —
Température moyenne de l'eau d'alimentation . . . . .	22 degrés cg.
Nombre de calories contenues dans un kilogramme de vapeur. . . . .	672,8
Equivalent à une vaporisation d'eau à 100°, à la pression d'une atmosphère de . . .	10,916 kg.
Vaporisation par heure et par mètre carré de surface de chauffe . . . . .	5,73 —

Les machines avaient une distribution variable ; les valves entre les cylindres à haute et basse pression et les valves d'échappement étaient des tiroirs à grille.

Tous les cylindres et leurs couvercles étaient à chemise de vapeur. L'eau qui s'y condensait était ramenée à la chaudière.

## DIMENSIONS DES CYLINDRES

Distance entre les centres des cylindres. . .	1 456 <sup>mm</sup>
Longueur de course dans tous les cylindres.	914 —
Nombre de cylindres à haute pression. . .	2
Diamètre —	533 <sup>mm</sup>
Diamètre des tiges de piston . . . . .	76 <sup>mm</sup>
Surface de chaque piston, moyenne des deux faces . . . . .	31,85 dm. carrés
Déplacement du piston. . . . .	349,467 dm. cubes
Espace nuisible (jeu et orifices) . . . . .	11,59 —

Proportion à ajouter ainsi au déplacement du piston . . . . .	0,04	dm. cubes
Longueur à ajouter à celle parcourue par le piston . . . . .	36,5	—
Total du déplacement et de l'espace nuisible.	210,32	—
Nombre de cylindres à basse pression. . . . .	2	
Diamètre. . . . .	1067 <sup>mm</sup>	
Nombre de tiges par piston. . . . .	2	
Diamètre . . . . .	89	
Surface de chaque piston, moyenne des 2 faces.	88,76	dm. carrés
Déplacement du piston. . . . .	811,587	dm. cubes
Espace nuisible (jeu et orifices). . . . .	22,072	—
Proportion à ajouter au déplacement du piston. . . . .	0,0272	—
Longueur à ajouter à celle parcourue par le piston . . . . .	24,9 <sup>mm</sup>	
Total du déplacement et de l'espace nuisible.	833,659	dm. cubes
Proportion à ajouter par suite de cet espace nuisible à la capacité totale du cylindre à haute pression . . . . .	0,105	—

RENDEMENT DES MACHINES, ESSAI DE 48 HEURES

Nombre moyen de tours par minute . . . . .	19,37
Vitesse moyenne du piston en mètres . . . . .	35,423
Pression atmosphérique en kilogrammes par centimètre carré. . . . .	1,0195
Nombre moyen de chevaux-vapeur développés dans les cylindres à haute pression . . . . .	109,2
Nombre moyen de chevaux-vapeur développés dans les cylindres à basse pression. . . . .	76,55
Nombre total de chevaux-vapeur développés.	185,75
Kilogrammes de charbon brûlé par heure . . . . .	159,21
— par cheval et par heure.	0,862
— d'eau vaporisée par heure . . . . .	14 74,18
— — par cheval et par heure . . . . .	7,938
Kilogrammes de charbon brûlé par heure et par cheval développé dans le cylindre à haute pression . . . . .	13,608
Moyenne totale de la contre-pression dans le cylindre à haute pression . . . . .	0,879

KILOGRAMMES D'EAU PAR HEURE D'APRÈS LES INDICATEURS

1. — Au point où cesse l'admission dans le cylindre à haute pression. . . . .	934,83	kg.
Proportion de la quantité vaporisée. . . . .	0,634	—

2. — Au point où commence la détente dans le cylindre à basse pression. . . . .	1 306,80	kg
Proportion de la quantité vaporisée. . . . .	0,886	—
Température de la vapeur dans toutes les enveloppes de vapeur en degrés centigrades. .	159°,2	
Température de l'échappement à haute pression (moyenne) . . . . .	95°,5	
Température de l'échappement à basse pression. . . . .	67°,2	

Les chaudières étaient de grande dimension et on en obtenait un rendement élevé avec une faible proportion de combustion et de vaporisation. Le charbon était cassé à la main et ne laissait que 4,73 p. 100 de cendres et d'escarbilles. Le total brûlé, en supposant que les feux aient été dans le même état à la fin et au début de l'essai, fut de 9 222 kilogrammes, ce qui donne un rendement de 325 856 kilogrammètres par kilogramme de charbon. Mais ce résultat peut être contesté, car en laissant de côté les douze premières heures, on eut pour les quarante-huit heures suivantes un rendement de 342 137 kilogrammètres par kilogramme de charbon consommé, ce qui peut être considéré comme le rendement exact. Il était supérieur d'environ 28 p. 100 à ce qui avait été stipulé.

En étudiant les diagrammes, on trouva que 0,366 de la vapeur était condensé dans les cylindres à haute pression et existait à l'état d'eau au point où cessait l'admission.

Pendant la détente dans ces cylindres, la moitié environ se vaporisait de nouveau en plus de l'évaporation due à la conversion de chaleur en travail.

A la fin de la course dans le grand cylindre 88,6 p. 100 de la vapeur des chaudières se trouvait à l'état de vapeur.

En règle générale, plus la pression finale est élevée dans le premier cylindre, plus la chute est grande en passant dans le second. Cette chute donne la mesure de la chaleur perdue en ce point; elle permet d'imaginer ce que peut être la condensation de la vapeur qui entre dans des cylindres dont la surface est également exposée à cette même vapeur refroidie et où cependant la pression ne tombe pas parce que l'afflux de vapeur est illimité. L'économie réalisée quoique très notable est encore loin de ce que peuvent

donner de semblables machines ; dans le cylindre à haute pression pris isolément, elle est au-dessous de ce qu'on peut obtenir avec des machines sans condensation de première qualité ; on peut l'augmenter en évitant plus soigneusement la perte de chaleur sans accomplissement de travail, dans le passage de la vapeur du tuyau de vapeur au condenseur. Ceci peut être réalisé soit en augmentant la vitesse du piston, soit en surchauffant légèrement la vapeur. Une combinaison de ce genre aurait pour effet, d'après M. Porter, d'augmenter le rendement de 20 à 25 p. 100.

## DIMENSIONS ET RENDEMENT DES POMPES

Nombre de pompes . . . . .	2
Longueur réunie des deux chambres de chaque pompe. . . . .	2,286 mètres.
Largeur des deux chambres de chaque pompe	0,686 —
Hauteur des deux chambres de chaque pompe.	0,889 —
Capacité de chaque chambre. . . . .	707,883 dm. cubes
Diamètre du plongeur. . . . .	508 <sup>mm</sup>
Diamètre de la tige. . . . .	102 —
Surface du plongeur (moyenne des 2 faces).	19,85 dm. carrés
Course du plongeur. . . . .	914 <sup>mm</sup>
Déplacement du plongeur. . . . .	181,738 dm. cubes
Nombre de doubles courses de chaque plongeur par minute. . . . .	19,37 —
Vitesse moyenne du plongeur par minute. .	35,423 mètres
Nombre de valves fonctionnant ensemble. .	84 —
Diamètre de chaque orifice de valve. . . .	33,33 <sup>mm</sup>
Surface totale des ouvertures. . . . .	732,874 cm. cubes
Levée de chaque valve. . . . .	3,33 <sup>mm</sup>
Vitesse moyenne de l'eau au passage des soupapes, par seconde. . . . .	1,60 mètres
Poids de chaque soupape. . . . .	0,255 kg.
Poids de chaque soupape par centimètre carré d'orifice. . . . .	0,029 —
Résistance au courant par centimètre carré d'orifice. . . . .	0,018 —
Perte totale de débit par centimètre carré (0,029 + 0,018) × 2. . . . . =	0,094 —
Excédent moyen de pression dans le tuyau de refoulement, par centimètre carré. . . .	5,946 —
Proportion de force perdue au passage des soupapes. . . . .	0,016 —

Temps employé par les soupapes pour se fermer, en secondes. . . . .	0,04
Mouvement du plongeur pendant que les soupapes se ferment. . . . .	1,78 <sup>mm</sup>
Proportion de course perdue à fermer tant les soupapes d'admission que celles de refoulement . . . . .	0,004 —
Quantité nette refoulée par les 2 pompes pour chaque double course. . . . .	718,49 kg.
Quantité refoulée par jour à 18 tours par minute . . . . .	22 356,6 m. cubes
Nombre de doubles courses effectuées en 48 heures d'essai. . . . .	55,779 —
Travail net accompli par chaque double course. . . . .	42 688,6 kilogram.
Travail net accompli par kilogramme de charbon consommé . . . . .	312,137 —

Comme contraste avec les résultats des essais de types plus modernes on trouvera ci-après les éléments de l'essai d'une machine du type de Cornouailles bien conçue et bien construite; ils ont été fournis à l'auteur par l'ingénieur de la ville de Providence R. I., fonctionnaire chargé de la direction de cette machine.

RAPPORT SUR UNE MARCHE D'ESSAI D'UNE SEMAINE, PAR UNE MACHINE DE CORNOUAILLES

PROVIDENCE, R. I., 1882

DATES		DURÉE DE MARCHÉ en heures	NOMBRE de COURSES	COURSES par minute	LONGUEUR MOYENNE de la course	HAUTEUR TOTALE agissant contre la pompe	TEMPÉRATURE DE L'EAU dans le puisard (Degrés C.)	POIDS DU M. CUBE D'EAU (températ. moyenne)	BOIS UTILISÉ pour l'alumage des feux	VALEUR DE CE BOIS en charbon
		h. m.			mètres	mètres		kilog.	kilog.	kilog.
6										
Lundi	février. . .	13, 22	5 505	6 864	3, 29	49,85	1°, 1	999,295	392, 8	131, 1
Mardi	— . . . . .	12, 50	5 545	7 088	3, 31	51, 03	1°, 1	999,295	»	»
Mercredi	8 — . . . . .	12, 52	5 546	7 080	3, 33	51, 46	2°, 2	999,328	»	»
Jeudi	— . . . . .	12, 56	5 546	7 046	3, 32	51, 44	2°, 7	999,344	»	»
Vendredi	10 — . . . . .	13, 01	5 433	6 956	3, 30	51, 51	2°, 7	999,344	»	»
Samedi	11 — . . . . .	12, 51	5 459	7 080	3, 34	51, 88	2°, 7	999,344	»	»
<b>TOTAUX ET MOYENNES. . .</b>		<b>77, 52</b>	<b>32 789</b>	<b>7 018</b>	<b>3 32</b>	<b>51, 18</b>	<b>2°, 2</b>	<b>999,328</b>	<b>392, 8</b>	<b>131, 1</b>



DATES	CHARBON UTILISÉ pour l'entretien	CHARBON UTILISÉ pour l'allumage et pendant la marche de la pompe	VALEUR EN CHARBON de la totalité du combustible	CENDRES	POURCENTAGE des cendres	NOMBRE de mètres cubes pompés	DÉBIT EN MÈT. CUBES par 24 heures	RENDEMENT EN KGM. par kg. de charbon, d'après le total de la consomm. de combust.
	kg.	kg.	kg.	kg.	p. 100			
Lundi 6 février . . .	"	3 968	4 099	479	4,3	15 358,566	27 576,478	457 748
Mardi 7 " . . .	340,2	3 483	3 823	258	6,75	15 354,453	28 714,824	470 858
Mercredi 8 " . . .	220,4	3 484	3 704	239	6,44	15 423,361	28 761,498	478 571
Judi 9 " . . .	215,0	3 546	3 762	280	7,44	15 410,862	28 597,478	475 691
Vendredi 10 " . . .	232,2	3 515	3 747	281	7,5	15 241,979	28 403,069	474 687
Samedi 11 " . . .	226,8	3 447	3 698	339	9,17	15 456,071	28 867,372	480 794
TOTAUX ET MOYENNES. .	1 234,6	21 443	22 833	1 576	6,9	92 251,292		172 393

Surface du plongeur, 77,28 décimètres carrés. Cette surface est celle adoptée par le service des eaux.

Perte de force déterminée par déversoir, 8,49 p. 100. Le rendement calculé sur la quantité est réellement débitée.

Le rendement des pompes à vapeur de petite dimension doit être rangé parmi ceux qui sont le plus bas.

Une pompe à vide, essayée par M. Emery en 1874, fournit un rendement (d'après les bases du calcul précédent) de 14 335 kilogrammètres; une autre, essayée par M. J.-F. Flagg à l'exposition de Cincinnati en 1875, en ramenant également le calcul aux mêmes bases, donna au maximum 9 912 kilogrammètres<sup>2</sup>. Quelques pompes à vide et à vapeur ont donné des rendements qui auraient atteint 30 500 à 33 550 kilogrammètres; les petites pompes à vapeur ne valent pas mieux que les pompes à vide. Des expériences faites à l'exposition de l'*American Institute* en 1867 ont montré que des pompes à vapeur moyennes, n'utilisent pas plus de 50 p. 100 de la force indiquée dans les cylindres, le reste étant absorbé par les frottements et plus spécialement par le passage de l'eau à travers la pompe. Toutes les pompes à vapeur exigent en général que le cylindre à vapeur ait une surface équivalant à 3 ou 4 fois celle du cylindre à eau afin que la force soit suffisante lorsque accidentelle-

<sup>1</sup> Dans le total on trouva 24 kilogrammes de charbon non brûlé.

<sup>2</sup> *Amer. Machinist*, sept. 1878, p. 2.

ment la pression baisse; par suite, la pression nette ou effective ne forme qu'un faible pourcentage de la pression totale; à cela, il faut ajouter l'étendue des surfaces radiantes extérieurement, et intérieurement l'absence totale de détente, ce qui rend les déperditions très considérables. Une pompe essayée par M. Emery exigea 54 kilogrammes de vapeur par cheval indiqué et par heure et il est à croire que la dépense descend rarement au-dessous de 27 kilogrammes; comme 50 p. 100 seulement de la force indiquée est utilisée, les pompes à vapeur ordinaire n'exigent pas moins de 54 kilogrammes de vapeur par heure, par cheval utilisé à l'élévation de l'eau; ce qui donne un rendement de 45 750 kilogrammètres par kilogramme de charbon, soit 5 555 calories par kilogramme, comme on l'indique dans les exemples ci-après.

Ces exemples représentent l'application d'un système de calcul très ingénieux proposé par M. Barrus<sup>1</sup>.

Le rendement des machines peut s'exprimer d'après la formule suivante :

$$\begin{aligned} \text{Rendement} &= \frac{\text{Nombre de kilogrammètres de travail effectué,}}{\text{Nombre de calories consommées}} \times 5555 \\ &= \frac{[C V W N - L] \times [H + S + h] \times 5555}{\text{Nombre de calories consommées,}} \end{aligned}$$

formule dans laquelle

V = volume du déplacement du piston pendant une course, en mètres cubes.

W = poids d'un mètre cube d'eau.

N = nombre de courses pendant l'essai.

H = hauteur en mètres correspondant aux indications du manomètre sur le tuyau de refoulement.

h = hauteur en mètres, correspondant aux indications du manomètre à vide sur le tuyau d'aspiration.

C'est une quantité négative lorsqu'il y a une charge d'eau sur le tuyau d'aspiration et qu'on se sert d'un manomètre de pression.

---

<sup>1</sup> *London Engineering*, Bebr. 15, 1889, p. 170.

- S = distance verticale en mètres entre les centres des 2 manomètres.  
L = fuite totale des plongeurs pendant l'essai (d'après l'estimation de fuite faite, la pompe en repos).  
C = correction pour l'air introduit dans la pompe = proportion de la course pendant laquelle la pompe est soumise à la pleine pression de décharge, d'après le diagramme de l'indicateur.

Le nombre de calories consommées = le poids d'eau fourni à la chaudière par la pompe d'alimentation principale  $\times$  par la chaleur totale de la vapeur, en tenant compte de la pression indiquée par la chaudière et en déduisant la température du réservoir principal d'alimentation, plus le poids d'eau fourni par les pompes des chemises de vapeur  $\times$  par la chaleur totale de la vapeur à la pression de la chaudière, et en déduisant la température de l'eau de ces chemises de vapeur; plus le poids de toute autre quantité d'eau introduite  $\times$  par la chaleur totale en déduisant la température au moment de l'introduction. La chaleur totale de la vapeur est corrigée suivant l'humidité qu'elle peut contenir, ou le degré de surchauffe.

Pour l'humidité, la correction a lieu dans le sens d'une soustraction, et on la trouve en multipliant la chaleur latente de la vapeur par le pourcentage d'humidité et divisant le produit par 100. Pour le surchauffage, la correction a lieu dans le sens d'une addition, et se trouve en multipliant le nombre de degrés de surchauffe (c'est-à-dire l'excès de la température de la vapeur sur la température normale de la vapeur saturée) par 0,48. Il n'est rien alloué pour la chaleur augmentant la température de l'eau d'alimentation, quelle qu'en soit la source, si ce n'est lorsqu'elle provient de la machine ou d'un de ses accessoires. La chaleur ajoutée à l'eau par l'usage d'un bouilleur ne doit pas être déduite. Si la chaleur du conduit de cheminée est distraite par un réchauffeur en communication avec le réservoir intermédiaire de la machine, cette chaleur doit être comprise dans le total de la quantité de chaleur fournie par la chaudière.

Les exemples suivants sont donnés pour représenter cette méthode. Les chiffres ne correspondent pas exactement à des essais réels; ce sont en chiffres ronds ceux qu'on a obtenus.

PREMIER CAS. — Machine compound, à chemise de vapeur, à

volant. Eau des chemises de vapeur revenant à la chaudière par la gravité. Condenseur à injection avec pompe à air actionnée par la machine principale alimentée par un puits à eau chaude recevant la purge du réservoir intermédiaire. Pas de réchauffeurs.

1 Pression dans la chaudière d'après le manomètre. . . . .	7 <sup>kg</sup> ,031	
2 Capacité de déplacement du piston, une course (V). . . . .	0,353 941	m. cubes
3 Nombre de courses pendant l'essai (N). . . . .	140 000	—
4 Pression d'après le manomètre de la conduite de refoulement. . . . .	3 <sup>k</sup> ,625	
5 Vide d'après le manomètre du tuyau d'aspiration. . . . .	121,9 <sup>mm</sup>	
6 Distance verticale entre les manomètres (S). . . . .	3,048	mètres
7 Température de l'eau dans le puisard. . . . .	13,5	degrés
8 Fuite de la pompe d'après l'essai au repos (L). . . . .	247662	kg.
9 Diagramme de la pompe (rectangulaire) C. . . . . =	1	—
10 Poids de l'eau d'alimentation . . . . .	85 275	—
11 Poids de l'eau venant des chemises . . . . .	40 82	—
12 Température de l'eau d'alimentation . . . . .	37°,7	
13 Température de l'eau des chemises. . . . .	144°,7	
14 Pourcentage d'humidité . . . . .	2,5	

## ÉLÉMENTS ADDITIONNELS BASÉS SUR LES PRÉCÉDENTS

15 Poids d'un mètre cube d'eau à 13,5 degrés (W). . . . .	999,61	kg.
16 Hauteur correspondant à la pression de la conduite de refoulement $\frac{3,625 \times 10,000}{999,61} = H$ . . . . .	56,265	mètres
17 Hauteur correspondant au vide dans la conduite d'aspiration $[121,9 \times 13,5] = h$ . . . . .	1,646	—
18 Chaleur totale d'un kilogramme de vapeur sèche à 7 <sup>kg</sup> ,031 de pression décomptée à partir de 0 degré centigrade . . . . .	638,2	calories
19 Chaleur totale d'un kilogramme de vapeur à la pression de 7 <sup>kg</sup> ,031, contenant 2,5 p. 100 d'humidité. . . . .	646,9	—
20 Chaleur totale d'un kilogramme de vapeur à la pression de 7 <sup>kg</sup> ,031 contenant 2,5 p. 100 d'humidité décomptée à partir de la température de l'eau d'alimentation (37,7 degrés centigrades) . . . . .	608,1	—

- 21 Chaleur totale d'un kilogramme de vapeur à 7<sup>kg</sup>,031 de pression, contenant 2,5 d'humidité et décomptée à partir de la température de l'eau des chemises de vapeur (144 degrés 7 centigrades) . . . . . 501,2 calories
- 22 Chaleur consommée par la machine  
 $85\ 275 \times 608,1 + 40\ 82 \times 501,2 = 53.903,969$  calories.

Appliquant ces quantités à la formule de rendement, on a :

$$\left[ \left( \frac{N}{140\ 000} \times \frac{V}{0,353\ 941} \times \frac{W}{999,61} \right) - \frac{L}{247662} \right] \times \left( \frac{H}{56,265} + \frac{h}{1,646} + \frac{S}{3,048} \right) \times 5555$$

$$= \frac{53\ 903\ 959}{306\ 809} \text{ kgm par kg de charbon.}$$

DEUXIÈME CAS. — Machine duplex, à action directe, compound, à chemise de vapeur. Condenseur à injection. Pompe à air indépendante, échappement dans un réchauffeur. Eau d'alimentation fournie par un petit cheval indépendant avec échappement dans le réchauffeur. Eau des chemises de vapeur retournant à la chaudière sans passer par le réchauffeur.

- |   |                    |
|---|--------------------|
| 1 Pression dans la chaudière au monomètre.                                  | 8,437 kg.          |
| 2 Capacité de déplacement du piston de la pompe pour une course (V) . . . . | 0,106 182 m. cubes |
| 3 Nombre de courses pendant l'essai (N) . .                                 | 76 000             |
| 4 Pression indiquée dans la conduite de refoulement . . . . .               | 7,031 kg.          |
| 5 Vide indiqué dans la conduite d'aspiration . . . . .                      | 237 <sup>mm</sup>  |
| 6 Distance verticale entre les deux manomètres (S) . . . . .                | 2,438 mètres       |
| 7 Température de l'eau dans le puisard. . .                                 | 26,6 dg. cg.       |
| 8 Fuite de la pompe, déterminée par un essai au repos . . . . .             | 160,817 kg.        |
| 9 Diagramme de la pompe. Rectangulaire C = . . . . .                        | 1                  |
| 10 Poids de l'eau fournie par la pompe alimentaire. . . . .                 | 25,401 —           |
| 11 Poids de l'eau fournie par les chemises de vapeur. . . . .               | 2,903 —            |
| 12 Température de l'eau d'alimentation. . .                                 | 401,7 dg. cg.      |
| 13 Température de l'eau des chemises. . . .                                 | 138,4 —            |
| 14 Pourcentage d'humidité dans la vapeur.                                   | 3 p. 100           |

ÉLÉMENTS ADDITIONNELS BASÉS SUR LES PRÉCÉDENTS

- 15 Poids d'un mètre cube d'eau à 26,6 degrés (W). . . . . 996,4 kg.

16	Hauteur correspondant à la pression dans la conduite de refoulement $\left( \frac{7,031 \times 10\ 000}{996,4} \right) = H$ . . . . .	70,559 mètres
17	Hauteur correspondant au vide de la conduite d'aspiration $(0,237 \times 13,5) = h$ . . . . .	3,200 —
18	Chaleur totale d'un kilogramme de vapeur sèche à 8,437 kilogrammes de pression comptée à partir de 0 dg. cg. . . . .	662,5 calories
19	Chaleur totale d'un kilogramme de vapeur à 7,031 kilogrammes de pression et contenant 3 p. 100 d'humidité. . . . .	645,2 —
20	Chaleur totale d'un kilogramme de vapeur à 7,031 kilogrammes de pression, contenant 3 p. 100 d'humidité, décomptée à partir de la température du réservoir d'eau d'alimentation (101,7 dg. cg.). . . . .	543,5 —
21	Chaleur totale d'un kilogramme de vapeur à 7,031 kilogrammes de pression, contenant 3 p. 100 d'eau, décomptée à partir de la température de l'eau des enveloppes de vapeur (138,4 dg. cg.). . . . .	506,8 —
22	Chaleur consommée par la machine	
	$25401 \times 543,5 + 2903 \times 506,8 = 15\ 276\ 966$	

Appliquant ces quantités à la formule, on trouve pour le rendement :

$$\frac{[(76\ 000 \times 0,106\ 182 \times 996,4) - 160\ 817] \times (70,559 + 2,438 + 3,2) \times 5555}{15\ 276\ 966}$$

$$= 218\ 506 \text{ kilogrammètres par kilogramme de charbon.}$$

TROISIÈME CAS. — Machine compound, à volant, à chemise de vapeur. Réservoir intermédiaire pourvu d'un réchauffeur alimenté avec de la vapeur vive. Conduite de vapeur principale avec séparateur. Eau des enveloppes, du réchauffeur et du séparateur entraînée dans un réservoir clos à la pression de la chaudière d'où elle est conduite dans la chaudière au moyen d'une petite pompe à vapeur. Condenseur à injection avec pompe à air indépendante et échappement dans l'atmosphère à travers un réchauffeur. Eau d'alimentation puisée dans le réservoir à eau chaude et fournie à la chaudière par un injecteur se déchargeant dans le réchauffeur. L'eau d'alimentation du réservoir principal et l'appoint d'alimenta-

tion se réunissent dans le même tuyau à l'endroit où celui-ci est relié à la chaudière. La pompe auxiliaire a son échappement dans le réchauffeur. Nombre de plongeurs, 2; diamètre de chaque plongeur, 483 millimètres; longueur de chaque course, 914 millimètres; diamètre de chaque tige de piston 89 millimètres.

1 Pression dans la chaudière (au manomètre)	8,437 kg.
2 Capacité du déplacement du piston de la pompe, une course : (V) . . . . .	0,164 398 m. cubes
3 Nombre de courses d'un plongeur pendant l'essai (N) . . . . .	280 000
4 Pression indiquée dans la conduite de refoulement. . . . .	5,625 kg.
5 Vide indiqué dans la conduite de retour.	122 <sup>mm</sup>
6 Distance verticale entre les centres des manomètres (S) . . . . .	3,048 mètres
7 Température de l'eau dans le puisard. .	15,5 degrés cg.
8 Fuite du plongeur d'après l'essai fait au repos (L) . . . . .	247 662 kg.
9 Correction pour admission d'air dans la pompe (C) . . . . .	0,95 —
10 Poids de l'eau fournie par la pompe d'alimentation principale. . . . .	85 275 —
11 Poids de l'eau fournie par la pompe auxiliaire et venant de l'enveloppe, du surchauffeur et du séparateur. . . . .	5 443 —
12 Poids de l'eau se déchargeant des enveloppes de vapeur. . . . .	3 175 —
13 Poids de l'eau provenant du surchauffeur.	907 —
14 Poids de l'eau venant du séparateur. .	1 361 —
15 Température de l'eau fournie à l'injecteur par le réservoir à eau chaude. . . .	43,3 degrés cg.
16 Température de l'eau venant de l'injecteur et entrant dans le réchauffeur. . . .	82,2 —
17 Température de l'eau d'alimentation à la sortie du réchauffeur. . . . .	101,7 —
18 Température de l'eau des enveloppes de vapeur avant son entrée dans le réservoir.	143,3
19 Température de l'eau du réchauffeur avant son entrée dans le réservoir. . . .	148,9 —
20 Température de l'eau du séparateur avant son entrée dans le réservoir. . . . .	171,1 —
21 Pourcentage d'humidité de la vapeur quittant le séparateur d'après des essais calorimétriques . . . . .	0,5 p. 100
22 Poids d'un mètre cube d'eau à 15,5 degrés (W) . . . . .	999,61 kg.

23 Hauteur correspondant à la pression dans la conduite de refoulement $\frac{5,625 \times 10.000}{999,64} = H = \dots$	56,265 mètres
24 Hauteur correspondant au vide du tuyau d'aspiration $121,9 \times 13,5 = (h)$	1,646 mètres
25 Chaleur totale d'un kilogramme de vapeur sèche à 8,437 kilogrammes de pression, comptée à partir de 0 deg.cg.	662,5 calories
26 Chaleur totale d'un kilogramme de vapeur à 8,437 kilogrammes de pression contenant 0,1 p. 100 d'humidité = 662,5 - [(0,01 $\times$ 480) chaleur latente]. . . .	657,7 —
27 Chaleur totale d'un kilogramme de vapeur à 8,437 kilogrammes de pression, contenant 0,5 d'humidité, comptée à partir de la température du réservoir principal d'alimentation, avec correction pour la chaleur provenant de l'injecteur = 657,7 - [43,3 + (102,1 - 82,5)] = 657,7 - 62,9. . . . .	594,8 —
28 Chaleur totale d'un kilogramme de vapeur à 8,437 kilogrammes de pression contenant 0,5 p. 100 d'humidité, comptée à partir de la température de l'eau de l'enveloppe (143°2) 657,7 - 144,4. . . . .	513,3 —
29 Chaleur totale d'un kilogramme de vapeur à 8,437 kilogrammes de pression, contenant 0,5 p. 100 d'humidité, comptée à partir de la température de l'eau du réchauffeur (148°9) 657,7 - 150. . . . .	507,7 —
30 Chaleur perdue par le refroidissement d'un kilogramme d'eau du séparateur, de la température de la chaudière (176,6) à la température de décharge dans le réservoir (171,1) 178,1 - 172,6.	5,5 —
31 Chaleur consommée par la machine (85275 $\times$ 594,8) + (3175 $\times$ 513,3) + (907 $\times$ 507,7) + (1365 $\times$ 5,5)	52 818 545 calories

En appliquant ces quantités à la formule on a :

Rendement :

$$\left[ \frac{C \quad V \quad W \quad N \quad H \quad h \quad S}{(0,95 \times 0,164 \ 398 \times 999,64 \times 280.000 \mid \times (56,265 + 1,646 + 3,048))} \right] \times 5555$$

= 280 571 kilogrammètres par kilogramme de charbon



Quand il s'agit de faibles élévations et s'il faut y amener de grandes quantités d'eau, les pompes centrifuges, conduites à grande vitesse par des machines marchant rapidement sont généralement employées. Des arrangements de ce genre sont également employés usuellement dans les navires à vapeur. Les pompes centrifuges ne sont pas économiques quand il y a de grandes élévations ou quand la force employée à les conduire revient à un prix élevé. M. Hansen donne la formule suivante, avec une estimation faible sans doute, de la puissance exigée pour les meilleures pompes centrifuges :

$$I. H. P. \text{ (force en chevaux-vapeur indiqués)} = \frac{V H^{1.5}}{50 \cdot 50}$$

dans laquelle V est le nombre de litres élevés par minute à la hauteur H, en mètres <sup>1</sup>.

Le tableau ci-après représente les résultats des pompes centrifuges de la marine allemande suivant la traduction de M. Hansen <sup>2</sup> :

TRAVAIL DES POMPES CENTRIFUGES

Numéro de l'expérience	NOM du NAVIRE	DURÉE de l'essai		CYLINDRE à vapeur			POMPES CENTRIFUGES			ÉLÉVATION			
		Minutes	Secondes	Nombre	Diamètre	Course	Nombre de pompes	Diamètre du disque	Diamètre du tuyau d'aspiration	Diamètre du tuyau de refoulement	Aspiration	Refoulement	TOTAL
1	Sachsen . . . .	4	00, 0	2	300	300	2	800	340	360	1, 801	3, 100	4, 901
2	Wärtemberg . .	3	50, 0	2	310	300	2	800	340	360	1, 050	2, 810	3, 870
3	Leipzig . . . . .	2	57, 5	2	497	334	2	1 110	314	314	3, 551	0, 799	4, 350
4	Bayern . . . . .	4	10, 0	2	270	262	2	760	310	310	2, 320	2, 381	4, 701
5	Bismark . . . . .	5	17, 5	2	»	»	2	»	»	»	2, 599	2, 399	4, 900
6	Blücher . . . . .	12	25, 0	2	»	»	2	»	»	»	2, 408	2, 160	4, 568
7	Gneisenau . . . .	12	30, 0	2	»	»	2	»	»	»	2, 201	1, 161	3, 362
8	Moltke . . . . .	6	45, 0	2	»	»	2	»	»	»	2, 600	1, 801	4, 401
9	Stosch . . . . .	18	5, 0	2	300	250	2	700	210	210	2, 021	2, 131	4, 155
10	Stein . . . . .	5	41, 5	2	270	238	2	700	315	315	2, 520	1, 000	3, 520
11	Olga . . . . .	2	8, 0	2	230	240	2	700	300	300	2, 850	0, 452	3, 302
12	Marie . . . . .	6	0, 0	2	210	210	2	600	210	380	2, 600	1, 600	4, 200
13	Blitz . . . . .	1	49, 0	1	»	»	1	»	250	250	1, 460	1, 969	3, 429
14	Mowe . . . . .	8	0, 0	2	160	140	2	320	120	120	1, 399	1, 399	2, 800

<sup>1</sup> *Engineering*, 22 février 1889, p. 182.

<sup>2</sup> Busley, *Die Schiffsmaschine*, 1883.

Numéro de l'expérience	QUANTITÉ d'eau élevée		MACHINE A VAPEUR						POMPE					
	Totale	Par minute	Pression dans la chaudière	Ouverture du registre de vapeur	Nombre de tours par minute	Pression moyenne sur le piston	Chevaux-vapeur indiqués	Chevaux-vapeur au frein	Chevaux-vapeur en eau élevée	Effet utile	Vitesse de l'eau dans la conduite	Vide dans le tuyau d'aspiration		
													litres	litres
1	34 884	8 721	2,00	1,00	260,0	0,963	45,08	»	9,37	20,8	1,600	0,250		
2	30 686	7 953	2,00	1,00	247,0	1,071	52,18	»	7,62	14,6	1,460	0,220		
3	49 578	16 777	1,58	1,00	211,0	0,847	95,29	»	16,00	16,8	1,810	0,240		
4	35 984	8 636	2,00	1,00	343,3	0,781	31,07	»	8,91	28,9	1,914	0,260		
5	23 690	4 562	2,00	1,00	350,0	»	»	14,10	4,73	33,7	1,008	»		
6	106 353	8 568	2,00	1,00	400,0	»	»	16,37	8,45	51,6	1,890	»		
7	103 954	8 816	2,00	0,22	337,0	»	»	12,13	6,00	50,0	1,830	»		
8	17 892	2 730	2,00	0,13	332,5	»	»	10,55	2,71	25,7	0,610	»		
9	133 041	7 892	2,00	1,00	385,0	»	»	»	6,71	»	3,540	0,450		
10	33 686	5 975	1,90	1,00	324,5	»	»	»	4,59	»	1,271	0,290		
11	24 689	11 740	4,92	1,00	433,0	2,114	79,40	»	8,47	10,7	2,745	0,660		
12	38 983	6 497	3,60	1,00	370,0	0,846	24,46	»	6,03	24,6	0,960	0,270		
13	7 896	4 348	3,00	0,25	325,0	0,847	10,73	»	3,26	30,3	1,469	0,120		
14	5 797	725	7,00	1,00	420,0	»	»	»	0,27	»	1,070	»		

103. — Le système d'essai Farey et Donkin a déjà été décrit (§ 83) dans le chapitre précédent. Le mesurage de la chaleur provenant de la décharge du condenseur fournit, comme on l'a vu, la méthode la plus simple, la mieux appropriée et la plus exacte pour

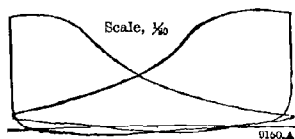


Fig. 126. — Diagramme  $\left(\frac{1}{20}\right)$ .



