

**TRAITÉ**  
**DES**  
**MACHINES A VAPEUR**



# TRAITÉ DES MACHINES A VAPEUR

D'APRÈS  
LES ÉTUDES THÉORIQUES ET PRATIQUES LES PLUS RÉCENTES  
OUVRAGE DESTINÉ  
AUX CONSTRUCTEURS ET A L'ENSEIGNEMENT TECHNIQUE

PAR  
**FRANCESCO SINIGAGLIA**

Ingénieur,  
Membre correspondant du Royal Institut d'encouragement de Naples,  
Ancien ingénieur en chef des Établissements Métallurgiques  
d'Ancone.

Traduit de l'italien

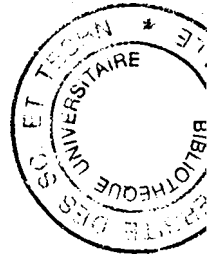
PAR **E. DE BILLY**

Elève Ingénieur au Corps des Mines.

AVEC UNE PRÉFACE

DE **H. LÉAUTÉ**

Membre de l'Institut.



Ouvrage orné de 64 figures dans le texte.

*Consultation sur place*



BIBLIOTHÈQUE	
Cote	621.1
NIV	3
Classe	MAG
Inv.	79980

PARIS

OCTAVE DOIN, ÉDITEUR

8, PLACE DE L'ODÉON, 8

1890





A

M. V. DWELSHAUVERS-DÉRY

SON ANCIEN ÉLÈVE

F. SINIGAGLIA



## PRÉFACE

---

Le *Traité des Machines à vapeur* que M. Sinigaglia, l'ingénieur italien bien connu, a publié récemment à Naples et dont M. E. de Billy, élève-ingénieur des mines, donne aujourd'hui une traduction française<sup>1</sup>, diffère par plus d'un point de ceux qui l'ont précédé; il nous paraît, comme le dit son titre, au courant des dernières recherches théoriques et pratiques, mais il est fait par un ingénieur, pour des ingénieurs; c'est là son caractère fondamental. Il s'appuie sur la Thermodynamique dans les limites où elle peut fournir des indications utiles, des démonstrations précises, et sans s'écarter jamais de l'expérience qui, seule, donne une base solide aux applications pratiques d'une théorie abstraite nécessairement incomplète.

Le livre de M. Sinigaglia prend la machine à vapeur au point où elle en est aujourd'hui; il ne dit rien des inventions successives qui l'ont constituée; il en laisse de côté l'histoire. Cette histoire, en effet, n'est plus à écrire; deux

<sup>1</sup> Cette traduction française est plus complète sur certains points que l'édition italienne; M. Sinigaglia a écrit spécialement pour elle trois chapitres nouveaux, l'un relatif à la détermination du travail d'une machine par les procédés graphiques, l'autre dans lequel il traite des forces d'inertie, le troisième enfin où il étudie les régulateurs à force centrifuge.

ouvrages considérables l'ont faite magistralement; l'un dû au génie d'Arago <sup>1</sup>, mais dont la dernière édition remonte à plus d'un demi-siècle, l'autre dû au plus célèbre mécanicien actuel de l'Amérique, M. Thurston <sup>2</sup>.

Nous indiquerons très brièvement ici ce qu'a été la machine à vapeur, la suite des transformations qu'elle a subies, les perfectionnements successifs qui l'ont amenée à l'état actuel; puis, la considérant à cet état, nous signalerons les principales questions encore pendantes qu'elle soulève. Peut-être cette étude rapide, ce coup d'œil d'ensemble, placés ainsi avant les détails techniques du livre de M. Sinigaglia, le compléteront-ils utilement et présenteront-ils, à ce titre, quelque intérêt.

Les premiers essais d'application mécanique de la force de la vapeur d'eau, ou, du moins, les premiers arrivés jusqu'à nous, sont ceux de Héron, qui, 200 ans environ avant l'ère chrétienne, décrit plusieurs appareils destinés à mettre, par la chaleur, des fluides en mouvement.

Pendant les dix-huit siècles qui suivent, l'humanité ne garde aucune trace des efforts probablement faits dans le même sens et, au commencement du xviii<sup>e</sup> siècle, on en est encore à peu près à l'*éolipyle* de Héron. A ce moment, Salomon de Caus, à Francfort, emploie la force élastique de la vapeur pour élever l'eau et a ainsi la première idée des machines à épuisement.

<sup>1</sup> F. Arago. *Notice historique sur la Machine à vapeur*. -- Annuaire du bureau des longitudes, 1829.

<sup>2</sup> R.-H. Thurston, Director of Sibley College Cornell University, Ithaca (New-York).

*Histoire de la Machine à vapeur*, traduite, revue, annotée, et augmentée d'une introduction par M. J. Hirsch, ingénieur en chef des ponts et chaussées professeur au Conservatoire des Arts et Métiers, 3<sup>e</sup> édition française, 1888.

Il faut arriver ensuite à Hautefeuille, en 1678, pour trouver un progrès notable; il propose une machine à alcool où le liquide « *s'évapore et est condensé tour à tour sans qu'il s'en perde* ». C'est le premier exemple d'un corps parcourant périodiquement un cycle fermé. Deux ans après, Huyghens utilise la force expansive de la poudre à canon dans un moteur où, pour la première fois, figure un cylindre et un piston.

Mais à la fin du xvii<sup>e</sup> siècle des progrès capitaux se réalisent et vers l'année 1700, en Angleterre d'une part, en France de l'autre, les premières machines à vapeur *industrielles* apparaissent.

En Angleterre, Thomas Savery utilise pratiquement pour la première fois des pressions de plusieurs atmosphères; il établit une machine sans cylindre ni piston dans laquelle il emploie l'eau froide pour produire la condensation; la chaudière communique avec deux récipients dont l'un se remplit d'eau, par suite du vide dû à la vapeur condensée, pendant que l'autre se remplit de vapeur; le procédé d'alimentation sous pression est des plus ingénieux et les robinets de jauge, indiquant le niveau de l'eau dans la chaudière, sont imaginés.

Au même moment, Denis Papin en France obtient des résultats plus considérables encore; il réalise le mouvement alternatif d'un piston placé dans un cylindre en injectant de la vapeur dans le cylindre et en condensant cette vapeur par de l'eau froide projetée extérieurement sur les parois; il est ainsi le créateur de la machine à vapeur à piston. En même temps, il fait voir qu'en vases clos la température de l'eau bouillante s'élève avec la pression de la vapeur; il invente la soupape de sûreté, emploie un robinet distributeur à rotation continue, propose un fourneau à flamme

renversée pour rendre la combustion plus complète, imagine une chaudière à carneau central pour augmenter la surface de chauffe et montre que l'on peut se servir des machines pour faire tourner des arbres de couche alors que, jusqu'à lui, on les avait uniquement employées à opérer des épuisements.

Denis Papin a été l'un des plus grands parmi ces inventeurs dont nous avons à rappeler les noms ; c'est lui qui, le premier, a réalisé une machine à feu à double effet et à deux corps de pompe ; c'est lui qui a eu l'idée des machines à haute pression, sans condensation ; c'est lui enfin qui a été le véritable inventeur du bateau à vapeur.

A partir de Denis Papin, la machine à vapeur existe en fait ; mais elle est encore fort loin d'être d'un emploi avantageux ; elle est dangereuse, dépense beaucoup, s'arrête souvent ; Newcomen, profitant à la fois des idées de Papin et de celles de Savery, la rend pratique ; il emploie le condenseur par injection, met une couche d'eau sur le piston afin d'empêcher les fuites, sépare la pompe de la machine et groupe tout l'ensemble, de façon très avantageuse pour l'épuisement des mines, en plaçant à la partie supérieure un balancier relié d'un côté au piston et de l'autre à la tige de pompe.

La machine de Newcomen a un grand succès et, pendant soixante ans environ, est employée sans autre perfectionnement que celui de Potter et de Beighton pour la manœuvre des soupapes et que celui de Beighton pour l'emploi de l'eau de condensation comme eau d'alimentation.

Mais en 1769, Smeaton reprend l'étude de cette machine, en construit un grand nombre, détermine les proportions les plus convenables à donner à leurs éléments, fait de

nombreux essais pour connaître leur rendement, les perfectionne sur divers points et en rend l'emploi tout à fait général.

À ce moment même, les premiers travaux de Watt apparaissent; grâce à lui, les inventions capitales se succèdent sans interruption et la machine à vapeur, telle qu'elle existe encore aujourd'hui, à double effet, à mouvement de rotation, à détente, avec enveloppe, condenseur séparé, volant et régulateur, est créée de toutes pièces.

C'est la machine de Newcomen qui fixe tout d'abord l'attention de Watt; par une longue série d'expériences très précises, il constate qu'elle utilise seulement une très faible portion de la chaleur; il cherche alors, en déterminant toutes les causes de pertes, à les éviter; il reconnaît ainsi que ces pertes doivent être surtout attribuées à l'abaissement de température subi par la vapeur dans le cylindre, que cet abaissement est dû au refroidissement extérieur et à la condensation par l'eau froide; il remédie à la première cause par la chemise de vapeur, il fait disparaître la seconde en séparant le condenseur du cylindre; puis, comme dans ce condenseur il faut enlever l'air, la vapeur condensée et l'eau d'injection, il place une pompe qui les aspire à la fois.

En même temps le grand inventeur ferme le cylindre, ouvert jusqu'alors par le haut et que l'air vient refroidir intérieurement à chaque course; il est alors conduit au double effet et pour pouvoir l'appliquer à sa machine à balancier, il construit le parallélogramme articulé qui transforme un mouvement de rotation en un mouvement sensiblement rectiligne. Préoccupé ensuite de la régularisation du mouvement, il imagine la détente pour diminuer les chocs aux extrémités de la course, et se trouve ainsi

amené à faire une économie de vapeur dont il comprend tout de suite l'importance. Il emploie enfin le régulateur à boules pour faire varier la dépense du fluide moteur proportionnellement au travail effectué.

A côté de ces progrès fondamentaux, chemise de vapeur, condenseur séparé, pompe à air, double effet, parallélogramme articulé, détente, régulateur, Watt accumule les perfectionnements pratiques ; il enveloppe toutes les parties en contact avec la vapeur par des mauvais conducteurs ; il lubrifie le piston par un corps gras ; il fait passer la tige dans une boîte à étoupes ; il place sur la chaudière le tube de niveau et le manomètre ; il construit enfin l'indicateur qui servira désormais à mesurer le travail produit sous le piston.

Dès lors, la machine à vapeur existe telle que nous l'avons encore aujourd'hui ; les contemporains et les successeurs de Watt la perfectionneront comme détails, la rendront plus parfaite comme exécution ; ils ne la modifieront pas dans son essence ; tous les efforts vont converger pour l'appliquer aux grands problèmes qu'offre l'industrie ; le xviii<sup>e</sup> siècle a été le siècle d'invention, le xix<sup>e</sup> est le siècle d'application.

Au point de vue de la locomotion, les machines d'Evans, contemporain de Watt, sont successivement remplacées par les machines à vapeur d'Hancock, par les locomotives de Trevithick et enfin par celles de George Stephenson, l'un des plus grands hommes qu'ait eus la mécanique.

Au point de vue de la navigation, les essais du marquis de Jouffroy pour la propulsion des bateaux sont bientôt suivis de ceux de Fulton, qui réalise un navire à vapeur et fait la première application des nouvelles machines à la



marine de guerre. A la même époque, les Stevens créent toute une flotte.

Les applications de toute sorte se produisent ainsi coup sur coup et Watt peut, lui-même, voir le monde transformé par sa découverte. Au moment où il meurt, en 1819, les chemins de fer de Stephenson transportent des marchandises, tandis que le premier steamer transatlantique vient d'aller d'Amérique en Europe.

Nous ne pouvons songer à suivre ici, dans leur détail, les perfectionnements successifs qui, depuis cette époque jusqu'à aujourd'hui, ont amené la machine à vapeur, la locomotive, la machine marine à leur état actuel. Ces perfectionnements ont été innombrables ; les uns ont été consacrés par l'expérience, d'autres ont été abandonnés, d'autres sont encore en discussion ; tous les organes de la machine depuis les foyers et les chaudières jusqu'aux appareils de distribution, aux cylindres, aux condenseurs, aux régulateurs... ont été modifiés d'une multitude de façons ; nous laisserons de côté toutes ces transformations de dispositifs, si intéressantes qu'elles puissent être, pour signaler uniquement les questions sur lesquelles se porte aujourd'hui l'attention des ingénieurs.

Ces questions, ou, du moins, les principales d'entre elles, lorsque, faisant abstraction des problèmes particuliers, on se place à un point de vue général, sont relatives aux points suivants : hautes pressions, grandes vitesses, détentes successives, chemise de vapeur, surchauffe, compression, vapeurs autres que la vapeur d'eau.

Nous dirons un mot de chacune d'elles.

Les *hautes pressions* présentent ce premier avantage de conduire à des dimensions moindres pour les machines ;

de plus, elles permettent la suppression du condenseur et donnent ainsi une notable simplification.

Leurs inconvénients sont de favoriser les condensations à l'admission et, surtout, d'entraîner, à l'échappement, une perte considérable de chaleur ; on peut, dans certains cas, utiliser cet échappement en lançant la vapeur dans la cheminée et produisant ainsi un tirage forcé ; c'est ce qui a lieu dans les locomotives. Les hautes pressions se généralisent de plus en plus et l'Exposition de 1889 a mis en relief la tendance de l'industrie à en adopter l'emploi.

Les *grandes vitesses* contribuent, comme les hautes pressions, à réduire les dimensions des moteurs ; elles présentent, en outre, de grands avantages pour la régularité du mouvement ; elles correspondent enfin à une notable économie de calorique, en atténuant, comme l'ont montré des expériences récentes, le refroidissement par les parois ; mais elles exigent des matériaux excellents et une exécution très soignée, car les pièces fatiguent beaucoup.

La fixation du *degré de détente* à prendre dans chaque cas peut prêter encore à la discussion ; si l'on s'en remettait à la théorie seule, on admettrait d'une façon absolue les grandes détentees ; la pratique, au contraire, conduit aux détentees modérées ; les condensations à l'admission et le travail de la contre-pression augmentent d'importance relative avec la détente et limitent ainsi le degré d'expansion à adopter.

A ce point de vue, les machines à *détentes successives* depuis les compound à deux cylindres jusqu'aux machines à triple et à quadruple expansion, présentent des avantages. Bien qu'*a priori* ce système semble peu économique, puisque les chutes de pression d'un cylindre à l'autre

éloignent de la réversibilité, il se trouve, qu'en fait, l'influence des parois, dont le rôle est prépondérant au point de vue des pertes de chaleur, est diminuée d'importance et qu'on réalise, en total, un gain notable. Mais s'il paraît certain que la détente par cascades évite des pertes, surtout dans le cas des hautes pressions, elle présente des inconvénients dans les machines à régime variable et l'on est d'ailleurs très loin d'être fixé sur la meilleure manière de réaliser cette détente. Vaut-il mieux deux cylindres ou plus de deux ? Quelles doivent être leurs positions relatives ? Faut-il, comme on l'admet généralement, pratiquer la détente au petit cylindre ? Ce sont là autant de questions qui ne sont pas résolues et il serait même imprudent d'affirmer, d'une façon absolue, pour tous les cas, la supériorité des compound sur les machines simples.

Les *chemises de vapeur* constituent peut-être encore un problème plus obscur, bien qu'il ait été l'objet de nombreux et importants travaux. Le principe lui-même n'est pas en question ; l'enveloppe donne lieu, quand il n'y a pas de surchauffe, à une économie considérable, mais on est loin d'être fixé sur le meilleur dispositif à appliquer. Il semble certain qu'on ne doit pas faire passer préalablement dans l'enveloppe la vapeur des cylindres ; mais faut-il préférer, comme cela paraît probable, l'enveloppe à circulation à l'enveloppe de vapeur stagnante ? Convient-il de placer une chemise sur chaque cylindre ou sur le grand seul ? Quelle doit être la température de la vapeur à l'intérieur de l'enveloppe ? Tous ces points ne sont pas encore complètement fixés et l'on n'a même, sur certains d'entre eux, aucune indication sérieuse.

La *surchauffe*, préconisée par Hirn, à la suite d'études justement célèbres, est certainement l'un des meilleurs

moyens dont on dispose pour améliorer le rendement des machines ; elle agit dans le même sens que la chemise de vapeur, mais produit des économies plus fortes ; malheureusement, elle s'est heurtée à certaines difficultés pratiques et exige de grandes précautions ; il est malaisé d'en régler le degré ; tantôt elle est poussée trop loin, les lubrifiants se brûlent et les surfaces grippent, tantôt elle est trop faible et ne donne aucun résultat. D'autre part, les surchauffeurs sont des appareils gênants et coûteux.

La *compression de la vapeur* à la fin de la course a pour effet de diminuer et même de faire disparaître les pertes de chaleur dues aux espaces morts ; par contre, elle a l'inconvénient de rendre plus faible le travail par coup de piston et de contribuer de la sorte à augmenter les dimensions de la machine. Son utilité est incontestable dans le cas des grandes détentes, mais on ne connaît pas encore le degré de compression qui correspond au meilleur rendement. Quoi qu'il en soit, l'action simultanée de la compression et de la surchauffe est susceptible de donner, peut-être, dans la suite, de bons résultats.

Tandis que l'attention des ingénieurs se porte sur les questions précédemment énumérées, l'ingéniosité des inventeurs s'exerce sur les divers organes de la machine afin d'en améliorer le fonctionnement. Les foyers sont munis de grilles appropriées au combustible, de distributeurs de charbon, leurs formes sont mieux étudiées, la combustion s'y fait dans de meilleures conditions. L'arrivée de l'air est l'objet de recherches intéressantes, le tirage forcé semble appelé à jouer un rôle important. Les chaudières sont modifiées dans le but, soit d'augmenter la surface de chauffe, soit d'assurer la sécurité. Les détendeurs, appliqués depuis quelques années, permettent de

régulariser les hautes pressions et en facilitent ainsi l'emploi. Les distributeurs de vapeur, dont l'importance est de premier ordre pour le fonctionnement économique des machines, reçoivent des perfectionnements ayant pour objet d'équilibrer les organes mobiles, de varier la détente, de fermer et d'ouvrir brusquement les orifices d'introduction et d'évacuation, de diminuer les espaces nuisibles. Les régulateurs sont mieux adoptés aux nouvelles conditions dans lesquelles fonctionnent les moteurs ; on les fait agir de préférence sur la détente et, dans le cas des grandes vitesses, ils sont placés dans le volant même de la machine. Les résistances passives sont l'objet d'expériences prolongées qui montrent combien les lois du frottement dans les machines sont encore peu connues et quels progrès on peut réaliser de ce côté. Enfin, il n'est pas jusqu'aux formes qui ne donnent lieu à des études soutenues, soit pour mieux grouper les organes, soit pour solidariser les points d'appui sur des fondations que l'on peut rendre élastiques afin d'amortir les vibrations.

La machine à vapeur se plie désormais à toutes les exigences et devient une sorte d'outil universel : servomoteur, petit cheval. Le mode d'action de la vapeur lui-même est changé dans certains cas et Giffard crée l'injecteur pour alimenter la chaudière pendant que l'éolipyle de Héron, transformé peu à peu, donne le turbo-moteur que l'on a pu voir fonctionner à la dernière Exposition.

Ainsi toutes les parties de la machine, tous les éléments qui la constituent, se perfectionnent successivement ; les résultats déjà obtenus sont considérables et tandis que la machine de Watt consommait environ 20 kilogrammes de vapeur par cheval et par heure, les machines d'aujourd'hui peuvent n'en dépenser que six ou sept. Et cepen-

dant il est permis de se demander si l'on marchera indéfiniment dans cette voie, si la vapeur d'eau ne sera pas abandonnée, partiellement au moins, et si, dans certains cas, les machines à autres fluides ne constitueront pas l'un des progrès de l'avenir. Les belles expériences de du Trembley sur l'éther et le chloroforme n'ont pas, il est vrai, donné de résultats pratiques ; tous les essais qui ont été faits sur l'ammoniaque, le sulfure de carbone, l'acide sulfureux, la vapeur de pétrole, l'acide carbonique... etc., ont, jusqu'ici, été frappés de stérilité, mais il serait imprudent d'affirmer que des inventeurs plus heureux ne réussiront pas dans cette voie ; les bonnes machines à vapeur d'eau, bien qu'elles soient très perfectionnées, n'ont qu'un très faible rendement calorifique ; on nous permettra d'insister sur ce point.

Lorsqu'on se place à un point de vue purement théorique, lorsqu'on considère une machine *parfaite*, la fraction de la chaleur dépensée qui se transforme en travail est absolument fixe, du moment où les températures extrêmes entre lesquelles fonctionne la machine restent constantes ; quel que soit le moteur, quel que soit le fluide intermédiaire, ce rendement théorique maximum ne varie pas ; c'est là un des points fondamentaux de la Thermodynamique.

Mais si l'on en concluait qu'il ne saurait y avoir intérêt à remplacer l'eau par un autre corps, on commettrait une erreur capitale ; d'une part, en effet, la nature du fluide, si elle n'a pas d'action sur le rendement théorique maximum, en a une sur le cycle obtenu et l'on peut espérer trouver un corps donnant un cycle plus avantageux que ceux réalisés jusqu'à ce jour ; d'autre part, les machines parfaites n'existent pas le rendement théorique maxi-

mum est une pure conception de l'esprit et les qualités du moteur, aussi bien que la nature du fluide, interviennent dans le rendement réel.

Un rapprochement bien souvent fait entre les machines à vapeur et les machines à gaz est intéressant à rappeler ici, bien que ces deux moteurs ne fonctionnent pas entre les mêmes limites de température.

Les machines à vapeur les plus perfectionnées que construit l'industrie actuelle consomment, lorsqu'elles sont dans les meilleures conditions de rendement, 0<sup>k</sup>,900 de charbon par heure et par cheval, soit, à peu près, 7 600 calories; or une machine à gaz ordinaire brûle, dans le même temps et pour le même travail, environ un mètre cube de gaz, correspondant à 5 000 ou 5 500 calories; le rendement thermique de la machine à gaz, si imparfaite encore aujourd'hui, est donc supérieur de près de moitié à celui des meilleures machines à vapeur; le résultat est péremptoire.

Certes d'autres conditions sont à considérer dans la pratique et le rendement thermique n'est pas le seul élément dont il faille tenir compte; l'économie de chaleur est importante, mais l'économie d'argent l'est encore plus et le prix de revient de la calorie est souvent plus intéressant que son bon emploi; la sécurité, elle aussi, est une question fondamentale et qui, dans la plupart des cas, prime toutes les autres; le poids du moteur joue un rôle prépondérant dans certaines applications comme, par exemple, dans les locomotives, les machines marines et les aérostats; en un mot, de nombreuses conditions pratiques viennent, dans chaque problème particulier, fixer les qualités que doit avoir la machine et peuvent contribuer ainsi à la détermination du fluide à adopter.

Pour ces diverses raisons, les machines à vapeurs autres que la vapeur d'eau sont susceptibles d'avoir une réelle utilité, mais, en restant même au point de vue spécial de la bonne utilisation de la chaleur, elles peuvent présenter un haut intérêt; l'infériorité relative de la machine à vapeur sur ce point tient, en effet, surtout à deux causes; d'une part, une forte proportion de la chaleur produite dans le foyer n'arrive pas à la chaudière; d'autre part, les calories reçues par cette chaudière et non abandonnées au condenseur sont transformées partiellement en travail; or le coefficient de transformation ou *coefficient économique* ne dépasse pas 0,30 parce que l'écart des températures extrêmes de la chaudière et du condenseur est relativement faible. Ces deux raisons seules font perdre environ 80 calories sur 100; si l'on tient compte alors de l'imperfection du cycle, c'est-à-dire des condensations, des pertes de chaleur, des étranglements, ... etc., si on y ajoute l'effet des frottements et des résistances passives de toutes sortes, on arrive à s'expliquer comment les machines à vapeur les plus parfaites utilisent une si faible proportion de la chaleur dépensée.

Pour remédier utilement à cette situation, il faut agir sur les deux causes principales que nous venons de signaler; or, c'est précisément ce que font les moteurs à gaz; ils diminuent la perte inutile des calories du foyer, puisque ce dernier agit directement sur le fluide moteur, et ils augmentent le coefficient économique puisqu'il supprime la chute de température entre le foyer et la chaudière. Et c'est à cette double raison qu'est dû leur meilleur rendement thermique.

Les considérations qui précèdent montrent les avantages que présentent les moteurs à gaz au point de vue du bon



emploi de la chaleur ; mais, comme nous l'avons dit, beaucoup d'autres éléments interviennent et l'on aurait tort d'en conclure la supériorité absolue de ces moteurs sur la machine à vapeur. Ce que nous avons voulu établir, c'est que les essais pour remplacer la vapeur par un autre fluide peuvent être utiles et qu'il n'est pas déraisonnable de penser que les machines thermiques telles que les moteurs à gaz, les moteurs à air chaud, les machines à vapeurs autres que la vapeur d'eau et, surtout, les machines à vapeurs combinées, sont susceptibles de constituer l'un des progrès de l'avenir.

En somme, dans l'état actuel, la machine à vapeur d'eau, malgré la perfection incontestable à laquelle elle est parvenue, est fort loin de la machine théorique ; il en est de même, d'ailleurs, de tous les moteurs thermiques et l'on comprend avec quelles réserves il est permis d'appliquer la Thermodynamique à l'étude de ces moteurs.

La Thermodynamique a joué un rôle important pour la machine à vapeur et les travaux de Joule, de Rankine, de Clausius, de W. Thomson, de Hirn, de Zeuner, de Dwelshauvers, ..... en ont éclairé le fonctionnement ; mais on a voulu quelquefois trop obtenir. La Thermodynamique repose, comme toutes les théories, même les mieux assises, sur certaines hypothèses restrictives indispensables pour qu'on puisse aborder les questions ; or, ces hypothèses sont à une telle distance de la réalité, les phénomènes qui se produisent dans un moteur se rapprochent si peu des simplifications faites, qu'à vouloir étendre, sans précautions, les conclusions de la théorie, à la pratique, on serait exposé aux plus graves erreurs. Certes la Thermodynamique a rendu de grands services aux mécaniciens ; elle constitue un moyen d'étude puissant, mais à la condition

de ne l'appliquer aux phénomènes réels qu'*a posteriori*, après l'expérience ; on ne peut songer à se servir uniquement d'elle pour calculer *a priori* les éléments d'une machine et déterminer les phénomènes thermiques qui s'y produiront ; la théorie « générique », ainsi comprise, ne conduit qu'à des conséquences erronées ; il n'existe qu'une seule voie à suivre, expérimenter d'abord et analyser ensuite les résultats des expériences. C'est ce qu'a professé Hirn, le véritable fondateur de ce qu'on peut appeler la théorie « pratique » de la machine à vapeur ; c'est ce qu'ont fait Hallauer dans ses travaux sur la méthode calorimétrique, M. Dvvelshauvers dans les beaux développements qu'il a donnés à la méthode de Hirn ; c'est ce que n'oublie jamais M. Sinigaglia et ce qui rend son livre intéressant, non seulement pour les théoriciens adonnés aux études thermiques, mais pour tous ceux qui construisent ou qui emploient la machine à vapeur.

H. LÉAUTÉ.

---

# LES MACHINES A VAPEUR

---

## DÉFINITIONS ET UNITÉS DE MESURE

---

I. On appelle *vapeur saturée* un gaz dans un état d'équilibre tel que, sous pression constante, une soustraction de chaleur y produit une condensation partielle, sans changement de température.

Le *liquide* qui se transforme en vapeur sous pression constante est aussi dit *saturé*; un accroissement de chaleur y produit une vaporisation.

II. Une vapeur est au contraire dite *surchauffée* lorsqu'on peut lui soustraire une certaine quantité de chaleur sans produire de condensation, et que, sous pression constante, à une perte de chaleur correspond un abaissement de température.

III. De ses expériences, Regnault a déduit les relations suivantes entre la pression  $p$ , exprimée en millimètres de mercure, et la température  $t$ , exprimée en degrés centigrades, pour l'eau.

Entre  $0^\circ$  et  $100^\circ$ , on a la formule :

$$\log p = a - bt + ct^2, \quad (1)$$

où l'on a :

$$\begin{aligned} a &= 4,7393707 \\ \log bm^t &= 0,6117408 - 0,003274463t \\ \log cn^t &= -1,8680093 + 0,006864993t; \end{aligned}$$

et entre 100° et 200° :

$$\log p = a - bm^t - cn^t, \quad (2)$$

où l'on a :

$$\begin{aligned} a &= 6,2640348 \\ \log bm^t &= 0,6593123 - 0,001656138t \\ \log cn^t &= 0,0207601 - 0,003950708t; \end{aligned}$$

ou bien, entre — 33° et 232° :

$$\log p = a - bLm^r - cn^r, \quad (3)$$

où l'on a :

$$\begin{aligned} a &= 6,2640348 \\ \log bm^r &= 0,1397743 - 0,003950708(t + 20) \\ \log cn^r &= 0,6924351 - 0,001656138(t + 20). \end{aligned}$$

Le symbole *log* signifie : logarithme ordinaire.