Fig. 127. — Diagramme  $\left(\frac{1}{32}\right)$ .

faire une étude thermodynamique du rendement des machines. Le professeur Unwin a appliqué ce système à l'étude d'une pompe Worthington munie de ses « égaliseurs », ce qui composait ce qu'on a appelé le type de machine de cette nature, à haut rendement. Ci-après les résultats consignés dans son rapport<sup>1</sup> :

On s'était arrangé pour faire un essai de huit heures, des machines seules, et un essai de vingt-quatre heures des machines et chau-

<sup>1</sup> London Engineering, 7 déc. 1888.

dières simultanément; l'écoulement de l'eau des enveloppes était disposé de façon à en permettre le mesurage.

*Machines.* — Les machines étaient du système compound et pompaient un grand volume d'eau à une faible élévation. Les pistons à haute pression avaient 686 millimètres de diamètre, et les pistons à basse pression 1 372 millimètres. La course est variable avec maximum de 1 118 millimètres d'un fond de cylindre à l'autre

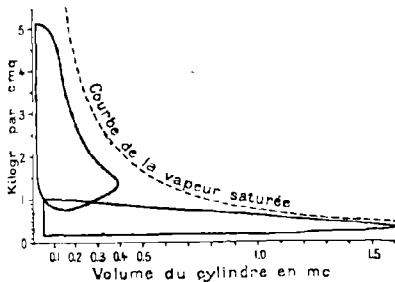


Fig. 128. — Diagrammes moyens

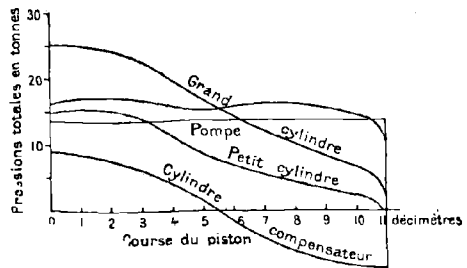


Fig. 129. — Courbes des pressions.

fond. Pendant les essais, la course resta constante et fut d'environ 1 092 millimètres. Les machines actionnaient des pistons plongeurs de 1 016 millimètres de diamètre et d'une course égale à celle des pistons à vapeur. Des cylindres compensateurs absorbaient la force pendant la première moitié de la course et la restituaient pendant la seconde moitié. Il y en avait deux par machine, de 279 millimètres de diamètre, chargés d'air comprimé à environ 8<sup>kg</sup>,44 par centimètre carré. Les pompes prenaient l'eau dans un puisard communiquant avec la rivière et la refoulaient par deux tuyaux de 0<sup>m</sup>,914 dans des réservoirs situés à 14 500 mètres de distance. La hauteur mesurée pendant les essais et déduite de la différence de pression dans les tuyaux d'aspiration et de refoulement était de 15<sup>m</sup>,24 à 19<sup>m</sup>,80. Ce mesurage s'effectuait sur des colonnes de mercure communiquant, suivant ce qui avait été convenu par le contrat, avec les tuyaux d'aspiration et de refoulement et qu'on observait dans la chambre des machines où elles étaient installées.

L'indicateur de la pression dans les tuyaux d'aspiration communiquait avec ce dernier juste au-dessous du plancher, et les pressions qu'il indiquait étaient comptées du niveau de ce plancher. L'addition

des lectures des colonnes de mercure était prise comme élévation effective.

Le niveau indicateur de la pression dans le tuyau de refoulement communiquait avec ce dernier en un point situé en arrière de la soupape de retenue, de sorte que la résistance de cette soupape était comptée parmi les frottements de la machine et ne comptait pas comme travail utile des pompes.

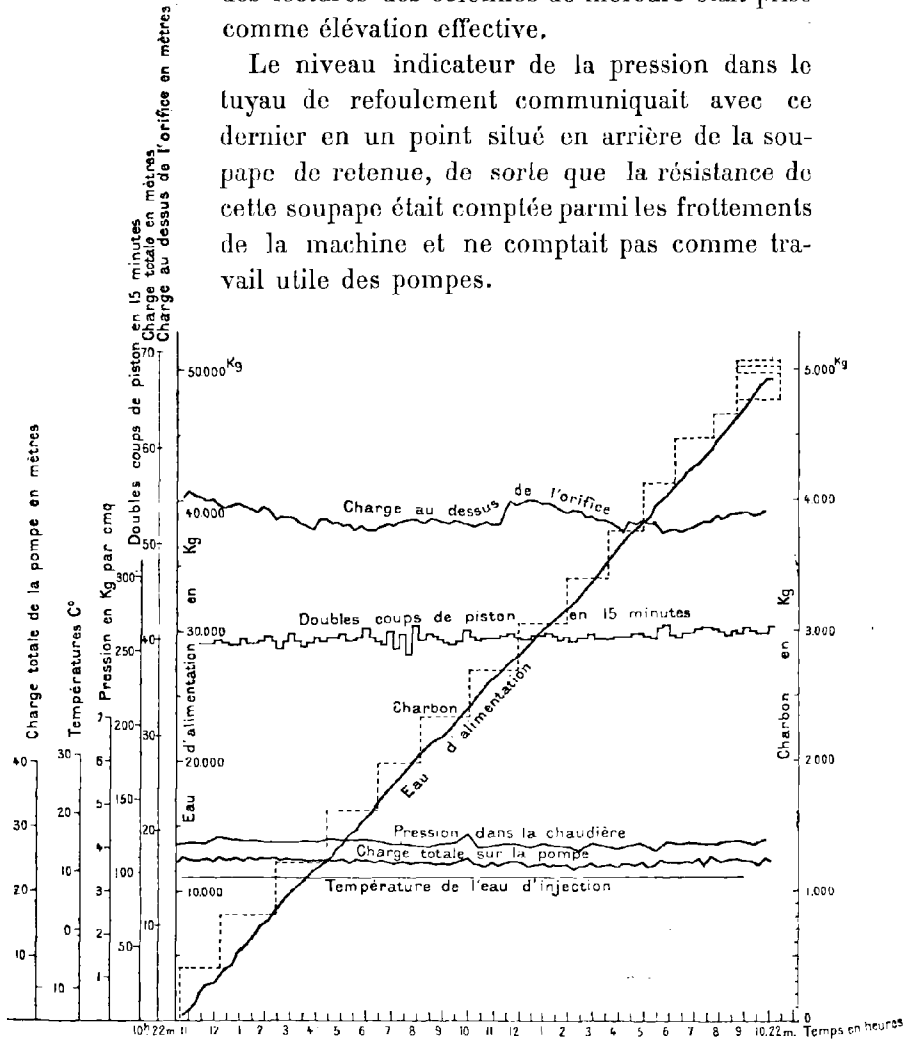


Fig. 130. — Tableau de l'essai.

Les cylindres de la machine étaient à enveloppes de vapeur, et celle-ci venait également d'un réservoir pourvu d'une enveloppe de vapeur et situé entre les deux cylindres. L'eau des enveloppes fut pesée. Les condenseurs étaient à injection avec pompes à air horizontales.

Les mesures des différentes pièces furent faites avec le plus grand soin et donnèrent les résultats suivants :

DIAMÈTRES ET SURFACES DES CYLINDRES ET DES POMPES

	DIAMÈTRE à 15° C.	DIAMÈTRE à 15° C.	SURFACE du piston.	SURFACE de la tige.	SURFACE effective.	MOYENNES
	mm.	mm.	cm <sup>2</sup> .	cm <sup>2</sup> .	cm <sup>2</sup> .	cm <sup>2</sup> .
Cylindre à haute pression. A. Arrière.	685	686	3 699	114	3 585	3 511
Avant.	685	686	3 699	153	3 546	
Cylindre à haute pression. B. Arrière.	686	688	3 710	114	3 596	
Avant.	686	688	3 710	153	3 557	
Cylindre à basse pression. A. Arrière.	1 371	1 373	14 814	45	14 769	14 742
Avant.	1 371	1 373	14 814	114	14 700	
Cylindre à basse pression. B. Arrière.	1 372	1 374	14 830	45	14 785	
Avant.	1 372	1 374	14 830	114	14 716	
Pistons plongeurs. . . . . Arrière.	1 013	"	8 064	1 084	7 966	8 011
Avant.	1 013	"	8 064	0	8 064	

*Chaudières.* — Les chaudières étaient du type Cornouailles à un seul bouilleur. Trois fonctionnaient à l'essai du 29 octobre et quatre à l'essai des 5 et 6 novembre. Elles avaient 8<sup>m</sup>,534 de long, 1<sup>m</sup>,829 de diamètre et un bouilleur de 1<sup>m</sup>,067 de diamètre dans la plus grande partie de sa longueur.

Pendant les essais des 5 et 6 novembre, la longueur de la grille était de 1<sup>m</sup>,37. Par suite, la surface de la grille des quatre chaudières étaient de 5,57 mètres carrés. On enleva le tuyau d'alimentation et on ouvrit les soupapes de sûreté.

Le poids du charbon fut contrôlé sur des balances à plateau qui avaient été vérifiées préalablement, et le charbon apporté dans la chambre des machines fut repesé de temps en temps sur une balance Denison.

*Mesurage de l'alimentation.* — L'eau d'alimentation était fournie par le tuyau de refoulement à une température presque constante de 10,5 degrés ; on avait isolé les dispositifs ordinaires adoptés pour alimenter les chaudières en eau chaude provenant des enveloppes de vapeur et du réchauffeur. L'eau se déversait dans un petit réservoir mesureur avec trop-plein, muni d'un flotteur et d'un compteur. La capacité de ce réservoir fut déterminée par trois

fois en pesant l'eau ; ces trois mesurages concordèrent presque absolument et donnèrent une valeur moyenne de 178,7 kilogrammes pour le volume. Il n'y eut pas nécessité de faire de corrections pour la température, et il n'y avait aucune chance d'erreur causée par différence de niveau ou autre condition.

Le réservoir se vidait au moyen d'une valve d'arrêt dans un autre réservoir d'où une petite pompe d'alimentation Worthington refoulait l'eau dans les chaudières.

La pompe Worthington recevait sa vapeur des chaudières et son échappement s'effectuait dans le réservoir d'où elle pompait l'eau. Toute la vapeur employée était par suite condensée de nouveau et retournait aux chaudières.

De la chaleur fournie par les chaudières pour actionner la pompe d'alimentation, presque tout retournait à ces chaudières. Une faible part, celle absorbée par le travail utile de la pompe et celle perdue par radiation du réservoir était cependant perdue. Il en résultait une légère erreur au détriment des machines principales.

Au commencement de chaque essai on observait soigneusement le niveau de l'eau dans les tubes indicateurs des chaudières, et on le ramenait exactement au même point à la fin des essais. On notait le moment où l'on introduisait dans les chaudières le contenu de chaque réservoir et aussi la température de l'eau d'alimentation. Des observations au pyromètre étaient faites dans les bouilleurs. Des observations à l'anémomètre pour l'air fourni à chaque chaudière étaient faites chaque demi-heure pendant les vingt-quatre heures d'essai. L'anémomètre avait été préalablement vérifié.

*Mesurage de la décharge de la pompe à air.* — La décharge de la pompe à air était amenée dans un réservoir de bois muni de tamis. De là elle s'échappait librement dans l'air par un orifice circulaire à arête vive. Le diamètre de l'orifice fut vérifié soigneusement après les essais et on sait que le coefficient de débit d'orifices de cette nature est de 0,599. La température et la hauteur au-dessus de l'orifice étaient notées toutes les cinq minutes dans le premier essai et toutes les sept minutes et demie dans le

second. Les températures ainsi relevées étaient prises sur un thermomètre récemment vérifié à Kew.

*Mesurage de la longueur de la course.* — La course étant variable, on adaptait à chaque machine des doigts indicateurs, et la longueur de la course était notée chaque quart d'heure pour chaque machine.

*Force indiquée.* — La force était relevée au moyen de quatre indicateurs Richards choisis en raison de ce qu'ils donnent des diagrammes de grande étendue. Ces indicateurs furent envoyés à Kensington après les essais et vérifiés sous pression à l'aide d'un tube d'acier indicateur de pression récemment construit et contrôlé spécialement par MM. Schaeffer et Budenberg. Aucune erreur appréciable ne fut relevée en aucun point de l'échelle pour aucun des ressorts. Cependant pour les petits ressorts des indicateurs du cylindre à basse pression, il y avait un léger frottement ou coincement, ou un peu de jeu dans les joints du parallélogramme, ce qui pour une pression déterminée causait une légère incertitude dans les indications d'un ou deux points de la graduation. Cela devait sans doute être encore moindre quand le piston de l'indicateur était en mouvement que lorsqu'on dessinait un diagramme. Les tuyaux de l'indicateur étaient de grande dimension et recouverts. On prenait des diagrammes chaque demi-heure pour tous les cylindres.

#### ESSAI DES MACHINES

Cet essai durait vingt-quatre heures, et on mesurait la consommation de charbon aussi bien que le rendement de la machine. On avait mis les machines en marche dès le matin; mais avant de commencer les feux furent nettoyés et toutes les cendres enlevées; on balaya le parquet de la chambre des machines pour enlever tout le charbon. On se servit de 4 chaudières et les feux furent maintenus de façon à se présenter dans les mêmes conditions au commencement et à la fin de l'expérience. L'essai commença le

5 à 10 h. 22 du matin et finit exactement le 6 à 10 h. 22 du matin.

Le baromètre varia un peu pendant les vingt-quatre heures, la moyenne étant de 756,4 millimètres (après correction), ce qui correspondait à 1,0455 kilogramme par centimètre carré. La température d'injection varia de 9,3 degrés centigrades à 9,7 degrés centigrades, la moyenne étant de 9,5 degrés centigrades. La pression moyenne dans la chaudière fut de 4<sup>ks</sup>,249 par centimètre carré (5,204 de pression absolue par centimètre carré). Le vide moyen indiqué par le niveau à mercure placé sur la machine fut de 705,4 millimètres ou 0,958 kilogramme par centimètre carré. L'élévation totale de l'eau par les pompes fut d'environ 16,76 mètres au début et 16,30 à la fin de l'essai. L'élévation moyenne fut 16,364 mètres. La pression de l'air dans le compensateur à air varia de 8,296 kilogrammes à 8,578 kilogrammes par centimètre carré (au-dessus de l'atmosphère).

*Vitesse et longueur de course.* — La vitesse fut remarquablement constante ; en moyenne, elle fut de 17,282 doubles courses dans les vingt-quatre heures. La longueur de course fut encore plus constante que dans les essais précédents ; elle fut de 1093,7 millimètres pour la machine A et 1093,4 millimètres pour la machine B.

*Chevaux-vapeur indiqués.* — La traduction des diagrammes pris chaque demi-heure pendant les huit premières heures et chaque heure ensuite, donna les résultats suivants. La différence entre les diagrammes fut très légère :

		Chevaux vap. indiqués.		
Machine A. — Haute pression	Arrière.	31,662		
— Basse pression.	—	31,145	62,807	}
— Haute pression.	Avant.	34,176		
— Basse pression.	—	31,785	65,861	
			128,668	
Machine B. — Haute pression	Arrière.	35,856		
— Basse pression.	—	28,073	63,929	}
— Haute pression.	Avant.	35,236		
— Basse pression.	—	27,684	62,920	
Force totale en chevaux pour les deux machines. . . . .			255,517	



*Pompe.* — L'élévation moyenne de l'eau fut de 16,361 mètres ; la longueur moyenne de course fut de 1,094 mètre ; le nombre de courses par minute de 17,282. Par suite, les pompes élevèrent 6 120 litres par minute, soit 367 200 litres à l'heure ou 8804800 litres par 24 heures. La force en chevaux de la pompe fut de 217,06. Le rendement mécanique des machines et des pompes fut donc de 0,8495 légèrement supérieur à celui des essais précédents.

*Eau d'alimentation et des chemises de vapeur.* — L'eau d'alimentation avait une température moyenne 10,59 degrés. On en employa au total 49 232 kilogrammes soit 2 052,32 kilogrammes par 24 heures. L'eau des chemises de vapeur fut mesurée pour 6 heures le 5 et pour une heure le matin du 6. La proportion du débit parut être la même. La moyenne d'écoulement fut de 320,23 kilogrammes par heure. Par suite en les ramenant à un cheval-vapeur et par heure, les quantités furent les suivantes :

Total de l'eau d'alimentation (à 10,59 degrés) par cheval-vapeur indiqué et par heure. . . . .	8,029 kg.
Condensation dans les enveloppes de vapeur . . . . .	<u>1,252 —</u>
Utilisé dans les cylindres . . . . .	6,777 —

*Décharge de la pompe à air.* — La hauteur moyenne au-dessus de l'orifice fut de 0,519 mètre, et la température moyenne fut de 23,87 degrés<sup>1</sup>. Le total du débit fut de 1 173 kilogrammes par minute se composant de 1 144,16 kilogrammes d'eau d'injection et 28,84 kilogrammes d'eau condensée.

*Chaleur rejetée par la machine par cheval indiqué et par minute.* — C'est la chaleur nécessaire pour élever la totalité du débit de la pompe à air de 9,5 degrés à 23,87 degrés. On obtient pour cette quantité 65,7 calories par cheval-vapeur indiqué et par minute, ce qui est le coefficient de Donkin. Pour estimer plus exactement cette quantité de chaleur il faut la calculer comme suit :

---

<sup>1</sup> Une autre série de lectures avec un autre thermomètre donna la température de 23,96 degrés centigrades.

Chaleur due à 1144,16 kilogrammes d'eau d'injection par minute, élevée de 9,5 degrés à 23,87 degrés centigrades. . . . .	16 367
Chaleur due à 28,84 kilogrammes d'eau d'alimentation élevée de 10,59 degrés à 23,87 degrés centigrades. . . . .	383
Chaleur due à 5,343 kilogrammes d'eau des enveloppes de vapeur élevée à 124,6 degrés centigrades. . . . .	761
	<hr/>
	17 511
Chaleur rejetée par cheval indiqué et par minute. . . . .	68,57
A ajouter : chaleur transformée en travail. . . . .	10,76
	<hr/>
	79,33

en négligeant la perte par radiation.

*Chaleur utilisée comptée à la pression dans la chaudière.* — La chaleur totale de la vapeur considérée comme sèche, comptée à la température d'alimentation et à la pression moyenne dans la chaudière, est de 642,5 calories par kilogramme. Par suite, la chaleur fournie par la chaudière à la machine était de 85,96 calories par cheval indiqué et par minute. La différence entre ce chiffre et celui estimé ci-dessus 79,33, représente la perte par radiation, l'erreur due à la présence de l'eau entraînée dans la vapeur et les erreurs d'observation.

Si l'on suppose l'eau des chemises de vapeur pompée dans la chaudière à la température de la vapeur (elle y retourne par un circuit continu) et le reste de l'eau d'alimentation pris dans le condenseur, c'est-à-dire si l'on écarte les conditions anormales de l'essai, on gagnerait 4,49 calories, soit 5,2 p. 100 de la chaleur utilisée par cheval et par minute. Par suite, la chaleur demandée par la machine serait dans des conditions normales de travail 81,47 calories par cheval-vapeur indiqué et par minute. Le tableau ci-après indiquera les résultats de l'essai :

Doubles courses par minute. . . . .	17,282
Pression dans la chaudière. . . . .	4,239 kg par cmq
Eau d'alimentation par minute. . . . .	34,487 —
Collecteur des chemises par minute. . . . .	5,338 —
Température de la vapeur. . . . .	152,98 degrés C.
Pression de la pompe. . . . .	1,635 kg par cmq
— dans les compensateurs. . . . .	8,437 —
Pression moyenne dans les cylindres à haute pression. . . . .	2,315 —
Pression moyenne dans les cylindres à basse pression. . . . .	0,485 —
Température de l'eau injectée. . . . .	9,5 degrés C.

Température de l'eau de décharge de la pompe à air. . . . .	23,87 degrés C.
Hauteur au-dessous de l'orifice. . . . .	0,519 mètre
Débit de la pompe à air par minute. . . . .	1 173 kg
Eau injectée par minute. . . . .	1 144,16 —
Calories contenues dans la vapeur saturée passant de la chaudière dans les cylindres à compter de la température d'alimentation. . . . .	72,52
Chaleur latente de la vapeur des chemises de vapeur. . . . .	10,43
	<hr/>
	82,97
Chaleur rejetée dans le débit de la pompe à air. . . . .	65,58
Chaleur convertie en travail. . . . .	10,77
Radiation et erreurs . . . . .	6,62
	<hr/>
	82,97
Chevaux-vapeur indiqués. . . . .	255,517
Pompe, chevaux-vapeur. . . . .	217,06
Coefficient de rendement. . . . .	0,8495
Alimentation par cheval indiqué et par heure pour les cylindres. . . . .	6,775 kg
Alimentation par cheval indiqué et par heure pour les chemises de vapeur. . . . .	1,253 —
Vitesse du piston par minute. . . . .	37,794 mètres

*Mesurage du charbon utilisé.* — Le plancher ayant été balayé, on apporta le charbon par quantité d'environ 400 kilogrammes et on nota le moment où chaque lot était épuisé. Les cendriers furent nettoyés avant et après l'essai et on ne toucha à rien dans l'intervalle. Les feux furent nettoyés avant le commencement de l'essai et de nouveau le mardi matin à 4 heures. On ne toucha pas aux feux à la fin de l'essai, mais les cendriers furent immédiatement nettoyés et on procéda ainsi que suit pour les cendres :

On sépara et on pesa d'abord les escarbilles. Le reste des cendres fut tamisé à travers un tamis de 13 millimètres de largeur de maille. Tout ce qui passa fut considéré comme de la cendre incombustible quoique, en réalité, un tiers probablement était du carbone non brûlé. Tout ce qui ne passa pas fut considéré comme non brûlé. L'analyse a montré que, dans des cas semblables, les cendres retenues par le tamis se composaient presque exclusivement de carbone. Le décompte de charbon s'établit donc comme suit :

Poids brut du charbon apporté dans la chambre des machines.	5 071	
Restant sur le sol à la fin de l'essai . . . . .	45	)
Cendres tamisées . . . . .	60	)
		<hr/>
Total du charbon consommé. . . . .	4 966	
Soit. . . . .	206,9 kilogrammes par heure.	
Le résidu consistait en escarbilles . . . . .	30 kg	
Cendres incombustibles. . . . .	166	—
	<hr/>	
	196 kg	

Ce qui donne pour les cendres et les escarbilles un total de 3,9 p. 100 du charbon consommé.

La proportion de combustion fut de 32 kilogrammes de charbon par mètre carré de grille, ou 0,930 kilogramme par mètre carré de surface de chauffe et par heure.

Le charbon utilisé par cheval-vapeur indiqué et par heure fut de 810 kilogrammes, excellent résultat, étant donné que l'eau d'alimentation était introduite à 10,5 degrés centigrades et que la chaleur rejetée par les collecteurs des chemises était inutilisée. La vaporisation était de 9,914 kilogrammes d'eau de 10,59 degrés à 152,97 degrés, par kilogramme de charbon y compris cendres et combustibles. Ceci correspond à une vaporisation de 11,867 kilogrammes par kilogramme de charbon, pour transformer de l'eau à 100 degrés, en vapeur à la même température.

*Valeur calorimétrique du combustible.* — La puissance calorifique du charbon ne fut pas directement déterminée, mais on sait que du bon charbon du pays de Galles contient environ 89 p. 100 de carbone et 4 p. 100 d'hydrogène, le reste se composant d'oxygène, d'azote et de cendre. La valeur calorimétrique de semblable combustible est :

$$8\ 055,5 \{ 0,89 + 4,28 \times 0,04 \} = 8\ 348,3 \text{ calories par kilogramme.}$$

Mais on suppose dans ce cas qu'il s'agit de charbon sec et on ne tient pas compte de la chaleur latente de la vapeur produite à la combustion. Il se produit à la combustion 0,36 kilogramme d'eau par kilogramme de charbon, et la chaleur latente de cette eau absorbe 193,3 calories ; de sorte que la chaleur à compter résultant de la combustion d'un kilogramme de charbon ne doit être que de

8 335 calories. Le charbon provenant du dépôt doit contenir au moins 1 p. 100 d'humidité, de sorte que la chaleur à compter pour 1 kilogramme de charbon pesé et utilisé est en réalité :

Chaleur due à 0 <sup>kg</sup> ,99 de charbon . . . . .	8 271,4 calories.
A retrancher. Chaleur latente de 0 <sup>kg</sup> ,01 d'eau. . . . .	5,5 —
	8 265,6 calories.

Chaleur réelle : 8 265,6 calories par kilogramme de charbon pesé et utilisé. En prenant ce chiffre, la chaleur totale due à la combustion du charbon est de 6 692 calories par cheval indiqué et par heure, ou 111,54 calories par minute et par cheval-vapeur indiqué.

Sur ce total on a vu que 85,96 calories étaient transmises à la vapeur. Il reste donc 25,57 calories par cheval et par minute à imputer aux pertes dans les chaudières. Le rendement des chaudières était de 0,77. Le charbon transmettait à la vapeur 6 370 calories par kilogramme consommé.

*Observations à l'anémomètre.* — Des observations faites à chaque chaudière toutes les demi-heures ont donné les volumes suivants pour l'air entrant par minute à la température de 26,4 degrés qui était celle de la chambre de chauffe :

Chaudière . . . . .	J	K	L	M
Quantité d'air par minute en mètres cubes. . .	11,9	12,4	13,8	10,2.

Par suite, la quantité totale d'air utilisé était de 48,249 mètres cubes par minute, soit 11,83 mètres cubes par kilogramme de charbon. Le poids de l'air employé fut de 3 397 kilogrammes par heure ou 16,42 kilogrammes par kilogramme de charbon. Le charbon exigeant environ 12 kilogrammes par kilogramme pour une combustion parfaite, la quantité d'air utilisée fut modérée.

La température moyenne du carneau d'après le pyromètre fut de 248 degrés.

En résumant dans un tableau les résultats on obtient :

	Par heure kg.	Par cheval indiqué et par heure kg.
Charbon utilisé. . . . .	207	0,809
Air utilisé. . . . .	3,397	13,294
	<u>3 504</u>	
A retrancher cendres et combustibles. . . .	8	
Poids total des gaz du foyer. . . . .	3 496	14,103

*Chaleur utilisée et perdue dans les chaudières.* — La quantité de chaleur développée dans le foyer se décompose comme suit :

	Calories par cheval indiqué et par heure	P. 100
Chaleur totale due au charbon utilisé . . .	6 692	100
— communiquée à la vapeur. . . . .	<u>5 137</u>	<u>77,1</u>
— entraînée avec les gaz du foyer . . .	669	10,0
— perdue vraisemblablement en ou- vrant les portes pour charger le feu. . .	67	1,0
Chaleur contenue dans les cendres en carbone	72	1,1
— perdue par radiation et divers . . .	727	10,8

S'il y avait de l'entraînement d'eau, la chaleur transmise à la vapeur eût été moindre. D'autre part, il est probable qu'on est au-dessous de la vérité dans l'évaluation des pertes dues à l'humidité du charbon et à l'air entrant dans les foyers pendant le chargement.

*Rendement des machines.* — Le travail accompli par les machines en vingt-quatre heures d'essai fut de 14 629 380 kilogrammètres par 50,8 kilogrammes de charbon.

On a fait remarquer déjà que, pour faire l'essai, on avait altéré les conditions ordinaires de fonctionnement des machines et qu'on avait perdu de la chaleur qu'on utilise d'habitude. En corrigeant pour ce fait, le rendement des machines dans des conditions normales de travail s'élèverait à 15 387 000 kilogrammes d'après les résultats de l'essai. Pour accompagner ce rapport, il y avait les dessins suivants :

1<sup>er</sup> *Dessin.* — Diagramme moyen (fig. 128) dessiné d'après les diagrammes pris sur la machine A à 12 h. 30 soir. On y a tracé en traits ponctués une courbe de saturation correspondant à la

vitesse moyenne de la course pendant l'essai. La force indiquée variant très peu, cette courbe doit être très approximativement la courbe réelle des diagrammes effectifs. La réévaporation pendant la course est bien marquée, comme on devait s'y attendre, d'après l'importance de la condensation dans les enveloppes de vapeur.

2° *Dessin.* — Des diagrammes moyens (fig. 129) d'après les diagrammes des deux machines pris à 12 h. 30 soir, sont tracés en traits ponctués pour faire voir l'effort effectif des machines à chaque point de la course. On a dessiné une courbe des cosinus pour l'action en  $\pm$  des compensateurs. En la combinant avec les courbes des machines on obtient la résultante de la poussée. On néglige cependant ainsi l'effet de l'inertie. Comme on le voit, la résultante est remarquablement uniforme, et cette uniformité serait sans doute accrue par l'effet de l'inertie des pistons moteurs et plongeurs.

3° *Dessin.* — On a tracé en traits ponctués dans ce diagramme (fig. 130) les principales observations relevées pendant l'essai en marquant le temps sur l'axe des abscisses. Ce diagramme montre la régularité générale du travail des machines pendant l'essai.

104. — **Les essais de machines à gaz** et les rapports sur ces essais sont, quant au fond, semblables à ceux des machines à vapeur; mais là, machines et chaudières ne font qu'un, et toute la chaleur produisant de l'énergie provient de la consommation du combustible utilisé dans le cylindre de la machine; par suite, il en résulte une méthode spéciale de mesurage. L'exemple le plus complet et le plus intéressant d'essai de ce genre est décrit dans le rapport dont on trouvera ci-après des extraits et dont quelques conclusions ont été indiquées dans un autre chapitre (§ 84)<sup>1</sup>.

Le rapport fait sur ces essais, dû à MM. Brooks et Steward, comprend un examen minutieux au point de vue théorique et expérimental de la marche de ce type de moteur; cet examen a été fait non seulement pour déterminer l'économie et le rendement

---

<sup>1</sup> *Van Nostrand's Magazine*, 1883.

réel de la machine, mais encore pour connaître l'étendue et les proportions des pertes à prévoir dans son fonctionnement habituel. Une partie des résultats a été obtenue pendant des recherches effectuées sous la direction de l'auteur, recherches qui s'appliquaient à l'essai de différentes formes de machines à gaz et dans lesquelles on déterminait soigneusement la proportion de la chaleur transformée en énergie utile et celle qui était perdue.

Dans ces différents cas, la consommation de gaz varia de 601 à 662 litres par heure et par cheval dans les machines de 6 à 7 chevaux indiqués, et alla jusqu'à 665 et 694 litres dans les machines de deux chevaux ou moins. Le frottement du mécanisme atteignit de 4 à 5 p. 100 de l'énergie totale provenant de la combustion, et de 40 p. 100 de la force dans les plus petites machines à 20 p. 100 dans les plus grandes ; la perte à l'échappement fut de 12 p. 100 de la chaleur totale de combustion dans les petites à 24 p. 100 dans les grandes, et 100 à 200 p. 100 de la quantité transformée en travail utile.

L'eau des enveloppes entraîna de 45 à 55 p. 100 du total de la chaleur produite par la combustion du gaz. Par exemple, on eut ce qui suit, comme distribution de chaleur de combustion dans un cas où opéra M. Cartwright comme aide de l'auteur :

Travail dynamométrique utile . . . . .	14,27
Travail de la pompe . . . . .	0,42
Frottement du mécanisme . . . . .	4,10
Perte par l'échappement . . . . .	23,55
Perte par les enveloppes . . . . .	46,90
Radiation, etc . . . . .	10,76
Total de la chaleur produite . . . . .	100 00

La machine développait 7 chevaux au frein et indiquait 8,9 chevaux, consommant 600 ou 781 litres de gaz, suivant qu'on prend comme base du calcul la force en chevaux indiquée ou la force dynamométrique.

Il parut désirable à l'auteur de voir pousser plus loin cette méthode d'investigation et de faire une comparaison de la valeur réelle et de la valeur thermodynamique des machines à gaz, en déterminant systématiquement tous les éléments nécessaires pour établir cette comparaison aussi complètement et aussi exactement



que possible. C'est ce travail qu'exécutèrent MM. Brooks et Steward. MM. Schleicher, Schumm et C<sup>ie</sup>, les constructeurs de la machine, préparèrent, pour l'essai, une de leurs machines Otto de 10 chevaux et l'envoyèrent de Philadelphie. Les dispositions adoptées pour l'installation de la machine sont décrites dans le rapport et figurées dans le plan (fig. 131). La compagnie américaine des compteurs fournit ces appareils, y compris l'un d'eux, de dimensions exceptionnelles, destiné à mesurer l'air aussi bien que le gaz employés, mesurage qui n'avait jamais été effectué auparavant, au su de l'auteur. La compagnie des compteurs procura également tous les moyens nécessaires pour la vérification des compteurs avant et après les essais.

Les résultats de ces recherches sont donnés avec tous les détails utiles dans le corps du rapport. On y verra, à titre de justification de la précaution prise de mesurer l'alimentation en air, que les volumes relatifs d'air et de gaz ne peuvent se déterminer d'après les résultats obtenus sans l'emploi d'un compteur à air. Cette précaution permit aussi la détermination exacte des effets de la variation de l'alimentation en air et en gaz séparément, soit en changeant, soit sans changer les proportions (section 5).

La détermination des proportions d'air et de gaz est importante et intéressante (section 9); la comparaison des lignes de l'indicateur avec les courbes théoriques est plus intéressante et plus neuve en même temps que très instructive (sections 12 et 13).

Ce fait que la combustion est progressive, même pendant la période d'expansion, est probablement démontré dans ce rapport pour la première fois et par un procédé direct d'examen (section 15).

L'analyse du rendement de la machine procure un moyen de faire la comparaison des rendements thermodynamique et effectif de ce type de machines. On y voit que la chaleur totale comptée au point de vue thermodynamique, et qui consiste en celle transformée en travail et celle entraînée par l'échappement, atteint 34 p. 100 de la chaleur réellement produite et que les autres causes de pertes provenant des enveloppes de vapeur ou autres atteignent 66 p. 100. Le rendement thermodynamique est donc de  $\frac{17}{32}$  environ et le rendement réel de  $\frac{17}{100}$ , soit 52 et 17 p. 100 respectivement.

(1) *Machine et accessoires.* — Ci-après les dimensions des principales parties de la machine et des accessoires dont on a dû tenir compte dans les calculs <sup>1</sup> :

Course. . . . .	356 <sup>mm</sup>
Diamètre du piston. . . . .	216 —
— de la tige du piston. . . . .	44 —
— de la bielle (à l'extrémité de la manivelle). . . . .	63 —
— de la bielle (à l'extrémité du piston). . . . .	57 —
— de l'arbre à manivelles. . . . .	102 —
— des volants . . . . .	1680 —
— de la poulie du frein. . . . .	762 —
Longueur du bras du frein. . . . .	420 —
Poids des 2 volants . . . . .	730 kg.

Jeu (chambre de compression) 38 p. 100 du volume total du cylindre.

Le plan de la figure 131 montre la disposition générale des appareils employés. Un compteur était utilisé pour mesurer le gaz absorbé par la machine, y compris celui de l'inflamateur. La machine s'alimentant en gaz brusquement et par intervalles, il est nécessaire d'insérer une poche flexible en caoutchouc dans le tuyau d'alimentation entre le compteur et la machine ; cette poche fait office de réservoir à gaz et évite toute pression sur le compteur.

L'air fut aussi mesuré par un compteur à 300 lumières et on inséra dans le tuyau à air une paire de grandes poches en caoutchouc. Un petit ventilateur tenait ces poches constamment pleines, la pression étant réglée par une soupape placée dans le tuyau auprès du ventilateur. Un robinet à trois voies placé dans la conduite d'air sous la machine, permettait de prendre l'air, soit par le grand compteur, soit directement dans la chambre.

L'eau nécessaire pour les chemises était mesurée par un compteur placé près du compteur à gaz, et sa température avant l'entrée dans les chemises et après la sortie était mesurée au moyen d'un thermomètre étalon.

Les trois compteurs avaient été vérifiés avant d'être mis en place.

Un pyromètre fut placé dans le tuyau d'échappement aussi près

---

<sup>1</sup> Pour description complète, voir *U. S. Patents* (Brevets américains), n°s 196 473, oct. 1887.

que possible de la machine pour donner la température moyenne des gaz d'échappement.

Pour mesurer le travail de la machine on se servit d'un frein de Prony.

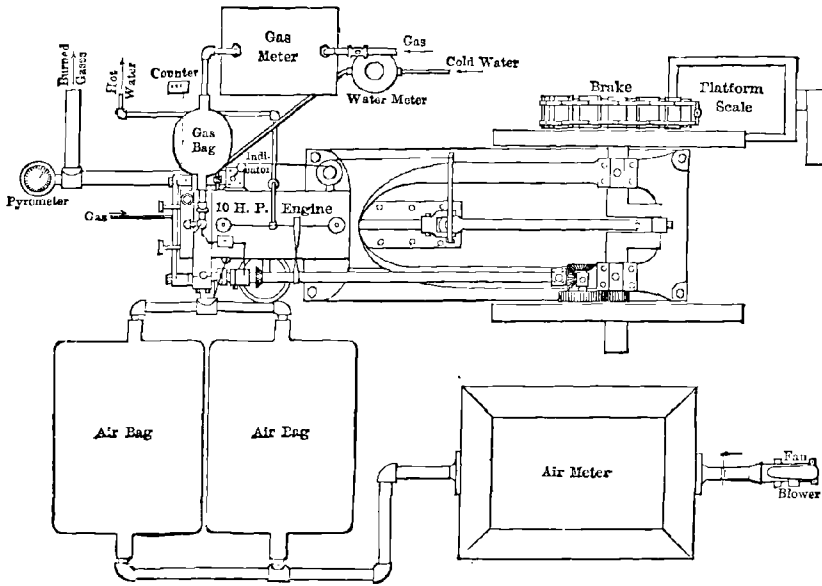


Fig. 131. — Dispositif d'un essai de machine à gaz.

Gas meter, Compteur à gaz. — Water meter, Compteur à eau. — Air meter, Compteur à air. — Gas, Gaz. — Gas bag, Sac à gaz. — Burned gases, Gaz brûlés. — Counter, Compteur. — Indicator, Indicateur. — Cold Water, Eau froide. — Hot Water, Eau chaude. — Brake, Frein. — Plat orm, Scale, Bascule. — Air bag, Sac à air. — Fan Blower, Ventilateur soufflant. — Pyrometer, Pyromètre.

L'indicateur fut placé directement sur le couvercle de l'orifice d'échappement.

Un compteur de vitesse fut relié à la distribution pour compter le nombre de doubles révolutions.

(2) *Résumé des essais.* — Les observations furent faites généralement à des intervalles de cinq minutes pendant les essais ; plus souvent, quand une modification notable était remarquée. La pression du gaz atteignait environ celle d'une colonne d'eau de 30 millimètres, et la pression de l'air, quand on se servit du grand compteur et du souffleur, fut en moyenne de 50 millimètres.

La « force en chevaux en gaz consommé » fut calculée d'après l'analyse du gaz : c'est l'équivalent dynamique de la capacité calorifique du gaz. La « force en chevaux perdue par l'échappement et par les enveloppes de vapeur » fut calculée d'après les chaleurs spécifiques des gaz d'échappement et de l'eau d'écoulement. La force en chevaux indiqués fut calculée à la manière ordinaire d'après le nombre d'explosions et la pression effective moyenne. On tint compte de la surface séparant l'échappement de l'admission et représentant le travail effectué pour chasser les gaz brûlés et introduire une charge nouvelle, ce qui équivalait à un peu plus d'un dixième d'atmosphère de pression effective moyenne.

Les résultats relatifs au gaz consommé ne comprennent pas ce qui a été brûlé par les inflammateurs. Il faut pour en tenir compte tabler sur 200 litres par heure.

(3) *Frottement de la machine.* — La différence entre le travail indiqué et le travail réel représente le frottement de la machine. La moyenne des essais à grande marche est de 48,6 p. 100 pour le frottement, résultat remarquablement satisfaisant.

(4) *Consommation du gaz.* — La consommation du gaz par cheval et par heure est importante en raison de la médiocre qualité du gaz. Les calculs montrent qu'on ne pouvait obtenir que 5405 calories de la combustion d'un mètre cube. Pour une qualité moyenne de gaz d'éclairage 6 000 calories est un nombre constant.

Le tableau ci-après montre l'effet des réductions dont il faut par suite tenir compte :

CONSOMMATION DE GAZ (PAR HEURE). — MACHINE DÉVELOPPANT LE MAXIMUM DE FORCE

	MOYENNE	EN RAMENANT à 0° C.	QUANTITÉ équivalente de gaz ordinaire.	EN RAMENANT à 0° C.
Gaz par cheval -   en pieds cubiques. . .	24,5	22,5	22,4	20,6
vapeur indiquée.   en litres . . . . .	694,0	637,0	634,0	583,0
Gaz par cheval -   en pieds cubiques. . .	30,1	27,7	27,6	25,4
vapeur effectif.   en litres . . . . .	853,0	784,0	781,0	719,0

Ce tableau donne les résultats d'essais faits alors qu'il n'y avait pas une résistance suffisante pour prendre du gaz chaque fois. C'est la condition ordinaire de marche, car il est bon d'avoir une réserve de force à laquelle puisse avoir recours celui qui dirige la machine. La consommation de gaz avec force variable est, comme on l'a vu, presque constante par cheval indiqué.

(5) *Proportion de l'air par rapport au gaz.* — La proportion de l'air par rapport au gaz a été trouvée d'environ 7 pour 1 alors que la machine travaillait le plus économiquement. D'habitude, cette proportion est obtenue en mesurant la consommation de gaz seul et en estimant que le volume d'air est le même que celui du déplacement du piston quand on a retranché de ce dernier le volume du gaz. Cette méthode n'est pas exacte.

Si la proportion d'air est augmentée par une fermeture partielle de la valve du gaz, la ligne d'explosion est beaucoup plus inclinée, la pression effective moyenne est moindre et il en est de même de la force indiquée en chevaux. La consommation du gaz par cheval-vapeur effectif devient beaucoup plus considérable.

(6) *Température de l'eau des chemises.* — La quantité de chaleur entraînée par l'eau des chemises est d'environ la moitié de la chaleur totale de combustion. Le cylindre est rafraîchi par une alimentation abondante d'eau. La quantité de chaleur entraînée est moindre que lorsqu'on emploie moins d'eau.

La comparaison des résultats ne fait remarquer aucune différence notable ni dans le travail indiqué ni dans le travail effectif, suivant les variations de température de l'eau des enveloppes.

(7) *Répartition de la chaleur.* — La chaleur dans une machine à gaz se distribue comme suit :

(1) Pour le travail indiqué comprenant le travail utile et le frottement.

(2) Dans les gaz chauds d'échappement.

(3) Dans l'eau des enveloppes.

(4) Dans la radiation, etc.

ESSAI DE MACHINE A GAZ

NUMÉROS DES ESSAIS	AVEC DÉVELOPPEMENT VARIABLE DE FORCE										A PLEINE FORCE					
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
DATE	5/29	5/28	5/30	5/30	5/30	6/4	6/4	6/4	5/29	5/28	6/4	6/4	6/4	6/4	6/4	6/29
Durée en minutes . . . . .	15	45	30	14,5	30	10	45	10	60	30	30	30	30	30	30	30
Gaz (litres) . . . . .	355	495	1 785	1 175	2 805	805	1 310	980	7 050	3 090	3 255	3 460	2 975	3 227	3 255	3 320
Air (litres) . . . . .	10 900	"	"	"	"	7 850	11 900	8 000	43 550	20 740	22 850	21 670	22 540	23 510	23 040	22 850
Quantité d'air par rapport au gaz.	"	"	"	"	"	"	"	"	6,6	6,9	6,2	7,4	7,4	7,1	7,0	6,86
Quantité d'eau passant dans les enveloppes (litres) . . . . .	26,5	131	422	413	306	71	107	69,5	690	221	325	170	188	127	248	331
Température de l'eau en { à l'entrée.	22	22	21	21	21	22	22	22	22	22	22	22	22	22	22	23
} à la sortie.	49	29	51,7	41,5	42	49,5	48	51	45,7	59,7	48	80	76	80	57	49
Nombre de doubles révolutions. . . . .	1 252	1 247	2 445	1 184	2 426	809	1 212	801	4 634	2 100	2 325	2 299	2 291	2 461	2 404	2 371
Nombre de révolutions par minute	167	166	163	163	162	162	162	160	154,5	140	155	153	153	164	160	158
Nombre d'explosions. . . . .	235	352	1 224	788	1 850	607	970	716	4 620							
Proportions des explosions aux doubles révolutions . . . . .	0,19	0,3	0,5	0,66	0,75	0,75	0,8	0,89	0,997	1	1	1	1	1	1	1
Poids moyen sur le frein (kilogr.) . . . . .	0	0	29	48	57	49	57	68	83	89	85	87	81	81	80	88
Pression moyenne effective (atmosph.)	4,2	3,3	4,4	4,3	4,1	4	3,9	4	4,2	4,2	4,1	4,1	3,9	3,9	3,8	4,04
Température des gaz d'échappement (centigrades) . . . . .	163	121	299	349	371	371	366	402	416	399	429	432	427	427	432	430
Chevaux-vapeur indiqués . . . . .	0	2,55	5,4	7,06	7,6	7,3	7,6	8,6	9,4	9,6	9,6	9,5	8,9	9,7	9,6	9,6
Chevaux-vapeur effectifs (frein) . . . . .	2,3	0	2,73	4,5	5,3	4,5	5,4	6,3	7,6	7,2	7,8	7,8	7,1	7,7	7,5	8,1
Chev.-vap. perdus par l'échappement.			"	"	"	6,7	6,8	7,6	7,6	6,9	7,9	7,8	7,7	8,1	8	8
Chevaux-vapeur perdus par l'eau des enveloppes . . . . .	6,6	8,4	11,5	16,8	19,8	18	17	18,7	18,7	25,2	26,2	30,5	31,2	29,4	26,8	26,9
Chevaux-vapeur en gaz brûlé . . . . .	12,2	17,1	30,9	42,1	48,5	41,9	45,6	51	51	61	56,4	59,8	51,5	55,9	56,4	57,6
Gaz par chev. indiqué et par heure (lit.)	708	765	660	697	736	663	694	685	745	735	680	725	668	665	685	694
Gaz par cheval effectif et par heure (litres) . . . . .	"	"	1 310	1 090	1 060	1 080	970	940	930	850	835	892	837	832	850	825

Même nombre que celui des doubles révolutions.

Prenant les résultats de l'essai 19, mais tenant compte de l'erreur probable relative à l'eau des enveloppes, on trouve :

- (1) = 1,33 calories ou 17 p. 100.
- (2) = 1,18 — 15 1/2 —
- (3) = 4,00 — 52 —
- (4) = 1,18 — 15 1/2 —

le total 7,69 calories étant la quantité totale de chaleur de combustion du gaz.

On a déjà décrit la méthode servant à calculer la chaleur spécifique et le contenu thermique des produits gazeux de la combustion.

Le professeur Unwin, faisant l'essai d'une machine à gaz Atkinson type dans lequel une course variable du piston permet de prolonger la détente des gaz après l'explosion, au delà de leur volume original à la pression atmosphérique, a obtenu les résultats du tableau ci-après (p. 442).

Pour le rendement de la machine, il ressort :

Essai V — Maximum de charge. . . . .	0,093
I — Marche normale pleine. . . . .	0,879
II — Deux tiers de force normale . . . . .	0,800

Ce qui montre qu'il n'y a aucun frottement exceptionnel dans les dispositions spéciales adoptées pour la distribution.

La consommation de gaz aux essais a été la suivante :

	Force en chevaux au frein.	Total du gaz utilisé en litres par heure	Total du gaz consommé en litres par heure et par cheval au frein
Essai V —	5 255	3 290	626
I —	4 889	3 117	637
II —	3 326	2 565	771
III —	1 642	1 722	1 049

Sans charge, la machine usa 1 059 litres de gaz à l'heure.

Le nombre d'inflammations par minute fut le suivant :

Pleine charge	174 (chaque révolution)
2/3	119
1/3	75
Sans charge	54 (toutes les trois révolutions).

## ESSAI DE MACHINE A GAZ

DURÉE DE L'ESSAI	CHARGE sur le frein en kilog.	NOMBRE de tours de la machine par minute	GAZ d'après le compteur en litres par heure	GAZ par heure avec correction pour erreur probable du compteur	EAU des enveloppes		PRESSION dans le cylindre en kilog. par centimètre carré au-dessus de la pression de l'atmosphère			NOMBRE de chevaux indiqués au frein	NOMBRE de chevaux au frein	GAZ brûlé par heure en litres	
					Quantité en kilog. par minute	Élévation de température degrés C.	Moyenne initiale	Moyenne finale	Moyenne effective			Par cheval indiqué	Par cheval
I. De 11 00 à 12 00.	30,89	147,80	3 154	3 117	0,948	59,4	10,26	1,05	2,342	5,563	4,889	560	637
II. De 12 15 à 1 00.	20,80	149,31	2 596	2 565	0,943	55,2	6,85	1,08	2,476	4,460 <sup>(1)</sup>	3,326	617	771
III. De 2 30 à 3 5.	10,22	149,90	1 743	1 722	0,925	36,2	»	»	»	»	1,642	»	1 049
IV. De 3 20 à 3 55.	»	150,40	1 059	1 047	0,912	28,8	»	»	»	»	»	»	»
V. De 4 54 à 4 35.	33,60	146,04	3 330	3 290	0,907	49,2 <sup>(2)</sup>	9,29	1,09	2,476	5,811	5,255	566	626

<sup>1</sup> D'après un comptage de 5 minutes, il y avait 119 inflammations à la minute.

<sup>2</sup> La température de l'eau des enveloppes s'éleva et ne resta pas constante.



Celui qui dirige la machine a par là un contrôle suffisant, et la vitesse est régulière même sans charge.

Etudions d'abord l'essai I, le plus long, et celui dans lequel les conditions usuelles de marche furent le mieux représentées. En une minute on usa 51,93 litres de gaz, ce qui, à raison de 5 600 calories par mètre cube, aurait donné en travail 122 820 kilogrammètres, si tout avait été rendu disponible.

Voici ce qu'on en a obtenu :

Au frein 4,889 chevaux-vapeur ou, en kilogrammètres. . . . .	22 265
Frottement de la machine 0,674 cheval-vapeur. . . . .	3 069
Eaux de réfrigération $2,09 \times 106,9 \times 772$ — . . . . .	23 805
Reste pour échappement, déperditions, radiations. . . . .	73 681

Ou en réduisant ces nombres en pourcentage de la chaleur de combustion :

Pourcentage accusé par le frein . . . . .	18,12
— perdu par frottement. . . . .	2,50
— indiqué par le diagramme . . . . .	<u>20,62</u>
— absorbé par l'eau des enveloppes. . . . .	19,37
— perdu par l'échappement etc. . . . .	60,00

Comparant ces résultats avec ceux obtenus précédemment, on trouvera que, dans ce cas : 1° le rendement est de 3 ou 4 p. 100 plus grand, c'est-à-dire que 3 ou 4 p. 100 de plus de chaleur est converti en travail dans le cylindre ; 2° les enveloppes entraînent moins de chaleur et l'échappement davantage ; les gaz retiennent la chaleur au lieu de la transmettre à l'enveloppe, ce qui augmente l'efficacité de leur expansion.

Si on prend le diagramme n° 10, on a les valeurs suivantes pour les pressions et les volumes dans le cylindre :

	Pression absolue	Volumes en litres
Commencement de la compression . . . . .	1,033 kg.	5,346
Fin de la compression. . . . .	3,839	2,090
Commencement de l'expansion. . . . .	11,784	2,271
Fin de l'expansion. . . . .	2,011	8,784

Par suite, comme ces courbes sont du type représenté par la formule  $p v^n = \text{constante}$ ,

On a pour la valeur de  $n$   
 Pour la courbe de compression :

$$\frac{3,839}{1,033} = \left( \frac{5,346}{2,090} \right)^n$$

$$n = 1,399$$

Pour la courbe d'expansion :

$$\frac{11,784}{2,011} = \left( \frac{8,784}{2,271} \right)^n$$

$$n = 1,303$$

La courbe d'expansion est comprise entre une courbe adiabatique

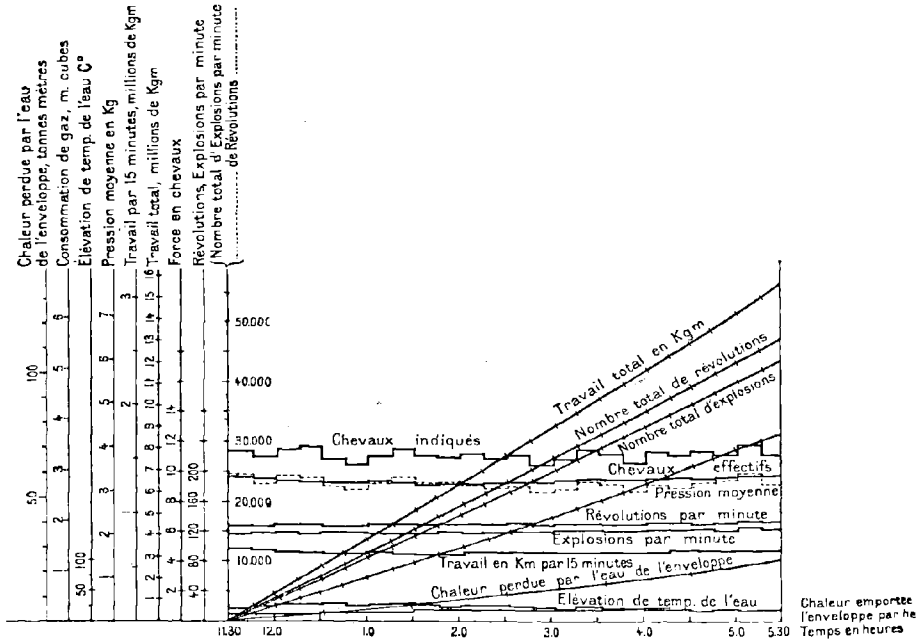


Fig. 132. — Essais de machine à gaz.

et une isothermique et plus près d'être adiabatique. Par suite, la perte de chaleur par l'enveloppe doit être moindre que la chaleur développée pendant l'expansion.

Ceci est conforme au fait observé du pourcentage moindre de la chaleur communiquée à l'enveloppe.

Ci-après sont les résultats d'un essai semblable fait pour la Société anglaise des Arts <sup>1</sup> :

ESSAI D'UNE MACHINE A GAZ ATKINSON

	Sept. 21	Sept. 22	Sept. 22
	A	B	C
1 Date. . . . .	6 heures	3 heures	1/2 heure
2 Essai. . . . .	Charge compl.	1/2 charge	sans charge
3 Durée. . . . .	131,1	129,6	131,9
4 Force. . . . .	121,6	69,1	23,8
5 Nombre de tours par minute . . . . .	11,671	11,706	10,230
6 Id. d'explosions . . . . .	3,239	3,346	3,416
7 Pression initiale moyenne kg. . . . .	11,15	6,59	2,3
8 Pression effective moyenne kg. . . . .	59,194	29,937	"
9 Nombre de chev.-vap. indiqués . . . . .	9,48	4,74	"
10 Charge au frein, nette kg. . . . .	0,850	0,719	"
11 Chev.-vap. au frein . . . . .			
12 Coefficient mécanique de rendement . . . . .			
13 Gaz par heure, alimentation, litres. . . . .	5 940	3 599	1 336
14 Id. inflammation, litres. . . . .	128	167	"
15 TOTAL, litres. . . . .	6 068	3 766	"
16 Gaz par chev. par heure, moyenne, litres . . . . .	532,90	546,2	580,47
17 TOTAL, litres. . . . .	544,22	571,41	"
18 Gaz par chev. au frein, par heure, litres . . . . .	626,90	758,85	"
19 TOTAL, litres. . . . .	640,21	795,66	"
20 Eau par heure, kg. . . . .	308	118	"
21 Élévation de température . . . . .	29°,0	37°,7	"
22 Chev.-vapeur de la machine motrice . . . . .	1,57	1,85	2,3
23 Pression moyenne pendant la course utile équivalent au travail fait pendant la course d'aspiration, kg. . . . .	0,07	"	"
24 Nombre de chev.-vap. correspondants . . . . .	0,26	"	"

Le graphique est représenté par la figure 132 on obtient :

<sup>1</sup> *Journal de la Société*, 15 février 1889, p. 220.

## DISTRIBUTION D'ÉNERGIE

Chaleur transformée en travail d'après les indicateurs. . . . .	22,8
— absorbée par l'eau des chemises de vapeur'. . . . .	27,0
— entraînée par l'échappement, perdue par combustion incomplète, ou autrement. . . . .	50,2
	<u>100,0</u>

La dépense réelle de chaleur était dans la proportion de 6 250 calories par cheval-vapeur indiqué et par heure, ce qui correspond au rendement absolu de 22,8 p. 100 qui a été justement donné ci-dessus. Il est très intéressant de noter que la dépense de chaleur par cheval-vapeur indiqué et par heure est un peu plus de la moitié de celle d'une machine à vapeur, différence due sans doute à la température plus élevée à laquelle travaille la machine.

Le rendement de la machine comparé à celui d'une machine parfaite travaillant dans les mêmes limites de température et recevant la même quantité de chaleur est de 28,2 p. 100. Les limites de température étant fixées le diagramme idéal donnerait les résultats suivants :

## DISTRIBUTION IDÉALE

	KILOGRAMMÈTRES PAR EXPLOSION	POURCENTAGES
Valeur calorifique du gaz usé par explosion $0,000896 \times 4838 \times 424$	4 833	100
Chaleur transformée en travail. . . . .	468	25,5
— absorbée par les enveloppes. . . . .	495	27,0
— entraînée par l'échappement. . . . .	694	37,9
— absorbée par d'autres causes. . . . .	175	9,6
	4 833	100,0

Il ne semble pas douteux que l'importance du pourcentage auquel il n'est pas attribué de cause ne soit due à l'insuffisance de combustion.

Les mêmes séries d'essais comprenaient ceux d'une machine

Otto construite par les ateliers Crossley et qui donna les résultats ci-après :

ESSAI D'UNE MACHINE A GAZ OTTO

	Sept. 19	Sept. 20	Sept. 20	Sept. 27
1 Date . . . . .	Sept. 19	Sept. 20	Sept. 20	Sept. 27
2 Essai . . . . .	A	B	C	D
3 Durée. . . . .	6 heures	3 heures	1/2 heure	1/2 heure
4 Marche. . . . .	Pleine	Demie	sans charge	avec et sans résistance
5 Nombre de tours par minute. . . . .	160,1	158,8	161,0	162,3 et 164,8
6 Nombre d'explosions id. . . . .	78,4	41,1	10,2	19,0 et 10,5
7 Pression initiale moyenne . . . . .	13,84	13,80	10,41	"
8 Pression effective moyenne. . . . .	4,77	5,16	4,69	5,083 et 5,21
9 Chevaux-vapeur indiqués. . . . .	17,12	9,73	2,19	4,40 et 2,50
10 Charge au frein, nette . . . . .	180,47	40,78	"	"
11 Chevaux-vapeur au frein . . . . .	14,74	7,41	"	"
12 Coefficient de rendement mécanique . . . . .	0,801	0,762	"	"
13 Gaz par heure, alimentation . . . . .	9 961	5 737	1 387	"
14 Id. inflammation. . . . .	99	91	"	"
15 TOTAL . . . . .	10 060	5 828	"	"
16 Gaz par chev. indiqué par heure, alimentation . . . . .	581,88	588,95	633,7	"
17 TOTAL . . . . .	587,83	600,28	"	"
18 Gaz par cheval au frein. . . . .	675,88	774,14	"	"
19 TOTAL . . . . .	682,40	786,31	"	"
20 Gaz par cheval-vapeur net utilisable pour la lumière électrique. . . . .	785,84	1 042,0	"	"
21 Eau par heure . . . . .	323	218	"	"
22 Élévation de température. . . . .	71°4	56°8	"	"
23 Chev.-vap. de la machine motrice. . . . .	2,38	2,31	2,19	2,50
24 Pression moyenne durant la course utile équivalente au travail fait dans la course d'aspiration, environ. . . . .	0,154	"	"	"
25 Chevaux-vapeur indiqués, correspondant . . . . .	0,55	"	"	"

La figure 133 représente un diagramme obtenu de chacune des deux machines et aussi le diagramme idéal auquel on les compare, les deux à la même échelle et superposés <sup>1</sup>.

<sup>1</sup> *Journal Brit. Soc. Arts*, 15 février 1889.

## DÉCOMPTE DE LA CHALEUR

	KILOGRAMMÈTRES PAR EXPLOSION	POURCENTAGES
Valeur calorifique du gaz par explosion $0,00223 \times 4989 \times 424$	4 698	100
Chaleur convertie en travail . . . . .	1 037	22,1
— absorbée par l'eau de l'enveloppe.	2 028	43,2
— entraînée par l'échappement. .	1 670	35,5
		100,8

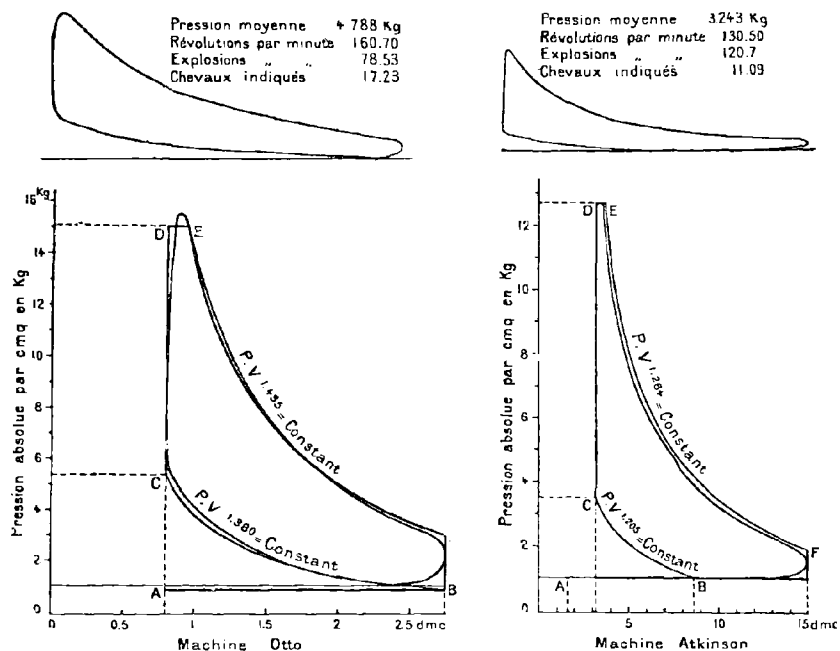


Fig. 133. — Diagrammes réel et idéal.

105. — Des essais de machines mues par d'autres vapeurs que la vapeur d'eau ou par des vapeurs combinées ont rarement été faits

de façon à ce qu'on puisse être sûr des résultats obtenus. L'essai d'une machine due à du Tremblay a donné d'après Rankine les résultats ci-après. Les chiffres donnés sont des moyennes extraites des résultats indiqués dans un rapport de M. Gouin sur la marche des machines à éther et vapeur d'eau du *Brésil*.

	PRESSION EN KILOGRAMMES PAR CENTIMÈTRE CARRÉ		
	Dans la chaudière ou le vaporisateur	Contre-pression	Moyenne effective
Vapeur d'eau . . . . .	3,037	0,534	0,815
— d'éther . . . . .	2,194	0,373	<u>0,499</u>
Total . . . . .			1,314

Ce total est celui de la pression effective moyenne calculée sur la surface d'un même piston, les surfaces et les courses des pistons étant les mêmes dans ce cas.

On voit que les proportions de force obtenue dans les cylindres respectifs étaient de :

$$\text{Dans le cylindre à vapeur d'eau } \left\{ \frac{0,815}{1,314} = 0,62 \right.$$

$$\text{Dans le cylindre à vapeur d'éther } \left\{ \frac{0,499}{1,314} = 0,38 \right.$$

Le gain de force dû à l'adjonction de la machine à éther n'est pas aussi considérable qu'il apparaît ainsi; car si on s'était servi d'un seul cylindre à vapeur d'eau, la contre-pression eût été, selon toute probabilité de 0,323 environ au lieu de 0,534; de telle sorte que la pression effective moyenne dans le cylindre à vapeur d'eau eût été de 1,026 au lieu de 0,815 et les proportions de force, comparées entre la machine à vapeur d'eau et la machine à vapeurs combinées, auraient été de  $\frac{1,026}{1,314} = 0,77$  ; soit  $1,00 - 0,77 = 0,23$  de la force de cette dernière comme gain dû à l'emploi des deux vapeurs.

La consommation de combustible fut de 1,25 ou 1,107 kilogramme de charbon par cheval indiqué et par heure, suivant les conditions particulières des expériences.

Rankine ajoute :

Les machines à vapeurs combinées ne sont pas plus économiques que les machines à vapeur d'eau lorsque celles-ci ont été étudiées

de façon à dépenser peu de combustible; mais l'addition d'une machine à éther peut convertir en une machine combinée économique, une machine à vapeur d'eau dépensant beaucoup trop.

Une machine combinée dans laquelle le fluide auxiliaire était le sulfure de carbone-était construite comme suit <sup>1</sup> :

1° Une chaudière tubulaire horizontale à foyer cylindrique ;

2° Un générateur tubulaire en forme de chaudière cylindrique qui servait à vaporiser le sulfure de carbone ; dans l'espace destiné à contenir la vapeur se trouvait un sécheur perforé ordinaire; le tout était enfermé dans une sorte de caisse avec une plaque formant diaphragme entre les enveloppes extérieures et intérieures des deux côtés et à l'une des extrémités, constituant ainsi une chambre supérieure et une inférieure. L'autre extrémité était fermée par une calotte faisant communiquer les séries inférieures et supérieures des tubes pour la circulation de la vapeur servant à la vaporisation du sulfure ;

3° Une machine à vapeur sans condensation, à chemise de vapeur ;

4° Un tuyau de conduite à chemise de vapeur allant du générateur au cylindre de la machine, la chemise de ce tuyau communiquant avec celle du cylindre et la vapeur condensée étant, de là, conduite par un tuyau jusqu'à un purgeur communiquant avec la pompe alimentaire de la chaudière ;

5° Une valve de réduction automatique pour régler l'admission de la vapeur dans la caisse entourant le générateur ; cette valve maintenait la vapeur à une pression uniforme fixée d'avance pour le générateur et admettait plus ou moins de vapeur suivant la charge de la machine ;

6° Une valve de réduction pour régler la pression dans les enveloppes du cylindre et de la conduite de fluide ;

7° Un réchauffeur en serpentín au travers duquel le bisulfure condensé devait passer pour aller en générateur ;

8° Un condensateur à surface ;

9° Trois petites pompes à vapeur indépendantes et une commu-

---

<sup>1</sup> *Trans. Am. Soc. C. E.*, 1887.



nication avec un réservoir d'où l'on tirait l'eau destinée à la condensation.

Le générateur était chargé jusqu'à un peu plus de la moitié de sa capacité.

La vapeur était amenée par un tuyau jusqu'à la valve régulatrice automatique qu'elle traversait et où étaient réglées sa température et sa pression ; de là, elle passait à travers un tuyau perforé dans la chambre inférieure du générateur, puis autour de la moitié inférieure de cet appareil, ensuite elle traversait les tubes inférieurs, les tubes supérieurs, la chambre supérieure, enfin elle revenait à la chambre inférieure ayant fait ainsi un circuit enveloppant tout le générateur à sulfure auquel elle communiquait sa chaleur. Elle se condensait alors et s'écoulait vers le fond de la chambre extérieure pour se rendre ensuite vers la pompe alimentaire en même temps que l'eau de condensation des enveloppes, laquelle y arrivait par le purgeur ; elle était ramenée par la pompe dans la chaudière.

La vapeur était également amenée à travers la valve régulatrice dans l'enveloppe de la conduite de sulfure et dans celle du cylindre ; la pression de la vapeur était réglée par cette valve, ainsi que sa température. Cette dernière était maintenue jusqu'à un taux dépassant celui auquel était réglée la température de la vapeur allant au générateur ; la vapeur élevait donc la température du fluide et le surchauffait.

La vapeur d'échappement du cylindre traversait un serpentin disposé dans le réchauffeur, passait dans un condenseur à surface d'où elle était puisée par la seconde pompe et refoulée dans un condenseur auxiliaire. Le sulfure liquide tombait du condenseur auxiliaire dans un réservoir. De là la troisième pompe le refoulait dans le serpentin du réchauffeur, puis dans le générateur où il était de nouveau vaporisé.

On fit l'essai des appareils destinés à réaliser ces diverses conditions.

La marche de la machine dura cinq heures, cette période, comprenant le nettoyage des feux, fut considérée comme nécessaire pour faire un essai.

Les données du rapport furent les suivantes :

Pression dans la chaudière à vapeur d'eau . . . . .	5,329 kg.
— dans le condenseur . . . . .	1,076 —
— de la vapeur de sulfure de carbone . . . . .	5,343 —
— moyenne d'après l'indicateur . . . . .	2,205 —
Eau évaporée . . . . .	161,68 litres
Nombre de tours à la minute . . . . .	100 —
Vide . . . . .	0,693 kg.
Charbon consommé . . . . .	272,16 —
Chevaux-vapeur indiqués. . . . .	86,64 —

Il ressort de là que de la vapeur d'eau à une pression de 5,329 kilogrammes par centimètre carré traversait la valve régulatrice automatique dans la caisse entourant le générateur, que sa pression s'abaissait à 1,076 kilogramme correspondant à une température de 121,3 degrés, et qu'elle produisait dans le générateur, de la vapeur de carbone à 5,343 kilogrammes de pression.