IV. L'*unité de chaleur*, ou *calorie*, est la quantité de chaleur nécessaire pour élever la température d'un kilogramme d'eau de 0° à 1°, ou bien approximativement pour élever d'un degré la température d'un kilogramme d'eau.

V. L'*équivalent mécanique de la chaleur*, c'est-à-dire le travail fourni par une calorie, est  $E = 425$  kilogrammètres. L'*équivalent calorifique du travail* est l'inverse de cette quantité, soit  $A = \frac{1}{E} = \frac{1}{425}$ .

VI. La *chaleur spécifique*, ou *capacité calorifique d'un corps*, est le nombre de calories nécessaire pour élever la température d'un kilogramme de ce corps de 0° à 1°; ou bien approximativement, pour la plupart des corps, et en particulier pour l'eau, où la quantité de chaleur est sensiblement proportion-

nelle à l'accroissement de température, pour élever d'un degré centigrade un kilogramme de ce corps.

VII. Pour l'eau, la chaleur spécifique  $c$  à  $t^\circ$  est, suivant Regnault, exprimée par la formule :

$$c = 1 + 0,00004t + 0,0000009t^2. \quad (4)$$

On voit que la *calorie* est la chaleur spécifique de l'eau à  $0^\circ$ .

VIII. La *chaleur spécifique moyenne*  $c_m$ , entre deux températures  $t_0$  et  $t_1$  s'obtient, pour l'eau, de la façon suivante :

Pour élever un kilogramme d'eau de  $t_0$  à  $t_1$  il faut un nombre  $\Delta$  de calories exprimé par la formule :

$$\Delta = \int_{t_0}^{t_1} c dt = \int_{t_0}^{t_1} (1 + 0,00004t + 0,0000009t^2) dt;$$

et en intégrant :

$$\Delta = t_1 - t_0 + 0,00002 (t_1^2 - t_0^2) + 0,0000003 (t_1^3 - t_0^3).$$

La chaleur spécifique moyenne sera :

$$c_m = \frac{\Delta}{t_1 - t_0} = 1 + 0,00002 (t_1 + t_0) + 0,0000003 (t_1^2 + t_1 t_0 + t_0^2). \quad (5)$$

IX. La *chaleur latente de vaporisation*, ou plus simplement *chaleur de vaporisation*, est le nombre de calories cédé à un kilogramme de liquide pendant qu'il se transforme en vapeur sous pression constante, c'est-à-dire sans que la température varie pendant le changement d'état.

X. Le nombre de calories nécessaire pour élever un kilogramme de liquide de  $0^\circ$  à  $t^\circ$  et pour le transformer en vapeur à la pression correspondant à cette température, c'est-à-dire en d'autres termes pour avoir de la *vapeur saturée* à  $t^\circ$ , se nomme *chaleur totale de vaporisation*, et se représente par la lettre  $\lambda$ .

Regnault a trouvé approximativement pour l'eau :

$$\lambda = 606,5 + 0,305t. \quad (6)$$

Cette quantité représente aussi la chaleur que la vapeur abandonnerait en se transformant en eau à 0°.

XI. Cette chaleur totale  $\lambda$  se compose de la *chaleur du liquide*,  $q$ , nécessaire pour élever la température du liquide de 0° à la température d'ébullition  $t^\circ$ , c'est-à-dire en d'autres termes de la chaleur à fournir jusqu'au moment où la vapeur commence à se produire, et de la *chaleur de vaporisation*  $r$ , qui est employée à effectuer la transformation du kilogramme de liquide à la température de  $t^\circ$  en vapeur saturée à la même température.

On a donc la formule :

$$\lambda = q + r, \quad (7)$$

où, d'après Regnault ;

$$q = t + 0,00002t^2 + 0,0000003t^3; \quad (8)$$

et on en déduit :

$$r = \lambda - q = 606,5 - 0,695t - 0,00002t^2 - 0,0000003t^3. \quad (9)$$

Une formule plus simple est celle de Clausius :

$$r = 607 - 0,708t. \quad (10)$$

XII. A son tour, la chaleur de vaporisation  $r$  se compose de deux parties : la *chaleur latente interne*  $\rho$  qui effectue le travail de désagrégation des molécules, et la *chaleur de détente*, employée à produire le travail externe qui correspond au changement de volume.

On a donc :

$$r = \rho + APu, \quad (11)$$

où P est la pression de la vapeur en kilogrammes par mètre carré, et, pour l'eau,  $u = v - 0,001$ . C'est en effet la différence entre le volume spécifique  $v$  de la vapeur saturée et sèche et le volume spécifique de l'eau à la même pression ; et dans la pratique on peut considérer ce volume spécifique comme constant, et égal à 0,001.

Pour l'eau, toujours, Zeuner donne la formule :

$$\rho = 573,40 - 0,791t. \quad (12)$$

XIII. De la formule (11) on déduit, pour une tension quelconque de la vapeur :

$$u = \frac{r - \rho}{AP}; \quad (13)$$

et par conséquent le volume spécifique de la vapeur, c'est-à-dire le volume d'un kilogramme de *vapeur saturée* est donné par la formule :

$$v = u + 0,001.$$

Soit  $\gamma$  le poids en kilogrammes d'un mètre cube de vapeur saturée à la pression P ; nous aurons :

$$\gamma = \frac{1}{u + 0,001}. \quad (14)$$

Zeuner a donné une formule simple pour calculer le poids spécifique de la vapeur d'eau :

$$\gamma = 0,6061 p^{0,3983}, \quad (15)$$

où  $p$  est la pression de la vapeur en atmosphères.

XIV. Si l'eau, au lieu d'être prise à zéro, avait été prise à  $+ t_0^\circ$ , la chaleur totale  $\lambda_0$  nécessaire pour transformer un kilogramme de cette eau en vapeur saturée à  $t^\circ$  est donnée par la formule suivante, où  $c$  représente la chaleur spécifique de l'eau :

$$\begin{aligned} \lambda_0 &= \lambda - c t_0 = \lambda - \eta_0 \\ &= 606,5 + 0,303 t - (t_0 + 0,90002 t_0^2 + 0,0000003 t_0^3). \end{aligned} \quad (16)$$

Ce nombre  $\lambda_0$  représente aussi la quantité de chaleur qui serait abandonnée par la vapeur en se transformant en eau à  $t_0^\circ$ .

XV. Si l'on a un kilogramme de mélange, à la température  $t^\circ$ , de *vapeur saturée* et *d'eau entraînée mécaniquement*, et si l'on désigne par  $x$  le poids de vapeur saturée, et par consé-

quent par  $(1 - x)$  le poids de l'eau, la chaleur totale  $\lambda_1$  employée dans la vaporisation sera donnée par la formule :

$$\lambda_1 = x\lambda + (1 - x)q = x(\lambda - q) + q = xr + q. \quad (17)$$

Mais  $q$  est égal au produit  $c \times t$  de la chaleur spécifique par la température; et comme pour l'eau cette chaleur spécifique a une valeur sensiblement égale à l'unité, on a :

$$\lambda_1 = x\lambda + (1 - x)t = xr + t. \quad (18)$$

XVI. La transformation d'un kilogramme d'eau prise à  $t_1^\circ$  en vapeur surchauffée à  $\theta^\circ$  sous une pression correspondant à la température de saturation  $t^\circ$ , exige une quantité de chaleur exprimée par la formule :

$$\lambda_2 = \lambda - q_1 + c_v(0 - t) = 606,5 + 0,305t + c_v(0 - t) - (t_1 + 0,00002t_1^2 - 0,0000003t_1^3), \quad (19)$$

où  $c_v$  est la *chaleur spécifique de la vapeur d'eau* sous pression constante.

Pour les machines à vapeur, où la pression est bien supérieure à une atmosphère, on peut admettre la valeur  $c_v = 0,50$ ; tandis qu'aux environs d'une atmosphère on aurait  $c_v = 0,4805$ .

Supposons l'eau prise à  $0^\circ$ . La formule devient :

$$\lambda_2 = \lambda + c_v(0 - t). \quad (20)$$

XVII. *Chaleur interne, ou énergie interne U d'un mélange* de liquide et de vapeur; en d'autres termes : chaleur interne d'un poids de *vapeur saturée et humide* à  $t^\circ$ .

Soit  $M$  le poids du mélange,  $m$  celui de la vapeur,  $x = \frac{m}{M}$  le titre du mélange, c'est-à-dire le poids de vapeur saturée par kilogramme de mélange. Le poids de vapeur sera  $m = xM$ , et le poids de liquide sera  $M - m = M(1 - x)$ .

Nous supposons que l'eau a été prise à  $0^\circ$ . L'excès de la chaleur contenue dans le *liquide* à  $t^\circ$  sur la chaleur qu'il renfermait à  $0^\circ$  est égal à

$$qM(1 - x),$$



et la quantité de chaleur renfermée dans la *vapeur*, c'est-à-dire la *chaleur disponible* à  $t^\circ$  est égale à

$$xM (q + \rho),$$

$q + \rho$  étant l'excès de la chaleur contenue dans l'unité de poids de vapeur saturée à  $t^\circ$  sur la chaleur contenue dans le même poids de liquide à zéro.

Donc la différence entre les *quantités de chaleur totale* contenues dans le mélange à  $t^\circ$  et dans le liquide à  $0^\circ$ ; en d'autres termes, l'*énergie* ou *chaleur interne* est donnée par la formule :

$$U = qM (1 - x) + xM (q + \rho), \quad (21)$$

ou bien :

$$U = M (q + x\rho) = Mq + m\rho. \quad (22)$$

XVIII. Pour les *vapeurs surchauffées*, la *chaleur interne* se calcule par la formule de Zeuner :

$$U = \alpha + \beta pv, \quad (23)$$

où :

$$\begin{aligned} \alpha &= 476,11 \text{ par kilogramme} \\ \beta &= 0,007059 \quad \text{---} \end{aligned}$$

Dans la détermination de ce dernier coefficient, on admet la valeur :

$$E = 423 \text{ kilogrammètres.}$$

XIX. *Unité de consommation de vapeur pour la comparaison des moteurs.* La vapeur qui pénètre dans le cylindre d'une machine peut être saturée ou surchauffée. Dans le premier cas, elle peut être sèche, ou bien, comme cela se produit en général, contenir de l'eau entraînée mécaniquement. La consommation *réelle*, c'est-à-dire le poids consommé, et employé aux transformations de la vapeur à l'intérieur du cylindre, ne peut donc pas servir de terme de comparaison industriel entre les machines. Et il est nécessaire, comme le fait Hallauer, de recourir à une *unité conventionnelle*. Il en a choisi une qui

fût indépendante de la température de l'eau d'alimentation, car celle-ci varie de 3° à 40° ; et il porte en dépense le nombre total de calories du mélange d'eau et de vapeur en excès sur la chaleur contenue dans un même poids d'eau à 0°.

Soit  $Q$  le nombre de calories fourni à la machine par coup de piston ;  $\lambda$  la chaleur totale de vaporisation nécessaire pour transformer en vapeur saturée et sèche, à la température  $t^\circ$  de la chaudière, 1 kilogramme d'eau prise à 0°. Alors l'expression

$$P = \frac{Q}{\lambda} \quad (24)$$

représentera un poids fictif ou conventionnel de *vapeur saturée et sèche par course* qui, pour être produite à la température  $t$  de la chaudière avec de l'eau prise à 0°, exigerait les  $Q$  calories dépensées.  $\lambda$ , nous le savons, varie avec la pression ; mais entre les limites de l'application ce nombre varie peu, et ce n'est pas la peine d'en tenir compte.

En somme, tous les moteurs, qu'ils soient à vapeur saturée, avec ou sans enveloppe de Watt, ou à vapeur surchauffée, sont ramenés à une même unité de comparaison.

XX. *Consommation de vapeur saturée et sèche par cheval absolu.* Le travail en chevaux absolus se calcule au moyen des diagrammes fournis par l'indicateur de Watt, en supposant le vide parfait derrière le piston. La consommation par cheval absolu et par heure fournit la valeur *intrinsèque* du travail de la vapeur dans les diverses machines, qui peuvent ainsi être comparées au point de vue de l'utilisation de la chaleur apportée dans le cylindre par la vapeur, puisqu'on fait abstraction de la contre-pression, élément perturbateur qui varie avec la disposition et le mode de construction de la machine.

XXI. *Consommation de vapeur par cheval indiqué et par heure.* La mesure des diagrammes fournis par l'indicateur de Watt permet d'évaluer en chevaux indiqués le travail de la machine, par course et par heure. Mais ici on tient compte du travail négatif de la contre-pression, qui varie dans une même machine lorsque la force elle-même varie.

XXII. *Consommation de vapeur par cheval effectif et par heure.* On mesure le travail effectif au frein de Prony. La consommation, ainsi établie, tient compte du travail des frottements, et donne par conséquent la valeur *industrielle* plus ou moins économique de la machine.

XXIII. *Rendement absolu d'une machine.* Soit  $Q$  le nombre de calories dépensé par coup de piston, et soit  $l_a$  le travail absolu correspondant, exprimé en kilogrammètres. La machine aura fourni  $\frac{l_a}{Q}$  kilogrammètres par calorie, et son rendement absolu sera :

$$\eta_a = \frac{l_a}{EQ} = \frac{1}{423} \frac{l_a}{Q}. \quad (25)$$

XXIV. *Rendement indiqué.* Soit  $l_i$  le travail indiqué, exprimé en kilogrammètres, par coup de piston. Une calorie aura produit  $\frac{l_i}{Q}$  kilogrammètres; et le rendement indiqué sera :

$$\eta_i = \frac{l_i}{EQ} = \frac{1}{423} \frac{l_i}{Q}. \quad (26)$$

XXV. *Rendement effectif.* De même, si  $l_e$  est le travail effectif, on aura :

$$\eta_e = \frac{l_e}{EQ} = \frac{1}{423} \frac{l_e}{Q}. \quad (27)$$

XXVI. Le *travail maximum* qu'une machine peut théoriquement fournir s'exprime par la formule suivante, où  $Q$  représente la quantité de chaleur disponible par coup de piston, et  $T_0 - T_1$  la différence entre les températures absolues extrêmes :

$$l_m = EQ \frac{T_0 - T_1}{T_0}. \quad (28)$$

XXVII. Le *rendement thermique*, ou *générique*, qui caractérise la *nature* même de la machine, car il varie avec le corps sur lequel agit la chaleur : eau, éther, etc., est donné par la formule suivante :

$$\eta_g = \frac{l_i}{l_m}. \quad (29)$$

XXVIII. Le *rendement pratique* est donné par la formule :

$$\eta_2 = \frac{l_e}{l_m}. \quad (30)$$

XXIX. On nomme ordinairement *rendement* dans une machine le rapport du travail *effectif* au travail *indiqué*, à savoir :

$$\eta_1 = \frac{l_e}{l_i}. \quad (31)$$

# PREMIÈRE PARTIE

## THÉORIE PRATIQUE OU EXPÉRIMENTALE DE LA MACHINE A VAPEUR

---

### CHAPITRE PREMIER

*Généralités.* — Théorie pratique et théorie générique des machines à vapeur. — Influence des parois du cylindre. — Machines à vapeur saturée et à vapeur surchauffée. — Expériences de l'Ecole alsacienne. — Machines Woolf, Compound, et à triple expansion.

**Généralités.** — 1. Nous nous proposons dans cette première partie de présenter aux ingénieurs et aux constructeurs-mécaniciens une série de considérations et de faits qui puissent les guider dans la construction rationnelle des machines à vapeur au point de vue économique, c'est-à-dire sous le rapport de la consommation de vapeur. Malheureusement, le problème est d'une nature si complexe qu'il n'est pas possible d'établir d'une manière théorique, et à priori, la valeur numérique de ses éléments fondamentaux. — Disons-le dès l'abord : — l'étude expérimentale seule permet, après la construction d'une machine, de se rendre un compte exact de sa valeur, par la mesure de la chaleur totale fournie à l'eau avant son admission dans le cylindre à l'état de vapeur, de la chaleur totale de la vapeur à l'échappement, et du travail extérieur développé. L'analyse expérimentale d'une machine n'est certes pas chose

facile : les expériences sont délicates et coûteuses, et il faut des opérateurs doués d'une habileté et d'une perspicacité rares pour découvrir les causes de tel ou tel phénomène, de telle ou telle perturbation.

**Théorie pratique et théorie générique.** — 2. La *théorie pratique* ou *expérimentale* de la machine à vapeur, ou, si on veut, la *méthode calorimétrique* appliquée à cette étude, repose sur l'examen même du moteur, et non sur des hypothèses concordant mal avec les faits. On comprend aisément que l'analyse d'une machine ne puisse se faire qu'expérimentalement, car il faut dans cette étude tenir compte des modifications dérivant de la perméabilité du métal à la chaleur, et de l'ensemble des phénomènes dans leur complexité, tandis que dans la théorie générique d'un moteur il est absolument indispensable de procéder à une étude spéciale, pour ainsi dire, de chaque phénomène, indépendamment des autres. Nous verrons les importantes questions pratiques que l'analyse expérimentale a permis d'étudier, le nombre d'opinions erronées qu'elle a détruites. C'est elle qui résoudra, par l'étude patiente des faits, toutes les discussions et les controverses actuellement pendantes.

Voici avec quelle simplicité M. le professeur Dwelshauvers-Dery résume en quelques mots la théorie de Hirn :

*Entre deux positions quelconques du piston, la quantité de chaleur qui a fait le travail extérieur et celle qui a été échangée entre le métal et la vapeur forment une somme égale à la différence entre les chaleurs internes de la vapeur dans ces positions, augmentée, s'il y a lieu, de la chaleur qu'on aurait introduite avec de la vapeur nouvelle, ou diminuée de celle qui serait sortie du cylindre, emportée avec une portion de la vapeur <sup>1</sup>.*

La *théorie générique*, pour nous servir de l'expression de Hirn, qui admet une loi de détente constante dans tous les cas, et qui néglige les échanges de chaleur entre le métal et la vapeur, fournit pour le travail et la consommation de va-

<sup>1</sup> Dwelshauvers-Dery. *Exposé de la Théorie Expérimentale de Hirn*, § 2.

peur des résultats approximatifs qui souvent s'éloignent beaucoup de la vérité. Cette méthode peut néanmoins fournir des indications précieuses, et conduire à la découverte de faits réels. Mais seule l'expérience sanctionne, corrige, et détermine l'avantage ou l'inconvénient d'une modification quelconque ; et nous pouvons dire qu'elle est le frein, le correctif de la théorie générique. Et, de fait, des changements qui à première vue semblent insignifiants modifient sensiblement l'économie de la marche d'une machine : c'est ainsi que l'agrandissement des lumières d'échappement, l'augmentation de l'avance à l'échappement ont produit dans une machine une économie de 9 p. 100 sur la consommation de vapeur.

3. On sait qu'après avoir admis pour loi de détente de la vapeur l'*hypothèse* de la loi de Mariotte, on en est venu à faire une autre *hypothèse*, celle de la détente *adiabatique*, qui consiste à admettre que, la vapeur étant homogène, entre le métal et le fluide en contact, il ne se fait aucun échange de chaleur malgré leur différence de température. Très probablement, la vapeur à la fin de l'admission ne sera pas homogène ; pourtant nous pouvons admettre qu'elle le soit, ne sachant pas à quelle *hypothèse* recourir sans tomber absolument dans l'arbitraire ; mais il est impossible d'admettre que l'échange de chaleur soit nul.

**Expériences de l'Ecole alsacienne.** — 4. Pour expérimenter une machine, il est nécessaire de la faire fonctionner pendant un ou plusieurs jours sous un régime de pression et de détente déterminé, avec un travail quelconque, mais *constant*. On mesure la quantité d'eau d'alimentation de la chaudière pendant une journée, par exemple, en prenant bien garde que le niveau demeure invariable — ou du moins qu'il soit le même au début et à la fin de l'expérience, et, divisant cette quantité par le nombre de coups du piston moteur, on aura la consommation d'eau par coup de piston. Il faut ensuite mesurer la quantité d'eau entraînée mécaniquement par la vapeur dans le cylindre, la quantité d'eau de condensation, ses températures

à l'entrée et à la sortie du condenseur, les pressions de la vapeur, et le travail indiqué.

Quand c'est possible, et quand la force de la machine ne dépasse pas une certaine limite, 100 chevaux par exemple — car au delà de cette limite l'opération serait dangereuse — on mesure à intervalles fréquents — d'heure en heure, et même plus souvent — le travail effectif au frein de Prony, en ayant soin, bien entendu, qu'à chaque mesure la machine se retrouve dans les mêmes conditions. Si l'on ne peut se servir du frein, il faut mesurer au moyen de l'indicateur le travail de la machine à vide, de façon à calculer ainsi le travail des frottements quand la machine travaille sans charge utile.

5. Dans une série d'expériences, aujourd'hui connues de tout le monde, Hirn a mis en lumière l'action thermique des parois métalliques du cylindre, et il a déterminé numériquement l'erreur qui se commet dans les divers cas lorsqu'on évalue le travail et la consommation de vapeur dans l'hypothèse de l'imperméabilité des parois à la chaleur.

Toutes les idées que nous avons sur les machines à vapeur procèdent de la thermodynamique ; aussi Hirn a-t-il pu dire que sans cette science toute théorie expérimentale est impossible. Mais nous devons observer que si cette science nous est indispensable pour nous guider dans l'analyse d'une machine déjà construite, elle ne peut nous servir dans l'étude à priori de cette machine, puisque nous ignorons les conditions thermiques du fonctionnement de la vapeur.

La quantité d'eau entraînée mécaniquement, qui varie de chaudière à chaudière, et dans une même chaudière d'un instant à l'autre, la chute de pression entre la chaudière et le cylindre, qui dépend aussi des dimensions des lumières d'admission, les échanges de chaleur entre métal et vapeur, etc., ne sont pas des quantités déterminables par la théorie pure. Le travail indiqué est une quantité essentiellement expérimentale, qui ne peut se déterminer que par l'indicateur de pression. Mais une fois le *diagramme* obtenu, la physique et la thermodynamique nous permettent de déterminer les poids de vapeur,



les températures, les pressions, la chaleur cédée aux parois, ou celle qui leur a été enlevée.

Mais il ne suffisait pas d'établir que les résultats pratiques sont tout différents de ceux que fournit la théorie *générique*; il fallait encore mesurer la grandeur des erreurs commises pour en déduire leur importance industrielle. C'est ce qu'a fait Hirn, aidé de deux expérimentateurs d'une habileté peu commune, Leloutre, et le regretté Hallauer, qui fut l'interprète le plus fidèle de la pensée du maître. Grâce à eux, il est maintenant établi que les parois, dont l'action varie avec la construction de la machine, avec l'état de la vapeur, saturée ou surchauffée, avec l'emploi de l'enveloppe de vapeur et du condenseur, ont une influence capitale sur le rendement en travail et sur les transformations thermiques.

**Objections de Zeuner.** — 6. Les expériences de l'École alsacienne furent récemment l'objet d'une critique approfondie de la part de Zeuner, qui s'attaqua surtout aux résultats relatifs à l'action des parois du cylindre. Les objections de Zeuner furent réfutées par Hirn et Hallauer.

La première objection de Zeuner a trait à une hypothèse de Hirn qui, dans ses expériences, avait supposé implicitement la pression de la chaudière égale à celle qui règne dans le cylindre pendant l'admission, négligeant ainsi l'étranglement de la veine fluide à l'entrée du cylindre. Hirn reconnaît la justesse de cette critique, mais il démontre par des exemples que ses calculs sont d'une approximation plus que suffisante pour l'évaluation de la *chaleur* cédée aux parois, si on suppose nul, comme il le fait, le poids de l'eau dans l'espace nuisible.

Zeuner n'admet pas non plus la méthode de calcul souvent employée par les Alsaciens, qui consiste à négliger absolument, à considérer comme nul le poids de vapeur renfermé dans les espaces nuisibles. Ici on pourrait observer que dans les machines à condensation et sans compression ce poids est faible, à cause de la faible pression de la vapeur, et que dans la suite on peut en tenir compte, en supposant que sa densité reste constante. Mais il n'en est certainement pas de même

s'il y a compression, car il se produit alors des phénomènes qui sont loin d'être négligeables.

Mais le point principal de la critique de Zeuner, c'est qu'il repousse également la seconde *hypothèse* de Hirn. Lorsqu'il veut tenir compte de la vapeur qui demeure derrière le piston au début de la compression, c'est-à-dire à la fin de l'échappement, *Hirn la considère comme saturée et sèche*. D'après Zeuner, les phénomènes thermiques que les Alsaciens attribuent exclusivement à l'action des parois seraient dus en partie seulement à ces parois, et, dans une proportion bien plus considérable à une certaine quantité d'eau qui se trouverait toujours dans le cylindre, de sorte que jamais la vapeur ne serait saturée et sèche, et que l'*hypothèse* de Hirn serait inadmissible. Mais Hirn nie absolument qu'il puisse exister de l'eau en permanence derrière le piston lorsqu'on emploie de la vapeur surchauffée, ou lorsque le cylindre est entouré d'une enveloppe de vapeur ; il admet qu'il peut en subsister dans une machine à vapeur saturée et sans enveloppe ; mais il montre que cette quantité est toujours très petite et qu'elle dérive encore de l'action des parois. Hallauer à son tour a justifié, par de nouveaux calculs, l'*hypothèse* en question. Il a repris les analyses des expériences de 1873 et de 1875, en supposant : 1° que la compression est négligeable, et que le poids de vapeur et d'eau derrière le piston est *nul* ; 2° que la vapeur qui se comprime dans le cylindre n'est pas en quantité négligeable, mais qu'elle est *saturée et sèche* ; 3° que la vapeur qui se comprime n'est pas négligeable, mais qu'elle contient un poids d'eau déterminé.

De ses calculs, il déduit que les différences entre les résultats où conduisent les trois hypothèses sont de l'ordre des erreurs d'expérience.

Hirn s'appuie sur de nombreux exemples empruntés à la physique pour prouver que l'on ne peut se fonder sur la vitesse du piston pour refuser d'admettre que les phénomènes thermiques soient dus au seul effet des parois. Des expériences exécutées au Creusot concordent avec ces faits, et tendent à confirmer la justesse des hypothèses de Hirn. Nous nous y

tiendrons donc dans la suite de cette discussion, d'autant que la théorie serait loin d'être plus avancée dans l'hypothèse de Zeuner, puisque l'on n'a aucun moyen pour déterminer la proportion d'eau qui resterait dans le cylindre. Au point de vue pratique, la discussion des deux hypothèses est pourtant d'une certaine importance, car si l'on admettait la présence d'une certaine proportion d'eau dans le cylindre, les constructeurs devraient se préoccuper des moyens de l'éliminer.

Nous concluons donc que dans l'état *actuel* de nos connaissances, pour appliquer la *théorie pratique* à la machine à vapeur, il faut nécessairement faire une *hypothèse* sur l'état du fluide qui reste emprisonné derrière le piston à la fin de l'échappement. Celle de Hirn est la plus simple et, de plus, elle semble justifiée par les faits expérimentaux.

**Résultats des expériences de Hirn.** — 7. Revenons à la détermination des erreurs qu'on peut commettre en négligeant l'action calorifique des parois.

Dans sa classique *Théorie mécanique de la chaleur*, Hirn rappelle d'abord les expériences qu'il avait faites il y a trente ans environ, et d'où il résulte que, pendant l'admission, il se condense jusqu'à 40 p. 100 de la vapeur dépensée; puis il passe à l'étude de deux machines expérimentées plus récemment avec le soin le plus minutieux : c'étaient des machines fonctionnant avec de la vapeur saturée, sans chemise de vapeur. Dans l'une, la condensation durant, l'admission atteignait 60 p. 100; dans l'autre, qui était de dimensions plus grandes, elle était de 30 p. 100. Par une méthode ingénieuse, que nous ferons connaître dans la suite, Hirn a pu *contrôler* dans les machines à un seul cylindre la mesure du travail de détente, qui se déterminait directement au moyen de l'indicateur de Watt; et il a établi qu'on ne peut attribuer à des fuites à travers le piston des effets qui en réalité sont dus aux condensations sur les parois métalliques.

Il fait voir ensuite que la chaleur cédée aux parois par la vapeur condensée pendant l'admission est loin d'être complètement employée à réchauffer le mélange pendant la détente,

mais qu'une forte proportion de cette chaleur est absolument perdue, et qu'elle est emportée au dehors pendant l'échappement. Ainsi dans la première machine, sur la chaleur totale disponible dans la chaudière, une proportion de 25 p. 100 seulement est employée au travail de détente, tandis qu'une proportion de 27 p. 100 est complètement perdue au condenseur ; dans la seconde, sur 57,73 calories cédées aux parois par la vapeur durant l'admission, 17,59 calories sont employées à accroître le travail de détente ; une calorie, ou un peu plus, est perdue par le refroidissement extérieur du cylindre, et les 39 calories restantes sont perdues.

De ces faits remarquables, et d'autres du même genre, Hirn concluait qu'une théorie à priori de la machine à vapeur, qui néglige l'action des parois, peut conduire à des erreurs de 30 à 60 p. 100 sur la consommation de vapeur, et qu'au point de vue de l'utilisation de la chaleur disponible les erreurs sont encore plus fortes, parce qu'on néglige la chaleur emportée au condenseur.