La consommation de combustible s'élevait, d'après le rapport, à 0,628 kilogramme par cheval indiqué et par heure.

Ces résultats confirment les indications théoriques de la thermodynamique : à savoir que l'on peut obtenir un aussi bon travail avec d'autres fluides qu'avec la vapeur d'eau ; mais les machines à vapeur d'eau donnent en réalité des résultats aussi économiques que ceux-là et ont un certain nombre d'avantages dans la pratique. Cet essai était d'ailleurs trop court pour être considéré comme complètement satisfaisant ; ce qu'on sait des dispositions de cette nature ne paraît pas donner le droit de s'attendre à les voir se substituer à celles des machines à vapeur.

Les données et résultats obtenus par M. Barrus dans un essai d'une machine Campbell à ammoniac et de sa chaudière sont les suivants, d'après un rapport de la « Campbell Engine Co, avril 1887 ».

TABLEAU N° 1

PRINCIPALES DIMENSIONS DE LA MACHINE ET DE LA CHAUDIÈRE

*Chaudière tubulaire, horizontale, à retours de flamme, avec massif en briques.*

1 Diamètre du corps de chaudière. . . . .	1 067 <sup>mm</sup>
2 Longueur de ce corps. . . . .	3 048 —
3 Nombre de tubes de 51 <sup>mm</sup> au dessous du niveau du liquide. . . . .	67
4 Nombre de tubes de 51 <sup>mm</sup> au-dessus du niveau du liquide. . . . .	68
5 Diamètre intérieur des tubes . . . . .	44,5 <sup>mm</sup>
6 Longueur de grille (nette). . . . .	838 —
7 Largeur de grille. . . . .	1015 —
8 Largeur des barreaux et des intervalles.	16 —
9 Surface de chauffe de l'eau. . . . .	34,31 m. carrés
10 Surface de chauffe de vapeur. . . . .	29,61 —
11 Surface de grille. . . . .	0,8519 —
12 Surface totale pour le passage de la flamme à travers les 67 tubes . . . . .	0,4041 —
13 Force en chevaux-vapeur de la chaudière sur le taux de 139 décimètres carrés de surface de chauffe d'eau par cheval. . . . .	24,6 chev.-vap.
14 Rapport de la surface de chauffe de l'eau à la surface de grille. . . . .	40,3 à 1
15 Rapport de la surface de chauffe de va- peur à la surface de grille. . . . .	33,6 à 1
16 Rapport de la surface de grille à la sur- face des tubes. . . . .	8,2 à 1
17 Diamètre de la cheminée. . . . .	308 <sup>mm</sup>
18 Hauteur de la cheminée au-dessus de la grille . . . . .	9,14 mètres

MACHINE. — DÉTENTE AUTOMATIQUE PORTER-ALLEN,  
ET UN SEUL CYLINDRE

19 Diamètre du cylindre. . . . .	292 <sup>mm</sup>
20 Course du piston. . . . .	508 —
21 Diamètre de la tige de piston. . . . .	44 —
22 Espace nuisible (présumé). . . . .	10 p. 100
23 Force en chevaux-vapeur à 0 <sup>kg</sup> ,07 de pres- sion effective, moyenne et à 1 tour par minute. . . . .	0,01037 chev.-vap.
24 Diamètre de la conduite de vapeur . . . .	102 <sup>mm</sup>

TABLEAU N° 2

DONNÉES ET RÉSULTATS DES ESSAIS COMPLETS DE LA MACHINE A AMMONIAQUE

Date	1887	8 mars	9 mars	16 avril
1 Durée de l'essai, quantités totales, heures		8	10	7,45
2 Poids de charbon consommé. . . kg.		635	635	498
3 Poids des cendres, escarbilles et déchets . . . . .			63	41
4 Pourcentage des cendres, etc. . . p. 100			9,9	8,2
QUANTITÉS PAR HEURE				
5 Charbon par heure. . . . . kg.		79,4	63,5	66,9
6 Charbon par heure par mètre carré de grille . . . . .		93,20	74,56	78,46
7 Quantité d'eau d'injection utilisée à charge normale. . . litres				10 555
MOYENNES DES OBSERVATIONS				
8 Pression de la chaudière au-dessus de l'atmosphère . . . . . kg.		7,03	6,7	6,1
9 Température de la vapeur dans la conduite principale près du registre . . . . .	Dégr. cg.		151,1	149,4
10 Température de la vapeur dans le tuyau d'échappement . . .	—			82,7
11 Température du liquide sortant de la chaudière . . . . .	—		137,8	132,8
12 Température du liquide d'alimentation à l'entrée dans la chaudière . . . . .	—		75,3	75,0
13 Température du gaz d'échappement dans le tuyau de communication antérieur environ . .	—	293	286	282
14 Température des gaz d'échappement à l'entrée dans la cheminée. . . . .	—		199	201
15 Température de l'eau d'injection dans le tuyau de conduite . . .	—			10
16 Température de l'eau d'injection de la rivière . . . . .	—			6
17 Température de cette eau à la sortie des absorbeurs . . . . .	—			40
18 Vide dans le puits d'alimentation.	—		279	292
19 Nombre de tours de la machine par minute . . . . .	—	203,2	204,5	201,5

TABLEAU N° 2 (Suite.)

20	Pression effective moyenne d'après les diagrammes indicateurs . . .	kg.	2,042	1,908	1,897 <sup>1</sup>
21	Nombre de chevaux-vapeur indiqués développés par la machine.	Chev. vap.	61,80	57,53	54,06
22	Temps. . . . .	—		Beau	Beau
	et température extérieure . . .	—		Modérée	Modérée
MOYENNES DES MESURES PRISES SUR DEUX SÉRIES DE DIAGRAMMES					
23	Pression dans la chaudière au-dessus de celle de l'atmosphère. .	kg.		6,785	6,201
24	Pression initiale au-dessus de l'atmosphère . . . . .	—		6,236	5,681
25	Pression de détente au-dessus de la pression de l'atmosphère . .	—		4,774	4,324
26	Pression à l'échappement au-dessus de celle de l'atmosphère. .	—		0,675	0,640
27	Pression de la compression au-dessus de la pression atmosphérique . . . . .	—		0,119	0
28	Contre-pression à mi-course au-dessus de la pression atmosphérique . . . . .	—		0,049	0,195
29	Contre-pression au point extrême au-dessus de la pression atmosphérique. . . . .	—		0,141	0,169
30	Proportion de la course directe accomplie au moment de la fin de l'admission. . . . .	—		0,189	0,211
31	Proportion de la course directe accomplie à la fin de la détente.	—		0,773	0,791
32	Proportion de la course de retour restant à accomplir au moment de la compression . . . . .	—		0,307	0,342
RÉSULTATS					
33	Charbon consommé par cheval-vapeur indiqué par heure . . .	—	1,284	1,103	1,238
34	Charbon absorbé par cheval-vapeur indiqué et par heure . .	Calories			13 200

<sup>1</sup> Correspondant à la charge normale de 56,39 chevaux-vapeur.

**106.** — **La comparaison des résultats** qui ressortent des descriptions et des calculs précédents conduit aux conclusions suivantes :

(1) L'expérience les essais et la théorie des machines à développement de chaleur concordent pour indiquer qu'on s'est déjà assez approché de la limite à atteindre au point de vue de l'économie dans leur application, pour que des progrès ultérieurs ne puissent être faits que très lentement et avec la plus grande peine.

(2) Ce qui peut encore être obtenu, comme amélioration des machines existantes les meilleures et les plus productives, est probablement de très faible valeur, et les difficultés pour y arriver s'accroissent dans une plus grande proportion que l'avantage à en attendre.

(3) Alors que des machines à mauvais rendement peuvent être améliorées par divers moyens, y compris l'adoption pour les actionner d'autres fluides que la vapeur d'eau, on n'a encore trouvé aucune autre vapeur donnant dans la transformation de la chaleur, non pas un rendement économique supérieur, mais même un rendement égal à celui obtenu en se servant des meilleures machines à vapeur d'eau.

(4) Les machines à gaz avec leurs grandes variations de température sont le concurrent qui promet le plus de s'en approcher; mais il n'est pas encore possible de juger si l'élévation de température qu'on peut espérer dans l'emploi des machines à vapeur d'eau, ou l'élévation de pression pour les machines à gaz, en même temps que la possibilité de réduire les déperditions, donnera la supériorité finale aux unes ou aux autres pour les petites puissances

Les résultats obtenus dans le cas où l'on se sert de la vapeur d'eau comme fluide moteur ressortent bien de la figure ci-après, extraite d'une publication de M. Parker <sup>1</sup>. Le diagramme montre le mode d'expansion de la vapeur à une pression absolue de 9,843 kilogrammes par centimètre carré (140 livres) : (a) lorsque cette vapeur est sèche et saturée; (b) quand elle se détend adiabatiquement; (c) ainsi qu'elle travaille en réalité dans les cylindres à vapeur

---

<sup>1</sup> Economy of compound Engines. (*Trans. Brit. Inst. N. A.*, 1882.)

du steamer *Aberdeen* étudié par M. Kirk pour le service de Chine et pouvant servir d'exemple au point de vue des résultats exceptionnellement économiques. (Machines à 3 cylindres de 760<sup>mm</sup>, 1 143<sup>mm</sup> et 1 778<sup>mm</sup> de diamètre, le premier sans enveloppe de vapeur; course du piston 1372 millimètres; pression dans la chaudière 8,789 kilogrammes; pression dans les enveloppes de vapeur 8,789, 3,515 et 1,055 kilogrammes; force en chevaux 1 800; combustible par cheval et par heure 0,581 kilogramme.) On voit que la ligne d'expansion réelle est très voisine de la courbe adiabatique, ce qui montre que la condensation interne est variable de la même façon que dans un cylindre non conducteur. Cependant, les pertes des enveloppes, se montant à environ 4 p. 100, doivent être ajoutées à cette quantité de vapeur. Le tableau accompagnant le diagramme indique la condensation adiabatique pour toute la durée de la détente variant de 0, au début, à 14,7 p. 100 à la fin. Pour des machines ordinaires à basses pressions il y aurait, d'après cette échelle, environ 4 p. 100 pour de la vapeur à 4,9 kilogrammes de pression absolue, 6 à 3, 3 kilogrammes, 7  $\frac{1}{2}$  à 2,5 kilogrammes, 10 à 1,6 kilogramme, 11 à 1,3 kilogramme, 12 à 1,0 kilogramme et 14 p. 100 à 0,6 kilogramme ou bien en proportion de la détente, 2, 3, 4, 6, 8, 10 et 15.

Les déperditions dues à l'action des valves, les pertes dues aux étranglements et au mauvais ajustage des différentes parties entre elles sont, comme on l'a déjà vu précédemment, apparentes dans les variations des diagrammes réels comparés aux différentes parties de la courbe idéale. Ces pertes peuvent être un peu réduites par une étude et une construction perfectionnées; mais, de toute façon, elles augmentent avec la pression et l'allongement de la détente et accroissent les difficultés d'arriver à une plus grande économie.

En définitive, le gain réalisé par des pressions encore supérieures apparaît comme relativement faible, ainsi que le montre la surface faible et resserrée du diagramme à son sommet par comparaison avec la surface de la base correspondant aux basses pressions initiales.

Il est probable que les progrès futurs dans le rendement économique des machines à développement de chaleur seront lents dans

n'importe quelle direction possible ; il n'apparaît de gain à un degré notable que dans la suppression pratique des déperditions

Les lignes pleines représentent les pressions et volumes relatifs de la vapeur sèche et saturée

Les lignes ponctuées représentent les pressions et volumes relatifs de la vapeur se détendant adiabatiquement.

TABLEAU DE LA CONDENSATION DE LA VAPEUR SE DÉTENDANT ADIABATIQUEMENT

TEMPÉRA- TURE	PRESSIONS	
	de la vapeur sèche	CONDENSATION
Degré C.	Kilog.	P. 100
178	9,84	0,000
175	9,14	0,005
170	8,09	0,012
165	7,17	0,019
160	6,33	0,026
155	5,55	0,034
150	4,85	0,041
145	4,22	0,049
140	3,73	0,056
135	3,23	0,063
130	2,74	0,070
125	2,39	0,078
120	2,04	0,086
115	1,76	0,093
110	1,48	0,100
105	1,27	0,108
100	1,05	0,115
95	0,84	0,123
90	0,70	0,131
85	0,60	0,139
80	0,48	0,147

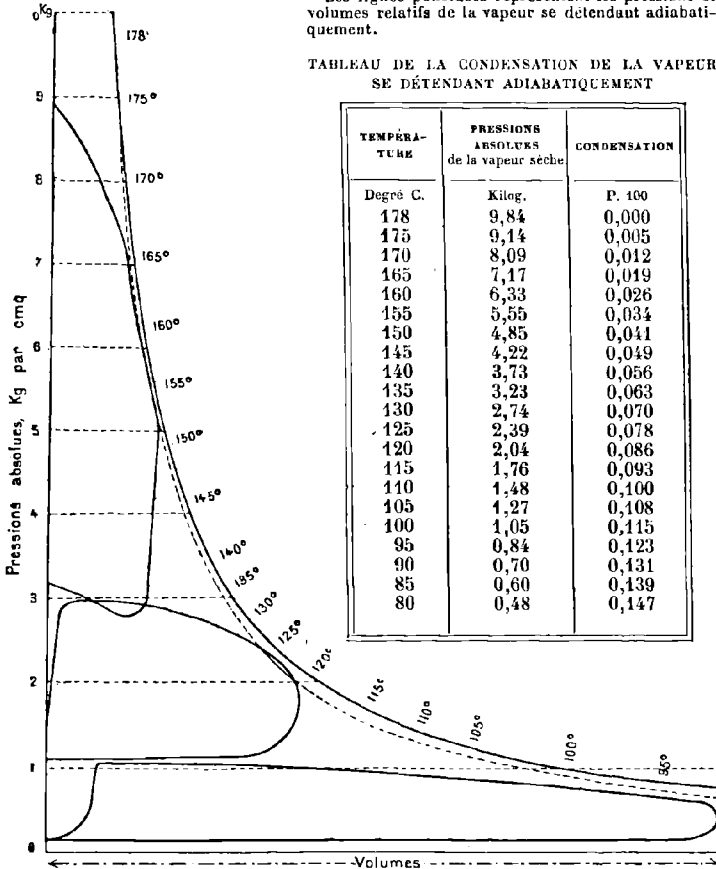


Fig. 134. — Economie de la vapeur.

internes, ce qui augmentera beaucoup la proportion de chaleur adiabatique et la variation de température.



# **APPENDICE**

I  
VAPEUR D'EAU SATURÉE

Vide au condenseur	Pression absolue par cm <sup>2</sup>	Températures centigrades	Nécessaire pour élever la température de l'eau de 0 à t°	QUANTITÉS DE CHALEUR PAR KILOGRAMME					Chaleur totale à la température t° par mètre cube de vapeur	W Kilogramme de vapeur	C Mètres cubés de vapeur
				S	I	E	L = I + E	H = S + L			
752,6	0,04	6,72	6,72	570,08	31,74	601,82	608,54	4,56	0,0075	134,40	
725,2	0,05	32,69	32,72	549,54	34,21	583,75	616,47	21,39	0,0347	28,77	
686,4	0,10	45,57	45,64	559,35	35,41	574,76	620,40	41,63	0,0571	14,90	
612,9	0,20	59,75	59,80	528,13	36,70	564,83	624,72	80,71	0,1202	7,740	
539,3	0,30	68,74	68,93	521,03	37,51	558,54	627,47	118,78	0,1893	5,282	
465,8	0,40	75,46	75,72	515,70	38,40	553,80	629,52	156,18	0,2481	4,030	
392,2	0,50	80,89	81,18	511,44	38,58	549,99	631,47	193,07	0,3059	3,270	
318,7	0,60	85,48	85,81	507,79	38,97	546,76	632,57	229,75	0,3632	2,753	
245,1	0,70	89,46	89,83	504,63	39,31	543,94	633,79	266,32	0,4202	2,380	
171,6	0,80	93,00	93,44	501,84	39,62	541,46	634,87	302,32	0,4762	2,100	
98,0	0,90	96,18	96,63	499,32	39,88	539,20	635,83	338,01	0,5316	1,881	
21,5	1,00	99,08	99,56	497,03	40,13	537,16	636,72	373,63	0,5868	1,704	
»	1,1	101,76	102,28	494,91	40,35	535,26	637,54	409,68	0,6426	1,585	
»	1,2	104,23	104,79	492,95	40,55	533,50	638,29	445,40	0,6978	1,432	
»	1,3	106,54	107,13	491,12	40,74	531,86	638,99	480,84	0,7535	1,328	
»	1,4	108,71	109,33	489,41	40,92	530,33	639,66	516,08	0,8068	1,238	
»	1,5	110,76	111,41	487,79	41,08	528,87	640,28	551,22	0,8609	1,160	
»	1,6	112,69	113,36	486,26	41,24	527,50	640,86	586,19	0,9147	1,093	
»	1,7	114,54	115,25	484,80	41,38	526,18	641,43	621,03	0,9682	1,033	
»	1,8	116,29	117,03	483,42	41,52	524,94	641,97	655,90	1,0217	0,979	
»	1,9	117,95	117,78	482,01	41,65	523,74	642,48	690,72	1,0754	0,930	

APPENDICE

2, 2	122,55	132,83	178,44	203,03	550,46	633,69	793,92	1, 233	0, 811
2, 3	124,02	134,89	177,31	42, 43	519,44	644,33	828,61	1, 286	0, 777
2, 4	125,39	136,39	176,21	42, 24	518,45	644,74	863,31	1, 339	0, 747
2, 5	126,72	137,64	175,17	42, 34	517,51	645,15	897,40	1, 391	0, 719
2, 6	128,01	138,95	174,15	42, 44	516,59	645,54	931,51	1, 443	693, litres
2, 7	129,26	140,23	173,16	42, 53	515,69	645,92	965,65	1, 495	668, 9
2, 8	130,47	141,47	172,20	42, 62	514,82	646,29	999,81	1, 547	646, 4
2, 9	131,65	142,67	171,27	42, 71	513,98	646,65	1 033,99	1, 599	625, 5
3, 0	132,79	143,84	170,36	42, 80	513,16	647,00	1 068,20	1, 651	606, 0
3, 1	133,91	144,98	169,48	42, 88	512,36	647,34	1 104,77	1, 702	587, 5
3, 2	135,00	146,09	168,63	42, 96	511,59	647,68	1 136,03	1, 754	570, 2
3, 3	136,06	147,18	167,78	43, 04	510,82	648,00	1 169,64	1, 805	554, 0
3, 4	137,09	148,23	166,96	43, 12	510,08	648,31	1 203,91	1, 857	538, 5
3, 5	138,10	149,26	166,17	43, 19	509,36	648,62	1 237,57	1, 908	524, 0
3, 6	139,08	140,26	165,40	43, 26	508,65	648,92	1 271,23	1, 959	510, 4
3, 7	140,05	141,26	164,63	43, 33	507,96	649,22	1 304,93	2, 010	497, 5
3, 8	140,99	142,22	163,88	43, 40	507,28	649,50	1 338,62	2, 061	482, 2
3, 9	141,91	143,16	163,15	43, 47	506,62	649,78	1 372,34	2, 112	473, 5
4, 0	142,82	144,10	162,43	43, 53	505,96	650,06	1 406,08	2, 163	462, 3
4, 1	143,70	144,99	161,75	43, 59	505,34	650,33	1 439,18	2, 213	451, 7
4, 2	144,57	145,88	161,05	43, 66	504,71	650,59	1 472,94	2, 264	441, 7
4, 3	145,53	146,77	160,36	43, 71	504,07	650,86	1 506,74	2, 315	432, 0
4, 4	146,26	147,62	159,71	43, 78	503,49	651,11	1 539,88	2, 365	422, 9
4, 5	147,09	148,47	159,06	43, 83	502,89	651,36	1 573,03	2, 415	414, 1
4, 6	147,89	149,29	158,43	43, 89	502,32	651,61	1 606,87	2, 466	405, 5
4, 7	148,69	150,11	157,79	43, 95	501,74	651,85	1 640,05	2, 516	397, 4
4, 8	149,47	150,91	157,18	44, 00	501,18	652,09	1 673,92	2, 567	389, 6
4, 9	150,24	151,71	156,56	44, 05	500,61	652,32	1 707,12	2, 617	382, 1
5, 0	150,99	152,47	155,97	44, 11	500,08	652,55	1 740,35	2, 667	375, 0
5, 1	151,74	153,23	155,39	44, 16	499,53	652,78	1 773,60	2, 717	368, 1
5, 2	152,47	153,99	154,80	44, 21	498,91	653,00	1 806,85	2, 767	361, 5
5, 3	153,18	154,71	154,25	44, 26	498,51	653,22	1 840,12	2, 817	355, 0
5, 4	153,89	155,45	153,68	44, 31	497,99	653,44	1 873,41	2, 867	348, 8
5, 5	154,59	156,16	153,13	44, 36	497,49	653,65	1 906,70	2, 917	342, 2
5, 6	155,28	156,88	152,58	44, 40	496,98	653,86	1 939,35	2, 966	337, 2
5, 7	155,96	157,57	152,05	44, 45	496,50	654,07	1 972,68	3, 016	331, 6
5, 8	156,63	158,27	151,51	44, 49	496,00	654,27	2 002,06	3, 066	326, 2
5, 9	157,29	158,94	150,99	44, 54	495,53	654,47	2 038,67	3, 115	321, 0
6, 0	157,94	159,60	150,48	44, 59	495,07	654,67	2 072,03	3, 165	316, 0

I. — VAPEUR D'EAU SATURÉE. (Suite.)

Pressions absolues par cm <sup>2</sup>	Températures centigrades	QUANTITÉS DE CHALEUR PAR KILOGRAMME						Chaleur totale à la température t	Poids du mètre cube de vapeur	Volume du kilogramme de vapeur
		Nécessaire pour élever la température de l'eau de 0 à t	Chaleur latente interne	Chaleur latente externe	Chaleur latente totale de vaporisation	Chaleur totale	$L_1 = H \times W$			
P	t	S	I	E	L = I + E	H = S + L	Calories	W	C	
Kilog.	Degrés	Calories	Calories	Calories	Calories	Calories	Calories	Kilog.	Litres	
6,1	158,28	160,27	449,97	44,63	494,60	654,87	2103,41	3,245	341,4	
6,2	159,22	160,92	449,46	44,68	494,14	655,06	2138,12	3,264	306,4	
6,3	159,85	161,58	448,96	44,71	493,67	655,25	2171,50	3,314	301,8	
6,4	160,47	162,21	448,48	44,75	493,23	655,44	2204,24	3,363	297,4	
6,5	161,08	162,85	447,98	44,79	492,78	655,63	2237,01	3,412	293,1	
6,6	161,68	163,47	447,51	44,83	492,34	655,81	2269,76	3,461	289,0	
6,7	162,27	164,08	447,04	44,87	491,91	655,99	2302,52	3,510	285,0	
6,8	162,86	164,68	446,58	44,91	491,49	656,17	2335,31	3,559	281,0	
6,9	163,45	165,28	446,12	44,95	491,07	656,35	2368,11	3,608	277,2	
7,0	164,03	165,89	445,66	44,98	490,64	656,53	2400,93	3,657	273,4	
7,1	164,60	166,48	445,20	45,02	490,22	656,70	2434,76	3,703	269,8	
7,2	165,16	167,05	444,76	45,06	489,82	656,87	2468,58	3,755	265,4	
7,3	165,72	167,63	444,32	45,09	489,41	657,04	2502,43	3,804	263,0	
7,4	166,27	168,20	443,88	45,13	489,01	657,21	2536,29	3,853	259,6	
7,5	166,81	168,76	443,45	45,17	488,62	657,38	2570,16	3,902	256,4	
7,6	167,35	169,32	443,01	45,20	488,21	657,54	2604,04	3,951	253,2	
7,7	167,89	169,87	442,60	45,24	487,84	657,71	2637,93	3,999	250,0	
7,8	168,42	170,42	442,18	45,27	487,45	657,87	2671,84	4,048	247,0	
7,9	168,94	170,96	441,77	45,30	487,07	658,03	2705,76	4,097	244,0	
8,0	169,46	171,49	441,36	45,34	486,70	658,19	2739,69	4,145	241,3	
8,1	169,97	172,01	440,96	45,37	486,33	658,34	2773,63	4,194	238,5	
8,2	170,48	172,55	440,55	45,40	485,95	658,50	2807,58	4,242	235,7	
8,3	170,98	173,05	440,16	45,44	485,60	658,65	2841,53	4,291	233,0	
8,4	171,48	173,56	439,77	45,47	485,24	658,80	2875,49	4,339	230,5	
8,5	171,97	174,08	439,37	45,50	484,87	658,95	2909,45	4,388	228,0	

87,7	141,34	142,45	449,55	450,01	484,74	659,45	994,74	4,489	223,0
87,8	172,05	175,09	438,60	455,56	484,16	639,23	2,936,74	4,489	223,0
87,9	173,43	175,59	438,23	455,58	483,43	639,40	2,989,06	4,533	220,6
88,0	173,91	176,08	437,85	455,61	483,46	639,54	3,021,35	4,581	218,3
88,1	174,38	176,57	437,48	455,64	483,42	639,60	3,054,36	4,630	216,0
88,2	174,85	177,06	437,10	455,67	482,77	639,83	3,086,68	4,678	213,8
88,3	175,31	177,53	436,74	455,70	482,44	639,97	3,119,02	4,726	211,6
88,4	175,77	178,01	436,37	455,73	482,40	650,14	3,151,37	4,774	209,5
88,5	176,23	178,49	436,01	455,75	481,76	660,25	3,184,39	4,823	207,4
88,6	176,68	178,95	435,66	455,78	481,44	660,39	3,216,76	4,871	205,3
88,7	177,13	179,42	435,30	455,81	481,11	660,53	3,249,45	4,919	203,3
88,8	177,57	179,88	434,94	455,84	480,78	660,66	3,281,30	4,967	201,3
88,9	178,01	180,33	434,60	455,85	480,46	660,79	3,313,86	5,015	199,4
89,0	178,45	180,79	434,25	455,89	480,14	660,93	3,346,29	5,063	197,6
89,1	178,89	181,25	433,90	455,91	479,81	661,06	3,378,68	5,111	195,7
89,2	179,32	181,68	433,57	455,94	479,51	661,19	3,411,08	5,159	193,8
89,3	179,74	182,13	433,22	455,97	479,19	661,32	3,443,49	5,207	192,0
89,4	180,17	182,56	432,90	455,99	478,89	661,45	3,475,92	5,255	190,3
89,5	180,59	183,01	432,56	456,01	478,57	661,58	3,508,36	5,303	188,6
89,6	181,01	183,44	432,23	456,04	478,27	661,71	3,540,81	5,351	186,9
89,7	181,42	183,86	431,91	456,06	477,97	661,83	3,573,22	5,399	185,3
89,8	181,83	184,29	431,58	456,09	477,67	661,96	3,605,70	5,447	183,6
89,9	182,24	184,74	431,25	456,12	477,37	662,08	3,637,47	5,494	182,0
90,0	182,65	185,14	430,92	456,15	477,07	662,21	3,669,97	5,542	180,5
90,1	183,05	185,56	430,60	456,17	476,77	662,33	3,702,42	5,590	178,9
90,2	183,45	185,97	430,29	456,19	476,48	662,45	3,734,23	5,637	177,4
90,3	183,85	186,38	429,98	456,21	476,19	662,57	3,766,71	5,685	175,9
90,4	184,24	186,80	429,65	456,24	475,89	662,69	3,798,34	5,732	174,4
90,5	184,64	187,21	429,35	456,25	475,61	662,82	3,830,44	5,779	173,1
90,6	185,03	187,61	429,04	456,28	475,32	662,93	3,862,89	5,827	171,7
90,7	185,42	188,02	428,72	456,31	475,03	663,05	3,894,76	5,874	170,4
90,8	185,80	188,41	428,43	456,33	474,76	663,17	3,927,39	5,922	169,0
90,9	186,18	188,81	428,12	456,35	474,47	663,28	3,959,42	5,969	167,6
91,0	186,56	189,20	427,83	456,37	474,20	663,40	3,991,68	6,017	166,2
91,1	186,94	189,60	427,53	456,39	473,92	663,52	4,023,39	6,064	164,9
91,2	187,31	189,98	427,24	456,41	473,65	663,63	4,056,11	6,112	163,6
91,3	187,68	190,36	426,95	456,43	473,38	663,74	4,087,97	6,159	162,4
91,4	188,05	190,74	426,67	456,45	473,12	663,86	4,120,38	6,207	161,2
91,5	188,42	191,13	426,37	456,47	472,84	663,97	4,152,47	6,254	159,9
91,6	188,78	191,50	426,08	456,49	472,57	664,07	4,184,31	6,301	158,7
91,7	189,14	191,88	425,80	456,51	472,31	664,19	4,216,94	6,349	157,5

## I. — VAPEUR D'EAU SATURÉE. (Suite.)

Pressions absolues par cm <sup>2</sup>	Températures centigrades	QUANTITÉS DE CHALEUR PAR KILOGRAMME					Chaleur totale H = S + I	Chaleur totale par mètre cube de vapeur à la température t L <sub>t</sub> = H × W	Poids du mètre cube de vapeur W	Volume du kilogramme de vapeur C
		Nécessaire pour élever la température de l'eau de 0 à t °	Chaleur latente interne	Chaleur latente externe	Chaleur latente totale L = I + E	Calories				
Kilog.	Degrés	S	I	E	L = I + E	H = S + I	Calories	Kilog.	Litres	
12,7	189,50	192,25	425,52	46,53	472,05	664,30	4 248,86	6,396	156,4	
12,8	189,86	192,63	425,23	46,55	471,78	664,41	4 280,79	6,443	155,2	
12,9	190,22	193,00	424,95	46,57	471,52	664,52	4 313,40	6,491	154,1	
13,0	190,57	193,38	424,65	46,59	471,24	664,62	4 345,29	6,538	152,9	
13,1	190,92	193,74	424,38	46,61	470,99	664,73	4 377,25	6,585	151,8	
13,2	191,27	194,10	424,11	46,63	470,74	664,84	4 409,22	6,632	150,8	
13,3	191,62	194,46	423,83	46,65	470,48	664,94	4 441,80	6,680	149,7	
13,4	191,97	194,83	423,55	46,67	470,22	665,05	4 473,79	6,727	148,6	
13,5	192,31	195,18	423,28	46,69	469,97	665,15	4 505,73	6,774	147,6	
13,6	192,65	195,54	423,01	46,71	469,72	665,26	4 537,74	6,821	146,6	
13,7	192,99	195,88	422,75	46,73	469,48	665,36	4 569,69	6,868	145,6	
13,8	193,33	196,24	422,48	46,75	469,23	665,47	4 601,73	6,915	144,6	
13,9	193,67	196,60	422,20	46,77	468,97	665,57	4 633,03	6,961	143,6	
14,0	194,00	196,94	421,95	46,78	468,73	665,67	4 665,02	7,008	142,6	
14,1	194,33	197,29	421,68	46,80	468,48	665,77	4 697,01	7,055	141,7	
14,2	194,66	197,62	421,43	46,82	468,25	665,87	4 729,01	7,102	140,8	
14,3	194,99	197,97	421,16	46,84	468,00	665,97	4 760,35	7,148	139,8	
14,4	195,32	198,31	420,90	46,86	467,76	666,07	4 792,37	7,195	139,0	
14,5	195,64	198,64	420,66	46,87	467,53	666,17	4 824,40	7,242	138,2	
14,6	195,97	198,99	420,39	46,89	467,28	666,27	4 855,78	7,288	137,2	
14,7	196,29	199,33	420,14	46,90	467,04	666,37	4 887,82	7,335	136,4	
14,8	196,61	199,66	419,89	46,92	466,81	666,47	4 919,88	7,382	135,5	
14,9	196,93	200,00	419,62	46,94	466,56	666,57	4 951,28	7,428	134,6	
15,0	197,25	200,33	419,38	46,95	466,33	666,66	4 983,70	7,475	133,8	
15,1	197,58	200,65	419,14	46,97	466,11	666,75	5 016,20	7,521	133,0	

15, 3	197, 87	200, 29	418, 65	49, 98	465, 88	666, 94	508, 75	7, 505	131, 3
15, 4	198, 48	201, 62	418, 41	47, 01	465, 65	667, 04	5110, 49	7, 664	430, 6
15, 5	198, 80	201, 95	418, 15	47, 03	465, 42	667, 13	5142, 24	7, 708	429, 8
15, 6	199, 41	202, 26	417, 92	47, 05	465, 18	667, 23	5174, 37	7, 755	429, 0
15, 7	199, 41	202, 58	417, 67	47, 07	464, 74	667, 32	5205, 76	7, 801	428, 2
15, 8	199, 72	202, 91	417, 41	47, 09	464, 50	667, 41	5237, 17	7, 847	427, 4
15, 9	200, 02	203, 22	417, 18	47, 11	464, 29	667, 51	5269, 32	7, 894	426, 6
16, 0	200, 32	203, 53	416, 95	47, 12	464, 07	667, 60	5301, 41	7, 941	425, 9
16, 1	200, 62	203, 85	416, 70	47, 14	463, 84	667, 69	5332, 84	7, 987	425, 2
16, 2	200, 92	204, 16	416, 46	47, 15	463, 62	667, 78	5366, 28	8, 033	424, 4
16, 3	201, 22	204, 47	416, 23	47, 17	463, 40	667, 87	5396, 39	8, 080	423, 8
16, 4	201, 51	204, 77	416, 01	47, 18	463, 19	667, 96	5427, 84	8, 126	423, 0
16, 5	201, 81	205, 08	415, 78	47, 19	462, 97	668, 03	5459, 30	8, 172	422, 4
16, 6	202, 10	205, 39	415, 54	47, 21	462, 75	668, 14	5490, 77	8, 218	421, 7
16, 7	202, 39	205, 70	415, 31	47, 22	462, 53	668, 23	5522, 25	8, 264	421, 0
16, 8	202, 68	206, 00	415, 08	47, 24	462, 32	668, 32	5553, 74	8, 310	420, 4
16, 9	202, 97	206, 30	414, 85	47, 25	462, 11	668, 41	5585, 23	8, 356	419, 7
17, 0	203, 26	206, 61	414, 61	47, 27	461, 88	668, 49	5616, 65	8, 402	419, 1
17, 1	203, 55	206, 91	414, 38	47, 29	461, 67	668, 58	5648, 83	8, 449	418, 4
17, 2	203, 83	207, 21	414, 16	47, 30	461, 46	668, 67	5680, 35	8, 495	417, 7
17, 3	204, 12	207, 50	413, 94	47, 32	461, 26	668, 76	5714, 88	8, 541	417, 0
17, 4	204, 40	207, 79	413, 72	47, 33	461, 05	668, 84	5743, 33	8, 587	416, 4
17, 5	204, 68	208, 08	413, 51	47, 34	460, 83	668, 93	5774, 87	8, 633	415, 8
17, 6	204, 96	208, 38	413, 27	47, 35	460, 63	669, 01	5806, 34	8, 679	415, 2
17, 7	205, 24	208, 67	413, 06	47, 37	460, 43	669, 10	5838, 57	8, 726	414, 6
17, 8	205, 51	208, 95	412, 85	47, 38	460, 23	669, 18	5870, 05	8, 772	414, 0
17, 9	205, 79	209, 25	412, 63	47, 39	460, 02	669, 27	5901, 62	8, 818	413, 4
18, 0	206, 07	209, 54	412, 40	47, 41	459, 81	669, 35	5933, 12	8, 864	412, 8
18, 1	206, 34	209, 82	412, 19	47, 42	459, 61	669, 43	5964, 62	8, 910	412, 2
18, 2	206, 61	210, 10	411, 98	47, 44	459, 42	669, 52	5996, 22	8, 956	411, 6
18, 3	206, 88	210, 38	411, 77	47, 45	459, 22	669, 60	6027, 74	9, 002	411, 0
18, 4	207, 16	210, 68	411, 54	47, 46	459, 00	669, 68	6059, 26	9, 048	410, 5
18, 5	207, 43	210, 97	411, 33	47, 47	458, 80	669, 77	6091, 56	9, 095	409, 9
18, 6	207, 69	211, 23	411, 13	47, 49	458, 62	669, 83	6123, 10	9, 141	409, 4
18, 7	207, 96	211, 52	410, 91	47, 50	458, 41	669, 93	6154, 65	9, 187	408, 8
18, 8	208, 23	211, 80	410, 70	47, 51	458, 21	670, 01	6186, 20	9, 233	408, 2
18, 9	208, 49	212, 08	410, 48	47, 53	458, 01	670, 09	6217, 77	9, 279	407, 7
19, 0	208, 76	212, 36	410, 27	47, 54	457, 81	670, 17	6250, 01	9, 326	407, 2
19, 1	209, 02	212, 63	410, 06	47, 56	457, 62	670, 25	6281, 58	9, 372	406, 6
19, 2	209, 28	212, 90	409, 86	47, 57	457, 43	670, 33	6313, 17	9, 418	406, 2