Dans les machines à vapeur saturée à un seul cylindre, muni de la chemise de Watt, il y a aussi des condensations pendant l'admission, mais elles sont plus faibles. Une machine de ce type, comparée au premier des exemples précédents, a donné une perte de 46 p. 100 sur la vapeur dépensée au lieu de 60 p. 100 ; la pression à la fin de la détente était augmentée de 37 p. 100 ; le poids de vapeur au même moment était également augmenté de 37 p. 100, et la perte pendant l'échappement était réduite à 5 p. 100, tandis qu'elle était de 27 p. 100 tout à l'heure.

8. Dans les machines Woolf à vapeur saturée munies d'enveloppes de vapeur, les parois n'ont plus la même action que dans les machines à un cylindre et les phénomènes thermiques sont différents. Une machine Woolf, qui fonctionnait, tantôt avec et tantôt sans enveloppe, toutes les autres conditions étant identiques, rendait 6 080 kilogrammètres dans le premier cas, et seulement 3 683 dans le second : et dans les deux cas le travail était le même pendant l'admission, c'est-à-dire pendant la course du petit piston.

Il faut observer que dans la machine à un cylindre la condensation est bien moins énergique à l'intérieur de l'enveloppe qu'à l'intérieur du cylindre pendant l'admission ; dans la machine Woolf c'est le contraire qui a lieu : et ceci se comprend quand on songe à la grande surface de l'enveloppe dans le cylindre à basse pression, et à la différence de température qui existe entre l'enveloppe et l'intérieur du cylindre durant l'admission et la détente. L'action de l'enveloppe, dans ce cylindre, est favorisée par ces circonstances spéciales, et la proportion d'eau qui s'y condense augmente naturellement.

Le calcul montre aussi que dans la machine Woolf munie de l'enveloppe le poids de vapeur est *plus grand* à la fin de la détente qu'au début, et que par conséquent la chaleur des parois a vaporisé une partie de l'eau du mélange. La perte au condenseur n'était que de 4 calories, et l'eau condensée dans l'enveloppe de vapeur avait cédé 18,04 calories, tandis que celle qui s'était condensée à l'intérieur du cylindre pendant l'admission avait à peine cédé aux parois 2,68 calories.

Mais si l'enveloppe ne fonctionne pas, le poids de vapeur est *plus faible* à la fin de la détente qu'au début, et la diminution est même sensible : les parois du grand cylindre *absorbent* de la chaleur, qui se perd au condenseur pendant l'échappement. Et cette perte, dans le cas que nous considérons, où la vapeur ne circule pas dans l'enveloppe, s'élève à 32,97 calories. Cette courte digression suffit à montrer l'importance du rôle de l'enveloppe. Nous reviendrons plus tard sur ce point capital.

9. Dans une machine à vapeur à un cylindre et sans chemise de Watt, mais où on admettait de la vapeur *surchauffée*, Hirn a trouvé qu'à la fin de l'admission la vapeur n'était pas seulement ramenée à l'état de saturation, mais qu'on y vérifiait une condensation de 6,5 p. 100.

Nous reviendrons plus tard sur l'emploi de la vapeur surchauffée ; nous verrons qu'elle donne une économie de consommation, et que la proportion de chaleur perdue au condenseur est bien amoindrie. Dans la machine en question, cette perte était diminuée de 62 p. 100.

Pour conclure, nous dirons que les constructeurs doivent faire tendre tous leurs efforts à rechercher les moyens capables d'augmenter le travail de détente, et de diminuer la perte au condenseur, c'est-à-dire de rendre minimum le rapport  $\frac{R_d}{L_d}$ , si nous désignons par  $L_d$  le travail de détente, exprimé en calories, et par  $R_d$  la quantité de chaleur qui se perd à l'échappement.

Et de fait, dans les machines bien conditionnées, ce rapport est actuellement assez faible.

**Rendement des machines à vapeur.** — 10. Voyons maintenant quel est le *rendement effectif maximum* d'une machine rationnellement construite. Une bonne machine consomme par cheval et par heure 8 kilogrammes de vapeur, et la dépense correspondante, en bon charbon de terre, est d'environ 1 kilogramme. Or ces 8 kilogrammes de vapeur renferment environ 5 000 calories, et comme un cheval-heure équivaut à  $75 \times 60 \times 60 = 270\ 000$  kilogrammètres, le travail correspondant à une calorie est de :

$$\frac{270\ 000}{5\ 000} = 54 \text{ kilogrammètres.}$$

Et le rendement effectif sera :

$$\frac{54}{425} = 12,7 \text{ p. 100.}$$

Tel est le *rendement pratique maximum*, que Hirn a déduit d'une série d'expériences qui ont duré plusieurs semaines.

Si l'on expérimente une machine comme le font les personnes intéressées à la faire paraître supérieure aux autres, c'est-à-dire si l'on met les expériences en train après plusieurs heures de marche, lorsque les parois sont parvenues à la température normale, et qu'on les fasse durer peu de temps, il est clair que le résultat sera meilleur, mais il ne représentera pas la véritable *valeur pratique*.

Par l'emploi d'une pression plus élevée on peut améliorer un moteur, et faire rendre à une calorie plus de 54 kilogrammètres de travail, car le travail disponible  $E \frac{T_0 - T}{T_0}$  augmente.

En outre, le cylindre pourrait être plus petit, ce qui diminuerait le frottement du piston ; ou bien on pourrait augmenter la détente. Tout en nous réservant d'examiner plus tard entre quelles limites il convient pratiquement de maintenir la température  $T_0$ , voyons par deux exemples comment le travail augmente avec elle :

Soit  $t = 152^\circ$ , correspondant à 5 atmosphères. On a :  $T_0 = 273 + 152 = 425$ . Soit  $f = 32^\circ$  la température de l'eau du condenseur. On a :  $T = 273 + 32 = 305$ . Le travail maximum disponible  $= 425 \frac{120}{425} = 120$  kilogrammètres.

Si nous prenons  $t = 180^\circ$  correspondant à 10 atmosphères, on a :  $T_0 = 273 + 180 = 453$  ;  $T = 305$  ; et le travail maximum  $= 425 \frac{148}{453} = 139$  kilogrammètres.

Si la vapeur avait été surchauffée à  $230^\circ$ , le travail maximum serait :

$$425 \frac{198}{493} = 170 \text{ kilogrammètres.}$$

**Mémoires de Hallauer. Description des expériences.** — 11. Hallauer, l'un des plus fidèles disciples de Hirn, a publié dans le Bulletin de la société industrielle de Mulhouse une série de mémoires extrêmement remarquables, dont l'étude présente le plus haut intérêt au point de vue pratique. Bien qu'il soit nécessaire de faire quelques réserves sur certaines vues particulières de l'auteur, et sur des généralisations qu'il déduit trop hâtivement de quelques cas particuliers, on n'en est pas moins forcé de reconnaître qu'il a su aborder de front les plus intéressants problèmes relatifs à la machine à vapeur, et que, grâce à lui, un vaste champ est ouvert à ceux qui auront les moyens et la force de continuer l'œuvre de ce savant, si prématurément enlevé à la science.

Le premier de ces mémoires est un rapport sur les expériences, désormais classiques, exécutées sous la direction de Hirn par MM. Dwelshauvers-Dery, Grosseteste et Hallauer lui-même. C'est un travail vraiment fondamental. L'instrument d'expériences était une machine à balancier, qui développait une puissance maximum d'environ 150 chevaux indiqués.

Elle n'avait pas d'enveloppe de vapeur; elle était munie de quatre appareils de distribution distincts, dont deux pour l'admission, et deux pour l'échappement; et une disposition cinématique très simple permettait de faire varier la détente à volonté. La vapeur, en sortant de la chaudière, traversait un appareil surchauffeur, que l'on mettait en communication avec les conduites de fumée lorsqu'on voulait opérer avec de la vapeur surchauffée de 195° à 231°. Les précautions les plus minutieuses avaient été prises pour assurer la réussite des expériences. On déterminait la quantité d'eau consommée par course par une mesure directe : avant de servir à l'alimentation, l'eau passait par un récipient taré, qu'on remplissait et vidait alternativement. Il suffisait alors de ramener à la fin de l'expérience le niveau de la chaudière au même point qu'au début pour pouvoir calculer immédiatement la consommation d'eau.

12. Désignons par  $M_*$  le poids en kilogrammes de la vapeur admise dans le cylindre par coup de piston : poids de vapeur humide, c'est-à-dire de vapeur et d'eau mécaniquement entraînée, ou poids de vapeur surchauffée, suivant les cas; et, dans le premier cas, désignons par  $m$  le poids de la vapeur, et par conséquent par  $(M_* - m)$  le poids de l'eau entraînée. Le titre du mélange sera représenté par  $x = \frac{m}{M_*}$ , et le nombre  $Q$  de calories nécessaire pour porter le poids  $M_*$  de 0° à  $t^\circ$ , et pour vaporiser le poids  $m$ , est donné par la formule :

$$Q = m\lambda + (M_* - m)q = M_*[\lambda x + (1 - x)q] \quad (1)$$

où  $\lambda$  représente la chaleur totale de vaporisation, et  $q$  la chaleur du liquide.

Si la vapeur est surchauffée, il faut porter le poids  $m$  de vapeur de  $t^\circ$ , température de saturation, à  $\theta^\circ$ , température de sursaturation; et ceci exige une nouvelle dépense de chaleur. La quantité totale de chaleur nécessaire pour porter l'eau de 0° à  $t^\circ$ , la vaporiser à  $t^\circ$ , et la surchauffer à  $\theta^\circ$  est donnée par la formule :

$$Q = m\lambda + mc_* (\theta - t) = m[\lambda + c_* (\theta - t)] = M_*[\lambda + c_* (\theta - t)], \quad (2)$$



où  $c_a$  représente la chaleur spécifique de la vapeur d'eau. Si le cylindre est muni d'une enveloppe de vapeur, cette enveloppe fournit, à travers les parois, à la vapeur du cylindre, un nombre  $Q'$  de calories, que l'on peut aisément calculer. Soit en effet  $\Omega$  le poids de vapeur qui se condense à l'intérieur de l'enveloppe par coup de piston, et soit  $r$  sa chaleur de vaporisation. On aura :

$$Q' = \Omega r. \quad (2)$$

Bien entendu, la pression de la chaudière devrait être autant que possible constante pendant les expériences. Mais il est difficile d'atteindre rigoureusement ce résultat. Il conviendra donc d'avoir de bons chauffeurs, et de noter de temps en temps, de dix en dix minutes, par exemple, la pression indiquée par un bon manomètre. La moyenne d'un grand nombre d'observations donnera une approximation plus que suffisante ; il faudra, bien entendu, tenir compte de la pression atmosphérique.

13. Une autre expérience très délicate consiste à déterminer par des opérations calorimétriques le poids de l'eau mécaniquement entraînée ( $M_a - m$ ).

La méthode calorimétrique, dont s'est servi Hirn dans ses expériences, consiste à recevoir le mélange  $M_a$  d'eau et de vapeur, qui est avant d'entrer dans le calorimètre à la température  $t_0$ , dans un poids d'eau  $N$  à la température  $t_1$ . On note la température finale du poids  $M_a + N$ . Pour plus de rigueur,  $N$  doit représenter le poids de l'eau froide du calorimètre augmenté du poids de l'appareil et de ses accessoires réduit en eau, c'est-à-dire de la somme des produits de ces divers poids par les chaleurs spécifiques correspondantes.

Soit  $m$  le poids de la vapeur du mélange,  $M_a - m$  celui de l'eau. Il n'y a aucun travail extérieur produit ; par conséquent, toute la chaleur du mélange se retrouve dans le calorimètre. Écrivons cette relation :

$$m (\lambda_0 - q_2) + (M_a - m) (q_0 - q_2) = N (q_2 - q_1). \quad (3)$$

Or, nous connaissons  $M_a$ ,  $N$ ,  $\lambda_0$ ,  $q_0$  et  $q_1$ . On en déduit :

$$m = \frac{N (q_0 - q_1) - M_s (q_0 - q_2)}{\lambda_0 - q_0}; \quad (4)$$

d'où :

$$M_s - m = \frac{M_s (\lambda_0 - q_2) - N (q_2 - q_1)}{\lambda_0 - q_0}. \quad (5)$$

Soit par exemple :

$$\begin{aligned} M_s &= 0^{\text{kg}}, 7466; \\ N &= 16^{\text{kg}}, 0804; \\ t_0 &= 157,9; \quad t_1 = 18,6; \quad t_2 = 46,03; \end{aligned}$$

on trouve :

$$M_s - m = 0^{\text{kg}}, 0269;$$

et :

$$\frac{M_s - m}{M} = \frac{0,0269}{0,7466} = 3,61 \text{ p. } 100.$$

Le condenseur de la machine peut aussi servir de calorimètre : Soit  $M_s$  la quantité d'eau d'alimentation, et  $M_e$  la quantité d'eau injectée dans le condenseur, soient  $i$  et  $f$  les températures de l'eau au moment de son injection et de son expulsion du condenseur; soit enfin  $L$  le travail extérieur indiqué par le diagramme de Watt, exprimé en calories. Voici comment se fera le calcul :

En rapportant les valeurs de  $\lambda_0$  et  $q_0$  à la température du mélange au moment de son admission dans le cylindre, on peut écrire :

$$m (\lambda_0 - q_i) + (M_s - m) (q_0 - q_i) = L + M_e (q_i - q_0); \quad (6)$$

d'où :

$$m = \frac{L + M_e (q_i - q_0) - M_s (q_0 - q_i)}{\lambda_0 - q_0}; \quad (7)$$

et :

$$M_s - m = \frac{M_s (\lambda_0 - q_i) - L - M_e (q_i - q_0)}{\lambda_0 - q_0}; \quad (8)$$

ou bien approximativement :

$$M_s - m = \frac{M_s (\lambda_0 - f) - L - M_e (f - i)}{\lambda_0 - t_0}; \quad (9)$$

Cette formule suppose qu'on néglige le refroidissement extérieur et que le cylindre ne soit pas muni d'une enveloppe de vapeur. Si cette enveloppe existe, et qu'on veuille tenir compte du refroidissement externe  $E'$ , nous aurons l'équation :

$$m(\lambda_0 - q_t) + (M_1 - m)(q_0 - q_d) = L + M_1(q_t - q_0) - \Omega(\lambda' - q') + E$$

où  $\lambda'$  et  $q'$  se rapportent à la température de la vapeur à l'intérieur de l'enveloppe.

On en déduit :

$$M_1 - m = \frac{M_1(\lambda_0 - q_t) - L - M_1(q_t - q_0) + \Omega(\lambda' - q') - E'}{\lambda_0 - q_0} \quad (9')$$

On peut aussi pratiquement déterminer approximativement le poids de l'eau entraînée en faisant arriver par un tube de caoutchouc une certaine quantité de vapeur dans un poids d'eau  $N$ , renfermé dans un récipient en bois, placé sur le plateau d'une balance. A l'autre bras, on suspend un poids connu, et on laisse arriver la vapeur dans l'eau jusqu'à ce que l'équilibre soit établi. Ceci permet de connaître le poids  $M_1$  du mélange introduit, si on a mesuré le poids de l'eau de la cuve au début de l'expérience ; on note la température, et on mesure comme plus haut (formule 5) le poids de l'eau entraînée mécaniquement. Si le calcul indique un poids négatif, c'est que la vapeur était surchauffée.

14. Une autre méthode assez simple qui, lorsqu'elle est appliquée par des expérimentateurs habiles, semble conduire à des résultats satisfaisants dans les expériences industrielles, est la méthode chimique.

Voici en quoi elle consiste :

On ajoute du sel marin dans l'eau de la chaudière, et on fait deux prises d'essai : une prise de vapeur au sommet du dôme, et une prise d'eau au niveau de la surface libre du liquide. L'eau de condensation provenant du dôme et l'eau de la chaudière sont recueillies séparément, et l'on prend deux volumes égaux de ces deux liquides, où l'on verse quelques gouttes de

chromate neutre de potassium. Dans chacune des deux éprouvettes on verse une solution titrée de nitrate d'argent, jusqu'à ce que le chlore soit entièrement précipité sous forme de chlorure d'argent; la présence du chromate permet de saisir exactement le moment où cesse la formation du précipité, et où la liqueur tourne au rouge.

Si l'on admet que la vapeur n'entraîne mécaniquement qu'une quantité négligeable de chlorure de sodium, et que l'eau entraînée sous forme vésiculaire par la vapeur a la même teneur en chlore que l'eau de la chaudière, il est clair que le rapport des deux nombres qui représentent les teneurs respectives en chlore des volumes égaux des deux liquides est égal au rapport du poids de l'eau contenue à l'état liquide dans la vapeur prise au sommet du dôme au poids total du mélange recueilli; c'est donc le degré d'humidité de la vapeur fournie par la chaudière.

Du journal l'*Industria*, où cette méthode est exposée tout au long, nous tirons les exemples suivants, relatifs à trois expériences exécutées sur une chaudière à foyer extérieur :

Pour tourner au rouge.	Vapeur condensée.	Eau de la chaudière.	} D'une solution titrée, tenant 10,8 grammes d'argent par litre.
1° 100 c.c. ont exigé	0,1 c.c.	13,6 c.c.	
2° —	0,05 —	14,0 —	
3° —	0,1 —	13,35 —	

Or, pour obtenir une coloration rouge de la même intensité dans 100 centimètres cubes d'eau distillée où on avait versé quelques gouttes de chromate neutre, il fallait ajouter 0,05 centimètres cubes de solution titrée. Nous avons donc une constante qu'il faut retrancher des nombres précédents, et le degré d'humidité est :

$$\text{Pour la première expérience } \frac{0,1 - 0,05}{13,6 - 0,05} = \frac{1}{271} ;$$

$$\text{Pour la deuxième expérience } \frac{0,05 - 0,05}{14,0 - 0,05} = 0 ;$$

$$\text{Pour la troisième expérience } \frac{0,1 - 0,05}{13,35 - 0,05} = \frac{1}{266} ;$$

La moyenne des trois expériences est :

$$\frac{1}{3} \left( \frac{1}{271} + 0 + \frac{1}{266} \right) = \frac{1}{403} = 0,0025.$$

On voit que dans ce cas la vapeur peut être considérée comme parfaitement sèche.

15. Il faut mesurer avec grand soin l'eau qu'on extrait du condenseur, au moyen de la pompe à air, car elle permet de contrôler les expériences.

Hirn recueillait cette eau dans un réservoir jaugé dont la paroi avait été graduée sur toute sa hauteur, de façon que les divisions correspondissent à des volumes égaux. Vers la partie inférieure de ce réservoir on avait appliqué à la paroi une plaque de cuivre perforée, de sorte que l'eau provenant de la pompe à air s'écoulait par cet orifice en paroi mince sous une charge de 60 à 80 centimètres. Le débit se calculait par la formule suivante :

$$\pi = (ns\sqrt{2g})\sqrt{H_m} + \frac{S(h_i - h_f)}{T} \quad (10)$$

où :

$\pi$  est le poids total d'eau qu'on extrait du condenseur par seconde,  
 $S$  est la section horizontale du réservoir,

$s$ , la section de l'orifice d'écoulement,

$n$ , le coefficient de contraction,

$h_i$ , la hauteur d'eau au-dessus du centre de l'orifice, au début d'une expérience dont la durée était de  $T$  secondes,

$h_f$ , la hauteur de la charge à la fin de la même expérience ;

$H_m = \sqrt{\frac{h_0 + h_1 + h_2 + \dots}{N}}$ , où  $h_0, h_1, h_2, \dots$  sont les  $N$  hauteurs de charge mesurées au cours de l'expérience, par exemple de 15 en 15 minutes.

Si pendant le temps  $T$  le nombre des coups de piston est  $B$ , le poids de l'eau extraite du condenseur par coup de piston est donné par la formule :

$$\pi_o = \pi \frac{T}{B} \quad (11)$$

Le poids de l'eau froide d'injection est évidemment :

$$M_s = \pi_o - M_a, \quad (12)$$

si  $M_a$  est le poids du mélange consommé par course.

Soit  $i$  la température de l'eau d'injection,  $f$  celle de l'eau à sa sortie du condenseur; la quantité de chaleur  $C$  cédée au poids  $M$ , sera :

$$C = M. (q_f - q_i), \quad (13)$$

ou bien approximativement :

$$C = M. (f - i). \quad (14)$$

Soit  $c$  le nombre de calories qui mesure la chaleur conservée par le poids d'eau  $M$ , à sa sortie du condenseur. On aura :

$$c = M. q_f. \quad (14 \text{ bis})$$

La somme  $(C + c)$  est, suivant une expression usitée en Angleterre, la *chaleur rejetée au condenseur*, ou simplement la *chaleur rejetée*.

16. On mesure les pressions à l'intérieur de la chaudière au moyen d'un bon manomètre à air libre. Les pressions à l'intérieur du cylindre se déduisent des ordonnées du diagramme. Quant au degré de surchauffe de la vapeur, on le mesure au moyen d'un thermomètre à mercure qu'on introduit dans une sorte de capsule, formée par un tube de cuivre ou de fer, fermé à l'une de ses extrémités, et introduit dans la conduite de vapeur qui relie la chaudière à la machine.

Pour la mesure des températures de l'eau de condensation, qui exige une certaine rigueur, Hirn se servait de son thermomètre différentiel, qui indiquait les accroissements de température avec une approximation de  $\frac{1}{50}$  de degré.

Les températures correspondant aux pressions mesurées soit à l'aide des diagrammes, soit au manomètre, se déduisent des tables de Regnault qui ont été établies expérimentalement.

17. Dans le cas particulier de la machine à balancier, on s'est servi pour la mesure du travail du *pandynamomètre* de Hirn, qui fournit une courbe dont les abscisses sont pro-

portionnelles aux courses du piston, et les ordonnées aux pressions correspondantes ; et on employait concurremment avec cet instrument l'*indicateur* de Watt : ainsi les deux appareils se contrôlaient l'un l'autre. Chacun d'eux fait connaître, pour une position quelconque du piston, la *pression absolue* de la vapeur, exprimée en kilogrammes par mètre carré. De la pression on déduit (XIII) le poids spécifique de la vapeur emprisonnée derrière le piston pour la position considérée ; et en multipliant son volume  $V$  par son poids spécifique  $\gamma$ , on obtient le poids  $m$  de la vapeur sèche renfermée dans le cylindre :

$$m = V\gamma. \quad (15)$$

Dans les expériences alsaciennes, on calculait le poids de la vapeur saturée et sèche pour deux positions remarquables du piston : à la fin de l'admission :

$$m_0 = V_0 \gamma_0; \quad (16)$$

et à la fin de la détente :

$$m_1 = V_1 \gamma_1. \quad (17)$$

On sait que dans aucun cylindre la vapeur ne fonctionne de la même manière sur les deux faces du piston, et qu'en d'autres termes les diagrammes relevés sur les deux faces ne sont jamais superposables. Les diagrammes relevés sur la même face ne le sont même pas, ce qui aurait lieu s'il était matériellement possible de maintenir rigoureusement constant le régime de la machine. Or il est nécessaire pour l'étude d'un moteur d'établir un diagramme moyen correspondant à un coup de piston. Pour cela, on prend les divers diagrammes relevés sur la même face, et, après avoir divisé respectivement leurs bases en un nombre égal de parties, on construit un diagramme dont les ordonnées sont les moyennes arithmétiques des ordonnées correspondantes des divers diagrammes. C'est le diagramme moyen correspondant à l'une des faces du piston. On opère de même pour l'autre face, et par la même méthode, en prenant la moyenne arithmétique des ordonnées correspondantes des deux diagrammes moyens, on construit le diagramme moyen *définitif*.

18. On voit que les expérimentateurs avaient à leur disposition tous les éléments nécessaires pour déterminer, pour toutes positions du piston, les valeurs de  $\lambda$ ,  $U$ , etc., et pour mesurer le travail absolu de la pleine pression, celui de la détente, le travail indiqué, c'est-à-dire la différence entre le travail positif sur l'une des faces du piston et le travail négatif sur l'autre, et le travail effectif, c'est-à-dire la différence entre le travail *total* indiqué et le travail absorbé par les frottements de la machine. Et, connaissant en outre le nombre de tours de l'arbre, on en déduit aisément le travail indiqué, exprimé en chevaux indiqués par heure.

19. Le *contrôle de la consommation de vapeur* est une application du premier principe de la thermodynamique : à toute production de travail mécanique correspond la disparition d'une quantité de chaleur proportionnelle à ce travail : le rapport entre le travail produit et la quantité de chaleur disparue est constant et indépendant de la nature du corps qui sert d'intermédiaire.

Ceci donne un moyen de vérifier, dans le cas qui nous occupe, si les expériences sont exactes. En effet, prenons la différence entre la quantité de chaleur apportée par la vapeur dans le cylindre et celle qu'elle emporte au condenseur ; nous aurons un nombre qui, multiplié par l'équivalent mécanique de la chaleur, soit 425 kilogrammètres (V), doit représenter le travail extérieur produit, c'est-à-dire le travail indiqué par le diagramme, plus les pertes dues au refroidissement extérieur, moins la perte, absolument négligeable d'ailleurs, due à la chaleur développée par le frottement du piston.

Prenons un exemple, indiqué par Hallauer.

La vapeur était surchauffée à 215° ( $\theta = 215$ ) ; la consommation moyenne de vapeur par coup de piston était de 0<sup>rs</sup>,2651, la pression dans la chaudière était de 49 938 kilogrammes par mètre carré, ce qui correspond à la température  $t = 151$ °. Nous pouvons écrire (XVI) :

$$Q = m\lambda + mc.(\theta - t) = 0,2651(606,3 + 0,305 \times 151) + 0,2651 \times 0,5(215 - 151).$$



Après avoir travaillé dans le cylindre, la vapeur était envoyée au condenseur, d'où la pompe à air l'extrayait à l'état d'eau froide à la température  $f = 33^{\circ},09$ , conservant encore une quantité de chaleur mesurée en calories par l'expression :

$$mf = 0,2651 \times 33,09.$$

En conséquence, la *chaleur disponible*, c'est-à-dire la quantité de chaleur apportée au condenseur, s'exprime par la relation :

$$Q_0 = Q - mf = 172,79.$$

Or on a injecté dans le condenseur un poids d'eau  $M_1 = 8^{\text{ts}},7291$  à la température  $i$ , et par conséquent cette eau a reçu de la vapeur qui se condense un nombre de calories représenté par :

$$Q_1 = M_1 (q_t - q_i) = M_1 (f - i) = 144,82.$$

S'il n'y avait eu ni travail produit, ni pertes par rayonnement, il est clair que les quantités  $Q_0$  et  $Q_1$  seraient égales. Au contraire, on a :

$$Q_0 - Q_1 = 172,79 - 144,82 = 27,97.$$

Cette différence doit se retrouver dans le travail indiqué, et dans les pertes.

Or le travail indiqué par coup de piston est de 10 193 kilogrammètres qui correspondent à  $\frac{10\ 193}{425} = 23,99$  calories. Le refroidissement extérieur a fait disparaître 2,50 calories. La somme de ces deux nombres est  $23,99 + 2,50 = 26,49$ . La différence de cette somme au nombre 27,97 précédemment calculé est de 1,48 à peine. Elle est négligeable, quand on la rapporte au nombre de calories disponibles  $Q_0$ .

La vérification ne pouvait être plus satisfaisante. Dans toutes les autres expériences, sauf une seule, le contrôle s'est effectué avec une approximation de 1 p. 100.

Les cylindres des machines à vapeur sont toujours efficacement protégés contre le refroidissement extérieur par un enduit peu conducteur ; de sorte que dans les bonnes machines le

nombre des calories perdues par coup de piston, que nous désignerons par  $E$ , est insignifiant par rapport à la chaleur totale ( $Q + Q'$ ) de la vapeur. Rappelons que  $Q'$  représente, dans le cas où le cylindre est muni d'une enveloppe, la chaleur fournie par cet organe.

On n'aura donc jamais à procéder à des expériences rigoureuses pour la détermination du nombre  $E$ , car une erreur commise dans son évaluation n'a aucune influence. Dans le cas où le cylindre est muni d'une enveloppe, voici comment on opère : on arrête la machine, et, après avoir soigneusement purgé l'enveloppe, on y introduit de la vapeur qu'on laisse séjourner quelques heures. On recueille alors l'eau condensée, on la pèse, et on en déduit facilement le nombre de calories perdues par le rayonnement extérieur.

**Conséquences des expériences de Hirn. Condensations par les parois.** — 20. Il est un résultat pratique important, qui dérive des expériences précédentes, et que nous ne pouvons passer sous silence : c'est le degré de confiance qu'il convient d'accorder aux indications d'un indicateur bien construit, lorsqu'il est entre les mains d'expérimentateurs habiles. Dans les expériences de Hirn, ces indications étaient contrôlées par celle du pandynamomètre, instrument beaucoup plus précis, mais applicable seulement au cas de la machine à balancier. Or, la plus grande discordance entre les deux appareils ne dépasse pas 2,4 p. 100 de la totalité du travail absolu. On est donc en droit d'affirmer que l'indicateur de Watt est un instrument précieux pour la pratique.

La discussion des huit expériences sur la machine à balancier a permis à Hallauer d'établir d'une manière irréfutable l'influence des parois sur la consommation et le rendement en travail.

Ces expériences méritent que nous leur accordions pleine confiance : la mesure directe de la consommation de vapeur, effectuée par une série d'expériences qui ont duré un temps assez long, pendant lequel les conditions du travail restaient les mêmes dans les limites du possible, a été contrôlée par la

méthode de Hirn, et les mesures ont été vérifiées avec une approximation de 1 p. 100.

21. Reprenons l'exemple précédent, et calculons le poids de la vapeur, que nous supposons saturée et sèche, au début et à fin de la détente.

Le volume total  $V_0$ , occupé par la vapeur à la fin de l'admission, en y comprenant l'espace nuisible, est de  $0^{\text{m}},1048$  ; la pression correspondante, à la fin de l'admission, est  $P_0 = 41415$  kilogrammes par mètre carré. La densité de la vapeur est  $\gamma_0 = 2,5175$ , et par conséquent le poids  $m_0$  de la vapeur saturée et sèche, calculé au début de la détente, est donné par la formule :

$$m_0 = V_0 \gamma_0 = 0,1048 \times 2,5175 = 0^{\text{kg}},26383,$$

tandis que le poids de vapeur effectivement mesuré est  $m = 0,2651$ .

Dans cette mesure, Hallauer néglige le poids de vapeur qui se trouve déjà emprisonné derrière le piston au début de l'admission : c'est l'objection de Zeuner. En réalité, le poids de vapeur en action est :

$$m + M_c = M_a + M_s,$$

si nous représentons par  $M_c$  le poids de vapeur sèche à la fin de l'échappement, et si nous supposons  $m = M_s$ , comme dans l'exemple choisi où la vapeur est surchauffée.

Si nous admettons l'hypothèse d'Hallauer, la différence entre le poids calculé et le poids mesuré est :

$$0,26510 - 0,26383 = 0,00127,$$

et la différence relative est égale à :

$$\frac{0,00127}{0,26510} = 0,47 \text{ p. } 100.$$

Si au contraire on veut tenir compte de  $M_c$ , il faudra prendre pour poids de vapeur mesuré :

$$M_a + M_c = m + M_s = 0,26930.$$

La différence devient :

$$0,26930 - 0,26383 = 0,00547,$$

et la différence relative :

$$\frac{0,00547}{0,26930} = 2 \text{ p. } 100.$$

Dans les autres expériences, ce rapport avait au contraire des valeurs très considérables, et la différence relative atteignait 36 p. 100 avec de la vapeur saturée, et 24,6 p. 100 avec de la vapeur surchauffée.

Si l'on recommence le calcul à la fin de la détente, on trouve que le poids de vapeur qui remplit le cylindre à ce moment diffère, non seulement du poids admis, mais aussi du poids qui existe à la fin de l'admission. Reprenons l'exemple précédent. A la fin de la détente, le volume est  $V_1 = 0^{\text{m}},490$  ; la pression  $P_1 = 7720$  kilogr. par mètre carré ; la densité  $\gamma_1 = 0,46096$  ; et le poids de vapeur saturée et sèche est :

$$m_1 = V_1 \gamma_1 = 0,490 \times 0,46096 = 0^{\text{kg}},21859.$$

Mais le poids mesuré est de  $0^{\text{kg}},26510$ . On a donc une différence absolue de

$$0,26510 - 0,21859 = 0,04651,$$

et une différence relative de

$$\frac{0,04651}{0,26510} = 17,5 \text{ p. } 100.$$

Et si on veut tenir compte de  $M_c$ , la différence absolue devient :

$$0,26930 - 0,21859 = 0,05071,$$

et la différence relative :

$$\frac{0,05071}{0,26930} = 18,8 \text{ p. } 100.$$

Dans toutes les autres expériences on constatait également une disparition de vapeur, qui atteignait au maximum une proportion de 35, 19 p. 100.

22. La première question qui se pose naturellement à l'esprit est de savoir si cette disparition de vapeur ne provient pas de fuites entre le piston et le cylindre. Mais Hallauer a démontré que dans la machine à balancier sur laquelle il opérait, le piston était d'une étanchéité parfaite. En effet, si les fuites avaient lieu pendant l'admission, c'est-à-dire pendant la période où elles seraient facilitées par le maximum de différence de pression entre les deux faces du piston, elles ne sauraient présenter, à un intervalle de quelques jours à peine, des variations de 4 à 36 p. 100. Et, si elles se produisaient pendant la détente, comment expliquer que la proportion de vapeur disparue tend à diminuer vers la fin de la course? Dans l'une des expériences même, cette proportion était de 12 p. 100 à la fin de l'admission, et nulle à la fin de la détente. L'hypothèse des fuites est donc inadmissible, et nous sommes contraints d'expliquer ces phénomènes par des condensations sous l'influence des parois.

Nous examinerons plus tard les effets des échanges de chaleur entre le métal et la vapeur aux diverses périodes de la distribution. Pour le moment, nous allons passer à la description des expériences qui furent exécutées sur des machines à deux cylindres, des types Woolf et Compound. On sait que les machines Woolf ont deux cylindres, l'un à haute, l'autre à basse pression, et que s'il n'y a pas de balancier, les axes des manivelles sont contenues dans le même plan, faisant ainsi entre elles un angle de  $0^\circ$  ou de  $180^\circ$ , et que la vapeur passe directement du petit cylindre dans le grand; tandis que dans les machines compound, où les manivelles sont en général à  $90^\circ$ , la vapeur du petit cylindre s'échappe dans une capacité intermédiaire appelée *réservoir* (receiver), d'où elle est ensuite admise dans le cylindre à basse pression.

**Expériences de Hallauer sur les machines à détente par cascade.** — 23. En janvier 1878, Hallauer entreprit l'étude des machines où la vapeur se détend dans un cylindre distinct de celui d'admission, et où ce dernier n'est par conséquent pas en communication directe avec le condenseur.

Il étudia d'abord une machine Woolf à balancier, à enve-

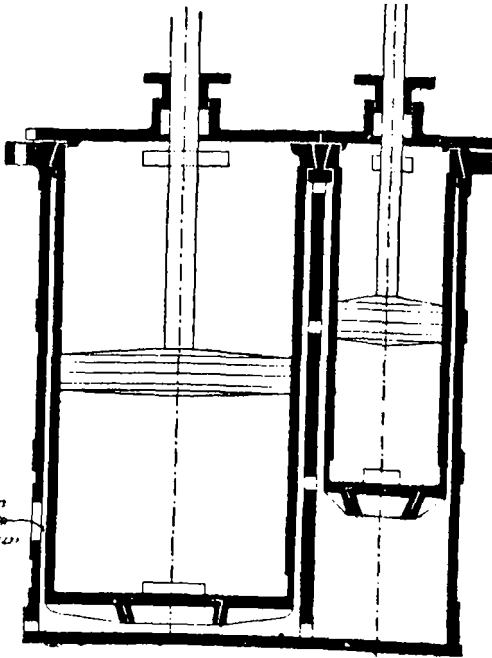


Fig. 1.

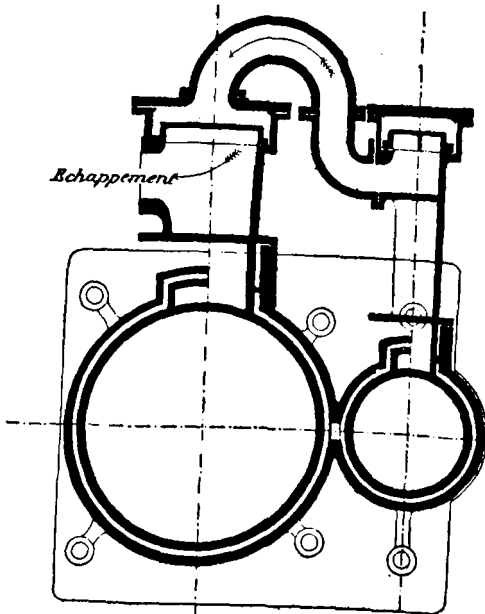


Fig. 2. Machine Woolf.

loppe de vapeur. Le petit cylindre avait 0<sup>m</sup>,550 de diamètre, et 1<sup>m</sup>,415 de course; les dimensions correspondantes du grand cylindre étaient 1<sup>m</sup>,200 et 2 mètres. Les deux cylindres étaient placés à l'intérieur d'une enveloppe de fonte, et étaient pour ainsi dire plongés dans la vapeur qui arrivait de la chaudière (fig. 1 et 2).

La vapeur circulait donc autour de la surface latérale et sous les fonds des cylindres avant d'être admise par le petit tiroir dans le cylindre à haute pression. De là elle passait dans le cylindre à basse pression, et finalement s'échappait au condenseur. A la partie inférieure de l'enveloppe était un robinet qui permettait de recueillir et de mesurer l'eau condensée.

Pour avoir la consommation totale de la machine, il suffit de mesurer le poids de vapeur qui passe dans les cylindres et d'y ajouter le poids de l'eau condensée à l'intérieur de l'enveloppe. Si l'on veut connaître le poids

total de vapeur fourni par la chaudière, il faudra aussi tenir compte des condensations à l'intérieur du tuyau de conduite.

La figure 3 représente deux diagrammes moyens, correspondant, l'un au cylindre à haute pression, l'autre au cylindre à basse pression. Voyons les renseignements qu'ils fournissent

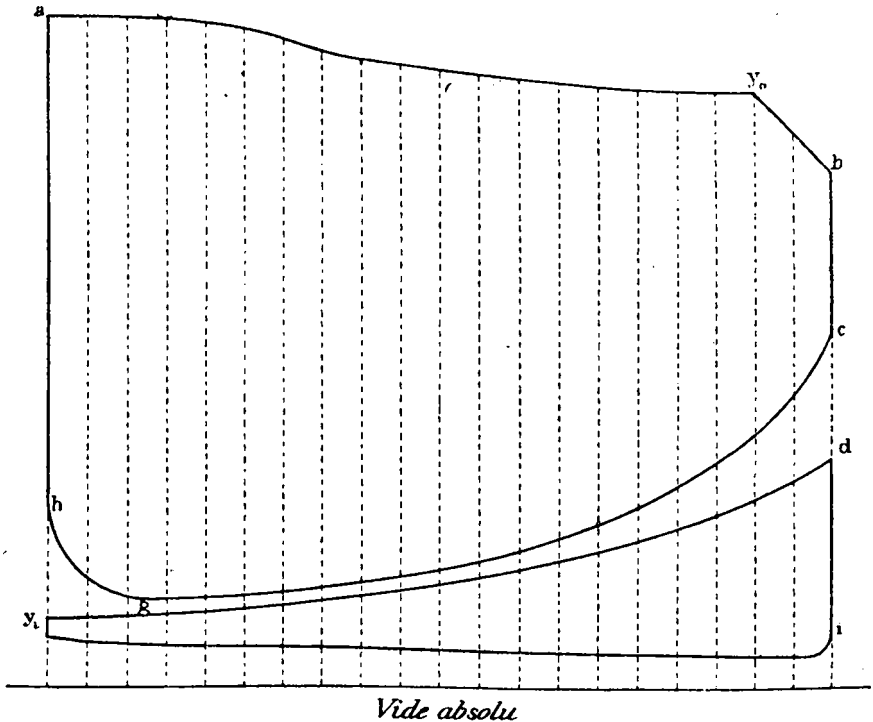


Fig. 3. — Diagramme de la machine Woolf.

sur la marche de la machine. Au début de la course du petit piston, la vapeur est sous une pression que mesure l'ordonnée *a*. Sous cette impulsion, le piston se déplace avec une vitesse qui va croissant jusqu'au milieu de sa course, puis se ralentit, comme on le sait. Pendant l'admission, l'insuffisance de l'ouverture des lumières sur la table où glisse le petit tiroir est cause que la pression diminue graduellement jusqu'au point *y<sub>0</sub>* où la détente commence. Au moment où les espaces nuisibles compris entre les deux cylindres se trouvent ouverts

à la vapeur, celle-ci augmente brusquement de volume; et cette détente subite cause une chute considérable de pression, de *b* en *c*; une nouvelle chute, de *c* en *d*, a lieu au moment où la vapeur est admise dans le grand cylindre, par suite des dimensions restreintes des lumières. Comme on le sait, l'ouverture des lumières d'admission du grand cylindre est plus rapide quand la vitesse du piston augmente; donc la diffé-

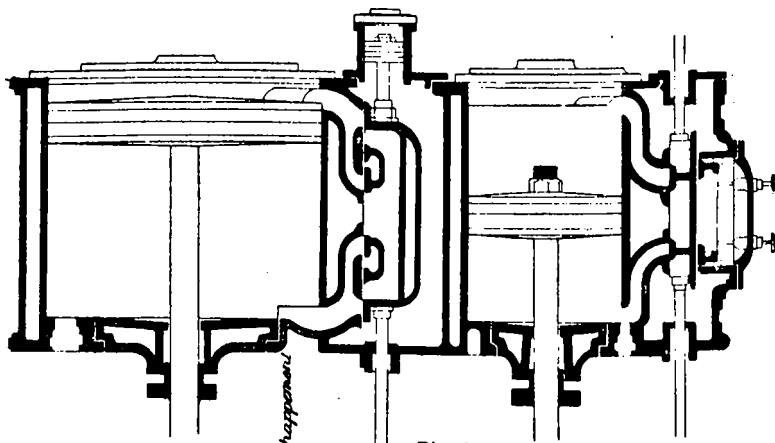


Fig. 4.

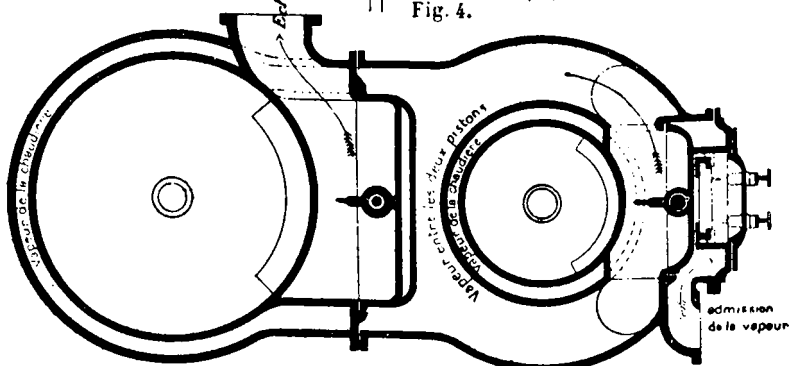


Fig. 5. — Machine compound marine.

rence de pression *ed* entre les deux cylindres diminue avec une rapidité suffisante; vers la moitié de la course, quand la lumière est complètement ouverte, cette différence est de  $0^{\text{kg}},087$ , et on peut admettre que l'échappement du petit cylindre au grand se fait sous cette charge. Puis la lumière du



grand cylindre commence à se fermer, en  $\gamma$  elle est complètement fermée ; la détente se poursuit dans le grand cylindre jusqu'en  $\gamma_1$ , puis la vapeur s'échappe au condenseur.

Quand le grand tiroir ferme sa lumière d'admission, le petit piston, continuant sa course, comprime derrière lui la vapeur ; puis à son tour le petit tiroir ferme sa lumière d'échappement, de sorte qu'il reste un certain poids de vapeur entre les deux tiroirs, dans l'espace nuisible formé par les conduites intermédiaires. De même, dans le petit cylindre, la fermeture de la lumière d'échappement a emprisonné de la vapeur, qui se comprime dans l'espace nuisible jusqu'à la fin de la course du piston. Enfin, on a aussi ménagé une compression dans le grand cylindre, et c'est au début de cette période que se termine l'échappement au condenseur.

Cette machine fonctionnait à raison de 25 tours par minute, et fournissait un travail total de 246,92 chevaux indiqués.

24. Dans le même mémoire, Hallauer décrit une machine *compound* marine, et à l'analyse il joint deux diagrammes, relatifs aux cylindres à haute et à basse pression.

Les cylindres (fig. 4 et 5) étaient entourés d'une enveloppe à peu près complète : car la vapeur pénétrait à l'intérieur des deux plateaux de chaque cylindre. Le vide était bon, quoique le condenseur fût à surface : il était de 0<sup>m</sup>, 216.

Les manivelles sont à angle droit. Ainsi, lorsque le petit piston est au milieu de sa course, le grand piston commence à descendre. Il faut donc qu'il existe entre les cylindres un *réservoir*, c'est-à-dire une capacité suffisamment grande pour contenir la vapeur qui s'échappe du cylindre à haute pression, avant qu'elle ne puisse être admise dans le grand cylindre. Le réservoir de vapeur est donc une exagération de l'espace nuisible compris entre les deux cylindres de la machine de Woolf, et à ce point de vue, c'est une cause d'infériorité pour les *compound*.

L'indicateur de Watt a servi à établir les diagrammes moyens dont on s'est servi pour mesurer le travail indiqué.

Examinons ces diagrammes (fig. 6).



rapporté aux déplacements du petit piston. C'est seulement à partir de  $d'$ , c'est-à-dire de la moitié de la course du piston, que le grand cylindre reçoit la vapeur d'échappement du premier. Et par conséquent le réservoir doit être calculé de façon à pouvoir contenir un poids considérable de vapeur. En somme, le grand cylindre fonctionne comme s'il recevait de la vapeur d'un générateur spécial. La ligne  $dg$  représente la période de pleine pression, la détente a lieu de  $g$  à  $y_1$ , puis vient l'échappement, suivi de la compression qui dure  $\frac{1}{20}$  de la course.

Cette machine compound marchait à raison de 75 tours par minute, et fournissait un travail réparti de la façon suivante :

Cylindre à haute pression	314,43	chevaux indiqués		
— à basse	—	—	—	—
Total	689,63	—	—	—

25. Les machines Woolf se divisent en deux catégories : machines fixes et machines marines.

Le rapport entre les volumes théoriques, c'est-à-dire entre les volumes engendrés par les deux pistons, varie de  $1/3$  à  $1/7$  dans les premières ; et seulement de  $1/2$  à  $1/3$  dans les secondes, à cause de leur marche accélérée. Et le caractère distinctif entre les deux types se trouve dans la grandeur de l'espace intermédiaire entre les deux cylindres. Dans les machines fixes, cette capacité est petite ; la vapeur passe d'un cylindre dans l'autre en se détendant jusqu'aux  $4/5$  ou jusqu'aux  $9/10$  de la course du grand piston ; et les diagrammes révèlent cette détente à l'intérieur du cylindre à basse pression. Dans les machines marines, au contraire, la capacité intermédiaire est considérable, et pendant l'admission au grand cylindre il ne se manifeste pas de détente prononcée. Dans ces machines, comme dans les compound, il se produit au contraire une détente subite au moment où la vapeur s'échappe du petit cylindre. Dans le grand cylindre, l'admission s'effectue à peu près à pleine pression, pendant les  $2/3$  ou les  $3/4$  de la course ; nous disons à peu près, car il se produit toujours une légère chute de pression, à cause de la différence, d'ailleurs faible, qui existe entre le volume du petit cylindre et le volume d'admis-

sion du grand cylindre. En définitive, on voit que les conditions du passage de la vapeur d'un cylindre dans l'autre sont très différentes dans les deux types, et que les machines marines, à cause de leur réservoir intermédiaire, rentrent dans la classe des machines compound.

26. En 1880, Hallauer a analysé des machines compound marines, composées de trois cylindres verticaux, réunis par leurs enveloppes de vapeur : le cylindre à haute pression est situé entre les deux autres, qui sont à basse pression, et l'arbre est commandé par trois manivelles à 120°.

Autour de l'enveloppe de vapeur du petit cylindre est disposé concentriquement le réservoir, et les enveloppes des deux grands cylindres sont boulonnées latéralement à ce réservoir. La vapeur venue de la chaudière travaille d'abord dans le cylindre à haute pression, puis elle passe dans le réservoir, d'où elle est distribuée dans les deux cylindres à basse pression.

27. Dans ces derniers temps, la marine a adopté un type qui est de plus en plus en faveur : ce sont les machines dites à *double cascade*, ou à *triple expansion*, où la détente s'effectue en deux fois, dans trois cylindres au moins. Ce dispositif permet d'employer des pressions encore plus élevées que celles qu'on rencontre dans les compound que nous venons de décrire, et dont elles sont pour ainsi dire une généralisation.

Bien que la construction de la première machine à triple expansion semble remonter à 1873, l'application pratique et définitive de ce système date à peine de 1884. Depuis lors, on a construit un grand nombre de machines de ce genre pour la marine militaire et marchande, tant en Angleterre qu'en France.

Il y a déjà bien des dispositions pratiques adoptées. Nous les décrirons rapidement, et nous nous arrêterons seulement au type le plus généralement admis, qui se compose de trois cylindres, l'un à haute, l'autre à moyenne, et le dernier à basse pression, avec trois manivelles à 120°.

On a construit des machines à trois cylindres superposés, commandant l'arbre moteur par une seule manivelle.

On en a aussi construit où les cylindres à moyenne et à basse pression sont disposés parallèlement et à la même hauteur, tandis que le cylindre à haute pression est monté en flèche au-dessus du cylindre moyen, de sorte que la commande s'effectue au moyen de deux manivelles, dont l'angle varie, suivant les types, de  $90^\circ$  à  $103^\circ$ .

D'autres machines se composent d'un cylindre à haute pression, d'un autre à moyenne pression, et de deux cylindres à basse pression : les deux premiers sont montés au-dessus des deux derniers, et la commande s'effectue au moyen de deux manivelles. D'autres se composent de plus de trois cylindres, l'arbre moteur n'étant commandé que par trois manivelles : imaginons par exemple trois groupes parallèles de deux cylindres verticaux, montés en flèche : dans le groupe du milieu serait le cylindre à haute pression, au-dessus de l'un des cylindres à basse pression ; et des deux côtés seraient les deux cylindres à moyenne pression, au-dessus des deux autres cylindres à basse pression ; nous aurions ainsi un système à triple expansion composé de six cylindres, dont un à haute, deux à moyenne et trois à basse pression, dont les pistons actionneraient un arbre à trois manivelles.

28. Dans les machines à triple expansion composées de trois cylindres parallèles dont les pistons actionnent trois manivelles à  $120^\circ$ , il est clair que les volumes de ces cylindres vont en croissant, et qu'il est nécessaire de ménager deux réservoirs intermédiaires. Ces machines donnent un degré de détente totale élevé, moins considérable pourtant qu'on ne pourrait s'y attendre : car il est compris entre 8 et 12, pour des pressions initiales de 12 atmosphères. Lorsque le travail total de la machine est également réparti entre les trois cylindres — et il faut s'en assurer aussi exactement que possible — les manivelles devront être calées à  $120^\circ$ , si on veut donner à l'arbre le mouvement le plus régulier. En général, on dispose les trois cylindres par ordre de grandeur ; mais pour diminuer les pertes dues aux brusques écarts de pression, suivant les considérations que nous avons exposées à propos des machines compound

à deux cylindres, plusieurs constructeurs font succéder à la manivelle du petit cylindre celle du grand, plaçant en dernier lieu sur l'arbre moteur la manivelle du cylindre moyen.

Remarquons que le plus grave inconvénient des machines à cascade vient précisément des brusques variations dans les deux réservoirs, et que par conséquent les constructeurs doivent s'attacher à les atténuer autant que possible, en proportionnant convenablement les conduites et les réservoirs.

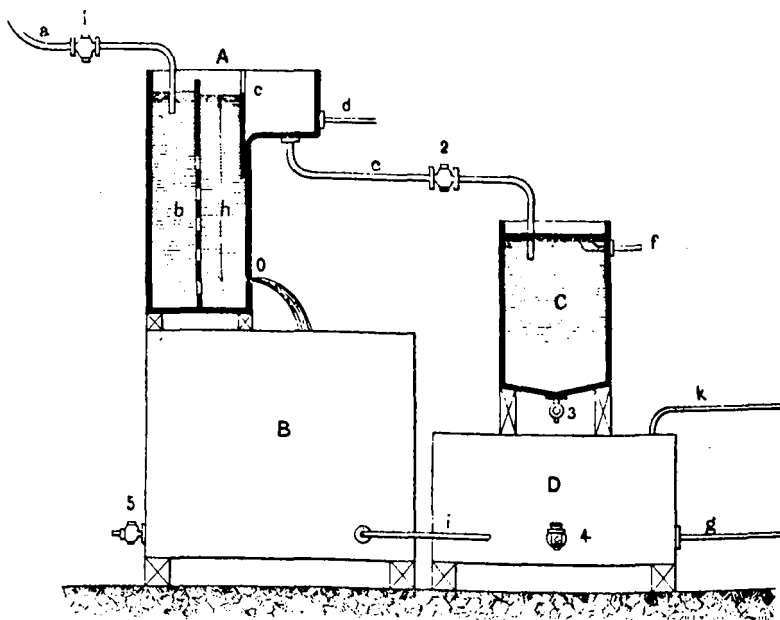


Fig. 7. — Appareils servant à la mesure de l'eau d'alimentation.

29. Les machines à triple expansion à trois cylindres et trois manivelles, dont nous venons de nous occuper, peuvent aussi fonctionner comme machines compound simples. Il suffit de supprimer la communication entre les deux derniers cylindres, et d'envoyer directement au condenseur, par une conduite spéciale, la vapeur qui s'échappe du cylindre moyen. Le cylindre à basse pression reste alors inactif. Ces machines mixtes sont peu usitées, mais elles peuvent convenir pour les navires de guerre, et permettent alors de marcher à deux vitesses diffé-

rentes, correspondant, l'une au tirage naturel, l'autre au tirage forcé.

Tout récemment, on a construit des machines à quadruple expansion, c'est-à-dire à triple cascade.

**NOTA.** — La figure 7 donne une idée des appareils employés pour la mesure de l'eau. On y remarque :

- a.* Conduite d'arrivée de l'eau au récipient A ;
  - 1.* Robinet pour régulariser l'écoulement ;
  - b.* Paroi percée de trous, pour s'opposer aux oscillations de l'eau ;
  - c.* Paroi mobile formant déversoir ;
  - d.* Trop-plein ;
  - o.* Orifice en paroi mince d'où l'eau s'échappe sous la charge *h* ;
  - B.* Vase où l'on recueille l'eau au sortir de *o* ;
  - e.* Tube conduisant l'eau au récipient taré C ;
  - 2.* Robinet ;
  - f.* Trop-plein ;
  - 3.* Robinet de vidange du récipient C ;
  - D.* Réservoir destiné à recevoir l'eau quand on vide C ;
  - g.* Tuyau de prise d'eau d'alimentation ;
  - k.* Tube de retour pour l'eau qui n'entre pas dans la chaudière ;
  - i.* Conduite pour l'eau d'injection du condenseur ;
  - 4 et 5.* Robinets permettant de ramener l'eau, à la fin de l'expérience, au niveau initial dans les récipients *B* et *D*.
- L'eau qu'on extrait du condenseur se mesure par un récipient analogue à A, muni d'un orifice *o*, mais sans déversoir *c*.
-

## CHAPITRE SECOND

Les diverses périodes de la distribution : admission, détente, échappement et compression. Travail, énergie interne et échanges de chaleur. — Bilan de la machine.

**Admission.** — 30. Considérons la période d'*admission* de la vapeur dans un cylindre.

Comme il est impossible d'ouvrir instantanément la lumière d'admission à la vapeur qui afflue sous le piston, on a été amené à établir une *avance linéaire* à l'admission. Ainsi, lorsque le piston arrive à fond de course, la lumière est déjà entr'ouverte d'une quantité qui varie avec la vitesse de la machine. Grâce à cette avance, on amortit les chocs dus à la force vive des organes en mouvement, et surtout on empêche que l'usure des articulations ne vienne à produire un retard à l'admission, qui serait absolument nuisible.

31. Nous avons établi d'une manière tout à fait évidente que pendant l'admission il se produit une disparition de vapeur. L'explication de ce phénomène est très simple, et découle du même principe qui a conduit Watt à la célèbre invention du condenseur : lorsqu'une vapeur est introduite dans un réservoir de dimensions invariables, et dont les parois n'ont pas en tous les points la même température, la tension d'équilibre est celle qui correspond à la température la plus basse.

La vapeur, dans la chaudière, est en contact avec le liquide générateur. Elle est donc saturée, c'est-à-dire qu'un refroidissement produit une condensation, et qu'une addition de chaleur vaporise une partie de l'eau qu'elle entraîne mécaniquement.



Nous savons d'ailleurs que la vapeur est toujours humide, quelque petite d'ailleurs que soit la proportion d'eau : avec des chaudières suffisamment grandes, cette proportion ne dépasse pas 2 à 3 p. 100 ; quand les dimensions diminuent, on atteint 5 et 6 p. 100.

Remarquons que l'espace nuisible est rempli de vapeur à basse pression, ou faiblement comprimée ; et que par conséquent la vapeur qui arrive de la chaudière doit effectuer un certain travail pour la comprimer et la porter à sa propre température. Voilà donc une première perte d'énergie. Il y en a une seconde, car la vapeur doit encore réchauffer les parois métalliques qu'elle rencontre, c'est-à-dire le fond du cylindre, la face inférieure du piston, les parois des conduites, et la portion cylindrique de l'espace nuisible. Si nous opérons avec de la vapeur saturée, il est clair qu'il va se produire des condensations. Puis le piston avance, laissant derrière lui de nouvelles surfaces froides qui vont venir en contact avec la vapeur ; et par conséquent il se produit de nouvelles condensations, moins énergiques, pourtant, que les premières. Les expériences concordent avec la théorie pour démontrer que pendant l'admission la proportion d'eau contenue dans la vapeur augmente notablement. Dans l'une des expériences de Hirn, il y avait à peine 4 p. 100 d'eau au début de l'admission ; et à la fin, 31 p. 100. Dans une autre expérience, Hirn a constaté une condensation de 64 p. 100.