## I. — VAPEUR D'EAU SATURÉE. (Suite.)

Pressions absolues par cm <sup>2</sup>	Températures centigrades	QUANTITÉS DE CHALEUR PAR KILOGRAMME				Chaleur totale à la température t par mètre cube de vapeur	Poids du mètre cube de vapeur	Volume du kilogramme de vapeur
		Nécessaire pour élever la température de l'eau de 0 à t°	Chaleur latente interne	Chaleur latente externe	Chaleur latente totale de vaporisation			
P	t	S	I	E	L = I + E	H = S + L	W	C
Killog.	Degrés	Calories	Calories	Calories	Calories	Calories	Killog.	Libres
19,3	209,54	213,17	409,66	47,58	457,24	670,41	9,464	105,6
19,4	209,80	213,45	409,45	47,59	457,04	670,49	9,510	105,2
19,5	210,06	213,72	409,25	47,60	456,85	670,57	9,556	104,7
19,6	210,32	213,99	409,04	47,62	456,66	670,65	9,603	104,2
19,7	210,58	214,27	408,83	47,63	456,46	670,73	9,649	103,7
19,8	210,83	214,53	408,63	47,64	456,27	670,88	9,695	103,2
19,9	211,09	214,80	408,43	47,65	456,08	670,96	9,741	102,6
20,0	211,34	215,06	408,24	47,66	455,90	671,03	9,787	102,2
20,5	212,39	216,37	407,25	47,72	454,97	671,34	10,25	97,57
21,0	213,83	217,67	406,27	47,78	454,05	671,72	10,25	97,57
21,5	215,04	218,94	405,31	47,84	453,15	672,09	10,48	95,46
22,0	216,23	220,19	404,37	47,89	452,26	672,45	10,70	93,40
22,5	217,40	221,42	403,45	47,94	451,39	672,81	10,93	91,48
23,0	218,55	222,63	402,54	47,99	450,53	673,16	11,16	89,60
23,5	219,68	223,82	401,64	48,04	449,68	673,50	11,39	87,80
24,0	220,79	224,98	400,77	48,09	448,86	673,84	11,62	86,08
24,5	221,89	226,14	399,90	48,14	448,04	674,18	11,84	84,46
25,0	222,96	227,27	399,05	48,19	447,24	674,50	12,07	82,86
25,5	224,03	228,39	398,21	48,23	446,44	674,83	12,29	81,32
26,0	225,07	229,50	397,38	48,27	445,65	675,15	12,52	79,89
26,5	226,11	230,60	396,55	48,31	444,86	675,46	12,74	78,44
27,0	227,12	231,66	395,75	48,35	444,10	675,77	12,97	77,08
27,5	228,13	232,73	394,95	48,40	443,35	676,08	13,19	75,82
28,0	229,12	233,78	394,16	48,44	442,60	676,38	13,41	74,57
28,5	230,09	234,81	393,39	48,48	441,87	676,68	13,63	73,37



II

TEMPÉRATURES ET PRESSIONS DE LA VAPEUR SATURÉE

TEMPÉRATURE centigrade	PRESSION DE LA VAPEUR		TEMPÉRATURE centigrade	PRESSION DE LA VAPEUR	
	centimètres de mercure	atmosphères		centimètres de mercure	atmosphères
- 32°	0,0320	0,0004	+ 14°	1,1908	0,016
31	0,0352	0,0005	15	1,2699	0,017
30	0,0386	0,0005	16	1,3536	0,018
29	0,0424	0,0006	17	1,4421	0,019
28	0,0464	0,0006	18	1,5357	0,020
27	0,0508	0,0007	19	1,6346	0,022
26	0,0555	0,0007	20	1,7391	0,023
25	0,0605	0,0008	21	1,8495	0,024
24	0,0660	0,0009	22	1,9659	0,026
23	0,0719	0,0009	23	2,0888	0,028
22	0,0783	0,0010	24	2,2184	0,029
21	0,0853	0,0011	25	2,3550	0,031
20	0,0927	0,0012	26	2,4988	0,033
19	0,1008	0,0013	27	2,5505	0,034
18	0,1095	0,0014	28	2,8101	0,037
17	0,1189	0,0015	29	2,9782	0,039
16	0,1290	0,0017	30	3,1548	0,042
15	0,1400	0,0018	31	3,3406	0,044
14	0,1518	0,0020	32	3,5359	0,047
13	0,1646	0,0022	33	3,7411	0,049
12	0,1783	0,0024	34	3,9565	0,052
11	0,1933	0,0025	35	4,1827	0,055
10	0,2093	0,0027	36	4,4201	0,058
9	0,2267	0,0030	37	4,6691	0,061
8	0,2455	0,0032	38	4,9302	0,065
7	0,2658	0,0035	39	5,2039	0,068
6	0,2876	0,0038	40	5,4906	0,072
5	0,3113	0,0041	41	5,7910	0,076
4	0,3368	0,0044	42	6,1055	0,080
3	0,3644	0,0048	43	6,4346	0,085
2	0,3941	0,0052	44	6,7790	0,089
1	0,4263	0,0056	45	7,1391	0,094
0	0,4600	0,0061	46	7,5158	0,099
+ 1	0,4940	0,0065	47	7,9093	0,104
2	0,5302	0,0070	48	8,3204	0,109
3	0,5687	0,0073	49	8,7499	0,115
4	0,6097	0,0080	50	9,1982	0,121
5	0,6534	0,0086	51	9,6661	0,127
6	0,6998	0,0092	52	10,1543	0,134
7	0,7492	0,0099	53	10,6636	0,140
8	0,8017	0,0107	54	11,1945	0,147
9	0,8574	0,011	55	11,7478	0,155
10	0,9165	0,012	56	12,3244	0,163
11	0,9792	0,013	57	12,9251	0,170
12	1,0457	0,014	58	13,5505	0,178
13	1,1162	0,015	59	14,2015	0,187

## II. (Suite.)

## TEMPÉRATURES ET PRESSIONS DE LA VAPEUR SATURÉE

TEMPÉRATURES centigrades	PRESSION DE LA VAPEUR		TEMPÉRATURES centigrades	PRESSION DE LA VAPEUR	
	centimètres de mercure	atmosphères		centimètres de mercure	atmosphères
+ 60°	14,8791	0,196	+ 106°	93,8310	1,235
61	15,5839	0,205	107	97,1140	1,278
62	16,3170	0,215	108	100,4910	1,322
63	17,0791	0,225	109	103,965	1,368
64	17,8714	0,235	110	107,537	1,415
65	18,6945	0,246	111	111,209	1,463
66	19,5496	0,257	112	114,983	1,513
67	20,4376	0,267	113	118,861	1,564
68	21,3596	0,281	114	122,847	1,616
69	22,3165	0,294	115	126,941	1,670
70	23,3093	0,306	116	131,147	1,726
71	24,3393	0,320	117	135,466	1,782
72	25,4073	0,334	118	139,902	1,841
73	26,5147	0,349	119	144,455	1,901
74	27,6624	0,364	120	149,128	1,962
75	28,8517	0,380	121	153,925	2,025
76	30,0838	0,396	122	158,847	2,091
77	31,3600	0,414	123	163,896	2,157
78	32,6811	0,430	124	169,076	2,225
79	34,0488	0,448	125	174,388	2,295
80	35,4643	0,466	126	179,835	2,366
81	36,9287	0,486	127	185,420	2,430
82	38,4435	0,506	128	191,147	2,515
83	40,0101	0,526	129	197,015	2,592
84	41,6298	0,548	130	203,028	2,671
85	43,3041	0,570	131	209,194	2,753
86	45,0344	0,593	132	215,503	2,836
87	46,8221	0,616	133	221,969	2,921
88	48,6687	0,640	134	228,592	3,008
89	50,5759	0,665	135	235,373	3,097
90	52,5450	0,691	136	242,316	3,188
91	54,5778	0,719	137	249,423	3,282
92	56,6757	0,746	138	256,700	3,378
93	58,8406	0,774	139	264,144	3,476
94	61,0740	0,804	140	271,763	3,576
95	63,3778	0,834	141	279,557	3,678
96	65,7535	0,865	142	287,530	3,783
97	68,2029	0,897	143	295,686	3,890
98	70,7280	0,931	144	304,026	4,000
99	73,3305	0,965	145	312,555	4,113
100	76,000	1,000	146	321,274	4,227
101	76,7590	1,036	147	330,187	4,344
102	81,6010	1,074	148	339,298	4,464
103	84,5280	1,112	149	348,609	4,587
104	87,5410	1,152	150	358,123	4,712
105	90,6410	1,193	151	367,843	4,840

## II. (Suite.)

## TEMPÉRATURES ET PRESSIONS DE LA VAPEUR SATURÉE

TEMPÉRATURES centigrades	PRESSION DE LA VAPEUR		TEMPÉRATURES centigrades	PRESSION DE LA VAPEUR	
	centimètres de mercure	atmosphères		centimètres de mercure	atmosphères
+ 152	377,774	4,971	+ 192 <sup>o</sup>	986,271	12,977
153	387,918	5,104	193	1007,804	13,261
154	398,277	5,240	194	1029,701	13,549
155	408,856	5,380	195	1051,963	13,842
156	419,659	5,522	196	1074,585	14,139
157	430,688	5,667	197	1097,500	14,441
158	441,945	5,815	198	1120,982	14,749
159	453,436	5,966	199	1144,746	15,062
160	465,162	6,120	200	1168,896	15,380
161	477,128	6,278	201	1193,437	15,703
162	489,336	6,439	202	1218,369	16,031
163	501,791	6,603	203	1243,700	16,364
164	514,497	6,770	204	1269,430	16,703
165	527,454	6,940	205	1295,566	17,047
166	540,669	7,114	206	1322,112	17,396
167	554,143	7,291	207	1349,075	17,751
168	567,882	7,472	208	1376,453	18,111
169	581,890	7,656	209	1404,252	18,477
170	596,166	7,844	210	1432,480	18,848
171	610,719	8,036	211	1461,132	19,226
172	625,548	8,231	212	1490,222	19,608
173	640,660	8,430	213	1519,748	19,997
174	656,055	8,632	214	1549,717	20,391
175	671,743	8,839	215	1580,133	20,791
176	687,722	9,049	216	1610,994	21,197
177	703,997	9,263	217	1642,315	21,609
178	720,572	9,481	218	1674,090	22,027
179	737,452	9,703	219	1706,329	22,452
180	754,639	9,929	220	1739,036	22,882
181	772,137	10,150	221	1772,213	23,319
182	789,952	10,394	222	1805,864	23,761
183	808,084	10,633	223	1839,994	24,210
184	826,540	10,876	224	1874,607	24,666
185	845,323	11,123	225	1909,704	25,128
186	864,435	11,374	226	1945,292	25,596
187	883,882	11,630	227	1981,376	26,071
188	903,668	11,885	228	2017,961	26,552
189	923,795	12,155	229	2055,048	27,040
190	944,270	12,425	230	2092,640	27,535
191	965,093	12,699			

## III

## DENSITÉ ET VOLUME DE L'EAU A DIVERSES TEMPÉRATURES

Température centigrade	Rapport du volume au volume de poids égal, à la température du maximum de densité	Différences	Poids du décimètre cube	Différences	Température centigrade	Rapport du volume au volume de poids égal, à la température du maximum de densité	Différences	Poids du décimètre cube	Différences
Degrés			Kilog.		Degrés			Kilog.	
0	1,000129	57	0,999871	57	115	1,03583	441	0,94712	397
1	1,000072	41	0,999928	41	120	1,06041	458	0,94302	410
2	1,000031	22	0,999969	22	125	1,06315	474	0,93883	419
3	1,000009	9	0,999991	9	130	1,07010	493	0,93449	434
4	1,000000	0	0,000000	0	135	1,07521	511	0,93005	444
5	1,000010	10	0,999990	10	140	1,08047	526	0,92552	453
6	1,000030	20	0,999970	20	145	1,08590	543	0,92089	463
7	1,000067	37	0,999933	37	150	1,09150	560	0,91617	472
8	1,000114	47	0,999886	47	155	1,09727	577	0,91135	482
9	1,000176	62	0,999824	62	160	1,10323	596	0,90642	493
10	1,000253	77	0,999747	77	165	1,10936	613	0,90141	497
15	1,000841	388	0,999160	388	170	1,11565	629	0,89644	511
20	1,001744	903	0,998259	901	175	1,12213	648	0,89124	520
25	1,002888	1 144	0,997120	1 139	180	1,12877	664	0,88597	527
30	1,004253	1 355	0,995765	1 455	185	1,13558	681	0,88063	534
35	1,00586	1 610	0,99418	1 58	190	1,14256	698	0,87523	540
40	1,00770	1 840	0,99235	183	195	1,14971	715	0,86978	545
45	1,00971	2 010	0,99037	198	200	1,15703	732	0,86428	550
50	1,01193	2 240	0,98820	217	205	1,16451	748	0,85873	555
55	1,01439	2 440	0,98582	238	210	1,17218	767	0,85311	562
60	1,01691	2 520	0,98338	244	215	1,18002	784	0,84744	567
65	1,01964	2 730	0,98074	264	220	1,18803	801	0,84172	572
70	1,02256	2 920	0,97794	280	225	1,19623	820	0,83596	576
75	1,02566	3 100	0,97498	296	230	1,20459	836	0,83015	581
80	1,02887	3 210	0,97194	304	235	1,21311	852	0,82432	583
85	1,03221	3 340	0,96879	315	240	1,22180	869	0,81846	586
90	1,03567	3 460	0,96556	323	245	1,23066	886	0,81257	589
95	1,03931	3 640	0,96219	337	250	1,23969	903	0,80665	592
100	1,04312	3 810	0,95865	354	255	1,24889	920	0,80071	594
105	1,04713	4 030	0,95497	368	260	1,25828	939	0,79473	598
110	1,05142	4 270	0,95109	388					

## IV

## COMPARAISON DES DIFFÉRENTS THERMOMÈTRES

Centi- grade	Réaumur	Fahrenheit	Centi- grade	Réaumur	Fahrenheit	Centi- grade	Réaumur	Fahrenheit
-20	-16	-4	37	29,6	98,6	94	75,2	201,2
-19	-15,2	-2,2	38	30,4	100,4	95	76,0	203,0
-18	-14,4	-0,4	39	31,2	102,2	96	76,8	204,8
-17	-13,6	1,4	40	32,0	104,0	97	77,6	206,6
-16	-12,8	3,2	41	32,8	105,8	98	78,4	208,4
-15	-12,0	5,0	42	33,6	107,6	99	79,2	210,2
-14	-11,2	6,8	43	34,4	109,4	100	80,0	212,0
-13	-10,4	8,6	44	35,2	111,2	101	80,8	213,8
-12	-9,6	10,4	45	36,0	113,0	102	81,6	215,6
-11	-8,8	12,2	46	36,8	114,8	103	82,4	217,4
-10	-8,0	14,0	47	37,6	116,6	104	83,2	219,2
-9	-7,2	15,8	48	38,4	118,4	105	84,0	221,0
-8	-6,4	17,6	49	39,2	120,2	106	84,8	222,8
-7	-5,6	19,4	50	40,0	122,0	107	85,6	224,6
-6	-4,8	21,2	51	40,8	123,8	108	86,4	226,4
-5	-4,0	23,0	52	41,6	125,6	109	87,2	228,2
-4	-3,2	24,8	53	42,4	127,4	110	88,0	230,0
-3	-2,4	26,6	54	43,2	129,2	111	88,8	231,8
-2	-1,6	28,4	55	44,0	131,0	112	89,6	233,6
-1	-0,8	30,2	56	44,8	132,8	113	90,4	235,4
0	0,	32,0	57	45,6	134,6	114	91,2	237,2
1	0,8	33,8	58	46,4	136,4	115	92,0	239,0
2	1,6	35,6	59	47,2	138,2	116	92,8	240,8
3	2,4	37,4	60	48,0	140,0	117	93,6	242,6
4	3,2	39,2	61	48,8	141,8	118	94,4	244,4
5	4,0	41,0	62	49,6	143,6	119	95,2	246,2
6	4,8	42,8	63	50,4	145,4	120	96,0	248,0
7	5,6	44,6	64	51,2	147,2	121	96,8	249,8
8	6,4	46,4	65	52,0	149,0	122	97,6	251,6
9	7,2	48,2	66	52,8	150,8	123	98,4	253,4
10	8,0	50,0	67	53,6	152,6	124	99,2	255,2
11	8,8	51,8	68	54,4	154,4	125	100,0	257,0
12	9,6	53,6	69	55,2	156,2	126	100,8	258,8
13	10,4	55,4	70	56,0	158,0	127	101,6	260,6
14	11,2	57,2	71	56,8	159,8	128	102,4	262,4
15	12,0	59,0	72	57,6	161,6	129	103,2	264,2
16	12,8	60,8	73	58,4	163,4	130	104,0	266,0
17	13,6	62,6	74	59,2	165,2	131	104,8	267,8
18	14,4	64,4	75	60,0	167,0	132	105,6	269,6
19	15,2	66,2	76	60,8	168,8	133	106,4	271,4
20	16,0	68,0	77	61,6	170,6	134	107,2	273,2
21	16,8	69,8	78	62,4	172,4	135	108,0	275,0
22	17,6	71,6	79	63,2	174,2	136	108,8	276,8
23	18,4	73,4	80	64,0	176,0	137	109,6	278,6
24	19,2	75,2	81	64,8	177,8	138	110,4	280,4
25	20,0	77,0	82	65,6	179,6	139	111,2	282,2
26	20,8	78,8	83	66,4	181,4	140	112,0	284,0
27	21,6	80,6	84	67,2	183,2	141	112,8	285,8
28	22,4	82,4	85	68,0	185,0	142	113,6	287,6
29	23,2	84,2	86	68,8	186,8	143	114,4	289,4
30	24,0	86,0	87	69,6	188,6	144	115,2	291,2
31	24,8	87,8	88	70,4	190,4	145	116,0	293,0
32	25,6	89,6	89	71,2	192,2	146	116,8	294,8
33	26,4	91,4	90	72,0	194,0	147	117,6	296,6
34	27,2	93,2	91	72,8	195,8	148	118,4	298,4
35	28,0	95,0	92	73,6	197,6	149	119,2	300,2
36	28,8	96,8	93	74,4	199,4	150	220,0	302,0

## V

PRESSIONS MOYENNES POUR DIFFÉRENTS DEGRÉS DE DÉTENTE

Valeurs de  $\frac{p_m}{p_1}$ . Détente adiabatique de la vapeur.

Rapport de détente	Admission $\frac{1}{r}$	DÉPENSES DE VAPEUR ET VALEURS DE $\eta$							
		100	90	80	76	70	60	50	100
		1,135	1,125	1,115	1,111	1,105	1,095	1,085	1,333
2	1/2	0,829	0,831	0,833	0,834	0,835	0,836	0,837	0,810
2 1/4	4/9	785	787	788	789	790	791	793	754
2 1/2	2/5	744	746	747	748	749	750	751	714
2 3/4	4/11	707	708	710	711	712	713	714	675
3	1/3	675	676	677	678	679	681	683	639
3 1/4	4/13	644	645	647	648	649	650	652	606
3 1/3	3/10	633	635	636	637	639	641	643	600
3 1/2	2/7	616	618	619	620	622	624	626	576
3 3/4	4/15	591	592	593	594	595	596	598	552
4	1/4	567	568	570	572	573	574	576	523
4 1/2	2/9	525	527	528	530	531	533	534	486
5	1/5	488	491	493	494	496	498	500	447
5 1/2	2/11	458	460	462	463	465	467	470	417
6	1/6	432	434	435	437	439	441	443	390
6 1/2	2/13	409	410	411	413	415	417	420	369
7	1/7	387	390	392	394	400	403	405	345
8	1/8	355	356	357	358	360	361	363	312
10	1/10	298	300	302	303	304	305	308	263
20	1/20	170	173	175	177	178	180	182	144
50	1/50	080	082	083	084	084	085	086	063
100	1/100	044	045	045	046	046	047	048	034

Valeurs de  $\frac{p_m}{p_1}$  pour la vapeur, l'air, les gaz et les mélanges.

Rapport de détente $r$	Admission $\frac{1}{r}$	Détente de la vapeur saturée sèche $\eta, 1,046$	Air humide dans les appareils de compression $\eta, 1,020$	Machines à vapeur réelle y compris les fuites		Gaz ou vapeurs dans les machines à explosion	Gaz	
				$\eta, 0,50$	$\eta, 0,75$		Isothermique $\eta, 1,100$	Adiabatique $\eta, 1,441$
2	1/2	0,841	0,825	0,914	0,875	0,783	0,846	0,801
2 1/4	4/9	793	787	888	844	733	804	753
2 1/2	2/5	760	745	866	800	683	765	707
2 3/4	4/11	717	700	846	785	638	731	668
3	1/3	695	665	824	752	598	699	638
3 1/4	4/13	665	635	802	732	578	670	596
3 1/3	3/10	652	625	796	716	568	661	588
3 1/2	2/7	632	605	782	704	548	642	568
3 3/4	4/15	608	580	775	684	515	616	538
4	1/4	587	550	750	664	486	566	518
4 1/2	2/9	540	510	720	624	441	555	473
5	1/5	510	482	695	600	406	522	428
5 1/2	2/11	478	455	674	560	371	492	406
6	1/6	454	420	650	530	349	465	378
6 1/2	2/13	430	390	632	515	326	441	358
7	1/7	409	375	612	500	303	421	337
8	1/8	372	340	597	468	276	385	302
10	1/10	326	284	532	412	225	330	253
20	1/20	192	165	396	272	103	200	138
50	1/50	091	074	245	193	050	098	060
100	1/100	053	040	180	134	025	056	032

V (Suite)

RAPPORT DES PRESSIONS MOYENNES

r	A	B	C	r	A	B	C	r	A	B	C	r	A	B	C
1,0	1,000	1,000	1,000	5,2	0,484	0,509	0,494	9,4	0,317	0,345	0,329	17,0	0,201	0,226	0,211
1,1	0,996	0,996	0,996	5,3	478	503	488	9,5	315	343	327	17,2	199	224	209
1,2	0,983	0,983	0,983	5,4	472	497	482	9,6	312	340	324	17,4	197	222	207
1,3	966	968	967	5,5	467	492	477	9,7	310	338	322	17,6	195	220	205
1,4	947	952	950	5,6	461	486	471	9,8	307	335	319	17,8	194	218	204
1,5	928	934	931	5,7	456	481	466	9,9	305	333	317	18,0	192	216	202
1,6	910	919	914	5,8	450	475	460	10,0	303	330	314	18,2	190	215	200
1,7	890	900	895	5,9	445	470	455	10,2	299	325	310	18,4	189	214	199
1,8	870	880	875	6,0	440	465	450	10,4	295	321	306	18,6	187	212	197
1,9	850	862	856	6,1	434	460	445	10,6	291	317	302	18,8	185	210	195
2,0	833	846	840	6,2	429	455	440	10,8	287	313	298	19,0	183	208	193
2,1	817	830	824	6,3	424	450	435	11,0	283	309	294	19,2	182	207	192
2,2	798	812	805	6,4	419	445	430	11,2	279	305	290	19,4	180	205	190
2,3	780	795	787	6,5	414	441	426	11,4	275	301	286	19,6	179	204	189
2,4	763	780	771	6,6	409	436	421	11,6	272	298	283	19,8	178	202	187
2,5	748	766	756	6,7	405	432	417	11,8	268	294	279	20,0	177	200	186
2,6	732	750	740	6,8	401	428	413	12,0	264	290	275	20,2	175	198	184
2,7	718	736	726	6,9	396	424	408	12,2	261	287	272	20,4	174	196	183
2,8	705	723	713	7,0	393	421	405	12,4	257	283	268	20,6	173	194	182
2,9	692	710	700	7,1	389	417	401	12,6	254	280	265	20,8	171	193	180
3,0	680	699	688	7,2	385	413	397	12,8	251	277	262	21,0	169	192	178
3,1	668	687	676	7,3	381	410	393	13,0	248	274	259	21,2	168	191	177
3,2	656	675	664	7,4	377	406	390	13,2	245	271	256	21,4	167	190	176
3,3	645	664	653	7,5	373	402	386	13,4	242	268	253	21,6	165	188	174
3,4	634	653	642	7,6	370	399	383	13,6	239	265	250	21,8	164	187	173
3,5	622	642	631	7,7	367	396	380	13,8	236	262	247	22,0	163	186	172
3,6	612	632	621	7,8	363	392	376	14,0	234	260	245	22,2	162	185	171
3,7	602	622	611	7,9	360	389	373	14,2	231	257	242	22,4	161	184	170
3,8	593	613	602	8,0	356	385	370	14,4	228	254	239	22,6	160	183	169
3,9	584	604	593	8,1	353	382	367	14,6	225	251	236	22,8	159	182	168
4,0	572	596	583	8,2	350	379	364	14,8	223	249	234	23,0	158	180	167
4,1	565	587	575	8,3	347	376	361	15,0	221	247	232	23,2	156	179	165
4,2	556	578	566	8,4	344	373	358	15,2	219	245	230	23,4	155	178	164
4,3	548	570	558	8,5	341	371	355	15,4	217	242	227	23,6	154	177	163
4,4	540	563	550	8,6	338	368	352	15,6	215	240	225	23,8	153	176	162
4,5	532	555	542	8,7	335	364	349	15,8	213	238	223	24,0	151	174	160
4,6	525	548	535	8,8	332	361	346	16,0	211	236	221	24,2	150	173	159
4,7	518	542	528	8,9	330	358	343	16,2	209	234	219	24,4	149	172	158
4,8	514	535	521	9,0	327	355	340	16,4	207	232	217	24,6	148	171	157
4,9	504	528	514	9,1	324	353	337	16,6	205	230	215	24,8	147	170	156
5,0	496	522	506	9,2	322	351	335	16,8	203	228	213	25,0	146	169	155
5,1	490	515	500	9,3	320	348	332								

Colonne r, rapport de détente =  $\frac{v_2}{v_1}$

— A, rapport de la pression moyenne à la pres. initiale,  $\frac{p_m}{p_1} = \frac{10 - 9 r^{-1}}{r}$

— B, —  $\frac{p_m}{p_1} = \frac{1 + \log. hyp. r}{r}$

— C, —  $\frac{p_m}{p_1} = \frac{17 - 16 r^{-1}}{r}$

Pour la vapeur sèche se détendant sans perte ni gain de chaleur dans un cylindre non conducteur  
 Pour la vapeur humide recevant de la chaleur pendant la détente.  
 Pour la vapeur sèche recevant, pendant la détente, une quantité suffisante de chaleur pour prévenir toute condensation.

Règle. — Pour trouver la pression moyenne, multiplier la pression initiale par le nombre qui se trouve sur la même ligne que le rapport de détente considéré, dans la colonne correspondant au mode de détente adopté (d'après Northcott).

VI

PRESSIONS FINALES  $\frac{P_1}{P_2}$

r	A	B	C	r	A	B	C	r	A	B	C	r	A	B	C	r	A	B	C	
1,0	0,00	0,0	0,00	4,7	5,58	4,7	5,18	8,3	10,5	8,3	9,47	13,8	18,5	13,8	16,2	13,8	18,5	13,8	16,2	
1,1	1,11	1,1	1,11	4,8	5,70	4,8	5,29	8,4	10,6	8,4	9,59	14,0	18,8	14,0	16,5	14,0	18,8	14,0	16,5	
1,2	1,22	1,2	1,22	4,9	5,84	4,9	5,41	8,5	10,7	8,5	9,64	14,2	19,1	14,2	16,8	14,2	19,1	14,2	16,8	
1,3	1,34	1,3	1,32	5,0	5,98	5,0	5,52	8,6	10,9	8,6	9,70	14,4	19,4	14,4	17,0	14,4	19,4	14,4	17,0	
1,4	1,45	1,4	1,43	5,1	6,11	5,1	5,64	8,7	11,0	8,7	9,88	14,6	19,7	14,6	17,2	14,6	19,7	14,6	17,2	
1,5	1,57	1,5	1,54	5,2	6,24	5,2	5,76	8,8	11,2	8,8	10,0	14,8	20,0	14,8	17,5	14,8	20,0	14,8	17,5	
1,6	1,69	1,6	1,65	5,3	6,38	5,3	5,88	8,9	11,3	8,9	10,2	15,0	20,3	15,0	17,8	15,0	20,3	15,0	17,8	
1,7	1,80	1,7	1,75	5,4	6,51	5,4	6,00	9,0	11,5	9,0	10,3	15,2	20,6	15,2	18,0	15,2	20,6	15,2	18,0	
1,8	1,92	1,8	1,87	5,5	6,64	5,5	6,12	9,1	11,6	9,1	10,4	15,4	20,9	15,4	18,2	15,4	20,9	15,4	18,2	
1,9	2,04	1,9	1,98	5,6	6,78	5,6	6,23	9,2	11,8	9,2	10,6	15,6	21,2	15,6	18,5	15,6	21,2	15,6	18,5	
2,0	2,16	2,0	2,08	5,7	6,91	5,7	6,35	9,3	11,9	9,3	10,7	15,8	21,5	15,8	18,7	15,8	21,5	15,8	18,7	
2,1	2,28	2,1	2,20	5,8	7,05	5,8	6,47	9,4	12,0	9,4	10,8	16,0	21,8	16,0	19,0	16,0	21,8	16,0	19,0	
2,2	2,40	2,2	2,31	5,9	7,18	5,9	6,59	9,5	12,2	9,5	10,9	16,2	22,1	16,2	19,3	16,2	22,1	16,2	19,3	
2,3	2,52	2,3	2,42	6,0	7,32	6,0	6,71	9,6	12,3	9,6	11,0	16,4	22,4	16,4	19,5	16,4	22,4	16,4	19,5	
2,4	2,64	2,4	2,53	6,1	7,45	6,1	6,83	9,7	12,5	9,7	11,1	16,6	22,7	16,6	19,8	16,6	22,7	16,6	19,8	
2,5	2,76	2,5	2,64	6,2	7,59	6,2	6,95	9,8	12,6	9,8	11,3	16,8	23,0	16,8	20,0	16,8	23,0	16,8	20,0	
2,6	2,89	2,6	2,76	6,3	7,73	6,3	7,07	9,9	12,8	9,9	11,4	17,0	23,3	17,0	20,3	17,0	23,3	17,0	20,3	
2,7	3,01	2,7	2,87	6,4	7,86	6,4	7,18	10,0	12,9	10,0	11,5	17,2	23,6	17,2	20,5	17,2	23,6	17,2	20,5	
2,8	3,14	2,8	2,99	6,5	8,00	6,5	7,30	10,2	13,2	10,2	11,7	17,4	23,9	17,4	20,8	17,4	23,9	17,4	20,8	
2,9	3,26	2,9	3,10	6,6	8,14	6,6	7,42	10,4	13,5	10,4	12,0	17,6	24,2	17,6	21,0	17,6	24,2	17,6	21,0	
3,0	3,39	3,0	3,21	6,7	8,27	6,7	7,54	10,6	13,8	10,6	12,3	17,8	24,5	17,8	21,3	17,8	24,5	17,8	21,3	
3,1	3,51	3,1	3,32	6,8	8,41	6,8	7,66	10,8	14,1	10,8	12,5	18,0	24,8	18,0	21,6	18,0	24,8	18,0	21,6	
3,2	3,64	3,2	3,43	6,9	8,55	6,9	7,78	11,0	14,3	11,0	12,8	18,2	25,1	18,2	21,8	18,2	25,1	18,2	21,8	
3,3	3,77	3,3	3,55	7,0	8,69	7,0	7,90	11,2	14,6	11,2	13,0	18,4	25,4	18,4	22,0	18,4	25,4	18,4	22,0	
3,4	3,89	3,4	3,67	7,1	8,83	7,1	8,02	11,4	14,9	11,4	13,3	18,6	25,7	18,6	22,3	18,6	25,7	18,6	22,3	
3,5	4,02	3,5	3,79	7,2	8,96	7,2	8,14	11,6	15,2	11,6	13,5	18,8	26,0	18,8	22,5	18,8	26,0	18,8	22,5	
3,6	4,15	3,6	3,90	7,3	9,10	7,3	8,27	11,8	15,5	11,8	13,7	19,0	26,3	19,0	22,8	19,0	26,3	19,0	22,8	
3,7	4,28	3,7	4,01	7,4	9,24	7,4	8,38	12,0	15,8	12,0	14,0	19,2	26,6	19,2	23,1	19,2	26,6	19,2	23,1	
3,8	4,41	3,8	4,13	7,5	9,38	7,5	8,49	12,2	16,1	12,2	14,2	19,4	26,9	19,4	23,3	19,4	26,9	19,4	23,3	
3,9	4,54	3,9	4,25	7,6	9,52	7,6	8,62	12,4	16,4	12,4	14,5	19,6	27,2	19,6	23,6	19,6	27,2	19,6	23,6	
4,0	4,66	4,0	4,36	7,7	9,66	7,7	8,74	12,6	16,7	12,6	14,8	19,8	27,5	19,8	23,9	19,8	27,5	19,8	23,9	
4,1	4,79	4,1	4,47	7,8	9,80	7,8	8,87	12,8	17,0	12,8	15,0	20,0	27,9	20,0	24,1	20,0	27,9	20,0	24,1	
4,2	4,91	4,2	4,60	7,9	9,94	7,9	8,99	13,0	17,3	13,0	15,2	21,0	29,5	21,0	25,4	21,0	29,5	21,0	25,4	
4,3	5,05	4,3	4,71	8,0	10,1	8,0	9,11	13,2	17,6	13,2	15,5	22,0	31,0	22,0	26,7	22,0	31,0	22,0	26,7	
4,4	5,18	4,4	4,82	8,1	10,2	8,1	9,23	13,4	17,9	13,4	15,7	23,0	32,6	23,0	28,0	23,0	32,6	23,0	28,0	
4,5	5,32	4,5	4,95	8,2	10,3	8,2	9,35	13,6	18,2	13,6	16,0	24,0	34,1	24,0	29,3	24,0	34,1	24,0	29,3	
4,6	5,45	4,6	5,06																	

Colonne r, rapport de détente =  $\frac{v_2}{v_1}$

- A, rapport de la pression initiale à la pression finale,  $P_2 = \frac{P_1}{r^9}$
- B, — — — — —  $P_2 = \frac{P_1}{r}$
- C, — — — — —  $P_2 = \frac{P_1}{r^{16}}$

{ Pour la vapeur sèche se détendant, sans perte ni gain de chaleur, dans un cylindre non conducteur  
 { Pour la vapeur humide recevant de la chaleur pendant la détente.  
 { Pour la vapeur sèche recevant, pendant la détente, une quantité suffisante de chaleur pour prévenir toute condensation.

Règle. — Pour trouver la pression finale correspondant à un rapport de détente déterminé, divisez la pression initiale par le nombre qui se trouve sur la même ligne que ledit rapport, dans la colonne correspondant au mode de détente adopté.



VII

RAPPORTS RÉELS DE DÉTENTE

DEGRÉS D'ADMISSION

ESPACE mort. p. 100	.40	.425	.20	.25	.30	.333	.375	.40	.50	.60	.625	.70	.75	.80	.875	.90
0,01	9,111	7,481	4,809	3,884	3,258	2,944	2,623	2,463	1,983	1,655	1,590	1,422	1,328	1,246	1,141	1,109
,0125	9	7,363	4,764	3,875	3,244	2,930	2,612	2,454	1,975	1,653	1,588	1,421	1,327	1,246	1,140	1,109
,0150	8,826	7,25	4,720	3,830	3,222	2,916	2,602	2,445	1,970	1,650	1,585	1,419	1,326	1,245	1,140	1,109
,0175	8,659	7,133	4,677	3,803	3,204	2,902	2,592	2,436	1,966	1,647	1,583	1,418	1,325	1,244	1,140	1,108
0,02	8,5	7,034	4,635	3,777	3,187	2,899	2,582	2,428	1,961	1,645	1,581	1,416	1,325	1,243	1,138	1,108
,0225	8,346	6,932	4,595	3,752	3,170	2,876	2,574	2,420	1,956	1,642	1,579	1,415	1,324	1,243	1,138	1,108
,0250	8,2	6,833	4,555	3,727	3,153	2,863	2,562	2,411	1,952	1,640	1,576	1,413	1,322	1,242	1,138	1,108
,0275	8,088	6,738	4,516	3,702	3,137	2,850	2,552	2,403	1,947	1,637	1,574	1,412	1,321	1,241	1,138	1,107
0,03	7,933	6,645	4,477	3,678	3,121	2,837	2,543	2,395	1,943	1,634	1,572	1,410	1,320	1,240	1,138	1,107
,0325	7,792	6,555	4,440	3,654	3,105	2,824	2,533	2,387	1,938	1,632	1,570	1,409	1,319	1,240	1,138	1,107
,0350	7,666	6,468	4,404	3,631	3,089	2,812	2,524	2,379	1,934	1,629	1,568	1,408	1,318	1,239	1,137	1,106
,0375	7,545	6,380	4,364	3,608	3,074	2,800	2,515	2,371	1,930	1,627	1,566	1,406	1,317	1,238	1,136	1,106
0,04	7,428	6,303	4,333	3,58	3,058	2,788	2,506	2,363	1,925	1,625	1,563	1,405	1,316	1,238	1,136	1,106
,0425	7,315	6,229	4,298	3,564	3,043	2,776	2,497	2,355	1,921	1,622	1,561	1,404	1,315	1,237	1,136	1,106
,0450	7,206	6,147	4,256	3,542	3,028	2,764	2,488	2,348	1,917	1,620	1,559	1,402	1,314	1,236	1,135	1,105
,0475	7,102	6,082	4,232	3,521	3,014	2,752	2,479	2,340	1,913	1,617	1,557	1,401	1,313	1,235	1,135	1,105
0,05	7	6	4,2	3,5	3	2,744	2,470	2,333	1,907	1,615	1,555	1,400	1,312	1,235	1,135	1,105
,0525	6,901	5,985	4,168	3,478	2,986	2,730	2,461	2,325	1,904	1,613	1,553	1,311	1,311	1,234	1,134	1,104
,0550	6,806	5,861	4,130	3,459	2,971	2,719	2,453	2,318	1,900	1,610	1,551	1,309	1,310	1,233	1,134	1,104
,0575	6,714	5,794	4,106	3,439	2,957	2,708	2,445	2,311	1,896	1,608	1,549	1,306	1,309	1,233	1,134	1,104
0,06	6,625	5,729	4,076	3,418	2,944	2,697	2,436	2,304	1,892	1,606	1,547	1,304	1,308	1,232	1,133	1,104
,0625	6,538	5,666	4,047	3,407	2,931	2,686	2,428	2,297	1,888	1,603	1,545	1,303	1,307	1,231	1,133	1,103
,0650	6,454	5,605	4,015	3,380	2,917	2,675	2,420	2,290	1,884	1,601	1,543	1,302	1,306	1,231	1,132	1,103
,0675	6,373	5,545	3,990	3,362	2,904	2,665	2,412	2,283	1,881	1,599	1,541	1,300	1,305	1,230	1,132	1,103
0,07	6,294	5,482	3,963	3,342	2,892	2,655	2,404	2,276	1,877	1,597	1,539	1,300	1,304	1,229	1,132	1,103

VIII  
CHIFFRES RELATIFS AU FONCTIONNEMENT DE LA VAPEUR DANS UN CYLINDRE. ÉCHANGE ET TRANSFORMATION DE CHALEUR  
(D'APRÈS NORTHGOTT)

Pression initiale absolue par c. m. q.	Rapport de détente	Pression moyenne totale par c. m. q.	Pression moyenne effective par c. m. q.	Pression au moment de l'échappement anticipé par c. m. q.	Travail indiqué par kilogramme de vapeur	Consommation de vapeur par cheval-heure indiqué	Volume engendré par le piston, par kilogramme de vapeur	Volume engendré par le piston, en cheval-heure indiqué	Surface du piston par ch.-h. indiqué, en admettant une vitesse de piston de 100 mètres par minute	Chaleur entraînée dans le cylindre par kilogramme de vapeur	Chaleur cédée pendant la détente par kilogramme de vapeur	Chaleur dépensée par kilogramme de vapeur		Chaleur emportée par la vapeur d'échappement (par kilogr.)	Chaleur dépensée par cheval-heure indiqué	F	Dépense de charbon par cheval-heure indiqué, en un rendement de 0,74
												calories 100° C.	calories 100° C.				
$P_0$ kg.	$r$	$P_m$ kg.	$P_c$ kg.	$P_a$ kg.	kgm.	kg.	décim. cubes	décim. cubes	centim. carrés	calories 100° C.	calories 100° C.	calories 100° C.	calories 100° C.	calories 100° C.	kg.		
Classe 1																	
4,22	1	4,22	3,09	1,125	13 621	20,14	436,9	8 832,7	14,64	550	0	350	32,1	517,9	10 912	0,0382	2,00
5,62	1	5,62	4,50	1,125	15 158	18,10	336,5	6 037,8	10,06	553	0	353	36,5	516,5	9 886	0,0644	1,81
7,03	1	7,03	5,91	1,125	16 150	16,96	273,2	4 635,2	7,68	556	0	356	38,0	518,0	9 294	0,0684	1,70
8,44	1	8,44	7,31	1,125	16 845	16,24	167,8	3 737,6	6,19	558	0	358	39,4	518,6	8 932	0,0742	1,64
10,55	1	10,55	9,42	1,125	17 390	15,00	186,5	2 910,8	4,84	561	0	361	41,4	519,6	8 625	0,0737	1,58
14,06	1	14,06	12,04	1,125	18 445	14,83	142,5	2 142,3	3,88	565	0	365	43,5	521,5	8 255	0,0770	1,51
17,58	1	17,58	16,45	1,125	19 048	14,38	115,6	1 652,1	2,77	568	0	368	44,6	523,4	8 050	0,0790	1,47
21,09	1	21,09	19,07	1,125	19 525	14,02	97,6	1 367,6	2,26	571	0	371	45,9	525,1	7 886	0,0806	1,44
Classe 2																	
4,22	2	3,55	2,44	1,125	21 485	13,38	876,8	11 248,5	18,64	550	0	350	50,7	499,3	7 248	0,0877	1,33
5,62	2	4,75	3,63	1,125	24 442	11,75	671,2	7 583,2	12,51	553	0	353	57,3	495,7	6 404	0,0993	1,17
7,03	2	5,95	4,82	1,125	26 379	10,89	546,3	5 677,2	9,42	556	0	356	62,1	493,9	5 954	0,1066	1,05
8,44	2	7,14	6,01	1,125	27 705	10,39	460,3	4 553,1	7,55	558	0	358	64,9	493,1	5 713	0,1113	1,00
10,55	2	8,92	7,79	1,125	29 110	9,89	373,0	3 596,0	5,81	561	0	361	68,5	492,5	5 466	0,1148	1,00
14,06	2	11,59	10,77	1,125	30 684	9,39	284,8	2 545,5	4,19	565	0	365	72,3	492,7	5 226	0,1217	0,957
17,58	2	14,87	13,75	1,125	31 844	9,03	231,3	1 933,4	3,29	568	0	368	74,8	493,2	5 079	0,1252	0,930
21,09	2	17,85	16,72	1,125	32 697	8,50	185,3	1 639,5	2,71	571	0	371	77,0	494,0	4 951	0,1280	0,903
Classe 3																	
4,22	3-4	2,67	1,55	1,125	23 545	11,66	1 517,6	17 697,1	30,98	550	43	593	56	537	6 897	0,0934	1,25
5,62	4-5	3,09	1,81	1,125	28 962	9,48	1 347,8	14 203,7	23,80	553	53	603	68	537	5 625	0,1120	1,09
7,03	5-5	3,37	2,19	1,125	33 200	8,26	1 517,6	13 534,0	20,70	556	59	613	78	537	5 084	0,1270	0,916
8,44	6-6	3,56	2,43	1,125	36 957	7,39	1 517,6	11 234,9	16,84	558	68	624	87	537	4 559	0,1376	0,853
10,55	8-1	3,81	2,68	1,125	40 735	6,71	1 517,6	10 160,7	10,84	561	73	633	96	537	4 188	0,1518	0,767

APPENDICE

Pression initiale absolue par c. m. q.	Rapport de détente r	Pression moyenne totale par c. m. q.	Pression moyenne effective par c. m. q.	Contre-pression moyenne par c. m. q.	de l'échappement anticipé par c. m. q.	Travail indiqué par kilogramme de vapeur	Consommation de vapeur par cheval-heure indiqué	Volume engendré par le piston par kilogramme de vapeur	Le piston par cheval-heure indiqué, en admettant une vitesse de piston de 100 mètres par minute	Chaleur entrant dans le cylindre par kilogramme de vapeur	Chaleur cédée pendant la détente par kilogramme de vapeur	Chaleur dépensée par kilogramme de vapeur travail indiqué en par kilogramme de vapeur	Chaleur déperdue (par kilog.) par cheval-heure indiqué	calories dépensées par cheval-heure indiqué	E	kg.	Dépense de charbon par cheval-heure indiqué, en un rendement de 0,71
Classe 2																	
4,05	10,6	4,19	3,06	1,125	1,125	46,624	5,85	4,517,6	8,852,5	365	82	647	410	537	3,730	0,1705	0,685
4,7,53	13,1	4,65	3,36	1,125	1,125	54,065	5,35	4,517,6	7,948,4	568	80	637	420	537	3,468	0,1634	0,635
21,09	15,5	4,72	3,60	1,125	1,125	54,627	4,99	4,517,6	7,574,4	574	95	666	439	537	3,274	0,1943	0,599
Classe 4																	
4,22	3,4	2,67	2,46	0,211	1,125	37,462	7,30	1,517,6	11,035,4	611	43	654	88	566	4,704	0,4352	0,562
5,62	4,5	3,09	2,62	0,211	1,125	42,873	6,35	1,517,6	9,355,4	614	52	666	100	566	4,470	0,4463	0,767
7,03	5,5	3,37	3,10	0,211	1,125	47,148	5,81	1,517,6	8,811,7	614	59	670	110	566	3,870	0,4024	0,712
8,44	6,6	3,56	3,34	0,211	1,125	50,863	5,35	1,517,6	8,423,7	618	66	685	119	566	3,614	0,41739	0,662
10,55	8,1	3,81	3,60	0,211	1,125	54,651	4,99	1,517,6	7,574,4	622	72	694	128	566	3,413	0,41856	0,626
14,05	10,6	4,19	3,98	0,211	1,125	60,537	4,49	1,517,6	6,815,5	626	82	708	142	566	3,133	0,36092	0,576
17,58	13,1	4,65	4,41	0,211	1,125	63,041	4,17	1,517,6	6,334,2	629	89	718	152	566	2,935	0,2152	0,544
21,09	15,5	4,72	4,51	0,211	1,125	68,543	3,98	1,517,6	6,039,5	632	95	727	161	566	2,839	0,2138	0,526
Cl. 5 et 6																	
16,7	16,7	0,900	0,659	0,211	0,211	50,859	5,40	7,363	39,754	614	94	705	119	586	3,751	0,1695	0,689
5,62	93,7	0,970	0,759	0,211	0,211	56,275	4,85	7,363	35,734	614	102	716	130	586	3,434	0,1852	0,630
7,03	26,6	1,633	0,823	0,211	0,211	60,813	4,34	7,363	32,412	617	111	728	142	586	3,254	0,1954	0,599
8,44	32,0	1,083	0,852	0,211	0,211	64,281	4,26	7,363	31,402	618	118	737	151	586	3,096	0,2052	0,567
10,55	39,5	1,139	0,928	0,211	0,211	68,048	4,04	7,363	28,731	622	124	746	160	586	2,967	0,2144	0,544
14,05	51,7	1,216	1,005	0,211	0,211	73,934	3,72	7,363	25,731	626	134	760	174	586	2,784	0,2234	0,515
17,58	63,6	1,260	1,089	0,211	0,211	78,408	3,49	7,363	23,484	629	141	770	184	586	2,651	0,2339	0,485
21,09	75,3	1,322	1,144	0,211	0,211	81,940	3,36	7,363	24,719	632	147	779	193	586	2,575	0,2470	0,472

N° de la classe. Genre de machine. N° de la classe. Genre de machine.

1 Sans condensation, r = 1. 4 A condensation, détente modérée.

2 Sans condensation, r = 2. 5 à enveloppe, détente complète.

3 détente complète. 6 compound, détente complète.

IX  
 PUISSANCE EN CHEVAUX PAR KILOGRAMME DE PRESSION MOYENNE

DIAMÈTRE du cylindre millimètres	VITESSE DU PISTON EN MÈTRES PAR MINUTE										
	30,5	73,2	94,4	106,7	121,9	137,2	152,4	167,6	182,9	198,1	228,6
102	0,533	1,277	1,599	1,866	2,133	2,399	2,666	2,932	3,199	3,465	3,999
114	0,673	1,613	2,020	2,337	2,694	3,030	3,367	3,704	4,041	4,377	5,051
127	0,842	2,020	2,525	2,946	3,367	3,861	4,209	4,630	5,051	5,472	6,314
140	1,040	2,427	3,030	3,536	4,041	4,546	5,051	5,556	6,061	6,566	7,576
152	1,207	2,876	3,592	4,195	4,798	5,402	6,005	6,608	7,197	7,787	8,993
165	1,431	3,337	4,207	5,066	5,738	6,510	7,183	7,899	8,614	9,293	11,224
178	1,627	3,914	4,882	5,724	6,538	7,352	8,179	8,993	9,807	10,607	12,662
190	1,880	4,504	5,626	6,566	7,492	8,446	9,386	10,312	11,232	12,192	14,368
203	2,133	5,121	6,398	7,466	8,530	9,614	10,677	11,743	12,879	13,876	15,728
216	2,413	5,794	7,240	8,446	9,633	10,859	12,066	13,272	14,479	15,686	18,099
229	2,694	6,482	8,095	9,436	10,803	12,150	13,511	14,858	16,191	17,532	20,239
241	3,016	7,225	9,035	10,537	12,032	13,533	15,068	16,569	18,071	19,572	22,389
254	3,339	8,011	10,017	11,657	13,357	15,026	16,696	18,365	20,035	21,704	25,044
267	3,676	8,839	11,042	12,894	14,732	16,569	18,421	20,259	22,097	23,935	27,825
279	4,041	9,694	12,122	14,142	16,163	18,183	20,203	22,224	24,243	26,264	30,305
292	4,405	10,579	13,230	15,433	17,636	19,838	22,055	24,258	26,461	28,663	33,069
305	4,798	11,505	14,381	16,766	19,165	21,606	23,963	26,376	28,762	31,175	35,973
330	5,640	13,525	16,920	19,740	22,560	25,380	28,204	31,020	33,840	36,660	42,300
356	6,538	15,700	19,614	22,883	26,432	29,421	32,704	35,973	39,242	42,497	49,035
381	7,492	18,029	22,532	26,278	29,898	33,798	37,558	41,318	45,064	48,810	56,176
406	8,544	20,498	25,633	29,898	34,177	38,456	42,721	46,986	51,266	55,531	64,075
432	9,611	23,051	28,818	33,616	38,428	43,226	48,039	52,837	57,635	62,434	72,044
457	10,817	25,941	32,438	37,839	43,254	48,656	54,072	59,473	64,875	70,276	81,093
483	12,052	28,146	36,155	42,174	48,207	54,226	60,259	66,278	72,314	78,329	90,381
508	13,357	32,157	40,036	46,734	53,412	60,119	67,769	73,433	80,406	86,79	100,15
533	14,717	35,328	44,166	51,518	58,884	66,250	73,615	80,967	88,333	95,68	110,40
559	16,163	38,779	48,474	56,555	64,636	72,717	80,799	88,866	96,961	105,03	121,19
584	17,664	42,385	52,978	61,802	70,641	79,466	88,305	97,130	105,95	114,78	132,44
610	19,221	46,145	57,678	67,302	76,912	86,523	95,448	103,76	112,57	121,98	144,21
635	20,863	50,073	62,588	71,623	83,450	93,889	104,33	114,75	125,19	134,21	155,07
660	22,574	54,170	67,709	78,989	90,256	101,56	112,86	124,14	135,42	146,70	169,27
686	24,314	58,351	72,942	85,106	97,256	109,42	121,58	133,73	145,90	158,05	182,36

APPENDICE

DIAMÈTRE de cylindres millimètres		30,5	73,2	91,4	106,7	124,9	137,2	152,4	167,6	182,9	198,1	228,6
741	26,166	62,812	78,542	91,602	104,69	117,78	130,87	143,96	157,04	170,11	183,19	196,29
737	28,088	67,414	84,264	98,308	112,35	126,40	140,44	154,48	168,53	182,57	196,61	210,66
762	30,052	72,438	90,157	105,18	120,21	135,24	150,26	165,29	180,31	195,34	210,37	225,39
787	32,101	76,969	96,316	112,25	128,29	144,33	160,36	176,40	192,44	208,49	224,53	240,54
813	34,177	82,019	102,53	119,62	136,71	153,80	170,89	187,97	205,06	222,15	239,24	256,33
838	36,338	87,210	109,01	127,19	145,35	163,52	181,81	199,86	218,03	236,20	254,37	272,53
864	38,326	92,458	115,58	134,84	154,11	173,37	192,63	211,90	231,16	250,42	269,68	288,95
889	40,883	98,112	122,65	143,09	163,53	183,98	204,42	224,86	245,30	265,74	286,18	306,63
914	43,269	103,84	129,81	151,44	173,07	194,71	216,34	237,98	259,61	281,25	302,88	324,51
940	45,640	109,70	137,13	159,98	182,84	205,62	228,55	251,40	274,26	297,11	320,00	342,82
965	48,207	115,69	144,62	168,72	192,83	216,94	241,04	263,14	289,24	313,35	339,45	361,55
991	50,789	121,33	152,37	177,76	203,15	228,55	253,94	279,34	303,33	330,13	359,91	380,91
1016	53,426	128,22	160,28	186,99	213,70	240,42	267,13	293,84	320,56	347,27	374,77	400,70
1041	56,148	134,74	168,44	196,52	224,59	252,67	280,60	308,81	336,89	364,96	392,41	421,11
1067	58,898	141,24	176,69	206,14	235,59	265,18	294,49	323,94	353,39	382,84	411,73	441,73
1092	61,732	148,16	185,19	216,06	246,93	277,79	308,66	339,53	370,39	401,26	432,99	462,99
1118	64,632	154,98	193,87	226,18	258,49	290,80	323,11	355,43	387,73	420,04	452,99	484,67
1143	67,597	162,23	202,79	236,59	270,39	304,18	337,98	370,38	405,58	433,38	465,97	506,97
1168	70,753	169,57	212,25	247,29	282,62	317,95	353,28	388,60	423,93	459,54	499,93	539,91
1194	73,742	176,97	221,22	258,10	294,97	331,84	368,71	405,88	442,45	479,32	519,91	559,91
1219	76,912	184,60	230,74	269,19	307,65	346,11	384,56	423,02	451,09	489,93	529,91	576,84
1245	80,167	192,40	240,50	280,59	320,67	360,75	400,84	440,92	481,00	521,09	561,09	601,26
1270	83,478	200,35	250,43	292,17	333,91	375,65	417,59	459,13	500,87	542,61	585,09	626,09
1295	86,705	208,09	260,12	303,96	347,38	390,81	434,23	477,65	520,23	564,08	607,34	651,34
1321	90,241	216,58	270,72	315,84	360,96	406,08	451,20	496,33	544,45	586,57	630,81	676,81
1346	93,776	225,06	281,33	328,22	375,11	421,99	468,98	515,77	562,66	609,35	657,32	703,32
1372	97,368	233,68	292,40	340,79	389,47	438,16	486,84	535,53	584,21	632,89	682,26	730,26
1397	100,99	242,37	302,96	353,46	403,95	454,45	504,94	555,43	605,93	656,42	707,41	757,41
1422	104,69	251,26	314,08	366,42	418,76	471,11	523,40	575,81	628,15	680,50	733,12	785,19
1448	108,48	260,35	325,44	379,68	433,92	488,16	542,40	596,64	650,88	705,12	759,43	813,60
1473	112,32	268,67	336,97	393,13	449,30	505,46	561,62	617,78	673,95	730,11	787,46	842,43
1499	116,22	279,22	348,67	406,36	464,90	523,01	581,12	639,23	698,32	755,46	814,68	871,68
1524	120,18	288,42	360,54	420,63	480,72	540,81	600,90	661,00	721,09	781,18	842,43	901,36

X  
ÉNERGIE TOTALE CONTENUE DANS L'EAU ET LA VAPEUR

PRESSION absolue par cm <sup>2</sup> atmosph.	TEMPÉRATURES		CHALEUR latente de vaporisation par kilogr.	ÉNERGIE PAR KILOGRAMME			PRESSION absolue par cm <sup>2</sup> atmosph.	TEMPÉRATURES		CHALEUR latente de vaporisation par kilogr.	ÉNERGIE PAR KILOGRAMME		
	à partir de 0° C.	absolue degrés C.		degrés C.	à partir de 0° C.	absolue degrés C.		degrés C.	d'eau mise en liberté par explosion ou détente à 100° C.		contenue dans la chaleur latente de vaporisation	totale aux pressions correspondantes	d'eau mise en liberté par explosion ou détente à 100° C.
	degrés C.	degrés C.	calories	kgmètres	kgmètres	kgmètres		degrés C.	degrés C.	calories	kgmètres	kgmètres	kgmètres
1,36	108,8	382,8	529,70	44	5146	5191	10,54	182,6	456,6	476,59	3381	36582	39963
1,70	115,5	389,5	524,93	134	8893	9027	10,88	184,0	458,0	475,56	3490	37004	40494
2,04	121,2	395,2	521,40	248	11871	12119	11,22	185,4	459,4	474,56	3606	37423	41029
2,38	126,1	400,1	517,34	373	14352	14725	11,56	186,7	460,7	473,58	3703	37819	41522
2,72	130,1	404,6	514,49	502	16504	17006	11,90	188,0	462,0	472,62	3815	38212	42027
3,06	134,5	408,5	511,34	644	18348	18993	12,24	189,3	463,3	471,67	3911	38582	42493
3,40	138,2	412,2	508,73	778	20012	20790	12,58	190,5	464,5	470,75	4021	38931	42952
3,74	141,5	415,5	506,32	915	21481	22396	12,92	191,7	465,7	469,85	4077	39278	43355
4,08	144,7	418,7	504,01	1052	22840	23832	13,26	193,0	467,0	468,97	4222	39622	43844
4,42	147,6	421,6	501,98	1189	24050	25239	13,60	194,1	468,1	468,10	4317	39945	44262
4,76	150,4	424,4	499,99	1330	25186	26516	14,28	196,4	470,4	466,42	4523	40566	45089
5,10	152,9	426,9	498,12	1469	26176	27645	14,66	198,7	472,7	465,41	4716	41481	46197
5,44	155,4	429,4	496,35	1588	27187	28775	15,16	201,2	475,2	462,85	4935	41820	46761
5,78	157,7	431,7	494,66	1720	28082	29802	15,32	203,3	477,3	462,12	5121	42424	47545
6,12	160,0	434,0	493,05	1848	28918	30766	15,47	205,0	479,0	460,85	5281	42857	48138
6,46	162,1	436,1	491,50	1975	29751	31696	15,61	207,0	481,0	460,15	5467	43285	48731
6,80	164,1	438,1	490,02	2069	30435	32504	15,74	208,0	482,0	459,44	5678	43733	49324
7,14	166,1	440,1	488,59	2224	31160	33384	15,86	209,3	483,3	458,73	5915	44194	49927
7,48	168,0	442,0	487,21	2345	31822	34167	16,04	211,0	485,0	458,02	6178	44673	50540
7,82	169,8	443,8	485,89	2467	32459	34926	16,20	212,0	486,9	457,31	6472	45173	51193
8,16	171,6	445,6	484,60	2587	33040	35627	16,34	213,0	488,0	456,60	6799	45698	51902
8,50	173,3	447,3	483,36	2704	33617	36321	16,46	214,0	489,0	455,89	7172	46246	52675
8,84	175,0	449,0	482,15	2822	34168	36990	16,58	215,0	490,0	455,18	7591	46817	53506
9,18	176,6	450,6	480,97	2936	34692	37628	16,69	216,0	491,0	454,47	8058	47417	54397
9,52	178,1	452,1	479,83	3048	35192	38240	16,79	217,0	492,0	453,76	8574	48042	55340
9,86	179,7	453,7	478,72	3160	35686	38846	16,88	218,0	493,0	453,05	9140	48697	56345
10,20	181,1	455,1	477,64	3214	36136	39330	16,96	218,4	494,0	452,34	9768	49387	57408

XI

COMPOSITION ET POUVOIR CALORIFIQUE DES COMBUSTIBLES NATURELS

	COMPOSITION DU COMBUSTIBLE PUR ET SEC				PRODUIT de la carbonisation p. 100	PUISSANCE CALORIFIQUE DU COMBUSTIBLE	
	Carbone p. 100	Hydrogène p. 100	Oxygène p. 100	Hydrogène en excès		Pure et sec	Ordinaire
Bois . . . . .	48 à 53	6 à 6,4	44 à 46	0,3 à 1	30 à 40	3 600 à 3 800	2 400 à 2 500
Tourbe . . . . .	58 à 64	5,6 à 6,4	30 à 36	1,8 à 2,5	35 à 40	4 800 à 5 600	3 000 à 3 700
Lignite ligneux . . . . .	58 à 68	5 à 6	26 à 37	1,5 à 2	35 à 40	4 800 à 5 600	4 000 à 4 800
Lignite parfait . . . . .	70 à 74	5 à 5,5	20 à 35	2 à 3	40 à 50	6 000 à 7 500	5 500 à 6 600
Houille maigre à longue flamme . . . . .	76 à 80	5 à 5,5	15 à 20	3 à 3,5	50 à 60	8 000 à 8 500	7 200 à 7 800
Houille à gaz . . . . .	80 à 85	5,2 à 5,8	8 à 15	3,5 à 4,5	60 à 68	8 500 à 8 800	7 500 à 8 000
Houille grasse maréchale . . . . .	83 à 87	4,8 à 5,5	8 à 12	3,3 à 4	68 à 74	8 800 à 9 300	7 800 à 8 300
Houille demi-grasse . . . . .	87 à 89	4 à 5	6 à 8	3 à 4	74 à 82	9 300 à 9 600	8 300 à 8 600
Houille maigre à courte flamme . . . . .	89 à 92	3 à 4	4 à 6	2,5 à 3,2	82 à 90	9 200 à 9 500	8 000 à 8 400
Anthracite . . . . .	93 à 95	2 à 3,5	2,5 à 4	1,5 à 2,5	90 à 92	9 000 à 9 400	7 800 à 8 300
Pétrole . . . . .	82 à 85	13 à 15	1 à 3	»	»	»	10 600 à 11 000

XII  
CONSOMMATION DE VAPEUR (a)

Pression finale absolue par pouce carré	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
3	117,300	121,015	124,717	128,406	132,083	135,748	139,399	143,075	146,665	150,270
4	153,880	157,514	161,137	164,750	168,353	171,945	175,527	179,098	182,659	186,210
5	189,750	193,336	196,914	200,483	204,044	207,598	211,142	214,679	218,208	221,728
6	225,240	228,799	232,351	235,897	239,437	242,970	246,497	250,017	253,531	257,039
7	260,540	264,056	267,566	271,071	274,570	278,063	281,550	285,031	288,506	291,976
8	295,040	298,922	302,400	305,872	309,338	312,800	316,256	319,708	323,154	326,594
9	330,030	333,488	336,941	340,389	343,833	347,273	350,707	354,137	357,563	360,984
10	364,400	367,812	371,280	374,714	378,144	381,570	384,992	388,440	391,824	395,234
11	398,640	402,064	405,485	408,902	412,315	415,725	419,131	422,534	425,933	429,328
12	432,720	436,120	439,517	442,911	446,301	449,688	453,074	456,451	459,828	463,200
13	466,570	469,950	473,326	476,699	480,068	483,435	486,798	490,159	493,516	496,869
14	500,220	503,596	506,968	510,338	513,706	517,070	520,432	523,790	527,146	530,500
15	533,850	537,213	540,573	543,930	547,285	550,638	553,987	557,334	560,679	564,014
16	567,360	570,713	574,063	577,411	580,757	584,100	587,441	590,780	594,115	597,449
17	600,780	604,109	607,435	610,759	614,081	617,400	620,717	624,031	627,343	630,653
18	631,960	637,265	640,567	643,867	647,165	650,460	653,753	657,043	660,331	663,617
19	665,900	670,200	673,498	676,793	680,086	683,378	686,666	689,953	693,238	696,520
20	699,800	703,098	706,394	709,688	712,980	716,270	719,558	722,844	726,128	729,410
21	732,690	735,968	739,244	742,518	745,790	749,060	752,328	755,594	758,858	762,120
22	765,390	768,660	771,938	775,215	778,490	781,763	785,034	788,303	791,570	794,836
23	798,100	801,362	804,622	807,881	811,138	814,393	817,646	820,897	824,146	827,394
24	830,640	833,908	837,175	840,440	843,703	846,965	850,225	853,484	856,741	859,996
25	863,250	866,502	869,753	873,002	876,249	879,495	882,739	885,982	889,223	892,462
26	895,700	898,936	902,171	905,404	908,635	911,865	915,093	918,320	921,545	924,768
27	927,990	931,210	934,429	937,646	940,861	944,075	947,287	950,498	953,707	956,914
28	960,420	963,532	966,583	969,634	973,044	976,268	979,493	982,717	985,939	989,160
29	992,380	995,598	998,815	1002,031	1005,245	1008,458	1011,669	1014,879	1018,087	1021,294
30	1024,500	1027,704	1030,907	1034,109	1037,309	1040,508	1043,705	1046,901	1050,095	1053,288
31	1055,480	1059,670	1062,859	1066,047	1069,233	1072,418	1075,601	1078,783	1081,963	1085,142

(a) Dans ce tableau, les pressions étant indiquées en mètres anglais, si l'on veut obtenir la consommation de vapeur en kilog. par cheval-heure, il faudra multiplier la pression finale absolue, en kilog. par c. m. q., par 14,22; chercher le nombre correspondant et diviser ce nombre par la pression effective moyenne en kilog. par c. m. q. multipliée par 0,0319.

Les nombres de la première colonne représentent les livres, ceux des en-têtes des colonnes 0, 1, 2, 3, etc., les dixièmes de livres.