Il est très probable que durant l'admission les phénomènes sont assez complexes, et qu'il se produit des échanges de chaleur dans les deux sens, c'est-à-dire de la vapeur au métal, et vice versa. Le résultat définitif est une certaine quantité de chaleur cédée par la vapeur aux parois, et cette perte vient s'ajouter à celle qui résulte de la compression de la vapeur renfermée dans l'espace nuisible. Mais, d'après les études récentes de M. le professeur Dwelshauvers-Dery, il semble que, dans certains cas, vers la fin de cette période, le métal ait à son tour à céder de la chaleur à la vapeur.

Nous verrons tout à l'heure comment on calcule la quantité de chaleur qui fait l'objet de cet échange, quand on connaît

l'énergie interne du mélange qui remplit l'espace nuisible, la quantité de chaleur apportée de la chaudière, et l'énergie interne du mélange à la fin de l'admission.

32. Au cours des expériences exécutées au Creusot sur une machine Corliss, et dont il a déjà été question au n° 6, on a reconnu que pendant l'admission les condensations augmentaient avec la pression, et que, pour des admissions supérieures à 20 p. 100, l'augmentation de la période d'admission causait une diminution dans les condensations. Le condenseur n'avait sur ces condensations initiales qu'une faible influence.

Les *fortes pressions* et les *grandes détente*s ont augmenté les condensations, et par conséquent les *pressions modérées* se sont trouvées être les plus avantageuses à deux points de vue ; car elles donnent les plus faibles condensations pendant l'admission, et les plus fortes vaporisations pendant la détente.

Ainsi, nous le disons dès à présent, après les expériences effectuées en 1884 au Creusot par M. l'ingénieur en chef des mines Delafond, la marche la plus économique de cette machine se trouva correspondre aux données suivantes : pression, 4<sup>kg</sup>,50 ; détente, 80 p. 100, soit une admission de 1/3. La consommation de vapeur par cheval effectif et par heure, quand le condenseur et l'enveloppe de vapeur fonctionnent, est alors de 7<sup>kg</sup>,75.

33. Lorsqu'on alimente une machine avec de la vapeur surchauffée à 100° au-dessus de sa température de saturation, on pourrait croire que l'échange de chaleur de la vapeur aux parois peut se faire sans ramener la vapeur à l'état de saturation. Il n'en est rien, et l'expérience montre qu'en général le refroidissement est assez énergique pour produire même des condensations.

Nous disons en général, car dans l'une des expériences, la vapeur restait surchauffée à la fin de l'admission ; dans une autre, il y eut une faible condensation, de 1 p. 100 à peine ; dans une troisième, on obtint 2,52 p. 100 ; et dans une des suivantes enfin, avec de la vapeur surchauffée à 195°, la condensation atteignit le chiffre de 24 p. 100.

Ces résultats si différents s'expliquent encore par le principe de la paroi froide, mais avec une restriction, due à Hirn : c'est qu'il peut exister de la vapeur surchauffée à l'intérieur de la masse, bien que les parois du cylindre soient tapissées d'eau de condensation. Ainsi la même capacité peut contenir simultanément, pendant un instant, de la vapeur humide et de la vapeur surchauffée, jusqu'à ce que les échanges de température aient rendu le milieu homogène.

34. Dans la machine Woolf de 246,42 chevaux indiqués, étudiée au n° 23, la consommation de vapeur était de 10<sup>k</sup>,1347 par cheval indiqué, et de 8<sup>k</sup>,2052 par cheval absolu et par heure.

A la fin de l'admission, le petit cylindre contient une proportion d'eau de 16,29 p. 100 ; à la fin de la course du grand piston, cette proportion est de 10,32 p. 100. Et dans une position intermédiaire, correspondant à un dixième de la course, où les deux cylindres communiquent entre eux, la proportion d'eau, par rapport à la vapeur totale contenue entre les deux pistons, est de 32,06 p. 100.

Analysons ce phénomène. Pendant l'admission, les parois du cylindre et l'enveloppe de vapeur cèdent de la chaleur à la vapeur introduite. Au moment où cette vapeur passe dans le grand cylindre il se produit une vaporisation, qui soustrait de la chaleur aux parois et à la vapeur de l'enveloppe. Ces vaporisations augmentent encore la proportion de vapeur contenue dans le petit cylindre, et au moment où la totalité de la vapeur passe dans le cylindre à basse pression, il se produit des condensations énergiques, au contact des parois refroidies.

Dans le grand cylindre, les surfaces refroidies que le piston découvre produisent des condensations. Au contraire, les parois déjà réchauffées du grand et du petit cylindre produisent des vaporisations. De leur côté, les condensations à l'intérieur de l'enveloppe fournissent de la chaleur. Ceci fait qu'à fin de course, le grand cylindre ne contient plus que 10,32 p. 100 d'eau, qui s'en vont au condenseur. En somme, c'est l'eau qui sert de véhicule à la chaleur, et qui par ses condensations et ses

vaporisations successives est l'agent des transformations thermiques.

35. Dans la machine compound marine décrite au n° 24, les proportions d'eau étaient de 7,46 p. 100 à la fin de l'admission, et de 13,74 p. 100 à la fin de la course du grand piston.

Ainsi, dans cette machine, les pertes à l'échappement sont plus considérables que dans la précédente, car les condensations augmentent au lieu de diminuer vers la fin de la course.

Dans les machines compound à trois cylindres, dont un à haute et deux à basse pression, les résultats étaient les suivants : condensations à la fin de l'admission, de 11 à 27 p. 100 ; — à la fin de la course du petit cylindre, de 12 à 22 p. 100 ; — et à la fin de la course des grands cylindres, de 12 à 32 p. 100.

En résumé, la *période d'admission* est caractérisée par une *cession de chaleur* de la vapeur au métal. Nous l'appellerons *échange positif*, et nous qualifierons de *négatif* l'échange inverse qui s'effectue du métal à la vapeur.

La perte de chaleur due à la compression de la vapeur dans l'espace nuisible par la vapeur vive, la lenteur du mouvement du piston au début de sa course, la grandeur de la surface refroidissante, qui dans la suite n'augmente plus que très lentement, tout cela permet de supposer que l'énergie maximum de la condensation de la vapeur, si elle est saturée, ou de son refroidissement, si elle est surchauffée, a lieu au début de l'admission. L'échange serait au début *positif*, partirait de sa valeur maximum pour décroître progressivement et devenir à la fin *négatif*, de sorte que l'échange de chaleur serait la somme de deux quantités de signe contraire, dont la valeur définitive est toujours *positive*.

Nous verrons plus tard comment on peut représenter ces phénomènes, et ceux qui se produisent dans les autres périodes, au moyen du *Diagramme des échanges* imaginé par M. Dwelshauvers-Dery.

Dans l'une des huit expériences de Hallauer sur la classique machine du Logelbach à un cylindre et à balancier, effectuée avec de la vapeur surchauffée à 196° environ, la vapeur au cours de

l'admission cessait d'être surchauffée, et tombait à la température de  $142^{\circ}$ . Or  $M_1 = 0^{\text{r}},224$ . Il y avait donc un dégagement de chaleur de

$$0,224 \times 0,5 (196 - 142) = 6 \text{ calories.}$$

De plus, pendant l'admission il y avait une proportion d'eau condensée égale à  $0^{\text{r}},0332$ , et, comme à  $142^{\circ}$  la chaleur de vaporisation de l'eau est de  $507,81$  calories, cette condensation dégageait :

$$0,0332 \times 507,81 = 28 \text{ calories.}$$

En somme, la vapeur perdait pendant l'admission environ  $34$  calories.

Le calcul de la *chaleur interne*  $U_0$  du mélange à la fin de l'admission se fait aussi très simplement. Soit  $M_1$  le poids de vapeur sèche qui se trouve dans le cylindre à la fin de l'échappement. On aura :

$$\begin{aligned} U_0 &= (M_1 + M_2) q_0 + m_2 p_0 = (0,224 + 0,0408) \times 143,29 \\ &\quad + 0,16844 \times 463 \\ &= 110,67 \text{ calories.} \end{aligned}$$

36. Considérons la machine à vapeur à un cylindre, dont le diagramme se trouve reproduit à la figure 8. L'expérience montre qu'après un certain temps de fonctionnement il s'établit un *régime* de température, et qu'à chaque coup de piston il y a *équivalence* entre les calories reçues par le métal et celles qu'il cède à la vapeur. Cherchons donc à déterminer l'échange de vapeur, que nous désignerons par  $R_1$ , durant l'admission. Nous savons qu'il est positif. Nous déterminerons plus tard la valeur des échanges dans les autres périodes de la distribution. Pour le moment, nous savons que cet échange  $R_1$  résulte de deux phénomènes : la vapeur  $M_1$ , rencontrant dans l'espace nuisible la vapeur  $M_2$  à une température plus basse que la sienne, la réchauffe et la comprime suivant une loi inconnue, sur laquelle le diagramme ne nous apprend rien. Puis, arrivée au contact des parois refroidies par l'échappement, elle se condense en partie. Le résultat de ces deux pertes de chaleur

est un échange *positif*, c'est-à-dire que les parois du cylindre reçoivent de la vapeur une certaine quantité de chaleur.

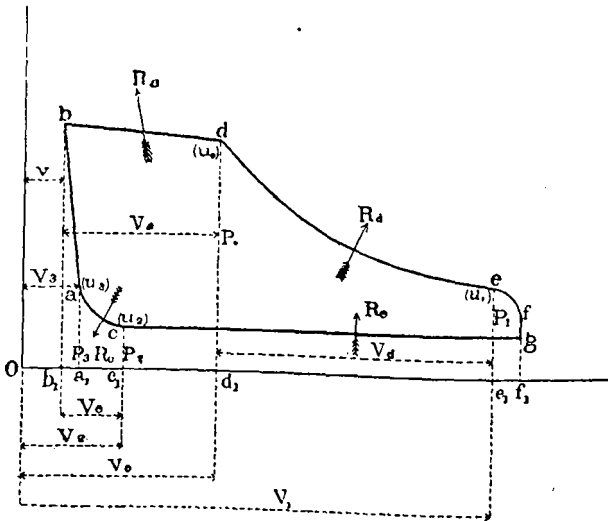


Fig. 8. — Diagramme de la machine à un cylindre.

Le travail absolu pendant l'admission,  $L_a$ , est représenté par la différence entre les aires  $b_1bdd_1b_1$  et  $a_1abb_1a_1$ , dont la seconde correspond au travail de l'admission anticipée. Pour avoir ce travail évalué en unités thermiques, c'est-à-dire en calories, il suffit de multiplier par 425 le travail exprimé en kilogrammètres par la mesure directe du diagramme.

Nous savons qu'au début de l'admission le cylindre renferme un poids  $M_c$  de vapeur. Or cette vapeur possède une énergie interne mesurée par  $U_c$ , calories, et il faudra y ajouter les  $Q$  calories apportées par la vapeur de la chaudière. Dans ces calculs, nous prenons pour origine des températures  $0^\circ$ , c'est-à-dire que nous supposons la chaudière alimentée par de l'eau à  $0^\circ$ , mais les résultats seraient identiques en prenant une origine quelconque. Dans la pratique, on sait que dans les machines sans condenseur on réchauffe l'eau d'alimentation presque jusqu'au point d'ébullition, dans des appareils

réchauffeurs qui utilisent les produits perdus de la combustion.

Donc  $U_3 + Q$  sera la chaleur totale de la vapeur. A la fin de l'admission, elle conserve après cette période une quantité de chaleur interne  $U_0$  ; par conséquent, la différence  $U_3 + Q - U_0$  représentera la chaleur *disparue* pendant l'admission, qui a précisément servi à produire le travail extérieur absolu  $L_a$ , et à fournir au métal une quantité de chaleur  $R_a$ .

En vertu du principe énoncé au n° 2, nous pouvons donc écrire :

$$U_3 + Q - U_0 = L_a + R_a ; \quad (18)$$

d'où :

$$R_a = U_3 + Q - U_0 - L_a ; \quad (19)$$

où l'on a, pour la vapeur saturée :

$$U_3 = M_3 q_3 + m_3 \rho_3 = M_c (q_3 + x_3 \rho_3), \quad (20)$$

et dans le cas où la compression surchauffe la vapeur :

$$U_3 = 476,41 M_c + 0,007059 P_3 V_3 ; \quad (21)$$

et :

$$U_0 = (M_a + M_c) q_0 + m_0 \rho_0 = (M_a + M_c) (q_0 + x_0 \rho_0), \quad (22)$$

où l'on a :

$$m_0 = V_0 \gamma_0.$$

Suivant l'hypothèse de Hirn,  $M_c$  est donné par la relation :

$$m_c = M_c = V_2 \gamma_2,$$

où  $V_2$  est le volume calculé, occupé par la vapeur à la fin de l'échappement.

**Détente.** — 37. La *période de détente*, dont nous allons à présent aborder l'étude, est la phase la plus importante de la distribution. Lorsque le piston arrive à un certain point de sa course, l'admission se trouve fermée par une disposition cinématique convenable, et pendant le reste de la course du pis-

ton, c'est la détente de la vapeur qui produit le travail extérieur.

Jusqu'à ces derniers temps on croyait — et certains constructeurs le croient encore aujourd'hui — qu'il importe d'obtenir une fermeture brusque, et pour ainsi dire instantanée, des lumières d'admission, et on condamnait absolument les appareils qui produisent un laminage de la vapeur — en particulier les tiroirs.

L'exagération fut extrême : on inventa un nombre incalculable de types de distribution dits à *déclics*, qui pouvaient réduire l'admission au degré le plus faible, comme par exemple dans la machine Corliss. Mais tous ces dispositifs sont compliqués, et se composent d'articulations multiples, sujettes à des chocs et à des vibrations.

Il est aujourd'hui établi, de l'avis unanime de tous les ingénieurs pratiques, qu'au point de vue de la simplicité, de la facilité d'entretien, de la parfaite sécurité contre les fuites de vapeur, le *tiroir plan* est encore le meilleur appareil de distribution connu. Il a un défaut : c'est que la pression qui le maintient contre la table des lumières est une cause de frottements, qui dépensent du travail en marche normale, et qui rendent, au changement de marche, les manœuvres plus difficiles. De plus, les régulateurs à force centrifuge s'appliquent en général mieux aux appareils qui offrent peu de résistance. Mais cette difficulté est loin d'être insurmontable. J'ai moi-même réussi à appliquer, dans une machine à détente variable par tiroirs que j'ai construite, des régulateurs convenablement calculés et qui fonctionnent d'une manière très satisfaisante.

38. D'ailleurs, les expériences de Hallauer ont établi qu'on peut faire agir le régulateur sur une *valve d'étranglement* établie sur la conduite de vapeur, et que par ce mécanisme si simple on peut faire varier la force de la machine entre des limites bien *suffisantes* pour la pratique sans que la consommation de vapeur en subisse une variation notable. Et ceci réfute aussi bien ceux qui proscrivent le laminage de la vapeur à cause de l'abaissement de pression qui en résulte, que ceux



qui veulent y voir un léger avantage, à cause de la surchauffe qui vaporiserait une portion de l'eau d'entraînement.

Dans la machine à balancier de Hirn, avec de la vapeur surchauffée, on a fait varier le travail indiqué de 99 à 123 chevaux — soit une différence de 20 p. 100 — par une valve d'étranglement, et la dépense de vapeur n'a pas varié.

Plus tard Hallauer, dans ses études sur la machine Woolf dont les cylindres avaient respectivement 0<sup>m</sup>,550 et 1<sup>m</sup>,413 de diamètre, fit varier le travail par l'étranglement de la valve. Il trouva que, en passant de 180 à 346 chevaux — soit 47 p. 100 de différence, la consommation par cheval absolu et par heure n'avait pas changé.

Voici encore deux expériences, effectuées sur une même machine pour étudier l'effet du laminage : c'était une machine Woolf, construite par la maison Kœchlin, qui fonctionnait à pleine pression dans le petit cylindre, le degré de détente étant égal à 7. Toutes choses égales d'ailleurs, on faisait varier la force de cette machine de 185 à 347 chevaux par l'étranglement de la vapeur.

La consommation de *vapeur saturée et sèche* par *cheval absolu et par heure* — c'est la consommation qui marque la valeur *intrinsèque* du travail de la vapeur, et que nous appellerons *consommation générique* — varie à peine de 3,7 p. 100, sa plus faible valeur correspondant au travail maximum.

39. C'est ainsi qu'on peut se rendre un compte exact de l'influence du laminage; car si on rapporte tout au *travail indiqué*, le *travail négatif* de la contre-pression, qui entre en ligne de compte, est un élément perturbateur pour une comparaison rationnelle : on sait que le rapport de ce travail négatif au travail absolu *augmente* lorsque la puissance de la machine *diminue*.

Dans le cas actuel, pendant que la force de la machine passait de 185 à 347 chevaux absolus, ce rapport variait de 24 p. 100 à 17,4 p. 100; et c'est encore à la puissance la plus considérable que correspond la consommation minimum par *cheval indiqué*. Si nous passons maintenant à la consommation par *cheval effectif*, un nouvel élément perturbateur, le travail

des frottements, entre en ligne de compte, et la différence entre les consommations de vapeur correspondant aux deux puissances extrêmes se trouve porté à 20 p. 100 environ. Mais il est clair que l'effet du laminage est représenté par la petite variation de 3,7 p. 100. Or, ici la puissance de la machine a diminué de plus de 47 p. 100.

Il y a donc du vrai dans les deux théories. Le laminage augmente la *consommation générique* et les condensations au cours de l'admission, par le fait de la diminution de pression. Mais les condensations sont à peu près du même ordre que les vaporisations résultant du laminage même.

Une machine compound marine a donné les résultats suivants : tandis qu'on faisait varier sa puissance de 874 à 264 chevaux, c'est-à-dire dans le rapport de 3,3 à 1, en fermant à peu près complètement la valve d'admission, l'économie sur la *consommation générique* n'était que de 4,7 p. 100 à l'avantage de la plus forte puissance. Au contraire, les consommations indiquées de vapeur saturée et sèche, diffèrent entre elles de 13,80 p. 100, et ce résultat est dû au travail de la contre-pression, qui représente 13 p. 100 du travail absolu pour la force de 874 chevaux, et 21,4 p. 100 pour la force de 264 chevaux, bien que la contre-pression soit en valeur absolue plus faible dans le second cas, ( $0^{\text{r}},158$  au lieu de  $0^{\text{r}},286$ ). De même, le laminage n'a sur les phénomènes qui se passent dans le réservoir intermédiaire qu'une très faible influence. Et l'on peut dire qu'au point de vue des consommations génériques, comme au point de vue des transformations thermiques, toutes les machines fixes et marines se comportent à peu près de la même manière, relativement au phénomène qui nous occupe.

40. — On a fait aussi des expériences sur la machine du *Duquesne*, qui est du type Woolf, et se compose de trois séries de cylindres conjugués deux à deux, actionnant trois manivelles à  $120^{\circ}$ . Et on a également constaté la faible influence d'un laminage, même assez énergique, sur la *consommation générique*. Dans une première expérience, la machine faisait 80,33 tours par minute, et rendait 8,490 chevaux : l'admission dans les

petits cylindres durait  $\frac{725}{1000}$  de la course, et la détente totale était de 2,63. La consommation de vapeur était de 8<sup>kg</sup>, 416 par cheval absolu et par heure, et de 9<sup>kg</sup>, 678 par cheval indiqué. La valve d'admission était complètement ouverte, et comme les lumières étaient à grande section, la chute de pression entre la chaudière et le cylindre n'était que de 0<sup>kg</sup>, 010.

Dans une seconde expérience, la valve était fermée, de façon que la chute de pression atteignit 1<sup>kg</sup>, 171. La puissance de la machine se trouva réduite à 3,180 chevaux ; elle marchait alors à raison de 59,33 tours ; et la consommation absolue fut portée à 8<sup>kg</sup>, 744, et la consommation indiquée, à 10<sup>kg</sup>, 571. Une troisième expérience fut effectuée avec une fermeture encore plus grande : la chute de pression était de 2<sup>kg</sup>, 010, la puissance de 1,410 chevaux, le nombre de tours de 44,49, et les consommations étaient respectivement de 8<sup>kg</sup>, 832 et de 11<sup>kg</sup>, 242. Ainsi donc, entre la première et la troisième expérience la consommation générique n'était majorée que de 4,7 p. 100, tandis que la consommation effective augmentait de 14 p. 100.

On ne pouvait dans une machine marine contrôler les résultats de l'expérience par la mesure de l'eau fournie par la pompe à air. Hallauer fut donc amené à comparer directement la machine du *Duquesne* avec une machine Woolf fixe à balancier, où le contrôle par l'eau du condenseur était facile à effectuer. Sur cette dernière, il effectua deux expériences, où la différence entre les chutes de pression était, comme dans la machine du *Duquesne*, de 2,010 — 0,010 = 2 kilogrammes ; et comme les transformations de la vapeur, les consommations génériques et les pertes au condenseur variaient de quantités à peu près identiques dans les deux séries d'expériences, il se crut autorisé à ajouter foi aux expériences du *Duquesne*.

En d'autres termes, le parallélisme complet de fonctionnement entre les deux machines pour une même chute de pression justifiait les expériences sur la machine marine, et les résultats qu'on en avait déduits.

En résumé, nous pouvons admettre que s'il vaut mieux dans la pratique avoir une fermeture brusque des lumières, et

entre autres raisons parce que ceci conduit à des dimensions moindres pour une même puissance, on ne peut guère conseiller aux constructeurs de rechercher un avantage, si mince pour les faibles étranglements, au prix d'une disposition cinématique compliquée, exigeant un excellent entretien et des réparations fréquentes.

41. — Lorsque le distributeur, quel qu'il soit, tiroir, robinet, ou soupape, a fermé l'admission, la vapeur, qui a conservé à peu près sa pression initiale, se détend, chassant devant elle le piston, et produisant ainsi un travail extérieur.

Pendant cette période, les phénomènes d'échange sont très complexes. Car, à mesure que le piston avance, et que la pression baisse dans le cylindre, l'état thermique varie. L'eau qui tapisse les parois se vaporise et se condense tour à tour, et il est impossible de prévoir d'une façon générale le sens définitif de l'échange.

Nous sommes en présence de deux phénomènes opposés : le cylindre fonctionne à la fois comme générateur et comme condenseur ; et, suivant les cas, la quantité d'eau augmente ou diminue.

42. Dans les machines Woolf et Compound il y a aussi des condensations pendant l'admission dans le cylindre à haute pression, c'est-à-dire que l'échange est positif. Pendant la détente à l'intérieur du petit cylindre, le phénomène n'est pas toujours le même ; et suivant le point où cesse l'admission, les parois peuvent restituer une partie de la chaleur emmagasinée, ou bien — et c'est le cas des petites détentes — les condensations peuvent se poursuivre. Pendant l'échappement, la plus grande partie de la chaleur emmagasinée dans les parois est reprise par la vapeur qui se détend dans le grand cylindre. Et elle est utilisée pendant la course du grand piston.

La pression d'admission au grand cylindre est loin d'être égale à la pression finale dans le premier : il y a une perte brusque de pression, due à l'augmentation de volume, et aux condensations qui se produisent dans l'espace nuisible de la machine

Woolf, ou dans le réservoir de la Compound. Dans le grand cylindre, il se produit des condensations au contact des parois découvertes par le piston ; mais en même temps il y a des vaporisations au contact des parois du petit et du grand cylindre déjà réchauffées.

A la fin de la détente dans le grand cylindre la pression est faible. Pourtant il y a encore de la chaleur accumulée dans la paroi métallique, et pendant l'échappement une partie de cette chaleur est emportée au condenseur, et elle est perdue.

43. Revenons aux machines à un cylindre. Nous prendrons pour exemples deux des expériences de Hirn, effectuées sur sa classique machine sans enveloppe, avec de la vapeur saturée. Au début de la détente, il y avait 69,9 p. 100 de vapeur et 30,40 p. 100 d'eau pour la première expérience ; 64 p. 100 de vapeur et 36 p. 100 d'eau pour la seconde. A la fin de cette période, les proportions d'eau étaient respectivement de 25,2 p. 100 et 35,19 p. 100. Ainsi nous avons dans les deux cas une vaporisation — très faible, il est vrai, dans le second cas.

La théorie générique néglige les phénomènes thermiques, s'appuyant sur la faible conductibilité des gaz à la chaleur. Mais Hirn fait remarquer que les échanges de chaleur ne s'effectuent pas par conductibilité, mais par *contact direct* et par le moyen de condensations qui se produisent même avec de la vapeur surchauffée. En effet, dans une expérience effectuée sur la même machine avec de la vapeur surchauffée, on constatait encore la surechauffe au début de la détente, et, à la fin, il y avait 13 p. 100 d'eau condensée.

Au contraire, dans une autre expérience, où on ne faisait pas fonctionner le condenseur, il y avait 12 p. 100 d'eau au début de la détente, et à la fin, la vapeur était sèche.

Ces diverses expériences montrent bien que dans la détente il se produit tantôt des vaporisations, tantôt des condensations.

44. Nous avons vu, à propos de la machine Woolf à balancier, dont les cylindres avaient 0<sup>m</sup>,550 et 1<sup>m</sup>,415 de diamètre, qu'à

la fin de l'admission et de la course du grand piston, les proportions d'eau contenues dans la masse fluide étaient respectivement 16,29 p. 100 et 10,32 p. 100. Notons que ceci comprend aussi l'eau entraînée mécaniquement de la chaudière. Donc, malgré la chaleur consommée en travail extérieur, la proportion d'eau a diminué. Ceci prouve bien que pendant la détente il s'est produit une vaporisation sous l'influence de la chaleur fournie par l'enveloppe de vapeur, et par les parois du cylindre à haute pression.

45. C'est probablement au début de la détente que les parois du cylindre restituent le plus de chaleur. Ce fait a été clairement mis en évidence par les diagrammes de M. Dwelshauvers-Dery. On aurait pu s'attendre, au contraire, à voir l'échange positif de l'admission se poursuivre au début de la détente. L'échange peut rester *négatif* pendant toute la détente : c'est même ce qui a lieu en général. Mais il y a des cas, et cela surtout pour les très grandes admissions, où vers la fin il change de signe, et devient positif : c'est ce qui est bien mis en évidence par le diagramme des échanges.

Ainsi l'échange de chaleur  $R_d$  qui a lieu pendant la détente est une somme de deux échanges de signe contraire. *En général*, elle sera *négative*, c'est-à-dire que le métal fournira de la chaleur à la vapeur ; mais il peut arriver qu'elle soit *positive*.

Dans deux expériences effectuées par Hirn sur sa machine à balancier avec de la vapeur surchauffée, avec un degré d'admission de  $1/2$ , l'échange s'est trouvé être *positif*, et il en a été de même dans une expérience exécutée en Angleterre par M. l'ingénieur Willans sur une machine à simple effet, marchant avec de la vapeur saturée, mais à très grande vitesse, soit 408 tours par minute.

Dans l'une de ces deux expériences de Hirn, on vérifiait en calculant le degré d'humidité de la vapeur que pendant une partie de la détente la vapeur était encore surchauffée. Ceci a une grande influence sur la transmission de chaleur, car c'est le véhicule même de cette transmission, c'est-à-dire l'eau, qui fait défaut.

46. Nous avons vu comment on calcule la chaleur interne d'un mélange d'eau et de vapeur, et nous en avons fait l'application à l'une des huit expériences alsaciennes. Reprenons le même exemple (voyez n° 36). On trouve qu'à la fin de la détente cette chaleur interne est  $U_1 = 108^{\circ},77$ , et que par conséquent pendant la détente la vapeur dégage un nombre de calories représenté par :

$$U_0 - U_1 = 110,67 - 108,77 = 1,90.$$

Pendant toute la course du piston, le nombre des calories dégagées est donc de :

$$34 + 1,90 = 35,90.$$

Le refroidissement externe  $E$  en absorbe 2,50. Le travail  $L_d$  de la détente correspond ici à 14,31 calories ; et par conséquent chaque coup de piston consomme un nombre de calories égal à :

$$14,31 + 2,50 = 16,81$$

Considérons la différence :

$$35,90 - 16,81 = 19,09.$$

Elle exprime l'excès de la chaleur cédée aux parois par la vapeur d'admission sur la dépense de chaleur correspondant au travail de la détente et au refroidissement extérieur. C'est donc une quantité de chaleur qui reste disponible. Nous verrons plus loin ce qu'elle devient.

47. — Avant d'aller plus loin, il est bon d'insister sur la différence entre les résultats de la théorie générique et ceux de la théorie expérimentale relativement à la détermination du meilleur degré de détente au point de vue économique.

La première conclut en faveur des grandes détentes ; la seconde, qui tient compte de toutes les conditions du problème, par cela même qu'elle est expérimentale, nous enseigne que dans la pratique il faut s'en tenir aux *détentes modérées*.

Revenons à l'étude de la machine à un cylindre de Hirn, dite

machine du Logelbach, fonctionnant avec de la vapeur saturée.