CONSOMMATION DE VAPEUR ( suite )

Pression finale absolue par pouce carré	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
32	4 088,320	4 081,528	4 094,736	4 097,942	4 401,146	4 104,350	4 407,552	4 110,754	4 413,954	4 117,152
33	4 120,350	4 123,546	4 126,742	4 129,936	4 433,128	4 136,320	4 439,510	4 142,700	4 445,888	4 149,074
34	4 152,260	4 155,444	4 158,628	4 161,810	4 464,990	4 168,170	4 467,352	4 171,526	4 474,702	4 180,876
35	4 184,050	4 187,222	4 190,394	4 193,566	4 496,732	4 199,900	4 496,084	4 203,066	4 509,396	4 212,558
36	4 215,720	4 218,917	4 222,112	4 225,307	4 528,500	4 231,093	4 524,884	4 238,075	4 541,264	4 244,453
37	4 247,640	4 250,827	4 254,012	4 257,197	4 560,380	4 263,563	4 556,744	4 269,925	4 573,104	4 276,283
38	4 279,460	4 282,637	4 285,812	4 288,987	4 592,160	4 295,333	4 588,501	4 301,675	4 604,844	4 308,013
39	4 311,180	4 314,347	4 317,512	4 320,677	4 623,810	4 327,003	4 619,164	4 333,325	4 636,484	4 339,643
40	4 342,800	4 345,957	4 349,112	4 352,267	4 655,420	4 358,573	4 651,724	4 364,875	4 668,024	4 371,173
41	4 374,320	4 377,467	4 380,612	4 383,757	4 686,900	4 390,043	4 683,184	4 396,325	4 699,464	4 402,603
42	4 405,740	4 408,877	4 412,012	4 415,147	4 718,280	4 421,413	4 714,544	4 427,675	4 730,804	4 433,933
43	4 437,060	4 440,230	4 443,398	4 446,566	4 749,731	4 452,800	4 745,066	4 459,230	4 762,394	4 465,558
44	4 468,720	4 471,882	4 475,042	4 478,202	4 781,362	4 484,520	4 777,678	4 490,834	4 793,990	4 497,146
45	4 500,300	4 503,454	4 506,606	4 509,758	4 812,910	4 516,060	4 808,320	4 522,359	4 825,506	4 528,654
46	4 531,800	4 534,946	4 538,090	4 541,234	4 844,378	4 547,320	4 840,662	4 553,802	4 856,942	4 560,082
47	4 563,220	4 566,358	4 569,494	4 572,630	4 875,766	4 578,900	4 872,034	4 585,166	4 898,298	4 591,430
48	4 594,560	4 597,690	4 600,818	4 603,946	4 907,074	4 610,200	4 903,326	4 616,450	4 929,574	4 622,698
49	4 625,820	4 628,942	4 632,062	4 635,182	4 938,302	4 641,420	4 934,538	4 647,654	4 960,770	4 653,886
50	4 657,000	4 660,114	4 663,226	4 666,338	4 969,450	4 672,560	4 965,670	4 678,778	4 991,886	4 684,994
51	4 688,100	4 691,206	4 694,310	4 697,414	4 100,518	4 703,600	4 106,722	4 709,822	4 1021,922	4 716,022
52	4 719,120	4 722,218	4 725,314	4 728,410	4 131,506	4 734,600	4 137,604	4 740,786	4 143,878	4 746,970
53	4 750,060	4 753,150	4 756,238	4 759,327	4 162,414	4 765,600	4 171,686	4 771,670	4 177,838	4 777,838
54	4 780,920	4 784,002	4 787,082	4 790,162	4 193,242	4 796,320	4 199,398	4 802,474	4 205,550	4 808,626
55	4 811,700	4 814,829	4 817,957	4 821,084	4 224,241	4 827,338	4 230,463	4 833,588	4 236,743	4 839,837
56	4 842,960	4 845,083	4 849,205	4 852,326	4 255,447	4 858,368	4 261,687	4 864,806	4 267,925	4 871,043
57	4 874,160	4 877,277	4 880,393	4 883,508	4 286,623	4 889,738	4 292,851	4 895,964	4 299,077	4 902,189
58	4 905,300	4 908,411	4 911,521	4 914,630	4 317,739	4 920,848	4 323,935	4 927,062	4 330,169	4 933,275
59	4 936,380	4 939,485	4 942,589	4 945,692	4 348,795	4 951,898	4 354,999	4 961,100	4 361,201	4 964,301
60	4 967,400	4 970,499	4 973,597	4 976,694	4 379,791	4 982,888	4 385,983	4 989,078	4 392,173	4 995,267

XIII  
FACTEURS DE VAPORISATION

TEMPÉRATURE de l'alimentation		PRESSIONS EFFECTIVES EN LIVRES PAR POUCE CARRÉ ET EN ATMOSPHÈRES															
Fah.	Cent.	25 1, 7	30 2,0	35 2,3	40 2,7	45 3,0	50 3,3	60 4,0	70 4,7	80 5,3	80 6,0	100 6,7	140 8,0	160 9,3	180 10,7	200 12	200 13,3
32	0	1,204	1,206	1,209	1,211	1,212	1,214	1,217	1,219	1,222	1,224	1,227	1,231	1,234	1,237	1,239	1,241
35	1,6	901	903	906	908	909	911	914	916	919	921	924	928	931	934	936	938
40	4,4	106	108	110	112	114	116	118	120	122	124	126	128	130	132	134	136
45	7,2	130	132	135	137	139	141	143	145	147	149	151	153	155	157	159	161
50	10	165	167	169	171	173	175	177	179	181	183	185	187	189	191	193	195
55	12,7	180	182	185	188	190	193	195	198	200	203	205	207	210	213	215	217
60	15,5	175	177	180	183	185	188	190	193	195	198	200	202	205	208	210	212
65	18,3	170	172	175	177	179	182	184	187	189	192	194	197	200	203	205	207
70	21,1	165	167	170	172	174	177	179	182	184	187	189	192	195	198	200	202
75	23,9	160	162	165	167	169	172	174	177	179	182	184	187	190	193	195	197
80	26,6	154	156	159	161	162	164	167	170	172	174	177	181	184	187	189	191
85	29,4	149	151	154	156	157	159	162	164	167	169	172	175	179	182	184	186
90	32,2	144	146	149	151	152	154	157	159	162	164	167	171	174	177	179	181
95	35,0	139	141	144	146	147	149	152	154	157	159	162	166	169	172	174	176
100	37,7	134	136	139	141	142	144	147	149	152	154	157	161	164	167	169	171
105	40,5	128	130	133	135	136	138	141	143	146	148	151	155	158	161	163	165
110	43,3	123	125	128	130	131	134	136	138	141	143	146	150	153	156	158	160
115	46,1	118	120	123	125	126	129	131	133	136	138	141	145	148	151	153	155
120	48,8	113	115	118	120	121	124	126	128	131	133	136	140	143	146	148	150
125	51,6	108	110	113	115	116	118	121	123	126	128	131	135	138	141	143	145
130	54,4	102	104	107	109	110	112	115	117	120	122	125	129	132	135	137	139
135	57,2	097	099	102	104	105	107	110	112	115	117	120	124	127	130	132	134
140	60,0	092	094	097	099	100	102	105	107	110	112	115	119	122	125	127	129
145	62,7	087	089	092	094	095	097	100	102	105	107	110	114	117	120	122	124
150	65,5	082	084	087	089	090	092	095	097	100	102	105	109	112	115	117	119
155	68,3	076	078	081	083	084	086	089	091	094	096	099	103	106	109	111	113
160	71,1	071	073	076	078	079	081	084	085	089	091	094	098	101	104	106	108
165	73,8	066	068	071	073	074	076	079	081	084	086	089	093	096	099	101	103
170	76,6	061	063	066	068	069	071	074	075	079	081	084	088	091	094	096	098
175	79,4	056	058	061	063	064	066	069	071	074	076	079	083	086	089	091	093
180	82,2	051	052	055	057	058	060	063	065	068	070	073	077	080	083	085	087
185	85,0	045	047	050	052	053	055	058	060	063	065	068	072	075	078	080	082
190	87,7	040	042	045	047	048	050	053	055	058	060	063	067	070	073	075	077
195	90,5	035	037	040	042	043	045	048	050	053	055	058	062	065	067	070	072
200	93,3	030	032	035	037	038	040	043	045	048	050	053	057	060	063	065	067
205	96,1	025	027	030	032	033	035	038	040	043	045	048	052	055	058	060	062
210	98,9	020	022	025	027	028	030	033	035	038	040	043	047	050	053	055	057

XIV.

FORMULES RELATIVES AUX PROPRIÉTÉS DE LA VAPEUR D'EAU SATURÉE

QUANTITÉ		SYM-BOLE	FORMULE
Pressions absolues.	Kilogramme par centimètre carré.	P	
	Kilogramme par mètre carré.	p	$p = P \times 10.000$
	Millimètres de mercure à 0° C.	M	$M = P \times 736$
	Mètres d'eau à 4° C.	F	$F = A \times 10,33$
	Atmosphères par centimètre carré.	A	$A = P \times 0,968$
Pression effective en kg. par cm <sup>2</sup> .		G	$G = P - 1,033$
Tempér.	En degrés centigrades.	t	$T - 274$
	Absolute en degrés centigrades.	T	$t + 274$
Quantité de chaleur par kilogramme.	Nécessaire pour élever la température de 0 à t°.	S	$S = t + 0,2 \left(\frac{t}{100}\right)^2 + 0,3 \left(\frac{t}{100}\right)^3$
	Nécessaire pour transformer l'eau en vapeur (chal. latente interne).	I	$I = L - E$
	Nécessaire pour surmonter la résistance extérieure (chaleur latente externe).	E	$E = p \times \frac{C - v}{425}$
	Chaleur latente de vaporisation à pression constante p.	L	$L = H - S$
	Chaleur totale de vaporisation au-dessus de 0° C.	H	$H = 606,5 + 0,305 t$
Chaleur totale de vaporisation par kilogramme de vapeur, au-dessus de 0°, en unités de vaporisation.		U	$U = \frac{H}{537}$
Énergie en kilogrammètres correspondant à la chaleur latente de vaporisation par mètre cube de vapeur.		l	$l = L \times W \times 425$
Poids.	D'un mètre cube de vapeur en kilogrammes.	W	$W = \frac{l}{L \times 425} = \frac{1}{C}$
	D'un mètre cube d'eau distillée à 4° en kilogrammes.	w	$w = 1000$
Volume d'un kilogramme de vapeur en mètres cubes.		C	$C = \frac{1}{W}$
Rapport du volume de l'eau distillée à la température T au volume d'un même poids d'eau à la température du maximum de densité.		v	Voir tableau III de l'Appendice

XV

TYPE DE TABLEAU D'ESSAI DRESSÉ PAR LE LABORATOIRE DE MÉCANIQUE

Essai effectué à \_\_\_\_\_ le \_\_\_\_\_ sur \_\_\_\_\_

A

$$x = \frac{U - w/h}{H - h}$$

$$\frac{U}{w} + t - T$$

Degrés de surchauffe =  $\frac{0,48}{w}$

N°	TEMPS	PRESSIONS			TEMPÉRATURES					POIDS			OBSERVATIONS	
		Barométrique	A la chaudière	Au manomètre indiquant le tirage	Extérieur	A la chaudière	Du combustible	De l'eau d'alimentation	De la vapeur	De combustible	EAU D'ALIMENTATION d'après le compteur	par jaugeage		

N°	TEMPS	CALORIMÈTRE		TEMPÉRATURE		Chaleur transmise au calorimètre $U = W \times R$	Chaleur provenant de la vapeur $H = T - t'$	Chaleur provenant de l'eau $h = t - t''$	Vapeur passant dans le calorimètre $s$	Primage pour cent $y$	SURCHAUFFE		OBSERVATIONS
		POIDS	TEMPÉRATURE	Degrés	Calories								
		Eau de condensation $w$	Vapeur humide $W$	Initiale $t''$	Finale $t'$								
					Différence $R = t' - t''$	Chaleur contenue dans 1 kilogramme de vapeur de la chaudière							

ESSAI POUR DÉTERMINER LA QUANTITÉ D'EAU ENTRAÎNÉE

XV (Suite)  
RÉSULTATS MOYENS ET TOTAUX. — TYPE DE TABLEAU DRESSÉ PAR LE LABORATOIRE DE MÉCANIQUE  
Combustible.

Essai effectué à

sur

Composition

Numéro de l'essai	Date de l'essai	Durée de l'essai	SURFACES				Rapport de la surface de grille à la surface de chauffe	TEMPÉRATURES MOYENNES			PRESSIONS moyennes			CONSOMMATION de combustible			CENDRES		OBSERVATIONS			
			De grille	De chauffe	Du surchauffeur	De section de passage des tubes		De la chauffe	Extérieure	Au bas de la cheminée	De l'eau d'alimentation	Barométrique	Au manomètre	Au manomètre à eau	Totale	Par mètre carré de surface de chauffe et par heure	Par mètre carré de surface de grille et par heure	Totales		Pour cent		
		heures	m <sup>2</sup>	m <sup>2</sup>	m <sup>2</sup>	m <sup>2</sup>	deg. C.	deg. C.	deg. C.	deg. C.	deg. C.	mm.	kg.	mm.	kg.	kg.	kg.	kg.	kg.	0/0	kg.	
<b>VAPORISATION APPARENTE</b>																						
PAR KIL. DE CHARBON		PAR MÈTRE CARRÉ de surface de chauffe et par heure		PAR KILOGRAMME de combustible		PAR MÈTRE CARRÉ de surface de chauffe et par heure		PAR KIL. DE CHARBON		PAR KILOGRAMME de combustible		PAR MÈTRE CARRÉ de surface de chauffe et par heure		PAR KILOGRAMME de combustible		PAR MÈTRE CARRÉ de surface de chauffe et par heure		SURF. DE CHAUFFE nécessaire pour vaporiser 1 kg. d'eau				
kg.	kg.	kg.	kg.	kg.	kg.	kg.	kg.	kg.	kg.	kg.	kg.	kg.	kg.	kg.	kg.	kg.	kg.	kg.	m <sup>2</sup>	m <sup>2</sup>	m <sup>2</sup>	m <sup>2</sup>
De la température réelle de l'eau d'alimentation à celle de la vapeur	De la température réelle de l'eau d'alimentation à celle de la vapeur	De la température réelle de l'eau d'alimentation à celle de la vapeur	De la température réelle de l'eau d'alimentation à celle de la vapeur	De la température réelle de l'eau d'alimentation à celle de la vapeur	De la température réelle de l'eau d'alimentation à celle de la vapeur	De la température réelle de l'eau d'alimentation à celle de la vapeur	De la température réelle de l'eau d'alimentation à celle de la vapeur	De la température réelle de l'eau d'alimentation à celle de la vapeur	De la température réelle de l'eau d'alimentation à celle de la vapeur	De la température réelle de l'eau d'alimentation à celle de la vapeur	De la température réelle de l'eau d'alimentation à celle de la vapeur	De la température réelle de l'eau d'alimentation à celle de la vapeur	De la température réelle de l'eau d'alimentation à celle de la vapeur	De la température réelle de l'eau d'alimentation à celle de la vapeur	De la température réelle de l'eau d'alimentation à celle de la vapeur	De la température réelle de l'eau d'alimentation à celle de la vapeur	De la température réelle de l'eau d'alimentation à celle de la vapeur	De la température réelle de l'eau d'alimentation à celle de la vapeur	Equivalente à 100° C.	Equivalente à 100° C.	Equivalente à 100° C.	Equivalente à 100° C.

XV (Suite)

B

QUANTITÉ D'EAU TOTALE FOURNIE A LA CHAUDIÈRE		PRIMAGE	TOTAL de l'eau primée	QUANTITÉ D'EAU TRANSFORMÉE EN VAPEUR SATURÉE SÈCHE		OBSERVATIONS
De la température réelle d'alimentation à celle de la vapeur	Équivalente à 100° C.	P. 100	Kg.	De la température réelle d'alimentation à celle de la vapeur	Équivalente à 100° C.	
Kg.	Kg.	P. 100	Kg.	Kg.	Kg.	
<p>VAPORISATION A 100° C. équivalente à celle produite par la chaleur totale dégagée par le combustible</p>						
PROGRÈS DE SURCHAUFFE		RENDMENT		PUISSANCE EN CHEVAUX		OBSERVATIONS
• C.	Kg.	Résultat des expériences	Prévu	Prévue	Réelle	
	Kg.	P. 100	P. 100	<p> <math display="block">R = \frac{\text{Expérimental}}{\text{Prévu}}</math>                     dans <math>F = A \sqrt{H + B}</math> </p>		
Par kg. de charbon	Par kg. de combustible	Par mètre carré de surface de chauffe et par heure		<p> <math display="block">A = \frac{B}{\text{Valeurs de A et B}}</math> </p>		
Kg.	Kg.	Kg.				

XV (Suite)

C

RÉSUMÉ DES ESSAIS

Date

NOMBRE de tours	Du compteur	LECTURE DES MANOMÈTRES	Chaudière	Kg.	mm. de mercure	Extérieure	Chambre des machines	Vapeur condensée	Alimentation	Eau d'injection	Décharge	TEMPÉRATURE			Vapeur condensée	Eau d'alimentation	Eau d'injection	PRESSION MOYENNE effective	PUISANCE INDUQUE	BAS vapeur	PRESSION MOYENNE effective	PUISANCE INDUQUE	PUISSANCE TOTALE	FREIN	Echelle du ressort des indicateurs
	Du tachymètre											Calorimètre (Arangement)	Tuyau de vapeur	Boîte à tiroir											

Volume des espaces morts II V	Diamètre de la tige du piston mm	Essai effectué par
Id. B V	Diamètre du bouton de manivelle mm	
Levier du frein	Longueur du bouton de manivelle	Surface des orifices de vapeur
Diamètre du cylindre mm	Diamètre du bouton de la crose	Surface des orifices d'échappement
Course du piston mm	Course du tiroir mm	
	Recouvrements mm	

XVI  
CHEVAUX ÉLECTRIQUES, PAR H. W. FISHER, M. E.  
VOLTS OU AMPÈRES

VOLTS OU AMPÈRES		VOLTS OU AMPÈRES																			
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20		
1	00134	02268	00402	00536	00670	00804	00938	01072	01206	01340	01474	01608	01742	01876	02010	02144	02278	02412	02546		
2	00268	03536	00804	01072	01340	01608	01876	02144	02412	02680	02948	03216	03484	03752	04020	04288	04556	04824	05092		
3	00402	00804	01206	01608	02010	02412	02814	03216	03618	04020	04422	04824	05226	05628	06030	06432	06834	07236	07638		
4	00536	01072	01608	02144	02680	03216	03752	04288	04824	05360	05896	06432	06968	07504	08040	08576	09112	09648	10184		
5	00670	01340	02010	02680	03350	04020	04690	05360	06030	06700	07370	08040	08710	09380	10050	10720	11390	12060	12730		
6	00804	01608	02412	03216	04020	04824	05628	06432	07236	08040	08844	09648	10452	11256	12060	12864	13668	14472	15276		
7	00938	01876	02814	03752	04690	05628	06566	07504	08442	09380	10318	11256	12194	13132	14070	15008	15946	16884	17822		
8	01072	02144	03216	04288	05360	06432	07504	08576	09648	10720	11792	12864	13936	15008	16080	17152	18224	19296	20368		
9	01206	02412	03618	04824	06030	07236	08442	09648	10854	12060	13266	14472	15678	16884	18090	19296	20502	21708	22914		
10	01340	02680	04020	05360	06700	08040	09380	10720	12060	13400	14740	16080	17420	18760	20100	21440	22780	24120	25460		
11	01474	02948	04422	05896	07370	08844	10318	11792	13266	14740	16214	17688	19162	20636	22110	23584	25058	26532	28006		
12	01608	03216	04824	06432	08040	09648	11256	12864	14472	16080	17688	19296	20904	22512	24120	25728	27336	28944	30552		
13	01742	03484	05226	06968	08710	10452	12194	13936	15678	17420	19162	20904	22646	24388	26130	27872	29614	31356	33098		
14	01876	03752	05628	07504	09380	11256	13132	15008	16884	18760	20636	22512	24388	26264	28140	30016	31892	33768	35644		
15	02010	04020	06030	08040	10050	12060	14070	16080	18090	20100	22110	24120	26130	28140	30150	32160	34170	36180	38190		
16	02144	04288	06432	08576	10720	12864	15008	17152	19296	21440	23584	25728	27872	30016	32160	34304	36448	38592	40736		
17	02278	04556	06834	09112	11390	13668	15946	18224	20502	22780	25058	27336	29614	31892	34170	36448	38726	41004	43282		
18	02412	04824	07236	09648	12060	14472	16884	19296	21708	24120	26532	28944	31356	33768	36180	38592	41004	43416	45828		
19	02546	05092	07638	10184	12730	15276	17822	20368	22914	25460	28006	30552	33098	35644	38190	40736	43282	45828	48374		
20	02680	05360	08040	10720	13400	16080	18760	21440	24120	26800	29480	32160	34840	37520	40200	42880	45560	48240	50920		

VOLTS OU AMPÈRES

L'énergie électrique a pu être mesurée le produit des volts et des ampères. La division de ce produit par 746 donne la puissance en chevaux-vapeur.

Exemple: Quelle est la puissance en chevaux électriques correspondant à 2000 volts et 40 ampères et à 40 ampères et 42 volts ?

2000 — 120 —  
40 à 100 — 120 —  
30 à 100 — 120 —

Le chiffre commun aux colonnes 12 et 19 est 0,30552, c'est la puissance cherchée correspondant à l'exemple n° 1. Pour le deuxième exemple, ce sera 50,252 chevaux et pour le troisième, 305,52.

La puissance en chevaux sera pour

2 000	volts et	40	ampères	=	107,2
2 000	—	5	—	=	13,4
500	—	40	—	=	96,8
500	—	5	—	=	3,25

Total. . . = 150,75



## INDEX ALPHABÉTIQUE

---

### A

	Art.	Pages
Air, alimentation (mesure de) . . . . .	33	47
— compresseurs, diagrammes . . . . .	63	201
— pompes, diagrammes . . . . .	63	201
American Institute, essais de chaudières . . . . .	40	77
Ammoniaque (machines à) essais . . . . .	105	448
Amsler (planimètre d') . . . . .	67	215
Analyse des combustibles . . . . .	25	40
— gaz . . . . .	33, 47	47, 105
— — (appareils pour l') . . . . .	47	105
<i>Anthracite</i> (essais du steamer) . . . . .	100	375
Appareils de Brown pour l'essai des tambours d'indicateurs . . . . .	54	139
— d'Elliott pour l'analyse des gaz . . . . .	47-49	105-113
— pour les essais de machines et de chaudières . . . . .	6-20-31	9-36-44
— pour la mesure des diagrammes d'indicateurs . . . . .	65	208
— de Wilson pour l'analyse des gaz . . . . .	47	105
Applications spéciales de l'indicateur . . . . .	62	199
Atkinson, machine à gaz, essais d'Unwin . . . . .	104	433

### B

Baril (calorimètre à) ou à réservoir . . . . .	42	87
Barrus (calorimètre de) . . . . .	46	99
— essais sur les machines à ammoniaque . . . . .	105	448
— rapport sur les essais de pompes . . . . .	102	402
Binaires (essais de machines) . . . . .	105	448
Bramwell, essais de l' <i>Anthracite</i> . . . . .	100	375
Brook et Steward, essais de machines à gaz . . . . .	104	433
Brown, appareil pour l'essai des tambours d'indicateurs . . . . .	54	139

## C

Calcul de la puissance. . . . .	68	219
Calibrage des dynamomètres . . . . .	75	263
Calorimètre, à baril . . . . .	42	87
— de Barrus . . . . .	46	99
— continu . . . . .	46	99
— sa description . . . . .	42	87
— (erreurs du). . . . .	44	94
— de Hirn . . . . .	42	87
— à serpent . . . . .	45	96
— (tableau des essais au) . . . . .	44	94
— (théorie du) . . . . .	43	89
Chaleur du combustible. . . . .	35	62
— — conditions d'économie. . . . .	13-35	23-62
— (développement, transport et emmagasinage de la) . . . . .	42	19
— latente et totale, vapeur et eau . . . . .	37	74
— spécifique de la vapeur et de l'eau. . . . .	36	72
— (utilisation de la). . . . .	43	23
Chaudières et machines, essais, appareils. . . . .	20	36
— essais, but des essais . . . . .	1-21-30	1-38-126
— — à l'American Institute . . . . .	40	77
— — système d'essais. . . . .	17	34
— — valeur des essais . . . . .	23-27	39-42
— — types . . . . .	32-33	46-47
— exemples de rapports sur les essais . . . . .	40-49	77-113
— (rendement des) . . . . .	10-11	11-13
— (tableau des essais de) . . . . .	33	47
— (tables des essais de). . . . .	34	56
— (utilisation des) . . . . .	42	49
Chauffe (surface de), effet utile. . . . .	44	43
Chronographes. . . . .	68	219
<i>City of Fall River</i> (essais du steamer) . . . . .	100	375
Coffin (planimètre de). . . . .	67	215
Combustibles, analyse. . . . .	25-33	40-47
— économie. . . . .	26	42
— essais, leur valeur. . . . .	22	39
— puissance évaporatrice . . . . .	24-35	40-62
Combustion des gaz . . . . .	86	300
Comparaison des indicateurs . . . . .	54	139
Comparatifs (essais). . . . .	88-92	305-319
Compound (machine), diagramme . . . . .	61	190
— — (essais de) . . . . .	95	342
Compteurs de vitesse. . . . .	68	219
Conclusion des essais de machines. . . . .	95	342
Condensation dans les cylindres et fuites. . . . .	71	248
Conduits et tubes, leurs proportions. . . . .	45	29

INDEX ALPHABÉTIQUE

493

Consommation d'eau et de vapeur. . . . .	69	233
Cornouailles (pompes de), essais. . . . .	89	311
Courbes, construction de l'hyperbole. . . . .	70	243
Crosby (indicateur de) . . . . .	53	128
Cylindre (condensation dans le), fuites . . . . .	71	248

D

Déductions des essais de machines. . . . .	95	342
Détente (rapports de). . . . .	70	243
Diagrammes de dynapgraphe. . . . .	98	363
— d'indicateur, interprétation. . . . .	57-60	178-185
— de machine compound . . . . .	61	190
— de pompes . . . . .	63	201
— tableaux pour indicateurs. . . . .	56	175
Diapason . . . . .	68	219
Dynapgraphe, diagrammes et résultats des essais. . . . .	98	363
Dynamomètre d'Amos et Appold. . . . .	76	265
— de Balk . . . . .	76	265
— de Brauer . . . . .	77	267
— (calibrage du). . . . .	75	263
— et indicateurs. . . . .	50	126
— de Prony. . . . .	76-77	265-267

E

Eau et vapeur (consommation d'). . . . .	69	233
— (chaleur spécifique de la vapeur et de l'). . . . .	36	72
Economie de combustible. . . . .	26	42
— (essais pour déterminer l'). . . . .	9	10
Electrique (indicateur) . . . . .	54	139
Elliott, appareil pour l'analyse des gaz. . . . .	47-49	105-113
Emery, essais de bateaux à vapeur. . . . .	100	375
Erreurs des calorimètres . . . . .	44	94
Essais, appareils employés pour les essais de chaudières. . . . .	6-20	9-36
— de chaudières, tables . . . . .	33	47
— — rapports . . . . .	5	8
— — (caractère des) . . . . .	5	8
— — (méthode d') . . . . .	17	34
— comparatifs. . . . .	88	305
— (deux méthodes d') . . . . .	82	291
— (délimitation des). . . . .	18	35
— (dispositions à prendre pour les). . . . .	81	288
— pour déterminer l'économie des chaudières . . . . .	9	10
— — la puissance — . . . . .	14	27
— exemples pour machine et chaudière. . . . .	80-105	281-448
— exemples pour chaudière. . . . .	40-49	77-113
— des gaz. . . . .	84-86	298-300

Essais des indicateurs. . . . .	54	139
— de machine et chaudière. . . . .	80	281
— — — (but des) . . . . .	1	1
— méthodes. . . . .	4	7
— méthode Farey et Donkin . . . . .	83-103	293-420
— (objet des). . . . .	3-21	5-38
— des pompes. . . . .	89	311
— précautions à prendre pour les chaudières. . . . .	34	56
— résultats pour les chaudières . . . . .	40	77
— (schéma des) . . . . .	16-87	33-305
— des steamers . . . . .	100	375
— tables concernant les chaudières . . . . .	34	56
— types. . . . .	32-79	46-279
— instructions. . . . .	33	47
Étalonnage des dynamomètres . . . . .	75	263
— indicateurs. . . . .	54	139
Evaporation (facteurs d') . . . . .	38	75
Exemples d'essai de chaudière. . . . .	40-49	77-113
— — locomotive . . . . .	98	363
— — machine marine. . . . .	100	375
— — machine fixe . . . . .	94	328
— — machine portative. . . . .	96	354
— — pompes . . . . .	80-89	281-311

## F

Facteurs de vaporisation . . . . .	38	75
Farey et Donkin, système d'essai . . . . .	83-103	293-420
Finales (conclusions) des essais de machines . . . . .	106	456
Fixes (machines), essais, exemples. . . . .	94	328
Freins Amos et Appold . . . . .	76	265
— Balk. . . . .	76	265
— Brauer. . . . .	77	267
— dynamométrique de Prony. . . . .	76	265
— étude du frein de Prony. . . . .	77	267
Frottement dans les machines. . . . .	72	258
Fuites et condensation dans le cylindre . . . . .	71	248

## G

Gaz (analyse des). . . . .	33-47	47-105
— appareil d'Elliott . . . . .	47-49	105-113
— appareil de Wilson . . . . .	47	105
— (combustion des) . . . . .	86	300
— (machines à), diagrammes. . . . .	64	204
— — essais . . . . .	84-86-104	298-300-433
Gaskill, pompes, essais . . . . .	102	402
Graphiques . . . . .	101	392

H

Hirn (calorimètre de) . . . . .	42	87
— (indicateur de) . . . . .	53	128
Hyperbole, courbe, construction. . . . .	70	243

I

Indicateurs, applications spéciales. . . . .	62	199
— et dynamomètres. . . . .	50	126
— (comparaison des) . . . . .	54	139
— diagrammes et leurs modifications. . . . .	58-59-61	178-182-190
— mesure des diagrammes . . . . .	66	208
— (montage des) . . . . .	55	155
— principes de construction et emploi . . . . .	51	127
— (qualités essentielles des bons) . . . . .	52	127
— systèmes, interprétation . . . . .	53-57-60	128-215-185
— tableaux pour les diagrammes . . . . .	56	175
— (transmission de mouvement pour). . . . .	55-56	155-175
— — — locomotives. . . . .	55	155
— — — machines marines. . . . .	55	155
Institute (essais de chaudières à l'American). . . . .	40	77
Instructions pour les essais de chaudières . . . . .	33	47

K

Kent (calorimètre de). . . . .	45	96
--------------------------------	----	----

L

Latente (chaleur) de la vapeur. . . . .	37	74
Locomotive, essais, exemples . . . . .	98	363
— (indicateur de). . . . .	55	155

M

Machines, Barrus, système d'essai, rapports . . . . .	102	402
— et chaudières, but des essais . . . . .	1-79	1-279
— consommation de vapeur. . . . .	15	29
— effet utile . . . . .	2	3
— essais comparatifs . . . . .	88-92	305-319
— — dispositions à prendre . . . . .	81	288
— exemples d'essais . . . . .	85-93-96-98	290-327-354-363
— (frottement dans les) . . . . .	72	258
— à gaz, essais . . . . .	84-104	298-433
— systématiques (essais). . . . .	18-82	35-291
— à vapeur et machines binaires, essais . . . . .	105	448

Manomètre de tirage. . . . .	48	110
Marines (machines), montage des indicateurs. . . . .	55	155
— — essais, résultats. . . . .	101	392
Mc Naught, exemples. . . . .	100	375
Mesure des diagrammes . . . . .	53	128
— de la puissance nette et brute . . . . .	74	260
Méthodes et appareils d'essai des chaudières . . . . .	4-31-82	7-44-291
Montage des freins dynamométriques . . . . .	76	265
— indicateurs . . . . .	55	155
Mosscrop, enregistreur des vitesses . . . . .	68	219
Mouvement (transmission de) pour indicateurs. . . . .	55	155

## N

Nomenclature des diagrammes d'indicateurs . . . . .	58	178
---	----	-----

## O

Objet des essais . . . . .	3	5
Otto, machine à gaz, essais. . . . .	104	433

## P

Particularités des diagrammes d'indicateurs . . . . .	64	204
Performance, spécification d'économie. . . . .	2	3
— des chaudières. . . . .	12-40	19-77
Planimètre . . . . .	67	215
Portative (machine), essais, exemples . . . . .	96	354
Porter, rapport sur l'essai des pompes Gaskill . . . . .	102	402
Pompes, diagrammes. . . . .	63	201
— effet utile. . . . .	2	3
— exemples d'essais . . . . .	80	281
— à vapeur, rendement, essais. . . . .	89-102	311-402
Précautions à prendre pour les essais de chaudières. . . . .	33	47
— — le montage des indicateurs . . . . .	56	175
Préliminaires d'un essai de chaudières. . . . .	33	47
Prix de revient. . . . .	3	5
Prony (frein dynamométrique de) . . . . .	76	265
Proportions des tubes et conduits . . . . .	15	29
— (variation des) dans les chaudières. . . . .	29	43
Puissance (calcul de la) . . . . .	68	219
— (essais pour déterminer la). . . . .	14	27
— (mesure brute et nette de la). . . . .	74	260
— et rendement des chaudières. . . . .	30	44

## Q

Qualité de la vapeur . . . . .	41	85
Quantités à mesurer dans les essais de chaudières. . . . .	15	29

R

Rapports de détente, meilleur effet. . . . .	70	243
— sur les essais (caractère des) . . . . .	5	8
— — de chaudières. . . . .	33	47
— — de machines, Barrus. . . . .	102	402
Rendement, appareils de mesure . . . . .	65	208
— des chaudières . . . . .	10-11	11-13
— — (variations de) . . . . .	28	43
— des compresseurs d'air . . . . .	63	201
— des machines à gaz. . . . .	64	204
— des machines à vapeur . . . . .	2-103	3-420
— des pompes . . . . .	102	402
— et puissance combinés dans les chaudières . . . . .	10	11
— des surfaces de chauffe . . . . .	11	13
— types particuliers. . . . .	64	204
Résultats à envisager dans les essais . . . . .	15-40	29-77
Reynolds, indicateur électrique . . . . .	54	139
Richards, indicateur . . . . .	53	128
Réglementation des essais . . . . . art. 33-88-89-92 pag.	47-305-311-319	
Regnault. Tables. . . . .	39	75

S

Schéma des essais . . . . .	16-87	33-305
Skeel et Van Buren (calorimètre de). . . . .	46	99
Spécification des conditions d'établissement des chaudières. . . . .	2	3
Steamers, essais de l' <i>Anthracite</i> . . . . .	100	375
— — du <i>City of Fall River</i> . . . . .	100	375
Steward, Brooks, essais de machines à gaz. . . . .	104	433
Système d'essai de machine Farey et Donkin . . . . .	83-103	293-420

T

Tableau d'essai des chaudières. . . . .	33	47
— — au calorimètre . . . . .	44	94
— — de pompes, Barrus. . . . .	102	402
— pour les diagrammes d'indicateurs. . . . .	56	175
Tables de consommation d'eau. . . . .	15-69	29-233
— effet utile. . . . .	11	13
— d'essais des chaudières. . . . .	34	56
— de rendement des chaudières. . . . .	12	19
— de Regnault. . . . .	39	75
Tabor, indicateur. . . . .	53	127
Tachymètres. . . . .	68	219
Tambours (appareil d'essai des). . . . .	54	139
Théorie du calorimètre. . . . .	43	89

Thompson, indicateur . . . . .	53	128
Tables de consommation d'eau pour les machines. . . . .	69	233
Tirage, manomètres . . . . .	48	110
Totale (chaleur) de la vapeur . . . . .	37	74
Travail dynamométrique ou net . . . . .	73	258
Tubes et conduits, proportions. . . . .	15	29
Types d'essais pour machines. . . . .	32	46
— — chaudières . . . . .	79	279
— — instructions. . . . .	33	47
— de diagrammes d'indicateurs . . . . .	58	178

## U

Unwin, essais des machines à gaz Atkinson. . . . .	104	433
— — Otto. . . . .	104	433
— pompes Worthington. . . . .	80	281

## V

Valeur d'une chaudière. . . . .	23	39
Van Buren et Skeel, calorimètre. . . . .	46	99
Vapeur (chaleur latente et totale de la). . . . .	37	74
— (chaleur spécifique de la) . . . . .	36	72
— et eau consommée par les machines . . . . .	15-69	29-233
— employée pour différentes applications . . . . .	15	29
— (essais de machines à) . . . . .	85-103	299-448
— (essais de pompés à) . . . . .	89	311
— puissance, prix de revient. . . . .	3	5
— (qualité de la). . . . .	44	85

## W

Webb, indicateur. . . . .	53	128
Wilson, appareil d'analyse des gaz. . . . .	47	103



CATALOGUE DE LIVRES  
SUR LA  
**MÉCANIQUE, LES MACHINES**  
ET  
**L'ÉLECTRICITÉ**

PUBLIÉ PAR  
**LA LIBRAIRIE POLYTECHNIQUE, BAUDRY ET C<sup>ie</sup>**  
13, RUE DES SAINTS-PÈRES, A PARIS

---

*Le catalogue complet est envoyé franco sur demande.*

---

**Portefeuille des machines.**

Portefeuille économique des machines, de l'outillage et du matériel, relatifs à la construction, à l'industrie, aux chemins de fer, aux routes, aux mines, à la navigation, à l'électricité, etc.; contenant un choix des objets les plus intéressants des expositions industrielles; fondé par OPPERMANN. 12 livraisons par an formant un beau volume de 50 à 60 planches et 200 colonnes de texte. Abonnements : Paris, 15 fr. — Départements et Belgique, 18 fr. — Union postale. . . . . 20 fr.