Avec une admission de  $\frac{1}{4}$ , la *consommation générique* était de 8<sup>t</sup>,449 de vapeur saturée et sèche. Avec une admission de  $\frac{1}{7}$  — c'était la plus faible admission que la disposition cinématique permit d'atteindre — elle avait diminué de 7, 4 p. 100. Mais dans les applications, c'est la consommation par cheval indiqué qu'il importe de connaître ; et à ce point de vue l'admission de  $\frac{1}{7}$  ne donnait plus qu'une économie de 5 p. 100. Si maintenant nous passons à la véritable consommation *industrielle*, c'est-à-dire à la consommation par cheval effectif, l'économie n'est plus que de 4 p. 100. Ces chiffres montrent bien que, lorsque la détente augmente, et que la puissance de la machine diminue, le travail de la contre-pression augmente, et l'influence des frottements se fait sentir davantage.

Entre les mêmes degrés de détente, mais avec de la vapeur surchauffée, l'admission de  $\frac{1}{7}$  donnait une économie de 5 p. 100 par cheval absolu, de 3,4 p. 100 par cheval indiqué, et de 0,23 p. 100, soit une quantité négligeable, par cheval effectif.

Il est vrai que dans les expériences de Hirn la surchauffe s'est trouvée plus énergique lorsque l'admission était de  $\frac{1}{4}$  ; et par conséquent, si la comparaison avait été effectuée à températures égales, on aurait trouvé un avantage plus sensible à la plus grande détente.

Nous avons dit que dans la machine de Hirn on ne pouvait pas pousser le degré de détente au delà de 7. Ceci limitait donc la recherche du degré de détente le plus économique.

Des expériences ont été exécutées sur une machine Corliss à enveloppe de vapeur, fonctionnant avec de la vapeur saturée, aux trois degrés d'admission :  $\frac{1}{6}$ ,  $\frac{1}{8}$  et  $\frac{1}{11}$ . Elles ont démontré que le degré de détente avait sur la *consommation générique* une influence très faible, et sur la *consommation indiquée* une influence à peu près nulle. Ainsi, par rapport à ces deux éléments, la meilleure admission était celle de  $\frac{1}{4}$ . Au contraire, par rapport à la *consommation effective*, c'était l'admission de



$\frac{1}{6}$  qui était la plus économique, et l'économie par rapport à l'admission de  $\frac{1}{11}$  était de 4,5 p. 100.

Nous avons vu au n° 33 que, pour une autre machine Corliss, expérimentée au Creusot, on a été conduit à fixer un degré d'admission de  $\frac{1}{5}$ .

48. — Examinons maintenant quelques résultats fournis par des expériences sur des machines à deux cylindres, dont l'un à haute, et l'autre à basse pression.

Dans la machine Woolf à balancier, et à enveloppe de vapeur, dont il a été question déjà plusieurs fois, on a vu que par l'étranglement de la valve d'admission la puissance variait de 346 à 180 chevaux, — soit une différence de moitié, à peu près, — sans amener de variation dans la *consommation générique*. La consommation de vapeur sèche par coup de piston était au contraire variable. Elle était de 4<sup>k</sup>,08874 dans le premier cas, et de 0<sup>k</sup>,59006 dans le second. Ainsi nous avons deux poids de vapeur, dont l'un à peu près double de l'autre, qui se sont détendus dans un même rapport, mesuré par le rapport des volumes des deux cylindres. Mais si les *consommations génériques* sont restées les mêmes, les consommations *indiquées* sont très différentes ; et la marche à pleine puissance donne une économie de 4,7 p. 100. Car, tandis que les valeurs de la contre-pression étaient respectivement de 0<sup>k</sup>,340 et de 0<sup>k</sup>,214, le travail négatif de cette contre-pression était :

D'environ 23 p. 100 du travail absolu pour la force de 180 chevaux ;

D'environ 20 p. 100 du travail absolu pour la force de 346 chevaux ;

aussi l'avantage restait-il à la plus grande puissance.

Dans la machine à un cylindre, fonctionnant avec de la vapeur surchauffée, la contre-pression était de 0<sup>k</sup>,192, valeur très voisine de celle de la machine Woolf (0<sup>k</sup>,214), et le travail du vide était à peine de 8,37 p. 100, trois fois moindre, par conséquent, que dans l'autre cas. Cette différence est frappante. Hallauer l'attribue aux grandes dimensions qu'il faut donner au cylindre à basse pression, et qui rendent les machines Woolf

inférieures aux machines à un cylindre, au point de vue du travail négatif.

49. — Il reste à voir s'il y aurait avantage dans une machine Woolf à faire commencer la détente bien plus tôt, à l'intérieur même du petit cylindre, ce qui permettrait de pousser le degré de détente très loin. Hallauer a pu effectuer des expériences à trois degrés différents : 7, 13 et 28, qui sont entre eux approximativement comme 1, 2 et 4. Il a trouvé qu'à mesure que la détente augmente, la consommation *générique* diminue, et que par conséquent, au point de vue du travail *absolu*, la pratique est d'accord avec la théorie pour conseiller les grandes détentes. Mais si on tient compte du travail de la contre-pression, c'est-à-dire si on considère le travail *indiqué*, la loi ne se vérifie plus : l'admission de  $\frac{1}{13}$  présente sur celle de  $\frac{1}{28}$  une économie de 1,5 p. 100. Si maintenant on passe aux consommations *effectives*, c'est encore l'admission de  $\frac{1}{13}$  qui est plus avantageuse, avec une économie de 5,5 p. 100 sur celle de  $\frac{1}{28}$ , et de 4 p. 100 sur celle de  $\frac{1}{7}$ .

Ces résultats, et d'autres qu'on pourrait y joindre, montrent l'exactitude de l'assertion de Hirn, quand il affirme que *pour des raisons pratiques la machine à vapeur à cycle incomplet et à détente modérée offre, malgré ses défauts, un rendement supérieur à celui que pourrait donner la machine à cycle parfait*, abstraction faite du prix d'établissement.

50. — On peut encore déduire deux conséquences *pratiques* de ces expériences sur la machine Woolf. Lorsqu'on se propose de faire varier la puissance dans des proportions notables, c'est-à-dire d'environ moitié, il vaut mieux *agir sur le degré de détente* que d'étrangler la vapeur : on y trouve un avantage relatif de près de 10 p. 100. Lorsqu'il s'agit au contraire de faire varier de petites quantités, de 10 p. 100 en plus ou en moins, par exemple, la *puissance maximum* de la machine à un moment donné, il est indifférent d'agir sur l'un ou

l'autre de ces deux moyens, car au point de vue économique il n'en résulte pas de différence sensible. C'est sur ces faits que se fonde Hallauer pour conseiller, avec grande raison, sinon d'une façon générale, du moins dans la plupart des cas, de ne pas compliquer inutilement les mécanismes de distribution, et de s'en tenir à la disposition simple et solide d'une *valve d'étranglement*, actionnée par le *régulateur*, et d'une détente *variable à la main*.

51. — Nous avons établi par ce qui précède que le *degré de détente* le plus *économique* n'est pas le même dans les machines à un cylindre et les machines Woolf fixes. Mais nous savons que le rapport des volumes des deux cylindres est de 5 à 7 dans les machines fixes, de 2 à 3 seulement dans les machines marines. Proposons-nous maintenant d'étudier l'influence économique de cet élément.

Nous avons vu que, dans une machine fixe, le rapport des volumes des cylindres étant donné, les consommations génériques donnent un avantage aux grandes détentes, mais cet avantage est bien faible. Ainsi on peut faire varier le degré de détente de 8 à 24, avec un rapport de  $1/6$  entre les deux cylindres, et des admissions dans le petit cylindre de  $1/4$ ,  $1/2$  et  $3/4$ , sans que la consommation générique varie de plus de 2 à 3 p. 100.

Mais si nous passons aux consommations indiquées, le travail de la contre-pression donne aux grandes puissances un avantage mesuré par une économie de 15 à 20 p. 100; et dans la machine dont il est question la marche la plus économique correspond à une détente d'environ 12, avec une admission de  $1/2$  dans le cylindre à haute pression.

Ainsi nous avons examiné comment varie la puissance d'une machine fixe lorsqu'on étrangle la vapeur, ou qu'on modifie la détente, et nous avons défini les conditions de meilleur rendement. Mais peut-on appliquer ces résultats aux machines marines, où la marche accélérée exige un rapport entre les cylindres de  $1/2$  à  $1/3$ , et une grande capacité intermédiaire ?

La variation des dimensions relatives des cylindres n'a au-

cune influence sur la consommation *générique*, mais le meilleur degré de détente n'est plus le même. Ainsi la machine Woolf fixe dont il vient d'être question, avec un rapport de  $1/6$  entre les volumes des cylindres et une détente de 12, avait la même consommation *générique* qu'une machine marine où le rapport des cylindres était  $1/2$ , et la détente totale 8. Mais on peut observer que dans la première de ces machines la consommation *générique* baissait légèrement quand on faisait varier la détente de 8 à 12 : dans la machine marine au contraire elle augmente beaucoup quand on fait varier la détente de 8 à 20. Hallauer en conclut que le *degré de détente totale le plus économique varie lentement lorsque le rapport des deux cylindres diminue*.

Dans les machines marines à deux cylindres que l'on construit aujourd'hui, pour marcher à des pressions moyennes de 6 atmosphères effectives, la détente totale varie en général de 6 à 8, et avec ces données on arrive à une bonne répartition du travail entre les deux cylindres.

52. Donc, entre  $1/6$  et  $1/2$ , c'est-à-dire entre des limites très larges, le rapport entre les volumes des cylindres n'a pas d'influence sur la consommation *générique*. Le rapport qu'il faudra choisir sera donc celui qui permettra de faire varier économiquement le degré de détente entre les limites les plus étendues, quand on voudra faire varier la puissance de la machine.

A ce point de vue, les meilleures valeurs de ce rapport sont  $1/4$  et  $1/3$  ; de plus on arrive ainsi à une force maximum très suffisante lorsqu'on admet la vapeur pendant toute la course du petit cylindre, c'est-à-dire qu'on se tient à un degré de détente totale de 4 ou 5.

La latitude laissée au fonctionnement économique (au point de vue *générique*) se restreint lorsque le grand cylindre a des dimensions trop voisines de celles du petit cylindre. Le degré de détente totale qui correspond au meilleur rendement économique augmente à mesure que le cylindre à basse pression augmente par rapport au cylindre à haute pression. Il en résulte

une conséquence importante : deux machines, ayant un cylindre à haute pression, et un ou deux cylindres à basse pression, n'ont pas nécessairement la même consommation *générique* lorsqu'elles ont le même *degré* de détente et la même pression initiale : il faut encore qu'entre les cylindres existe le même *rapport de volume*.

53. Par conséquent, dans le cas où aucune condition spéciale n'exigera de grandes variations dans la marche de la machine — et c'est le cas des machines fixes, où l'on n'a jamais besoin d'une puissance double en cours de marche, — on pourra se fixer un rapport de  $1/4$  à  $1/5$  entre les volumes des deux cylindres. Alors il suffira de faire varier l'admission dans le cylindre à haute pression pour régler la machine, suivant les oscillations du travail résistant. Mais dans les machines marines la nécessité du service conduit à des variations énormes de la vitesse de rotation.

Dans une machine de bateau marchand il est possible, d'après Hallauer, avec un rapport de  $1/5$  entre les cylindres et une détente totale de 12, de faire varier la vitesse de 30 p. 100, soit de 55 à 80 tours par minute, et cela dans de bonnes conditions économiques. Mais dans un croiseur de guerre, il s'agit de passer de 45 à 85 tours, soit une variation de 47 p. 100 dans la vitesse, qui correspond à un accroissement de puissance de plus du triple. Et si la machine était établie sur la base de la marche à 45 tours, avec un rapport de  $1/4$  à  $1/5$  entre les cylindres, on ne pourrait, même avec une admission totale dans le petit cylindre, obtenir le travail triple.

C'est ce qui force les constructeurs à fixer le rapport des cylindres à  $1/2$  ou  $1/3$ . Aussi ne faut-il pas s'étonner si, pour les faibles vitesses, la consommation *générique* est supérieure de 18 à 19 p. 100 à la consommation minimum, laquelle correspond à une détente totale de 8 ou 9, avec une admission de  $1/4$  à  $1/3$  dans le cylindre à haute pression.

54. Mais il faut tenir compte aussi de l'influence perturbatrice de la contre-pression, qui change les conditions écono-

miques de la machine, et rend la consommation par cheval indiqué plus faible dans le cas des grandes vitesses. Voici un tableau qui résume quatre expériences effectuées sur la machine du *Duquesne*, où le rapport des cylindres était 0,519, soit environ  $1/2$ , et où la détente était variable.

EXPÉRIENCES	1	2	3	4
Force indiquée en chevaux. . . . .	7200	6360	3900	1665
Nombre de tours par minute. . . . .	76,67	73	62,49	46,55
Admissions dans le petit cylindre. . . . .	0,650	0,550	0,225	0,100
Détentes totales. . . . .	3,115	3,508	7,936	19,230
Consommation générale en Kgr. . . . .	8,411	8,056	6,861	8,154
Consommation indiquée . . . . .	9,737	9,066	8,335	10,448

C'est pendant la troisième expérience, où la détente totale était voisine de 8, et l'admission de  $\frac{1}{4,4}$ , que le fonctionnement était le plus économique. La quatrième au contraire, avec une détente de 20 environ, donnait la plus forte consommation.

Hallauer propose de chercher à améliorer le rendement des machines marines en agissant à la fois sur la détente et sur le laminage de la vapeur. Il prétend — mais ce sont de simples inductions sur analogies, car il n'a pas eu le temps d'effectuer des expériences — qu'au lieu de pousser le degré de détente au delà de 20, on devrait se borner à 8, et au delà, agir sur la valve d'admission.

55. Avant de poursuivre notre discussion sur les machines à deux cylindres, faisons remarquer dès maintenant qu'au point de vue de l'étude économique les machines compound peuvent être assimilées aux machines Woolf à grande capacité intermédiaire. La faible variation de pression qu'on observe dans le réservoir, lorsqu'il a été assez largement calculé, ne change pas les conditions de la machine pour les différentes positions relatives des pistons. Nous parlerons plus tard de l'équivalence des divers types de machines. Mais de ce que nous avons dit jusqu'à présent on peut déduire que *chaque*

*type a une détente de rendement économique maximum qui lui est propre, et que les machines à plusieurs cylindres doivent se régler diversement, et suivant le rapport qui existe entre les volumes de leurs cylindres.*

En poussant plus loin la détente, on améliore dans tous les moteurs la consommation *générique* ; mais ceci n'est vrai que jusqu'à une certaine limite, car, lorsqu'on va trop loin, le phénomène se renverse : nous avons vu que dans la machine du *Duquesne* la consommation, après un certain degré de détente, allait de nouveau en augmentant.

Ceci revient à dire que chaque machine a son point de *rendement maximum*, correspondant à un degré de détente particulier, plus avantageux au point de vue de la consommation *générique*, c'est-à-dire du travail *intrinsèque* de la vapeur.

Il est aisé de comprendre qu'on ne peut rationnellement comparer entre elles les machines, si on ne se place pas dans les conditions du *rendement maximum*. A part la machine *Woolf* du *Duquesne*, *Hallauer*, dans les diverses expériences qu'il a effectuées, n'a pu atteindre pour aucune machine le degré de détente correspondant à ce maximum, bien qu'il ait souvent atteint une détente de 25.

Mais la détermination de la consommation *générique* n'a aucune importance pratique. Ce qu'il faut aux constructeurs, comme aux industriels, c'est de connaître la consommation rapportée au travail indiqué.

56. La contre-pression dépend de la disposition cinématique de la machine, de l'état du condenseur, des dimensions des lumières d'échappement et de la quantité de vapeur d'émission ; de sorte que sa valeur varie dans les divers types depuis 0<sup>kg</sup>,100 jusqu'à 0<sup>kg</sup>,300. En moyenne, on peut compter sur 0<sup>kg</sup>,150 à 0<sup>kg</sup>,250. Dans tous les cas, le travail négatif qui en résulte varie avec la puissance absolue de la machine, de sorte que quand on augmente progressivement le degré de détente, la consommation indiquée atteint son minimum et recommence à croître, tandis que la consommation *générique* continue encore à baisser.

Ceci déplace le point de *rendement maximum* de la machine, comme le montre le tableau suivant, où l'on a recueilli des données sur la marche de plusieurs machines à un et à deux cylindres, et qui nous permettra d'arriver à quelques conclusions pratiques importantes, et de résumer une partie de ce que nous avons déjà exposé.

MACHINES expérimentées	Force en chevaux indiqués	Rapport des volumes des cylindres.	Degré de détente totale	Contre-pression en kilogrammes	Valeur relative du travail de la contre-pression	CONSOMMATION en kg. de vapeur saturée et sèche par			Coefficient de rendement au frein
						Cheval absolu	Cheval indiqué	Cheval effectif	
					p. 100				
Corliss horizontale à un cylindre.....	158	.....	7,299	0,184	8,1	7,321	7,970	8,7	0,92
" " " " " "	137	.....	9,433	0,169	8,8	7,187	7,885	8,8	0,90
" " " " " "	103	.....	15,151	0,148	10,0	7,137	7,925	8,9	0,88
Wolf fixe à deux cy- lindres verticaux et à balancier.....	220	0,182	12,853	0,215	11,7	6,883	8,069	9,4	0,86
" " " " " "	150	0,182	26,974	0,173	17,0	6,831	8,228	10,0	0,82
Wolf marine à deux cy- lindres du <i>Duquesne</i> .	6360	0,519	3,508	0,200	11,1	8,056	9,066	.....	.....
" " " " " "	3900	0,519	7,936	0,216	17,7	6,861	8,335	.....	.....
" " " " " "	1665	0,519	19,230	0,184	22,0	8,154	10,448	.....	.....
Compound horizontale fixe à deux cylindres.	78,5	0,347	7,575	0,245	9,6	6,667	7,376	8,5	0,87
" " " " " "	61,5	0,347	13,071	0,244	11,5	6,527	7,377	8,6	0,86

On voit que le rendement *décroit* lentement à mesure que la force de la machine diminue, et que par conséquent les frottements ont sur la consommation de vapeur une action analogue à celle du vide, quoique bien plus faible.

Le tableau précédent est utile à étudier, parce qu'il montre les consommations de quatre types de machines bien différents.

La machine Corliss a son *minimum de consommation par cheval indiqué* pour un degré d'admission de  $1/9$ , tandis qu'au point de vue *industriel*, c'est l'admission de  $1/7$  qui est la plus économique. Mais comme entre  $1/9$  et  $1/7$  les différences sont



faibles, on peut s'en tenir au chiffre  $1/8$  pour la détermination de la meilleure détente industrielle.

La machine Woolf fixe, à balancier, consomme, pour une détente de 13 environ,  $8^{\text{k}},07$  par cheval indiqué et par heure, et  $9^{\text{k}},4$  par cheval effectif. C'est non loin de ce degré de détente, aux environs de 13, que nous trouvons la *consommation minimum*, comme on le voit facilement à l'inspection du tableau. Pour ce point de meilleur rendement, la consommation générique est de  $6^{\text{k}},85$ .

Quant à la machine *marine*, c'est au degré 8 que correspond le meilleur rendement. Les consommations sont alors respectivement :

De  $6^{\text{k}},86$  par cheval absolu et par heure  
De  $8^{\text{k}},33$  — indiqué —

Pour la machine compound horizontale fixe, le degré de détente qui correspond à la plus faible consommation indiquée est compris entre 7 et 13, soit approximativement 10. Les consommations correspondantes seraient :

Consommation générique . . . . .	6,60	kilog.
— indiquée . . . . .	7,37	—
— effective . . . . .	8,50	—

Cette comparaison nous révèle tout d'abord un fait digne de remarque : malgré les différences qui existent entre ces machines — et il y en a une que nous n'avons pas encore signalée, c'est le rapport entre la longueur de la course et le diamètre du cylindre, qui est tantôt 1, tantôt 2, tantôt  $1/2$  — les *consommations génériques*, celles qui définissent le travail *intrinsèque* de la vapeur, indépendamment de l'action de la contre-pression et des frottements, ont des valeurs extrêmement voisines lorsque les machines sont au point de rendement maximum, c'est-à-dire dans les conditions mêmes qui se prêtent à leur comparaison rationnelle.

Avant de conclure, nous donnerons encore le tableau suivant, où figurent les pressions initiales et les différences entre les consommations :

MACHINES EXPÉRIMENTÉES	Pressions initiales	Rapports entre les volumes des cylindres	Degrés de détente	Consommations génériques	Différences	Consommations indiquées	Différences
	kilogr.			kilogr.	p. 100	kilogr.	p. 100
Corliss à 1 cylindre. . . . .	5	...	8	7,20	4,7	7,89	5,6
Machine Woolf du <i>Duquesne</i>	3,40	1/2	8	6,86	3,8	8,33	10,3
Compound à 2 cylindres .	7	1/3	10	6,60		7,37	
Machine Woolf. . . . .	6	1/6	15	6,85	3,7	8,07	8,7

Dans la comparaison des consommations génériques, dont ce tableau montre la faible variation, on ne peut passer sous silence l'influence de la pression initiale. Il est clair qu'une pression plus élevée constitue un avantage. Nous n'avons en effet qu'à nous reporter à la formule (28) du n° XXVI :

$$L = EQ \frac{T_0 - T_1}{T_0},$$

qui représente le travail maximum que pourrait rendre une machine, pour nous rendre compte de l'influence de la température, c'est-à-dire de la pression.

L'écart le plus considérable entre les consommations génériques correspond à la machine Corliss: Il a pour valeur :

$$\frac{7,2 - 6,60}{7,2} = 8 \text{ p. } 100.$$

Mais si nous comparons la Corliss, avec la détente de 7,299, et la machine Woolf marine, avec la détente de 7,936, l'écart, à l'avantage de cette dernière, n'est que de 6 p. 100. Par conséquent, au point de vue de la valeur intrinsèque des machines, le chiffre 8 p. 100 est très exagéré. Et en effet, la pression initiale dans la Corliss est de 5 kilogrammes par centimètre carré, dans la Compound elle est de 7 kilogrammes, et par conséquent par le seul fait des pressions, celle-ci se trouvait dans de meilleures conditions. De même, l'écart de 3,8 p. 100 entre la machine marine et la Compound est dû en partie à

ce que, dans la première, la pression initiale est seulement de 3<sup>r</sup>,40 par centimètre carré. La machine Woolf fixe, elle aussi, ne travaille qu'à une pression initiale de 6 kilogrammes, et par conséquent l'écart de 3,7 p. 100 est dû simultanément aux causes suivantes : différence de pression, valeur du rapport des cylindres, et valeur absolue des dimensions de ces cylindres.

57. De ce qui précède, Hallauer déduit le principe suivant : dans les machines à deux cylindres, les variations de la *consommation générique* seront faibles et ne dépasseront pas 4 p. 100, tant qu'on se tiendra entre les limites suivantes : pour le rapport entre les volumes des cylindres, aux valeurs  $1/2$ ,  $1/3$ ,  $1/6$  ; pour le rapport entre la course du piston et son diamètre, aux valeurs  $1/2$ , 1 et 2 ; pour les détentes, aux valeurs 8, 10, 15 ; et pour les pressions initiales, de 3,5 à 7 kilogrammes par centimètre carré.

On peut en conclure aussi qu'au point de vue *générique* la machine à un cylindre donne des résultats inférieurs de 6 à 8 p. 100 à ceux des machines à deux cylindres. Mais, au point de vue *industriel*, c'est-à-dire par rapport à la puissance effective, Hallauer soutient que les consommations de la machine à un cylindre sont bien voisines de celle de la Compound.

Pour des machines qui auront le même vide au condenseur, et des consommations génériques voisines, les différences qui se présenteront dans la pratique entre les *consommations indiquées* dépendront, soit de la pression initiale, dont l'augmentation réduit naturellement la valeur relative du travail négatif du vide, soit d'un trop grand rapport entre les cylindres, qui diminue le travail produit, et par conséquent augmente la valeur proportionnelle du travail négatif. Ainsi, entre la Corliss et la Compound, qui sont dans des conditions de pression pourtant bien différentes, les consommations indiquées sont ramenées à peu près à la même valeur par les valeurs inégales du travail du vide.

58. Il faut recommander aux constructeurs de veiller à ce que le vide soit aussi parfait que possible, qu'il ne dépasse pas

0<sup>k</sup>,100 à 0<sup>k</sup>,150. Pour cela, ils devront mettre tout leur soin à bien proportionner les dimensions du condenseur et des lumières d'échappement. Ce sont des améliorations plus avantageuses pour la machine que toutes les complications cinématiques.

Dans toutes les machines, il est essentiel de déterminer le *degré de détente* pour lequel le *rendement* est le meilleur. Dans l'étude précédente, nous en avons examiné quelques-unes, mais il sera toujours facile aux constructeurs de déterminer expérimentalement ce point, pour les machines dont nous n'avons pas parlé.

Lorsque le frein ne peut pas, ou peut difficilement se monter sur l'arbre de la machine, on se servira du diagramme relevé pendant la marche à vide pour déterminer avec une approximation très suffisante le travail des frottements sous charge. En effet, dans les expériences à effectuer pour mettre la machine dans les meilleures conditions, ce travail des frottements sous charge varie à peine de 1 1/2 p. 100 du travail indiqué.

On se fixera, d'après le rapport des cylindres, et d'après les résultats expérimentaux que nous avons indiqués plus haut, le degré de détente qui paraît devoir être le plus avantageux, on procédera à deux expériences, avec deux degrés de détente, l'un inférieur et l'autre supérieur à celui qu'on s'est fixé a priori, et on mesurera les consommations de vapeur. C'est entre ces deux points que se trouvera le degré de détente cherché, et il suffira en général d'une troisième expérience pour le déterminer.

Quant aux machines compound à un cylindre à haute pression, et deux à basse pression, elles sont à peu près équivalentes à celles à deux cylindres. Mais les condensations sont plus énergiques, car la surface latérale des grands cylindres est plus grande que la surface d'un cylindre unique de même volume.

La variation du degré de détente a une grande influence sur les phénomènes thermiques qui se passent à l'intérieur des cylindres. Dans les expériences dont nous avons rendu compte, la proportion d'eau trouvée dans le cylindre unique — ou dans le cylindre à haute pression — pour les positions remarquables correspondant au début et à la fin de la détente, augmentaient

quand la détente était plus grande, et le même fait se vérifie en général pour l'eau trouvée à l'intérieur du cylindre, ou des cylindres à basse pression à la fin de la course.

59. Reprenons le diagramme de la machine à un cylindre (n° 37). Le travail absolu de la détente est représenté par l'arc  $d_1 d e e_1 d_1$ . Nous représenterons par  $L_d$  ce travail, exprimé en calories.

Le poids du fluide qui travaille pendant la détente est constant ( $M_s + M_c$ ). Donc pour les deux positions extrêmes, commencement et fin de la détente, la différence entre les chaleurs internes est égale à la somme de la chaleur  $L_d$  dépensée en travail extérieur, et de la chaleur  $R_d$  cédée par la vapeur à la paroi métallique. Bien entendu, on ne peut prévoir a priori le sens définitif de l'échange, qui peut-être *positif* ou *négalif*. Ceci nous sera révélé par le calcul : si  $R_d$  est négatif, c'est que le métal aura cédé de la chaleur au fluide.

Soit :

$$M_s = m_s = V_s \gamma_s \quad (23)$$

le poids de la vapeur pendant la période de compression. Admettons avec Hirn qu'elle soit sèche au début de cette période. Nous pouvons calculer le poids ( $M_s + M_c$ ) et son énergie interne aux diverses températures.

Nous aurons :

$$U_0 - U_1 = L_d + R_d; \quad (24)$$

d'où on déduit :

$$R_d = U_0 - U_1 - L_d, \quad (25)$$

en posant :

$$U_1 = (M_s + M_c) q_1 + m_s \rho_1. \quad (26)$$

Soit  $V$  le volume de la vapeur pour une position quelconque du piston pendant la détente,  $P$  sa pression, et  $\gamma$  le poids spécifique correspondant ; le poids  $m$  de vapeur sèche correspondant sera donné par la formule :

$$m = V\gamma.$$

Si on trouve  $m < (M_a + M_c)$ , la vapeur est humide et son titre est :

$$x = \frac{m}{M_a + M_c}$$

Si, au contraire, on trouve  $m > (M_a + M_c)$ , la vapeur est surchauffée.

60. Dans sa *Théorie mécanique de la chaleur*<sup>1</sup>, Hirn propose une méthode pour vérifier le *travail de détente*.

La thermodynamique fournit la relation suivante, relative à la quantité de chaleur  $dH$  fournie ou soustraite, pendant un temps infiniment petit, à un mélange d'eau et de vapeur ( $M_a + M_c$ ) qui se détend en produisant du travail : Soit  $m$  le poids de vapeur sèche contenue dans le mélange,  $r$  la chaleur de vaporisation,  $T$  la température absolue et  $c$  la capacité calorifique du liquide. On a :

$$dH = (M_a + M_c) c dT + d m r - \frac{m r}{T} dT. \quad (27)$$

Hirn substitue à la *masse* inconnue de métal qui sert d'agent aux transformations thermiques un poids fictif de  $\mu$  kilogrammes d'eau, à la température  $T$ , qui suit la variation de température  $dT$  de la vapeur. Pendant le temps  $dT$ , ce poids cédera  $\mu c dT$  calories. Donc :

$$dH = - \mu c dT. \quad (28)$$

Identifions les équations (27) et (28), et divisons par  $T$ . On a :

$$- (M_a + M_c + \mu) \frac{c dT}{T} = \frac{d m r}{T} - \frac{m r}{T^2} dT = d \frac{m r}{T};$$

d'où, en intégrant :

$$- (M_a + M_c + \mu) \int c \frac{dT}{T} = \frac{m r}{T} + \text{constante.}$$

<sup>1</sup> Cf Hirn. *Théorie mécanique de la chaleur*, t. II, p. 23, 3<sup>e</sup> édition.