Prix de l'année parue, reliée . . . . . 20 fr.

La 3<sup>e</sup> série a commencé à paraître en 1876.

Table des matières des années 1876 à 1887. . . . . 0 fr. 50

**Agenda Oppermann.**

Agenda Oppermann, paraissant chaque année. Élégant carnet de poche contenant tous les chiffres et tous les renseignements techniques d'un usage journalier. Rapporteur d'angles, coupe géologique du globe terrestre, guide du métreur. — Résumé de géodésie. — Poids et mesures, monnaies françaises et étrangères. — Renseignements mathématiques et géométriques. — Renseignements physiques et chimiques. — Résistance des matériaux. — Électricité. — Planchers en fer. — Règlements administratifs. — Dimensions du commerce. — Prix courants et série de prix. — Tarifs des Postes et Télégraphes.

Relié en toile, 3 fr.; en cuir, 5 fr. — Pour l'envoi par la poste, 25 c. en plus.

**Aide-mémoire de l'ingénieur.**

Aide-mémoire de l'ingénieur. Mathématiques, mécanique, physique et chimie, résistance des matériaux, statique des constructions, éléments des machines, machines motrices, constructions navales, chemins de fer, machines-outils, machines élévatoires, technologie, métallurgie du fer, constructions civiles, législation industrielle. Edition française du Manuel de la Société « Hütte », par PHILIPPE HUGUENIN. 1 beau volume contenant plus de

1 200 pages, avec 500 figures dans le texte, solidement relié en maroquin . . . . . 15 fr.

**Mécanique appliquée.**

Cours élémentaire de mécanique appliquée, à l'usage des écoles primaires supérieures, des écoles professionnelles, des écoles d'apprentissage, des écoles industrielles, des cours techniques et des ouvriers, par BOCQUET, ingénieur, directeur de l'École Diderot. 2<sup>e</sup> édition. 1 volume in-12, relié . . . . . 5 fr.

**Guide de mécanique pratique.**

L'ouvrier mécanicien. Guide de mécanique pratique, par ARMENGAUD jeune. 1 volume in-12 avec 4 planches, relié . . . . . 5 fr.

**Formulaire de l'Ingénieur.**

Formulaire de l'ingénieur-constructeur, carnet usuel des architectes, agents voyers, mécaniciens, directeurs et constructeurs de travaux industriels et manufacturiers, par ARMENGAUD jeune. 1 volume in-12, relié. 5 fr

**Portefeuille Cockerill.**

Portefeuille de John Cockerill. Description des machines d'épuisement d'extraction, de fabrique, d'outillage; machines de bateaux à vapeur, locomotives et matériel de chemins de fer, roues hydrauliques, etc. Appareils de papeterie, des sucreries, moulins à farine, ventilateurs, etc.; construits dans les établissements de Seraing, d'Anvers et de Saint-Pétersbourg. 4 forts volumes grand in-4<sup>o</sup>, et 4 atlas in-folio, contenant 400 planches . . . . . 400 fr.  
Chaque volume se vend séparément . . . . . 100 fr.

**Construction des machines.**

Résultats scientifiques et pratiques destinés à la construction des machines, à l'usage des ingénieurs, par REDTENBACHER. 1 volume grand in-8<sup>o</sup>, avec 41 planches et de nombreux tableaux. Nouvelle édition, revue par Debize . . . . . 15 fr.

**Vignole des mécaniciens.**

Le Vignole des mécaniciens. Essai sur la construction des machines; études des éléments qui les constituent; types et proportions des organes qui composent les moteurs, les transmissions de mouvement et autres mécanismes, par ARMENGAUD aîné. 1 volume in-4<sup>o</sup> de 700 pages de texte, avec gravures sur bois, et 1 atlas in-folio de 41 planches gravées sur cuivre . . . . . 40 fr.

**Dictionnaire technologique.**

Dictionnaire technologique français-allemand-anglais, contenant les termes techniques employés dans les arts et métiers, l'architecture, les ponts et chaussées et les chemins de fer, la mécanique, la métallurgie, etc., etc., par RUMPF, MOTHES et ALBERT. 3 volumes grand in-8<sup>o</sup>. . 45 fr.

On vend séparément :

Tome I<sup>er</sup> : allemand-anglais-français . . . . . 15 fr.  
Tome II : anglais-allemand-français . . . . . 15 fr.  
Tome III : français-allemand-anglais . . . . . 15 fr.

**Mécanique appliquée.**

Manuel de mécanique appliquée, par DWELSHAUVERS. 1<sup>re</sup> partie : Cinématique. 1 volume in-8°, avec 12 planches. . . . . 5 fr.

**Guide du traceur-mécanicien.**

Guide du traceur-mécanicien comprenant les notions élémentaires de géométrie, la description et l'usage des principaux outils et instruments de traçage, de mesure et de vérification, l'indication de nouvelles méthodes pour le traçage rapide et exact des pièces et organes de machines (chaudronnerie, forge, fonderie et ajustage), à l'usage des ouvriers, contre-maitres, chefs d'ateliers, traceurs, dessinateurs et de toutes les personnes s'occupant du façonnage des métaux, par PHILIPPE FAY. 1 volume in-8°, avec 20 planches . . . . . 7 fr. 50

**Travail manuel.**

Notions sur les machines et travail manuel du fer et du bois, à l'usage des Ecoles primaires supérieures, des Ecoles d'apprentissage, des Ecoles professionnelles, des Ecoles industrielles et des candidats aux Ecoles d'arts et métiers et à l'Ecole des apprentis-mécaniciens de la marine à Brest, par HENRI LYONNET, professeur à l'Ecole supérieure municipale J.-B. Say. 1 volume in-12 avec 90 figures dans le texte . . . . . 2 fr.

**Aérodynamique.**

Aérodynamique ou mécanique des gaz, par PIARRON DE MONDÉSIR, ingénieur en chef des ponts et chaussées. 1 brochure grand in-8°. . . . . 2 fr. 50

**Physique.**

Physique, par GABRIEL, ingénieur en chef des ponts et chaussées, professeur de physique à la Faculté de médecine et à l'Ecole nationale des ponts et chaussées. 2 volumes grand in-8°, avec de nombreuses gravures dans le texte . . . . . 20 fr.

**Physique.**

Résumé du cours de physique professé à l'Université de Liège, par BENE. 1 volume in-8°, avec planches. . . . . 6 fr.

**Etude des combustibles.**

Contribution à l'étude des combustibles; détermination industrielle de leur puissance calorifique, par R. MAHLER, ingénieur civil des mines. 1 volume in-4° avec figures dans le texte et 2 planches . . . . . 5 fr.

**Chaleur.**

Traité élémentaire de la chaleur au point de vue de son emploi comme force motrice. Machines à air chaud, à gaz, à air comprimé et machines à vapeur, par DEVILLEZ, 2 volumes in-8°, avec planches . . . . . 25 fr.

**Chaleur.**

La chaleur et ses applications aux machines à air chaud, aux machines à air comprimé, aux machines à vapeur, par COURVIN, 1 volume grand in-8° avec figures dans le texte . . . . . 5 fr.

**Production de la vapeur.**

Note sur la production de la vapeur à la raffinerie Say, par PÉRISSÉ, 1 brochure grand in-8° avec 2 planches. . . . . 1 fr. 50

**Air comprimé.**

Traité élémentaire de l'air comprimé par JOSEPH COSTA, ingénieur civil, ancien élève de l'École polytechnique. 1 volume grand in-8°, avec 20 figures dans le texte . . . . . 5 fr.

**Chaudronnerie.**

Cours pratique de chaudronnerie. 1<sup>re</sup> partie : Chaudronnerie en fer, par A. MONTUPET. 2<sup>e</sup> édition, revue et augmentée. 1 volume in-8°, avec 44 planches et tableaux . . . . . 7 fr. 50

**Chaudières.**

Traité pratique des chaudières à vapeur employées dans les manufactures, par DENFER, chef de travaux graphiques à l'École centrale des arts et manufactures. 1 volume grand in-4°, accompagné de 81 planches cotées et en couleur . . . . . 50 fr.

**Le tirage forcé.**

Note sur le tirage forcé et son application aux chaudières marines, par MAURICE DEMOULIN, ingénieur. 1 brochure in-8° . . . . . 1 fr.

**Manuel du chauffeur.**

Guide manuel du chauffeur, par GOUJET, constructeur-mécanicien. 1 volume grand in-8° . . . . . 3 fr. 50

**Manuel du chauffeur-mécanicien.**

Manuel du chauffeur-mécanicien et du propriétaire d'appareils à vapeur, par HENRI MATHIEU, garde-mine, inspecteur des appareils à vapeur de la Seine, professeur au syndicat général des chauffeurs-mécaniciens. 1 volume grand in-8°, avec 409 figures dans le texte . . . 16 fr.

**Catéchisme des chauffeurs.**

Catéchisme des chauffeurs et des conducteurs de machines, rédigé sous les auspices de l'Association des ingénieurs sortis de l'école de Liège, par BEER, DEVAUX, DECHAMPS et STÉVART. 5<sup>e</sup> édition, revue et augmentée. 1 vol. in-8°, relié . . . . . 4 fr. 50

**Machines à vapeur.**

Traité théorique et pratique des machines à vapeur au point de vue de la distribution. — Méthode générale des gabarits, permettant d'établir des épures approchées ou exactes de tous les types de machines. — Etude méthodique des principales distributions au double point de vue de leur fonctionnement et de leur construction, par COSTE et MANQUET. 2<sup>e</sup> édition. 1 volume grand in-8° contenant 53 figures intercalées dans le texte et 1 atlas grand in-4° de 46 planches de dessins exactement réduits à l'échelle et cotés . . . . . 25 fr.

**Machines à vapeur.**

Traité théorique et pratique de la construction des machines à vapeur fixes locomobiles et marines, par JULLIEN. 2<sup>e</sup> édition. 1 volume in-4° et atlas de 48 planches doubles. . . . . 35 fr.

**Traité des Moteurs à vapeur.**

Traité théorique et pratique des moteurs à vapeur, comprenant l'établissement des générateurs, l'étude complète des moteurs à vapeur fixes de

tous les systèmes, des locomobiles, des locomotives et des appareils de navigation, par ARMENGAUD aîné. 2 volumes in-4° de 560 pages de texte chacun, avec un grand nombre de gravures sur bois, et 1 atlas in-folio de 50 planches gravées sur cuivre . . . . . 60 fr.

**Moteurs à vapeur.**

Moteurs à vapeur : machines fixes à cylindres horizontaux, verticaux et inclinés de tous systèmes, types Ingliss, Corliss, simples; compound et dérivés; machines transportables et locomobiles, par ARMENGAUD aîné, 1 album in-4° de 60 planches doubles extraites de la *Publication Industrielle*, et accompagnées d'une légende explicative. Prix en carton. 30 fr.

**Machines à vapeur.**

Etude sur les machines à vapeur. Moteurs à vapeur pour les petites industries et moteurs à vapeur de grandes dimensions, à l'exposition des arts et métiers de Vienne (Autriche), 1888, par A. GOUVY fils, ingénieur des arts et manufactures. 1 brochure grand in-8°, avec 3 grandes planches et 16 figures dans le texte. . . . . 4 fr.

**Machines à vapeur.**

Les machines à vapeur à triple et quadruple expansion et les progrès récents des appareils de navigation, par MAURICE DEMOULIN, ingénieur des arts et manufactures. 1 volume grand in-8°, avec 5 planches . . . . 5 fr.

**Machines à vapeur.**

Conférence sur la machine à vapeur, par PÉRISSE. 1 brochure in-12. 0 fr. 50

**Indicateur des machines.**

L'indicateur du travail et du fonctionnement des machines à piston à vapeur, à eau, à gaz, etc., et son diagramme, par VON PICHLER, traduit par R. SEGUELA, ancien élève de l'Ecole polytechnique, inspecteur au chemin de fer du Nord. 1 volume in-8°, avec 46 figures dans le texte. 5 fr.

**Enveloppes de vapeur.**

Recherches expérimentales sur l'emploi des enveloppes de vapeur et du fonctionnement compound dans les locomotives effectuées sur les chemins de fer sud-ouest russes, par A. BORODINE, ingénieur en chef du matériel et de la traction. 1 volume grand in-8°, avec 3 grandes planches. . . . . 6 fr.

**Transport de la vapeur.**

Le transport de la vapeur à grandes distances et sa canalisation. Renseignements théoriques et pratiques, condensation dans les tuyaux, enveloppes de calorifuges, établissement des conduites, prix de revient des tuyaux, par CHRÉTIEN. 1 brochure grand in-8° avec figures dans le texte . . . . . 2 fr.

**Appareils de levage.**

Appareils de levage. Grues fixes et mobiles, ponts roulants, monte-charges, treuils, par ARMENGAUD aîné, ingénieur. 1 album in-4° contenant 33 planches doubles, extraites de la *Publication industrielle* et accompagnées d'une légende explicative. Prix en carton . . . . . 48 fr.

**Appareils de levage.**

Grues, monte-charges et sonnettes à vapeur et à traction directe. Perfectionnements, nouvelles dispositions, canalisation de vapeur, par CHRÉTIEN. 1 brochure grand in-8°, avec figures dans le texte. . . . . 1 fr.

**Locomotives.**

Note sur la construction des locomotives en Angleterre, par MAURICE DEMOULIN, ingénieur des arts et manufactures. 1 brochure grand in-8°, avec 2 grandes planches. . . . . 3 fr.

**Locomotives.**

Machine locomotive à grande vitesse, de 750 chevaux, étudiée par ALA BÉOTHY, ingénieur. 1 brochure grand in-8°, avec 5 planches. . . . . 5 fr.

**Locomotives.**

Les locomotives à l'Exposition de Vienne 1873, par DEGHILAGE et MORANDIÈRE. 2 volumes in-folio, avec planches. . . . . 30 fr.

**Locomotives.**

Les locomotives à l'Exposition universelle de 1878, par A. MALLET. — Locomotives françaises et étrangères. — Machines express. — Machines à voyageurs. — Machines à marchandises. — Machines pour services spéciaux. — Locomotives pour voie étroite. 1 volume in-8°, avec 2 grandes planches et 1 tableau . . . . . 5 fr.

**Locomotives.**

Étude sur l'utilisation de la vapeur dans les locomotives et l'application à ces machines du fonctionnement compound, par A. MALLET. 1 volume in-8°, avec tables et planches. . . . . 7 fr.

**Locomotives.**

Développement de l'application du système compound aux machines locomotives, par A. MALLET. 1 vol. in-8°, avec 3 planches . . . . . 5 fr.

**Distribution de vapeur.**

Étude simplifiée de la distribution de la vapeur par tiroirs, par LINGLIN. 1 brochure in-8°, avec figures dans le texte . . . . . 2 fr. 50

**Distribution de vapeur.**

Étude géométrique des principales distributions en usage dans les machines à vapeur fixes, par CORNUT, ingénieur en chef de l'Association des propriétaires de machines à vapeur du nord de la France. 1 volume de texte et 1 atlas in-4° de 31 planches . . . . . 15 fr.

**Distribution de vapeur.**

De la distribution de la vapeur dans les machines, par SPINEUX. Etude rationnelle des distributeurs les plus remarquables. 1 volume grand in-8° et 1 atlas grand in-8° de 26 planches doubles. . . . . 15 fr.

**Régulateurs.**

Des régulateurs appliqués aux machines à vapeur. Formules pratiques déduites de la théorie nouvelle de MM. Ch. Beer et V. Dwelshauvers-Dery, par VICTOR LEBEAU. 1 brochure grand in-8°, avec 19 figures dans le texte . . . . . 2 fr.

**Régulateurs.**

Nouvelle théorie élémentaire des régulateurs à force centrifuge, par LINGLIN. 1 volume in-8°, avec 30 figures dans le texte . . . . . 3 fr.

**Régulateurs.**

Théorie et description des régulateurs marins isochrones, à bras et à bielles croisés à deux centres d'oscillation, de MM. FARCOT et ses fils, par HUN. 1 brochure in-8°, accompagnée de figures dans le texte et de 4 grandes planches gravées. . . . . 3 fr.

**Servo-Moteur.**

Le servo-moteur ou moteur asservi, par FARCOT. Ses principes constitutifs, variantes diverses, application à la manœuvre des gouvernails. 1 volume in-8°, avec 37 planches . . . . . 4 fr.

**Moteurs à gaz.**

Traité théorique et pratique des moteurs à gaz ; gaz de houille, gaz pauvres, air carburé (pétroles) et de leurs applications diverses à l'industrie, la locomotion et la navigation, contenant des détails sur l'installation et l'entretien des moteurs à gaz et suivi d'un tableau résumé de l'industrie du pétrole, par GUSTAVE CHAUVEAU, ingénieur civil, lauréat de la Société technique de l'industrie du gaz en France. 1 volume grand in-8°, avec de nombreuses gravures dans le texte . . . . . 15 fr.

**Moteurs thermiques.**

Les moteurs thermiques autres que la machine à vapeur. Étude théorique et pratique sur les moteurs à gaz, à essences, à pétrole et à air chaud, par HERMAN HUBERT, ingénieur principal des mines, répétiteur aux écoles spéciales des arts et manufactures et des mines de Liège, professeur à l'école industrielle. 1 volume grand in-8°, avec 8 planches . . . . . 7 fr. 50

**Machines.**

Les machines, par WITH ; leur histoire, leur description, leurs usages. 2 beaux volumes in-8°, avec 360 figures dans le texte . . . . . 16 fr.

**Scieries mécaniques.**

Les scieries mécaniques et les machines-outils à travailler les bois, par ARMENGAUD aîné, 1 fort volume de texte grand in-4°, avec figures dans le texte et 1 atlas in-folio de 40 planches. . . . . 40 fr.

**Minoterie.**

Minoterie. Appareils du nettoyage des blés, moulins à meules et à cylindres, bluteries à farine, sasseur pour gruaux et semoules, par ARMENGAUD aîné. 1 album in-4° contenant 50 planches doubles extraites de la *Publication industrielle* et accompagnées d'une légende explicative. 25 fr.

**Engrenages.**

Étude théorique et pratique sur les engrenages, par ALBERT HUGON, ingénieur. 1 volume in-8°, avec 74 figures dans le texte et 2 planches. 5 fr.

**Rivets.**

Machines à fabriquer les rivets, par POULOT et FONTAINE. 1 brochure grand in 8°, avec figures. . . . . 2 fr.

**Filetage.**

Traité pratique de filetage à l'usage de tous les mécaniciens, par CANY. 4<sup>e</sup> édition revue, corrigée et augmentée d'un chapitre pour les tours anglais, de méthodes pour faire les cônes automatiquement, du filetage à l'aiguille, d'une méthode pour faire les outils à fileter, etc. 1 volume in-12, avec 4 planches . . . . . 2 fr.

**Graissage.**

Étude sur le graissage des cylindres et tiroirs des machines à vapeur et sur les matières lubrifiantes, par R. SEGOUELA. 1 volume in-8<sup>o</sup>, avec 6 planches . . . . . 6 fr.

**Étude sur le frottement médiat.**

Résultats les plus marquants de l'étude théorique et expérimentale sur le frottement médiat, par N. PÉTROFF, professeur à l'Académie du Génie militaire et à l'Institut technologique à Saint-Petersbourg. 1 brochure grand in-8<sup>o</sup> . . . . . 2 fr.

**Prix de revient des machines.**

Du prix de revient des machines en France, en Angleterre, en Allemagne. Conclusions au point de vue de l'importation et de l'exportation, par PÉRISSÉ. 1 brochure grand in-8<sup>o</sup> . . . . . 2 fr.

**Hydraulique.**

Mécanique appliquée : Hydraulique, par A. FLAMANT, ingénieur en chef des ponts et chaussées, professeur à l'École centrale des arts et manufactures et à l'École nationale des ponts et chaussées. 1 volume grand in-8<sup>o</sup>, avec 130 figures dans le texte . . . . . 25 fr.

**Hydraulique.**

Album de la 2<sup>e</sup> partie du cours de construction de machines de l'École centrale des arts et manufactures. Hydraulique (béliers et machines à colonne d'eau, presses hydrauliques, roues et turbines, pompes, etc.), par CALLON. 1 atlas de 93 planches avec légendes explicatives. . . . . 25 fr.

**Hydraulique.**

Recherches théoriques et expérimentales sur les oscillations de l'eau et les machines hydrauliques à colonnes liquides oscillantes. — Oscillations dans les tuyaux, ondes liquides, phénomènes de succion, fontaines intermittentes, écluses de navigation, moteurs hydrauliques, machines élévatoires, machines d'épuisement, machines soufflantes et à comprimer l'air, pompes, etc..., par le marquis ANATOLE DE CALIGNY, correspondant de l'Institut de France. 2 volumes in-8<sup>o</sup>, avec 8 planches . . . . . 46 fr.

**Moteurs hydrauliques.**

Moteurs hydrauliques. Roues hydrauliques, turbines, régulateurs, moteurs à pression d'eau, machines à colonnes d'eau, béliers, élévateurs hydrauliques, compteurs, par ARMENGAUD aîné. 1 album in-4<sup>o</sup> de 40 planches doubles extraites de la *Publication industrielle*, et accompagnées d'une légende explicative. Prix en carton. . . . . 20 fr.

**Moteur à pression d'eau.**

Recherches historiques et expérimentales sur le moteur à pression d'eau F.-E. Perret, par ORDINAIRE DE LACOLONGE. Ce mémoire a paru dans le numéro 21 des *Annales du Conservatoire des arts et métiers*. Prix du numéro. . . . . 5 fr.



**États-Unis.**

L'industrie aux États-Unis, par FONTAINE. Renseignements pratiques sur les ponts métalliques, la métallurgie, les machines-outils, les distributions d'eau, le matériel des chemins de fer, et sur diverses industries américaines. 1 volume grand in-4<sup>o</sup>, avec 16 planches doubles et de nombreuses gravures dans le texte. Cartonné . . . . . 15 fr.

**Exposition de Vienne.**

Description des machines les plus remarquables et les plus nouvelles de l'Exposition de Vienne en 1873, par FONTAINE. Moteurs, machines-outils, locomotives. 1 volume grand in-8<sup>o</sup> et 1 atlas de 60 planches in-folio. 35 fr.

**Exposition de 1867.**

Visites d'un ingénieur à l'Exposition universelle de 1867, par OPPERMAN. Notes et croquis, chiffres et faits utiles. 2<sup>e</sup> édition. 1 gros volume grand in-8<sup>o</sup>, accompagné de gravures sur bois et un atlas de 30 planches doubles . . . . . 18 fr.

**Traité d'aérostation.**

Traité d'aérostation théorique et pratique. Construction des ballons et des engins accessoires, appareils à gaz hydrogène, manœuvres à terre et en l'air, ascensions captives, appareils d'aérostation militaire, navigation aérienne avec aéroplanes. Guide complet à l'usage des sociétés d'aérostation françaises et étrangères, des aéronautes professionnels, des aérostatiers militaires, des élèves, des amateurs, et de toutes les personnes s'intéressant à l'aérostation et à la navigation aérienne, par HENRY DE GRAFFIGNY. 1 volume in-18, avec 77 figures dans le texte . . . . . 4 fr.

**Locomotion aérienne.**

La locomotion aérienne. Etude par A. GOUPIL. 1 volume grand in-8<sup>o</sup>, avec 7 planches. . . . . 6 fr.

**Navigation aérienne.**

Recherches sur la navigation aérienne. Essai de comparaison entre les principaux systèmes, par DEROY DE BRUIGNAC, 1 brochure in-8<sup>o</sup> . . . 2 fr.

## ÉLECTRICITÉ

**Traité d'électricité et de magnétisme.**

Traité d'électricité et de magnétisme. Théorie et applications, instruments et méthodes de mesure électrique. Cours professé à l'école supérieure de télégraphie, par A. VASCHY, ingénieur des télégraphes, examinateur d'entrée à l'école Polytechnique. 2 volumes grand in-8, avec de nombreuses figures dans le texte . . . . . 25 fr.

**Traité pratique d'électricité.**

Traité pratique d'électricité à l'usage des ingénieurs et constructeurs. Théorie mécanique du magnétisme et de l'électricité, mesures électriques, piles, accumulateurs et machines électrostatiques, machines dynamo-électriques génératrices, transport, distribution et transformation de

l'énergie électrique, utilisation de l'énergie électrique, par FÉLIX LUCAS, ingénieur en chef des ponts et chaussées, administrateur des chemins de fer de l'Etat. 1 volume grand in-8°, avec 278 figures dans le texte. 15 fr.

### **Électricité industrielle.**

Traité pratique d'électricité industrielle. Unités et mesures; piles et machines électriques; éclairage électrique; transmission électrique de la force; galvanoplastie et électro-métallurgie; téléphonie; par E. CADIAT et L. DUBOST. 4<sup>e</sup> édition. 1 volume grand in-8°, avec 257 gravures dans le texte, relié . . . . . 16 fr. 50

### **Manuel pratique de l'électricien.**

Manuel pratique de l'électricien. Guide pour le montage et l'entretien des installations électriques, par E. CADIAT, 1 volume in-12, avec de nombreuses figures dans le texte, relié. . . . . 7 fr. 50

### **Électricité industrielle.**

Electricité industrielle. Production et applications. Induction électromagnétique : méthodes de mesure; étude théorique et expérimentale des machines électriques; piles; canalisation électrique; application à l'électrolyse, à la métallurgie, au transport de la force et à la production de la lumière; distribution de l'énergie électrique. Cours professé à l'École centrale des arts et manufactures, par D. MONNIER, ingénieur. 1 volume grand in-8°, avec 388 figures dans le texte. . . . . 20 fr.

### **L'Électricité dans l'industrie.**

L'électricité dans l'industrie. Rapport présenté à l'Association des anciens élèves des écoles supérieures de commerce et d'industrie de Rouen, par RAOUL LEMOINE, ingénieur. 1 volume in-8°, avec de nombreuses gravures dans le texte. . . . . 6 fr.

### **L'Année électrique.**

L'année électrique, ou Exposé annuel des travaux scientifiques, des inventions et des principales applications de l'électricité à l'industrie et aux arts, par PH. DELAHAYE. 1 volume in-12 par année : Prix de chaque volume. . . . . 3 fr. 50

La 1<sup>re</sup> année a paru en 1885.

### **Pile électrique.**

Traité élémentaire de la pile électrique, par ALFRED NIAUDET. 3<sup>e</sup> édition, revue par HIPPOLYTE FONTAINE et suivie d'une notice sur les accumulateurs, par E. HOSPITALIER. 1 volume grand in-8°, avec gravures dans le texte. . . . . 7 fr. 50

### **Électrolyse.**

Electrolyse : renseignements pratiques sur le nickelage, le cuivrage, la dorure, l'argenture, l'affinage des métaux et le traitement des minerais au moyen de l'électricité, par HIPPOLYTE FONTAINE. 2<sup>e</sup> édition. 1 volume grand in-8°, avec gravures dans le texte, relié . . . . . 15 fr.

### **Électrolyse.**

Etude sur le raffinage électrolytique du cuivre noir, par HUGON. 1 brochure grand in-8°. . . . . 1 fr. 50

**Machines dynamo-électriques.**

Traité théorique et pratique des machines dynamo-électriques, par R.-V. PICOU, ingénieur des arts et manufactures. 1 volume grand in-8°, avec 198 figures dans le texte. . . . . 12 fr. 50

**Les Moteurs électriques à champ magnétique tournant.**

Les moteurs électriques à champ magnétique tournant, par R.-V. PICOU. *Supplément au Traité des machines dynamo-électriques du même auteur.* 1 brochure grand in-8°, avec figures dans le texte . . . . . 1 fr. 50

**Machines dynamo-électriques.**

Traité théorique et pratique des machines dynamo-électriques, par SILVANUS THOMPSON, traduit par E. BOISTEL. 1 volume grand in-8°, avec 246 gravures dans le texte. (*Epuisé.* — Une 2<sup>e</sup> édition est en préparation.)

**Machines dynamo-électriques.**

La machine dynamo-électrique, par FRÆLICH, traduit de l'allemand par E. BOISTEL. 1 volume grand in-8°, avec 62 figures dans le texte . . . 10 fr.

**Éclairage à l'électricité.**

Manuel pratique d'éclairage électrique pour installations particulières, maisons d'habitation, usines, salles de réunions, etc., par EM. CAHEN, ingénieurs des ateliers de construction des manufactures de l'Etat. 1 volume in-18, avec figures et tables, prix relié. . . . . 7 fr. 50

**Éclairage à l'électricité.**

Éclairage à l'électricité. Renseignements pratiques, par HIPPOLYTE FONTAINE. 3<sup>e</sup> édition entièrement refondue. 1 volume grand in-8°, avec 326 figures dans le texte . . . . . 16 fr.

**Éclairage électrique.**

Éclairage électrique de l'Exposition universelle de 1889. Monographie des travaux exécutés par le syndicat international des électriciens, par HIPPOLYTE FONTAINE. 1 volume in-4, avec 29 planches tirées à part et 32 gravures dans le texte, relié. . . . . 25 fr.

**Éclairage électrique.**

Etude pratique sur l'éclairage électrique des gares de chemins de fer, ports, usines, chantiers et établissements industriels par GEORGES DUMONT, avec la collaboration de GUSTAVE BAIGNÈRES. 1 volume grand in-8°, avec 2 planches . . . . . 5 fr.

**Électricité.**

Manuel élémentaire d'électricité, par FLEMING JENKIN, professeur à l'Université d'Édimbourg; traduit de l'anglais par N. de TÈDESCO. 1 volume in-12, avec 32 gravures. . . . . 2 fr.

**Électricité.**

Traité général des applications de l'électricité, par GLOESENER. Tome I<sup>er</sup>. 1 volume grand in-8°, contenant 17 planches . . . . . 15 fr.

**Les courants alternatifs d'électricité.**

Les courants alternatifs d'électricité, par T.-H. BLAKESLEY, professeur au Royal Naval College de Greenwich, traduit de la 3<sup>e</sup> édition anglaise et augmenté d'un appendice, par W.-C. RECHNIEWSKI. 1 volume in-12, avec figures dans le texte, relié . . . . . 7 fr. 50

**Problèmes sur l'électricité.**

Problèmes sur l'électricité. Recueil gradué comprenant toutes les parties de la science électrique, par le D<sup>r</sup> ROBERT WEBER, professeur à l'Académie de Neuchâtel. 2<sup>e</sup> édition. 1 volume in-12, avec figures dans le texte. 6 fr.

**Chemin de fer électrique.**

Chemin de fer électrique des boulevards, à Paris, par CHRÉTIEN. 1 brochure in-4<sup>o</sup>, avec gravures. . . . . 2 fr.

**Traction électrique.**

Etude sur la traction électrique des trains de chemin de fer, par H. BONNEAU, ingénieur des ponts et chaussées, sous-chef de l'exploitation des chemins de fer P.-L.-M. et E. DESROZIERS, ingénieur civil des mines. 1 brochure grand in-8<sup>o</sup>, avec figures dans le texte . . . . . 1 fr.

**Navigation électrique.**

La navigation électrique, par GEORGES DARY. 1 vol. in-12, avec 18 figures. 1 fr. 50

**Transmissions électriques.**

Transmissions électriques, renseignements pratiques, par H. FONTAINE. 1 volume grand in-8<sup>o</sup>, avec gravures. . . . . 3 fr.

**Accumulateurs électriques.**

Recherches théoriques et pratiques sur les accumulateurs électriques, par RENÉ TAMINE. 1 volume grand in-8<sup>o</sup>, avec gravures dans le texte. 7 fr. 50

**L'Accumulateur voltaïque.**

Traité élémentaire de l'accumulateur voltaïque, par EMILE REYNIER. 1 volume grand in-8<sup>o</sup>, avec 62 gravures dans le texte et un portrait de M. Gaston Planté . . . . . 6 fr.

**Les Voltamètres-régulateurs.**

Les voltamètres-régulateurs zinc-plomb. Renseignements pratiques sur l'emploi de ces appareils, leur combinaison avec les dynamos et les circuits d'éclairage, par EMILE REYNIER. 1 brochure in-8<sup>o</sup>, avec gravures et schémas d'installation . . . . . 1 fr. 25

**Le Téléphone.**

Le Téléphone, par WILLIAM-HENRI PREECE, électricien en chef du *British Post-Office*, et JULIUS MAIER, docteur ès sciences physiques. 1 volume grand in-8<sup>o</sup>, avec 290 gravures dans le texte . . . . . 15 fr.

**Télégraphie sous-marine.**

Traité de télégraphie sous-marine. — Historique. — Composition et fabrication des câbles télégraphiques. — Immersion et réparation des câbles sous-marins. — Essais électriques. — Recherche des défauts. — Transmission des signaux. — Exploitation des lignes sous-marines, par WUNSCHENDORFF, ingénieur des télégraphes. 1 volume grand in-8°, avec 469 gravures dans le texte. . . . . 40 fr.

**Tirage des mines par l'électricité.**

Le tirage des mines par l'électricité, par PAUL-F. CHALON, ingénieur des arts et manufactures. 1 volume in-18 jésus, avec 90 figures dans le texte. Prix, relié. . . . . 7 fr. 50