Admettons — ce qui est permis pour l'eau — que la capacité calorifique soit constante, et effectuons l'intégration entre les limites  $T_0$  et  $T_1$ . On aura la relation :

$$(M_a + M_o + \mu) c_m \log \frac{T_0}{T_1} = \frac{m_1 r_1}{T_1} - \frac{m_o r_o}{T_o}, \quad (29)$$

où  $c_m$  représente la chaleur spécifique moyenne (n° VIII) entre les températures  $t_0$  et  $t_1$ .

Cette équation ne s'applique que lorsque les transformations sont continues. Ceci se vérifie à peu près dans les machines à un cylindre, mais non dans les machines Woolf et compound, car la vapeur du cylindre à basse pression est bien plus froide que celle du cylindre à haute pression : les parois des deux cylindres sont à des températures très différentes.

Pendant la détente, le poids  $\mu$  a cédé une quantité de chaleur exprimée par  $\mu (q_o - q_1)$ . Par conséquent, si  $L'_d$  est le travail de détente, exprimé en calories, on aura :

$$L'_d = \mu (q_o - q_1) + (U_o - U_1). \quad (30)$$

Mais :

$$U_o - U_1 = (M_a + M_o) (q_o - q_1) + m_o \rho_o - m_1 \rho_1.$$

Donc :

$$L'_d = (M_a + M_o + \mu) (q_o - q_1) + m_o \rho_o - m_1 \rho_1. \quad (31)$$

De l'équation (29) on déduit :

$$M_a + M_o + \mu = \frac{1}{c_m \log \frac{T_o}{T_1}} \left( \frac{m_1 r_1}{T_1} - \frac{m_o r_o}{T_o} \right).$$

Substituant dans l'équation (31), on trouve :

$$L'_d = \frac{q_o - q_1}{c_m \log \frac{T_o}{T_1}} \left( \frac{m_1 r_1}{T_1} - \frac{m_o r_o}{T_o} \right) + (m_o \rho_o - m_1 \rho_1). \quad (32)$$

Cette formule est indépendante du poids total du mélange, et des diverses hypothèses qu'on peut faire sur  $M_c$ .

**Echappement.** — 61. Arrivons maintenant à l'étude de l'*échappement* de la vapeur. On sait que, pour faciliter cet échappement et le rendre plus rapide, on s'arrange de façon que la lumière d'échappement soit déjà légèrement ouverte lorsque le piston arrive à fond de course. En d'autres termes, toute machine rationnellement construite présente une *avance à l'échappement*.

Dans un exemple traité au n° 46, nous avons vu qu'entre la chaleur cédée aux parois et celle que les parois restituent par coup de piston il y avait une différence de 19, 09 calories. Il y a donc un excès de chaleur accumulé dans les parois du cylindre. Dans toutes les expériences de Hirn, le même fait se vérifiait, et la chaleur emmagasinée atteignait même quelquefois 37,53 calories. Dans une seule expérience, effectuée à très haute pression, la vapeur était à la fin surchauffée. En dehors de ce cas, il y avait, à la fin de la détente, une proportion d'eau variant de 12 à 35 p. 100. On peut en conclure que, dans l'emploi de la vapeur saturée, et même de la vapeur surchauffée, une partie de la vapeur se condense au contact des parois froides, qui restent ainsi tapissées d'une mince couche de liquide à la température du métal. Dès que la communication entre le cylindre et le condenseur se trouve ouverte, cette rosée se vaporise, reprenant aux parois la chaleur qui s'y était accumulée. Par ce phénomène il se perd au condenseur une quantité de chaleur qui s'élève jusqu'à une proportion de 22 p. 100 de la chaleur totale apportée par la vapeur. C'est une perte qu'il convient d'atténuer autant que possible. Car elle a deux conséquences nuisibles : elle augmente la contre-pression, et elle est une cause de refroidissement énergique à l'intérieur du cylindre.

La *perte de chaleur à l'échappement*, ou, suivant l'expression de Hirn, le *refroidissement au condenseur*, qui correspond à l'excès de chaleur qui demeure sur les parois après la détente, sera évidemment maximum dans une machine à admission



totale, parce que toute la chaleur absorbée par le métal est perdue. Et on comprend par conséquent l'intérêt qu'il y a à employer utilement pendant la détente la plus grande partie possible de cette chaleur.

Hallauer, après avoir déterminé comme nous venons de le faire la perte à l'échappement, a recours à d'autres considérations pour contrôler les expériences.

Si nous ajoutons à la chaleur perdue par les parois celle qui correspond au travail d'échappement, nous devons, en tenant compte des chaleurs internes au début et à la fin de l'échappement, retrouver la *chaleur rejetée au condenseur* ( $C + c$ ). Les deux méthodes ont donné des résultats très voisins, qui différaient au plus de 1, 17 p. 100.

Hallauer cite aussi le fait indiqué par quelques ingénieurs, qui ont trouvé pour la perte au condenseur des *valeurs négatives élevées*, et il ajoute que cela provient certainement d'erreurs d'observation, parce qu'il n'est pas vraisemblable que le condenseur fournisse de la chaleur au cylindre.

Ce raisonnement semble évident. Et pourtant, nous ne pouvons rien affirmer. Car il ne semble pas impossible qu'il se produise un échange positif pendant l'échappement. Au moins on pourrait le croire, d'après une expérience de Hirn sur sa classique machine du Logelbach, fonctionnant sans condenseur ; mais il s'agissait d'une demi-calorie par course, environ.

62. Comme on pouvait le prévoir, les calculs ont montré que la proportion d'eau transportée du cylindre au condenseur dépend uniquement du poids d'eau qui reste dans le cylindre à fond de course. D'après les résultats de diverses expériences, le poids de cette eau, rapporté au poids total de vapeur qui a traversé le cylindre, a été :

De 1,10 à 8,10 p. 100 avec de la vapeur surchauffée,	
— 9, 4—10,63 p. 100	— saturée.

Le tableau suivant indique les valeurs de la perte au condenseur dans les huit expériences sur la machine du Logelbach, ainsi que plusieurs données importantes.

N <sup>o</sup>	Degré de surchauffe	Degré d'admission	Pression à la fin de l'admission	Travail en chevaux	Consommation par cheval indiqué et par heure	Proportion d'eau à la fin de la course	Proportion de chaleur perdue au condenseur	OBSERVATIONS
1	231°	1/4	4,2449	144,36	7,688	12,00	7,80	
2	saturée	1/4	3,7773	136,46	10,026	23,20	13,60	
3	215°	1/5	4,1415	135,77	7,002	17,50	9,70	
4	223°	1/2	2,3070	125,17	8,199	13,20	10,50	
5	195°	1/7	3,9128	113,08	7,126	21,38	12,43	La valve était en partie fermée.
6	saturée	1/7	3,8339	107,81	8,915	35,19	21,76	
7	220°	1/2	1,7458	99,53	8,227	15,83	14,21	Valve encore plus fermée
8	220°	1/4	3,4333	78,30	12,315	.....	.....	Sans condenseur.

Les deux premières expériences furent exécutées en 1873, et les autres en 1875, lorsqu'on eut remplacé le vieux cylindre par un cylindre neuf, muni de lumières d'échappement plus grandes, et qu'on eut augmenté l'avance à l'admission. Ces modifications, qui pouvaient sembler insignifiantes au point de vue économique, ont pourtant conduit à des différences de consommation, tant avec la vapeur saturée qu'avec la vapeur surchauffée. L'économie atteignit 9 p. 100.

La surchauffe était également avantageuse : la différence de consommation est de 23 p. 100 entre les deux premières expériences, et de 20 p. 100 entre les expériences 5 et 6.

Dans la machine Corliss à enveloppe de vapeur, fonctionnant avec une admission de 1/2, donnant un travail indiqué de 200 chevaux, avec une consommation de vapeur saturée et sèche de 8<sup>rs</sup>,6625 par cheval indiqué, la perte au condenseur, rapportée à la chaleur totale apportée de la chaudière, était de 11,87 p. 100.

63. On retrouve aussi dans les machines à deux cylindres cette perte, qui d'ailleurs est une conséquence de l'action des parois. Ainsi dans une expérience sur une machine Woolf la proportion d'eau condensée sur les parois à la fin de la course était de 10,32 p. 100 du mélange d'eau et de vapeur. Au mo-

ment où le grand tiroir ouvre l'échappement, la pression diminue, la température de la vapeur s'abaisse, et une portion de l'eau qui tapisse les parois se vaporise aux dépens de sa propre chaleur et de celle des parois, de sorte que ces parois se trouvent ramenées à la température du fluide. Mais les diagrammes montrent que pendant l'échappement la pression baisse d'une façon continue. Il en est de même des températures ; et par conséquent la vaporisation est aussi un phénomène continu pendant tout le temps où la communication avec le condenseur reste ouverte. Cette vaporisation enlève au grand cylindre de la chaleur, qui est complètement perdue. La perte au condenseur était, dans la machine dont il est question, de 30,27 calories, soit 5,4 p. 100 du nombre total des calories en jeu.

Dans une machine du type compound, la perte s'éleva à 24,88 calories ; la chaleur totale consommée était de 433,01 calories, et par conséquent la perte relative était de :

$$\frac{24,88}{433,01} = 5,74 \text{ p. } 100.$$

64. Les vaporisations qui se produisent pendant la détente sont avantageuses, parce qu'elles fournissent de la chaleur qui se consomme en travail extérieur. Mais pendant l'échappement elles sont absolument nuisibles. Et dans certains cas la chaleur disponible à la fin de la détente est plus considérable que la chaleur consommée par le travail extérieur pendant la détente même.

Il faut donc chercher un moyen pratique d'atténuer les pertes qui se produisent pendant l'échappement : ce n'est certes pas la fermeture brusque des lumières qui permet d'atteindre ce résultat.

Ceci montre aussi le grand avantage des distributions que comportent des lumières distinctes pour l'admission et l'échappement sur les deux faces du piston : les pertes de chaleur seront bien moindres, et l'espace nuisible lui-même peut être amoindri, si le degré de compression qu'on s'est fixé le permet. De plus, le constructeur a plus de latitude dans la

détermination des grandeurs relatives des différentes périodes de la distribution ; en plaçant à la partie inférieure du cylindre les lumières d'échappement, on leur fait jouer le rôle de canal de vidange pour l'eau condensée. Pourtant cette disposition n'est à conseiller que dans les machines où l'économie entre en première ligne de compte : dans un grand nombre d'applications, le tiroir unique résout simplement et sûrement le problème.

65. Le travail absolu de l'échappement dans une machine à un cylindre est exprimée en kilogrammètres par la différence des aires  $c_1c_1g_1f_1c_1$  et  $e_1e_1g_1f_1e_1$  du diagramme (fig. 8).

Soit  $L_c$  ce travail, en calories ;  $R_c$  l'échange de chaleur pendant cette période. Nous le considérerons toujours comme *néga-tif*, ce qui revient à admettre qu'il y a toujours une perte de calories, entraînées au condenseur.

Nous pourrions écrire, pour une machine sans enveloppe :

$$U_1 + R_c - U_2 + U_2 - R_c - U_0 + L_c - L_c + E = 0; \quad (33)$$

d'où :

$$R_c = U_0 - U_2 + U_2 - U_1 + R_c - L_c + L_c - E. \quad (34)$$

Cette équation permet de calculer l'échange définitif de chaleur, ou la perte pendant l'échappement. S'il n'y a pas de compression, on posera :

$$U_2 = U_2, \text{ et } L_c = 0.$$

Or,

$$U_2 = M_c (\gamma_2 + \rho_2), \quad (35)$$

en posant  $M_c = m_2 = V_2 \gamma_2$ , suivant l'hypothèse de Hirn.

Dans la formule précédente, la *chaleur rejetée* ( $C + c$ ) n'intervient pas. On peut s'en servir pour établir  $R_c$  par une autre formule. En effet, cette chaleur rejetée doit correspondre à  $U_1 + R_c + L_c - U_2$ , et nous pouvons écrire :

$$-(L_c + R_c) = U_1 - U_2 - (C + c),$$

d'où :

$$R_s = U_s + (C + c) - U_1 - L_s. \quad (36)$$

**Compression.** — 66. La période de la distribution qui a été le moins étudiée est la période de *compression*. On aurait grand besoin d'expériences pour évaluer avec précision les effets économiques de ce phénomène.

Lorsque, pendant la course de retour du piston, l'échappement se trouve fermé, la vapeur est comprimée à l'intérieur du cylindre, et pendant cette *compression* elle cède aux parois une certaine quantité de chaleur. Ce problème important a été étudié par Zeuner, qui s'est appuyé uniquement sur la théorie générique, sans tenir compte de l'influence thermique des parois. Voici comment il a procédé : Il a d'abord calculé la consommation de vapeur d'une machine fonctionnant sans espace nuisible, avec une admission de  $\frac{1}{6}$ , en tenant compte de toutes les pertes dues à l'imperfection du cycle : détente incomplète, chute de pression entre la chaudière et le cylindre, différence entre la contre-pression et la pression extérieure ; enfin pertes dues aux frottements. Il arriva à une consommation de 7<sup>kg</sup>,72 de vapeur par cheval effectif et par heure.

Puis il étudia de la même façon la consommation de la même machine, mais en supposant un espace nuisible de 0,05 — soit  $\frac{1}{20}$  — et point de compression. La consommation était de 8<sup>kg</sup>,47.

La suppression de l'espace nuisible, pour un même volume engendré par le piston, diminue donc théoriquement la consommation de :

$$\frac{8,47 - 7,72}{8,47} = 8,94 \text{ p. } 100,$$

soit, en chiffre rond, de 9 p. 100.

Mais une machine sans espace nuisible est irréalisable ; et Zeuner a démontré de la même manière qu'avec une détente et une compression complètes, on annule effectivement dans une machine l'effet de l'espace nuisible, au point de vue des consommations.

Le mérite de Hallauer a été de confirmer expérimentalement le beau théorème de Zeuner ; mais il a bien montré qu'on ne saurait négliger l'effet des échanges de chaleur. En effet, une machine, fonctionnant dans les conditions admises par Zeuner, avec un espace nuisible de 1 p. 100 seulement, avec de la vapeur saturée et sèche, dépense 10 kilogrammes de vapeur par cheval et par heure, en marche normale.

La condensation atteint 30 p. 100 du poids total de la vapeur sèche admise, et la différence qui en résulte sur la consommation calculée est de 20 p. 100.

67. En 1874, Hallauer a étudié une machine Woolf de 200 chevaux, en s'attachant surtout à suivre les transformations subies par la vapeur, pendant sa compression entre les deux tiroirs, et sous le petit piston. Il a trouvé qu'au début de la compression la chaleur interne augmente de quantités bien supérieures à celles qui correspondraient au seul travail de la compression ; puis, lorsque le petit tiroir a fermé la communication entre le cylindre à haute pression et l'espace intermédiaire, de façon que la compression se poursuive seulement sous le petit piston, le phénomène se renverse, la vapeur se condense, et sa chaleur interne diminue.

C'est que, sous le petit piston, la vapeur comprimée se condense par l'action du métal, resté plus froid que la vapeur.

Hallauer n'a pas pu modifier la distribution de la machine, ni procéder à des expériences avec des compressions différentes.

68. C'est en 1878 seulement que l'effet de la compression put être vérifié expérimentalement, Hallauer ayant eu l'occasion de modifier le grand tiroir d'une machine Woolf à balancier de la force de 300 chevaux, qui consommait trop de vapeur, en augmentant les recouvrements extérieurs et l'avance à l'admission.

La figure 3, que nous avons déjà étudiée, représente les diagrammes avant la modification, et la figure 9, après l'augmentation de la compression.

La compression est bien plus grande : elle est représentée par  $h$ . Immédiatement la consommation de vapeur à puissance égale diminue. Le grand tiroir intercepte la communication entre les deux cylindres aux trois quarts de la course du grand piston, en  $g$ .

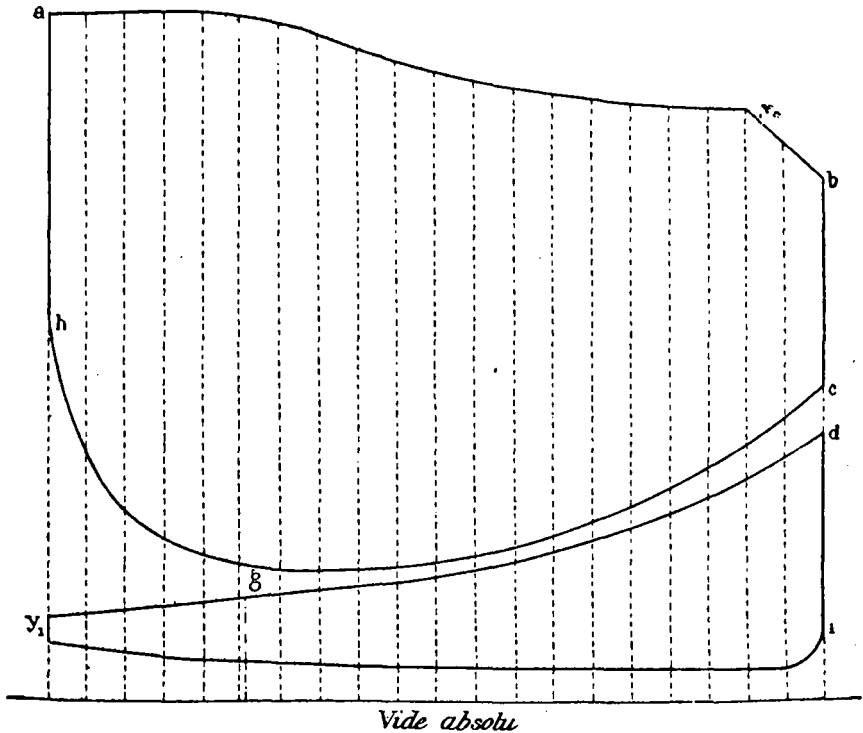


Fig. 9. —Diagramme de machine Woolf après modification.

La différence de pression  $cd$  est diminuée, parce que l'avance à l'admission est plus grande.

Comme la fermeture des lumières s'effectue dans le grand cylindre aux  $3/4$ , et non plus aux  $9/10$  de la course, le petit piston exerce dans l'espace nuisible une compression plus énergique. De même, l'échappement au condenseur cesse plus tôt, et la compression dans le grand cylindre est plus forte.

Si maintenant nous arrivons à l'étude des consommations de vapeur, des expériences effectuées avant et après la modification,

aux puissances de 180 et 347 chevaux, montrent que la consommation générique a diminué respectivement de 3,61 et 6,54 p. 100. Mais l'influence du vide modifie ces chiffres; et de fait l'économie pratique par cheval indiqué est de 2,41 p. 100 pour la force de 180 chevaux et de 9 p. 100 pour celle de 347 chevaux. Lorsque le travail absolu augmente, le rapport du travail négatif du vide au travail absolu décroît jusqu'à une certaine limite, à partir de laquelle ce rapport reste à peu près constant. Ainsi, dans une machine Woolf rationnellement construite, ce rapport était de 15 p. 100; dans une machine Corliss, de 7 p. 100.

Dans la machine à un cylindre fonctionnant avec de la vapeur surchauffée, pour une admission de  $1/5$ , ce rapport est de 8 p. 100.

Donc, par le seul fait des grandes dimensions du cylindre à basse pression, la machine Woolf est inférieure de 7 p. 100 à la machine à vapeur surchauffée. Ceci met bien en évidence l'influence de la contre-pression.

69. Examinons le rendement calorifique de la machine Woolf, avant et après la modification. Si la vapeur accomplissait un cycle parfait, on pourrait recueillir le travail maximum, exprimé par la formule :

$$425 Q \frac{T_0 - T_1}{T_0},$$

où  $Q$  est la chaleur disponible,  $T_0$  et  $T_1$  les températures absolues de la chaudière et du condenseur. Le rendement calorifique, c'est-à-dire le rapport du travail indiqué au travail maximum disponible, dans le cas où la machine marche à 180 chevaux, est égal à 36,66 p. 100 avant la modification, à 35,70 après cette modification. Il a donc diminué de 0,96 p. 100.

Au contraire, quand la machine rendait 347 chevaux, ce rapport a augmenté de 4,32 p. 100.

Cette variation est très faible. Comment expliquer cette anomalie, quand les consommations génériques se trouvent diminuées de 3,61 p. 100 et de 6,54 p. 100 ?



Le travail maximum n'est pas seulement fonction de  $Q$ , mais aussi de la fraction  $\frac{T_0 - T_1}{T_0}$ . Or, avant et après la modification, les différences de température ont varié. Elles sont respectivement :

$$139^{\circ},24 - 24^{\circ},35 = 104^{\circ},98$$

et :

$$144^{\circ},89 - 23^{\circ},46 = 121^{\circ},43.$$

Il est donc clair que le travail indiqué, après la modification, est une fraction moindre du travail maximum disponible, et qu'on emploie moins bien la chute de  $121^{\circ},43$ .

On voit par cet exemple — et on pourrait en ajouter d'autres — que le rendement calorifique d'un moteur peut différer de son rendement pratique.

Ici, ce qu'il importe d'établir, c'est que la compression a donné une économie de 3,61 p. 100 au moins.

Dans la machine Woolf, la compression a beau être très forte les espaces nuisibles sont si considérables que leur inconvénient est à peine atténué en partie.

70. La compression est un des meilleurs procédés pratiques pour diminuer la perte au condenseur, et il convient en général de donner une forte compression, par une grande fermeture anticipée à l'échappement, de façon que le cylindre demeure en communication avec le condenseur le moins de temps possible. Nous verrons que dans les machines à un cylindre la grandeur de l'espace nuisible est très favorable à cette disposition.

Vers la fin de 1870, Bauschinger effectua des expériences sur deux locomotives de construction identique, mais dont l'une était munie de la coulisse de Stephenson, et l'autre de la détente Meyer, de sorte que dans l'une la compression était forte, et dans l'autre, très faible. Le résultat, qui, je crois, n'était pas prévu, fut une économie de 22 p. 100 sur la consommation de combustible, réalisée par la première ; mais on ne donna point d'explication de ce phénomène.

Actuellement, il y a beaucoup de machines, munies de condenseurs, à grande détente, où la fermeture anticipée à l'échappement s'effectue dès 0,60 de la course, au lieu de 0,15 et 0,20, comme dans les vieilles machines.

On sait que pendant longtemps la coulisse de Stephenson fut considérée comme un organe de distribution défectueux, parce qu'on ne peut y faire varier la détente sans faire varier la compression dans le même sens. Et on s'est ingénié à trouver des distributions — comme celle de Meyer, par exemple — qui répondent aux idées erronées que l'on avait alors sur la compression : on ne songeait pas qu'elle a pour effet d'envoyer moins de vapeur au condenseur, et de diminuer le refroidissement des parois, c'est-à-dire de diminuer le nombre de calories perdu pendant l'échappement. Il est vrai que cette compression coûte du travail. Mais celui-ci se transforme — en partie, au moins, en chaleur, absorbée par la vapeur comprimée et par les parois du cylindre. Ici la théorie et la pratique sont d'accord pour établir l'utilité de la compression, bien qu'on n'ait pas encore fixé le degré de compression le plus convenable pour les divers genres de machines.

71. La compression est pourtant limitée en pratique par les considérations suivantes :

A puissance égale, la machine coûtera plus cher pour une compression plus forte, car le cylindre aura des dimensions plus grandes. De plus, il faut que la pression finale ne soit pas assez forte pour soulever le tiroir de distribution sur sa table.

Quelques ingénieurs pensent que la compression doit être poussée jusqu'à ce que la vapeur ait repris une pression à peu près égale à celle d'admission. Mais, si on se laisse guider par les considérations précédentes, on sera conduit à admettre qu'il faut se fixer un maximum un peu inférieur à la pression initiale. Cette limite établie, il suffira de connaître le volume de l'espace nuisible pour pouvoir calculer le degré de fermeture anticipée.

Si dans une machine à détente il n'y a pas de compression, il est clair que toute la vapeur de l'espace nuisible sera perdue

dans la période d'admission. Mais si on la comprime depuis la pression d'échappement jusqu'à celle d'admission, nous aurons ainsi accumulé un travail qui *théoriquement* sera intégralement restitué, à condition de détendre complètement, jusqu'à la pression d'échappement. Nous savons que ce résultat est purement idéal, et que l'influence des parois le modifie. Mais nous répétons que si la compression exige de nouvelles études expérimentales, il n'en est pas moins établi que par elle on peut améliorer le fonctionnement économique des machines dans des proportions notables.

72. S'il n'est pas possible d'annuler pratiquement l'influence de l'espace nuisible, il ne faut pas trop se préoccuper d'en diminuer les dimensions. Dans les anciennes machines, le rapport de l'espace nuisible au volume engendré par le piston atteignait 10 p. 100. Aujourd'hui, dans bien des machines, on s'en tient à 2 p. 100, et même, dans des cas très exceptionnels, à 1 p. 100.

Il est clair que le volume de l'espace nuisible est intimement lié à la valeur de la compression; et comme on a établi l'utilité de la compression, surtout dans le cas des grandes détentes, il s'en suit qu'il sera plus avantageux de fermer très tôt la lumière d'échappement, et d'augmenter alors s'il le faut l'espace libre, de façon que la pression finale de la vapeur n'atteigne pas une valeur exagérée. On comprend en effet qu'en fermant trop tôt l'échappement, si l'espace libre est très réduit, on risque d'avoir des pressions trop fortes à la fin de la compression.

Les longues compressions ne seront possibles que dans les machines à condenseur, à cause de la faible pression d'échappement. Par conséquent, dans les machines sans condenseur on atteindra la même limite à la compression, soit par une moindre avance à la fermeture de l'échappement, soit par un moindre espace libre.

73. Dans le diagramme (fig. 8), le travail de la compression se mesure, en kilogrammètres, par la surface  $c_1ca a_1c_1$ . De

là on déduit l'expression de ce travail en calories, que nous désignerons par  $L_c$ . Le poids de la vapeur qui se comprime est  $M_c = m_1 = V_1 \gamma_1$ . Nous admettons avec Hirn qu'elle est sèche.

Durant la compression, le titre du mélange sera donné par la formule  $x = \frac{m}{M_c}$ . Si  $m > M_c$ , la vapeur est surchauffée, et il faudra pour calculer sa chaleur interne avoir recours à la formule (n° XVIII) de Zeuner.

Nous supposons que pendant la compression l'échange  $R_c$  est positif, et dès lors nous pourrons écrire :

$$-L_c + R_c = U_2 - U_1, \quad (37)$$

d'où :

$$R_c = U_2 - U_1 + L_c. \quad (38)$$

$U_2$  et  $U_1$  sont calculés par des formules connues.

**Les deux Equations fondamentales. — Bilan de la machine. —**  
74. Désignons par  $L$  le travail total par coup de piston, exprimé en calories. Nous aurons, pour la machine à un cylindre :

$$L = L_1 + L_2 - L_3 - L_4. \quad (39)$$

Soit  $R$  la somme algébrique des échanges de chaleur :

$$R = R_1 + R_2 - R_3 + R_4. \quad (40)$$

Mais nous connaissons la perte  $E$  par rayonnement extérieur. Nous aurons évidemment, pour les machines sans enveloppe de vapeur :

$$R = E. \quad (41)$$

Mais s'il y a une enveloppe de vapeur, elle fournit à l'intérieur du cylindre, à travers le métal,  $Q'$  calories. Donc :

$$R + Q' - E = 0. \quad (42)$$

Et par conséquent, en remplaçant  $R$  par sa valeur :

$$R_1 + R_2 + R_4 - R_3 + Q' - E = 0. \quad (43)$$

S'il n'y a pas d'enveloppe, il suffit de poser :  $Q' = 0$ .

Donc la somme des quantités de chaleur reçues ou cédées par le métal est nulle. En nous reportant aux équations (19), (25), (38), (34), et (36), qui donnent les valeurs de  $R_1$ ,  $R_2$ ,  $R_3$ , et  $R_4$ , nous aurons :

$$R_1 + R_2 + R_3 - R_4 = L_1 + Q - L_2 - L_3 - (C + c) + L_4.$$

Substituant dans l'équation (43), on aura :

$$L_1 + Q - L_2 - L_3 - (C + c) + L_4 + Q' - E = 0, \quad (44)$$

c'est-à-dire que la somme des quantités de chaleur reçues ou cédées par la vapeur est nulle.

L'équation (44) sert de *contrôle*, lorsqu'on connaît par l'expérience tous les autres éléments, y compris E. On peut l'écrire :

$$Q + Q' - L = (C + c) + E. \quad (45)$$

La quantité de chaleur Q introduite dans le cylindre, augmentée, s'il s'agit d'une machine à enveloppe, de la quantité de chaleur Q', n'est pas complètement utilisée, comme nous le savons : il s'en perd une forte proportion par le fait des parois, et de diverses causes.

Il est d'une importance capitale de savoir analyser les résultats expérimentaux et de savoir s'en servir pour comparer les diverses marches d'une même machine, ou bien les fonctionnements de diverses machines. Voici un procédé, dit du *bilan de la machine*, qui a été imaginé par M. Dwelshauvers-Dery. Nous savons que la chaleur totale fournie à la vapeur est égale à la somme du travail indiqué, exprimé en unités calorifiques, de la chaleur perdue par le rayonnement extérieur E, et de la chaleur perdue par le rayonnement interne (C + c). Nous pouvons donc écrire :

$$(Q + Q') = (L_1 + L_2) - (L_3 + L_4) + (C + c) + E. \quad (a)$$

Mais les équations (36) et (43) donnent :

$$\begin{aligned} C + c &= U_1 - U_2 + L_1 + R_1; \\ R_1 &= (R_2 + R_3 + R_4) + Q' - E; \end{aligned}$$

d'où on déduit facilement :

$$(C + c) + E = U_1 - U_2 + L_1 + (R_1 + R_2 + R_3) + Q'.$$

Substituons dans l'équation (a). On a :

$$(Q + Q') = (L_1 + L_2) + (Q' + R_1 + R_2 + R_3) + (U_1 - U_2 - L_1). \quad (b)$$

L'équation (43) peut s'écrire :

$$R_1 + (E - Q') = R_1 + R_2 + R_3; \quad (45')$$

et sous cette forme elle donne la somme des pertes par les rayonnements interne et externe, s'il y a une enveloppe de vapeur. S'il n'y en a pas, on a :

$$R_1 + E = R_1 + R_2 + R_3. \quad (45'')$$

Rapportons tous les termes de la formule (b) à la chaleur totale dépensée. Il vient :

$$1 = \frac{L_1 + L_2}{Q + Q'} + \frac{Q' + R_1 + R_2 + R_3}{Q + Q'} + \frac{U_1 - U_2 - L_1}{Q + Q'}. \quad (c)$$

S'il n'y a pas d'enveloppe,  $Q' = 0$ , et les équations deviennent :

$$Q = (L_1 + L_2) + (R_1 + R_2 + R_3) + (U_1 - U_2 - L_1); \quad (b')$$

$$1 = \frac{L_1 + L_2}{Q} + \frac{R_1 + R_2 + R_3}{Q} + \frac{U_1 - U_2 - L_1}{Q}. \quad (c')$$

Ces formules, (b'), (c'), (b''), (c''), s'appliquent lorsqu'il n'y a d'avance, ni à l'échappement, ni à l'admission. Si au contraire ces avances existent, il faut tenir compte du travail  $L''_1$ , correspondant à l'admission anticipée, et du travail  $L'_1$  de l'échappement anticipé. On a évidemment :

$$L''_1 = L_1 - L'_1;$$

$$L'_1 = L_1 - L''_1.$$

Il faudra dans ce cas appliquer d'autres formules.

Si le cylindre a une enveloppe de vapeur, on pourra écrire :

$$Q + Q' = (L''_1 + L'_1 + L_2) - (L''_1 + L'_1 + L_1) + (C + c) + E; \quad (d)$$

de plus, on aura la relation :

$$(C + c) + E = U_1 - U_2 + L'_1 + L''_1 + (R_c + R_s + R_d) + Q';$$

et en substituant dans (d), on a :

$$Q + Q' = (L'_1 + L_d + L'_2) + (Q' + R_c + R_s + R_d) + (U_1 - U_2) - (L''_1 + L_s + L'_3). \quad (e)$$

Le dernier terme est en général très faible, et on peut le négliger.

Divisons les deux membres par  $(Q + Q')$  :

$$1 = \frac{L'_1 + L_d + L'_2}{Q + Q'} + \frac{Q' + R_c + R_s + R_d}{Q + Q'} + \frac{U_1 - U_2}{Q + Q'} - \frac{L''_1 + L_s + L'_3}{Q + Q'}. \quad (f)$$

S'il n'y a pas d'enveloppe de vapeur, ces deux équations deviennent respectivement :

$$Q = (L'_1 + L_d + L'_2) + (R_c + R_s + R_d) + (U_1 - U_2) - (L''_1 + L_s + L'_3); \quad (e')$$

$$1 = \frac{L'_1 + L_d + L'_2}{Q} + \frac{R_c + R_s + R_d}{Q} + \frac{U_1 - U_2}{Q} - \frac{L''_1 + L_s + L'_3}{Q}. \quad (f')$$

Quelle est la signification des divers termes qui composent le second membre des équations (b) et (b'), (f) et (f') ?

Le premier terme représente le travail absolu, exprimé en calories : il est donc indépendant de la contre-pression, de l'existence ou de l'absence d'un condenseur. Le second représente la perte de chaleur due aux parois, causée, (45') et (45''), par le double rayonnement extérieur et intérieur. Enfin les autres pertes sont représentées par les deux derniers termes.

Dans les applications, on se servira des formules (e), (e'), (f), (f'), pour calculer les quantités de chaleur utilisées et perdues, rapportées à la dépense totale de chaleur.

Nous avons déjà vu que le travail maximum qu'on puisse recueillir s'exprime, en calories, par l'expression  $Q \frac{T_0 - T_1}{T_0}$  ; et que par conséquent le rapport de ce travail à la dépense de chaleur est  $\frac{T_0 - T_1}{T_0}$ .

Par conséquent, l'expression  $1 - \frac{T_0 - T_1}{T_0} = \frac{T_1}{T_0}$  représente la proportion de chaleur qui se perd *inévitavelmente* dans une machine fonctionnant entre les températures absolues  $T_0$  dans la chaudière, et  $T_1$  dans le condenseur ou à l'air libre, selon les cas.

---



## CHAPITRE TROISIÈME

Méthode diagrammatique de M. le professeur Dwelshauvers-Dery pour représenter les échanges de chaleur entre métal et vapeur dans le cylindre d'une machine. — Diagramme moyen. — Courbes réelles pour la détente et la compression. — Courbes probables pour l'admission et l'échappement. — Exemples, et observations sur ces exemples.

**Exposé de la méthode.** — 75. Les diagrammes relevés à l'aide de l'indicateur nous permettent de mesurer le travail extérieur effectué pendant une course entière, ou pendant un déplacement quelconque du piston, et de calculer la quantité de chaleur correspondante. Nous savons que pendant la période de détente, le travail produit pour un faible déplacement du piston se mesure approximativement par l'aire d'un rectangle, ayant pour base une longueur représentative du volume engendré, et pour hauteur la moyenne des pressions initiale et finale.

Nous allons voir qu'on peut très facilement représenter de même le travail qui correspondrait à la quantité de chaleur échangée entre le métal et la vapeur pendant le même déplacement, par un rectangle ayant encore pour base une longueur représentative du volume engendré et pour hauteur une ordonnée que nous apprendrons à calculer.

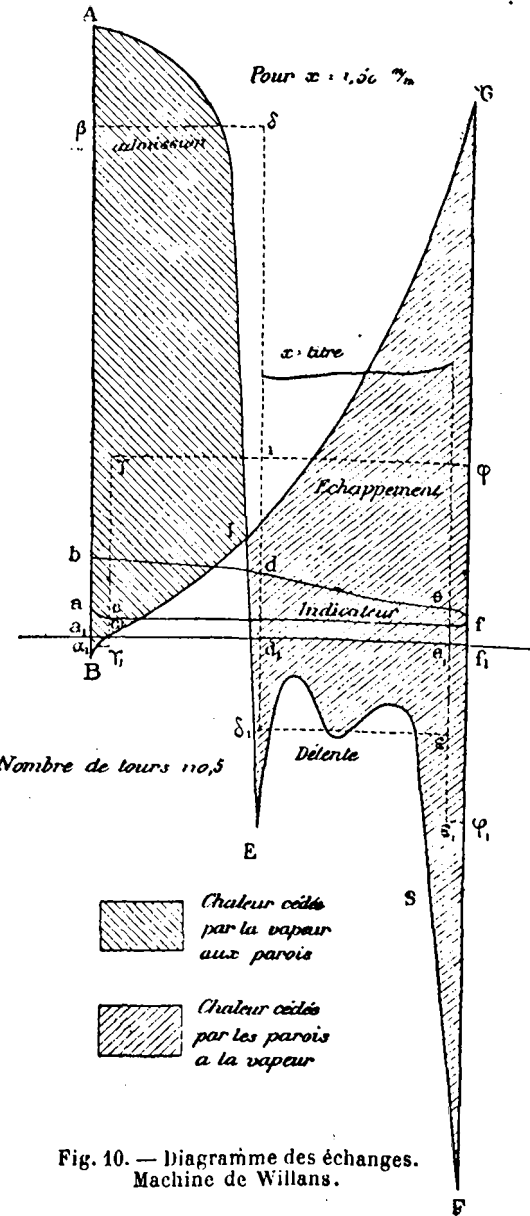
Voici donc le problème que nous nous proposons : Nous voulons chercher à construire un *diagramme des échanges*, qui soit une représentation des phénomènes thermiques, et à le déduire du *diagramme des pressions* fourni par l'indicateur.

76. Nous avons établi dans le chapitre précédent les formules qui permettent de calculer, pour les diverses périodes de la

distribution, les échanges définitifs de chaleur  $R_a$ ,  $R_b$ ,  $R_c$  et  $R_e$ .

Admettons pour un moment que les quantités de travail correspondant à chacune de ces quantités soient représentées par des rectangles, ayant pour bases des longueurs proportionnelles aux volumes, et pour hauteurs respectives des ordonnées moyennes  $h_a$ ,  $h_b$ ,  $h_c$  et  $h_e$ . Ceci revient à admettre que les ordonnées du diagramme restent constantes, ce qui est loin d'être exact; mais ce procédé nous donnera un *diagramme moyen des échanges*, qui pourra nous guider dans le tracé de la courbe probable du phénomène, pour les périodes d'admission et d'échappement, où le poids de vapeur varie suivant une loi inconnue. Pour la détente et la compression, le poids de vapeur restant constant, et respectivement égal à  $(M_a + M_c)$  et  $M_c$ , nous pouvons déterminer la courbe réelle de s'échange.

L'aire  $a_1 b d d_1 a_1$ , représente le travail absolu effectué pendant l'admission



dans un cylindre, sur lequel on a relevé le diagramme  $abdefca$  (fig. 10).

Soit  $V_a$  (en mètres cubes) le volume engendré par le piston durant l'admission. Le travail sera mesuré par le produit  $V_a \times p_a$ , où  $p_a$  est la pression moyenne exprimée en kilogrammes par mètre carré.

On peut donc écrire :

$$425 L_a = V_a p_a;$$

d'où :

$$p_a = \frac{425 L_a}{V_a}. \quad (46)$$

Mais nous avons aussi :

$$425 R_a = V_a h_a;$$

d'où :

$$h_a = \frac{425 R_a}{V_a}. \quad (47)$$

Dans cette expression,  $h_a$  représente une pression, exprimée en kilogrammes par mètre carré, qu'il suffit de multiplier par  $V_a$  pour avoir le travail correspondant aux  $R_a$  calories fournies au métal par la vapeur durant l'admission,

Portons la longueur  $a_1\beta = h_a$ , à la même échelle que  $p_a$ , dans le sens des ordonnées positives. Nous obtiendrons le rectangle  $a_1\beta\delta d_1a_1$ , qui représentera l'échange  $R_a$  à l'échelle où le rectangle  $a_1bdd_1a_1$  représente le travail  $L_a$ , exprimé en calories : en effet, dans les deux cas, le rapport du travail à la quantité de chaleur correspondante est égal à 425.

Durant la détente, le piston engendre un volume  $V_d$ , et le travail produit est représenté par l'aire du trapèze  $d_1dce_1d_1$ . Ici l'échange de chaleur est *négatif*. Nous calculerons donc :

$$h_d = \frac{425 R_d}{V_d}, \quad (48)$$

nous porterons négativement l'ordonnée  $d_1\delta_1 = h_d$ , et le rectangle  $d_1\delta_1\epsilon e_1d_1$  représentera l'échange  $R_d$ .

Le diagramme d'indicateur nous révèle qu'il y a échappement anticipé et compression : il marque les points  $e$  et  $c$  où

commence et cesse l'échappement, de sorte que nous pouvons mesurer le volume  $V_c$  correspondant à cette période, qui a lieu, en partie pendant la course directe, en partie pendant le retour du piston.

La contre-pression moyenne est  $p_c$ , donnée par la formule :

$$p_c = \frac{425 I_c}{V_c}; \quad (49)$$

et comme on a :

$$425 R_c = V_c h_c,$$

nous aurons de même :

$$h_c = \frac{425 R_c}{V_c}. \quad (50)$$

Dans notre hypothèse, l'échange durant l'échappement est *négatif*. Il faudra donc porter l'ordonnée  $h_c$  *négativement*, en  $f_1 \varphi_1$ , pendant la course directe, et *positivement*, en  $f_1 \varphi$ , pendant le retour du piston.

Enfin, pendant la compression, nous aurons :

$$425 R_c = V_c h_c;$$

d'où :

$$h_c = \frac{425 R_c}{V_c}, \quad (51)$$

et il faudra porter l'ordonnée  $h_c$  *négativement*, car elle correspond à un échange *positif* survenu pendant le retour du piston.

En somme, toutes les fois que l'échange sera *positif*, c'est-à-dire que la vapeur cédera de la chaleur aux parois, l'ordonnée correspondante se portera *positivement* pendant la course *directe*, *négativement* pendant le retour du piston. S'il s'agit au contraire d'un échange *négatif*, l'ordonnée se portera *négativement* dans le premier cas, *positivement* dans le second.

Nous avons ainsi obtenu le *diagramme moyen des échanges*. Il se compose de l'aire  $a_1 \beta \delta \delta_1 \epsilon \epsilon_1 \varphi_1 \varphi \gamma \gamma_1 \alpha_1 a_1$ , formée de la

partie positive  $\alpha, \beta, \delta, i, \gamma, \gamma_1, \alpha_1$ , et de la partie négative  $i, \delta_1, \varepsilon, \varepsilon_1, \varphi_1, \varphi, i$  : Ces deux surfaces seraient évidemment égales, s'il n'y avait pas de perte extérieure.

Nous savons en effet qu'on a (n° 74, équation 43) :

$$R_0 + R_n + R_d - R_e = E - Q'; \quad (52)$$

et, s'il n'y a pas d'enveloppe de vapeur :

$$R_0 + R_n + R_d - R_e = E. \quad (53)$$

77. Mais nous sommes bien éloignés d'avoir, par ce diagramme moyen, une représentation exacte du phénomène que nous nous proposons d'étudier.

Pendant l'admission et l'échappement, on ne peut déterminer exactement les chaleurs internes ; car le diagramme de l'indicateur ne fournit aucun renseignement sur la quantité de vapeur, ni sur son degré d'humidité.

Pour l'*admission*, nous pouvons admettre que l'échange *positif* a son maximum d'intensité au début de la course, parce qu'au début le mouvement du piston est très lent, que la surface métallique rencontrée par la vapeur est considérable, et que la compression de la vapeur dans l'espace nuisible consomme de la chaleur : au contraire, à mesure que le piston avance, l'échange diminue d'intensité ; il change même de signe à la fin de l'admission, et devient *négatif*. Aussi M. Dwelshauvers-Dery a-t-il été conduit à tracer comme courbes *probables* du phénomène des courbes analogues à la ligne AE de la figure 10, qui représente les résultats de l'application de sa méthode à un diagramme relevé sur une machine de Willans. La surface correspondant à l'échange  $R_n$  est ainsi divisée en deux parties, l'une positive, l'autre négative, dont la somme algébrique est égale à l'aire du rectangle qui représente la moyenne du phénomène. Les courbes dont M. Dwelshauvers-Dery a fait choix sont des paraboles cubiques.

Pour la détente, on peut aisément calculer les ordonnées qui serviront à tracer la courbe réelle de l'échange : on pourra en calculer un nombre quelconque, ainsi que le degré d'humidité

de la vapeur pour chaque ordonnée. Posons  $m = V\gamma$ . Le titre sera :  $x = \frac{m}{M_s + M_v}$ . Connaissant le titre, nous saurons si la vapeur est saturée ou surchauffée, et nous pourrons calculer l'énergie interne par les formules connues. En général, la vapeur sera saturée, et on aura :

$$U = (M_s + M_v)q + m\rho.$$

Divisons la course en un certain nombre de parties égales, et mesurons, pendant la détente, pour deux points de division successifs,  $(n - 1)$  et  $n$  :  $U_{n-1}$  et  $U_n$ , les énergies internes,  $L_{n-1}^n$ , la chaleur correspondant au travail extérieur entre ces deux positions du piston,  $R_{n-1}^n$ , l'échange de chaleur. Nous savons que la différence entre les chaleurs internes correspond au travail extérieur, et à l'échange de chaleur.

On aura donc :

$$U_{n-1} - U_n = L_{n-1}^n + R_{n-1}^n, \quad (54)$$

d'où on déduit la valeur de l'échange, exprimée en calories :

$$R_{n-1}^n = (U_{n-1} - U_n) - L_{n-1}^n; \quad (55)$$

et, si nous voulons son équivalent en kilogrammètres :

$$425 R_{n-1}^n = 425 (U_{n-1} - U_n) - 425 L_{n-1}^n. \quad (56)$$

Désignons par  $h_{n-1}^n$  l'ordonnée moyenne du diagramme des échanges, entre les deux points considérés. Soit  $(V_n - V_{n-1})$  le volume engendré par le piston pendant le déplacement. On aura :

$$425 R_{n-1}^n = (V_n - V_{n-1}) h_{n-1}^n. \quad (57)$$

Or, le travail se calcule avec une approximation suffisante par la formule :

$$425 L_{n-1}^n = (V_n - V_{n-1}) \frac{p_{n-1} + p_n}{2}, \quad (58)$$

où  $\frac{p_n + p_{n-1}}{2}$  est la pression moyenne du diagramme de l'indicateur entre les points de division  $(n-1)$  et  $(n)$ .

Comparons les équations (56) et (57). Substituons dans la dernière la valeur fournie par l'équation (58). On a :

$$(V_n - V_{n-1}) h_{n-1}^0 = 425 (U_{n-1} - U_n) - (V_n - V_{n-1}) \frac{p_{n-1} + p_n}{2};$$

d'où :

$$h_{n-1} = 425 \frac{U_{n-1} - U_n}{V_n - V_{n-1}} - \frac{p_{n-1} + p_n}{2}. \quad (59)$$

C'est la valeur cherchée de l'ordonnée du diagramme des échanges, exprimée en kilogrammes par mètre carré. Au moyen d'une série d'ordonnées analogues, nous pourrions construire par points la courbe réelle ESF de l'échange pendant la détente.

Pendant l'échappement, la courbe de l'échange probable se détermine d'après les considérations suivantes : au début, la vaporisation est très intense, à cause de la grande surface d'évaporation mise en communication, soit avec le condenseur, soit avec l'atmosphère. A la fin, cette surface est à peu près réduite à celle de l'espace nuisible.

Par conséquent, la perte de chaleur est considérable au début, et devient nulle à la fin de cette période. La courbe doit donc avoir l'allure de la courbe  $Glc_1$ ; elle sera déterminée par la condition que l'aire ainsi déterminée soit égale à l'aire moyenne  $R_c$  qui représente le refroidissement au condenseur.

Quant à la période de compression, il est possible de déterminer la courbe réelle : nous connaissons le poids de vapeur  $M_c$ ; nous pouvons calculer le titre  $x = \frac{m}{M_c}$ ; et nous procéderons comme pour la détente, en employant, si la vapeur est surchauffée, la formule de Zeuner pour le calcul de l'énergie interne.

Dans les machines construites jusqu'à ce jour, la compression est faible, et par conséquent la mesure des volumes et des pressions est peu exacte. Mais dans tous les cas la méthode est certaine, et la courbe  $c_1B$  représente la courbe réelle de

l'échange. En résumé, le diagramme total est représenté par l'aire AESFGBA, composée de deux parties : l'une positive, AIC,BA, l'autre négative, GIESFG ; et ces deux surfaces seraient égales, sans les pertes par rayonnement extérieur.

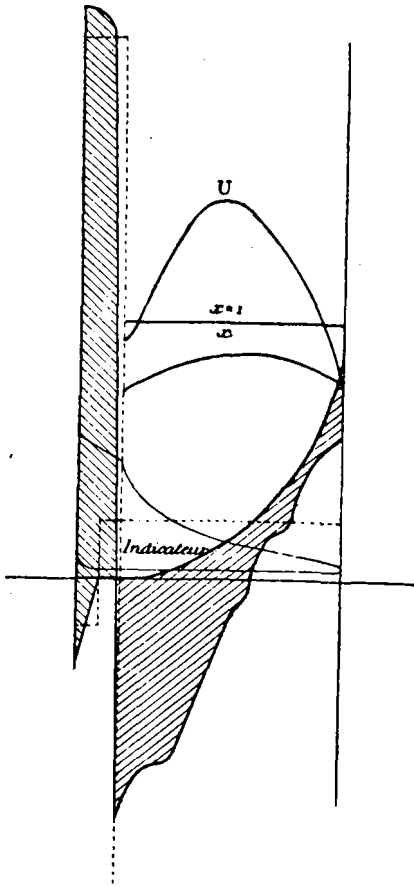


Fig. 11. — Diagramme des échanges.  
Machine du Logelbach.

Pour  $x=1$ , cette dernière courbe se transformerait en une droite horizontale ; ceci marquerait que la vapeur est surchauffée.

Si l'on examine les huit diagrammes construits par M. Dwelshauvers-Dery, on remarque que pendant la détente l'échange est toujours *négatif* durant la première partie, et *positif* dans l'autre : que l'échange négatif l'emporte dans cinq expériences et l'échange positif dans les trois autres.

**Applications de la méthode aux expériences de Hirn et de Willans.** — 78. L'auteur de cette méthode l'a appliquée avec autant de savoir que de discernement aux huit expériences alsaciennes exécutées sur la machine du Logelbach ; et on peut étudier ses diagrammes dans son mémoire original, publié dans le Bulletin de la Société industrielle de Mulhouse, et dans l'*Industria* de Milan en 1888.

La figure 11 représente l'un de ces diagrammes, relatif à une expérience effectuée avec de la vapeur surchauffée à  $195^{\circ},5$  et une admission d'environ  $1/7$ . Dans cette figure on a représenté, outre le diagramme des pressions, et les diagrammes, moyen et réel, des échanges, la courbe des énergies internes U, et la courbe des titres de la vapeur pendant la détente.



On observe aussi que plus la quantité de chaleur cédée au métal pendant l'admission est considérable, plus aussi la quantité de chaleur restituée au début de la détente augmente. De plus, les diagrammes mettent bien en évidence que la surchauffe diminue la valeur de l'échange positif pendant l'admission, et qu'elle augmente le travail absolu par course. Enfin, on y voit clairement confirmé le fait déjà signalé par Hallauer, à savoir que le refroidissement au condenseur augmente lorsque la *proportion d'eau à la fin de la détente*, c'est-à-dire le terme  $(1 - x)$ , augmente : dans une expérience effectuée avec de la vapeur surchauffée, et sans condenseur, où la vapeur se trouvait encore surchauffée à la fin de la détente, cette perte à l'échappement était nulle, parce que le véhicule de la chaleur, l'eau, faisait défaut.

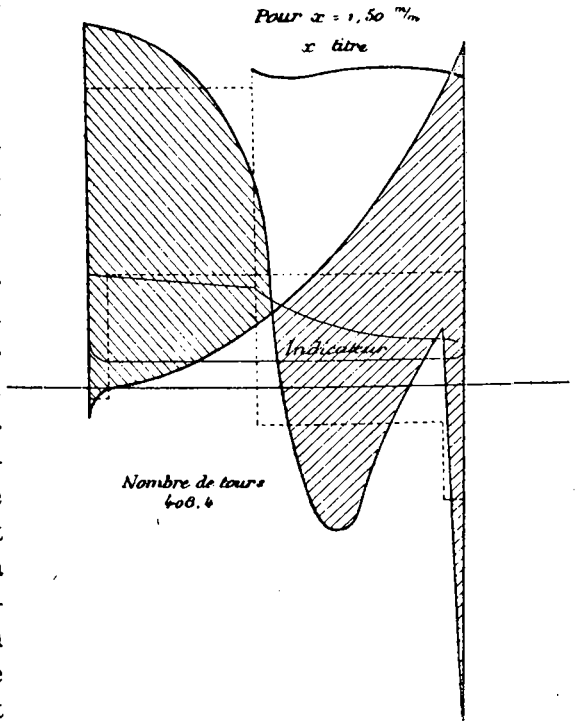


Fig. 12. — Diagramme des échanges.  
Machine de Willans.

M. Dwelshauvers a publié dans l'*Engineering* de 1888 des diagrammes que nous reproduisons (fig. 10 et 12), relatifs à des expériences exécutées avec le plus grand soin par le constructeur anglais, M. Willans, sur une machine à un cylindre, sans enveloppe de vapeur, et qui marchait à des vitesses très variables : depuis 110,5 jusqu'à 408,4 tours par minute. Si l'on compare entre elles les expériences de Hirn et de Willans, on verra que la machine à balancier a une consommation

minimum de 8<sup>kg</sup>,289 de vapeur par cheval *absolu* et par heure, tandis que la machine de Willans, dans le cas le plus favorable, qui correspond à sa vitesse maximum, consomme 9<sup>kg</sup>,916, soit 20 p. 100 en plus. Cette différence tient à plusieurs causes : à l'admission, bien supérieure dans la machine de Willans (0,437 au lieu de 0,250), ce qui augmente les pertes à l'échappement ; à l'espace nuisible, qui était de 7 p. 100 dans la machine de Willans, et de 1 p. 100 seulement dans la machine du Logelbach. De plus, la machine de Willans n'avait pas de condenseur.

Des deux diagrammes de Willans ressort l'avantage économique des grandes vitesses dans les machines à vapeur. L'accroissement de vitesse, qui atteignait ici le rapport de 1 à 3,70, donnait un avantage absolument comparable à celui que produit la surchauffe, ou l'enveloppe de vapeur. Mais si l'on soumet les expériences de Willans à une comparaison rationnelle avec les expériences effectuées par Hirn avec le même degré de détente, mais avec de la vapeur surchauffée, on verra que si en poussant la vitesse jusqu'à 408,4 tours par minute, on a considérablement amélioré la marche des machines de Willans, la surchauffe, dans les machines de Hirn, a donné des résultats bien plus satisfaisants. On trouvera donc toujours avantage à utiliser une plus grande chute de température plutôt qu'à pousser la vitesse jusqu'à ses dernières limites : et ceci résulte encore d'une foule de raisons qui ne peuvent échapper à ceux qui ont la pratique des machines.

Dans les expériences de Willans, la vapeur se surchauffait pendant la compression, et restait humide pendant les autres périodes.

79. Ajoutons que, pour rendre comparables entre eux les diagrammes des échanges, M. Dwelshauvers-Dery a fait choix d'une unité de dépense de chaleur, à laquelle on doit rapporter tous les éléments — unité qui peut d'ailleurs être exprimée en calories, ou bien en kilogrammes de vapeur. Or, pour les diagrammes de Hirn, il a tout rapporté au kilogramme de vapeur en action pendant la détente ; et pour ceux de Willans,

il a pris pour unité la chaleur totale d'un kilogramme de vapeur effectivement dépensé.

Or, dans les expériences anglaises la chaudière fonctionnait en moyenne à 6 atmosphères absolues, soit 6 200 kilogrammes par mètre carré. Si donc on veut tout rapporter au kilogramme de vapeur, dont la chaleur totale est alors  $\lambda = 633,062$  calories, il faudra diviser tous les éléments calculés par

$$\frac{Q}{633,062}$$

## CHAPITRE QUATRIÈME

Formules pour les machines à un cylindre, les machines Woolf et Compound, en tenant compte de l'enveloppe de vapeur. — Bilan de la machine à deux cylindres. — Exemples d'analyses de machines à un et deux cylindres, d'après les expériences de Hallauer, et les expériences anglaises de Mair. — Contrôle des expériences faites sur les machines sans condenseur.

### Résumé des formules principales. — 80. Soient :

- $M_1$  kilogrammes, le poids de vapeur humide qui traverse le cylindre par coup de piston ;
- $M_1 - m$  kilogrammes, le poids d'eau entraînée, qui traverse le cylindre par coup de piston ;
- $m$  kilogrammes, le poids de vapeur sèche, qui traverse le cylindre par coup de piston ;
- $\Omega_p, \Omega_r, \Omega_g, \Omega$  kilogrammes, les poids d'eau condensés respectivement par coup de piston dans l'enveloppe du petit cylindre, du grand cylindre, et le poids total ;
- $M_1 + \Omega$  kilogrammes, le poids d'eau fournie par la chaudière par coup de piston ;
- $M_1$  kilogrammes, le poids d'eau injecté au condenseur ;
- $C = M_1 (q_1 - q_2)$  la chaleur absorbée pendant la durée d'un coup de piston par l'eau d'injection ;
- $c = M_1 q_2$  la chaleur retenue par la vapeur condensée ;
- $(C + c)$  la chaleur rejetée par coup de piston ;
- $Q$  la chaleur apportée au cylindre par la vapeur de la chaudière pendant un coup de piston ;
- $Q'_p, Q'_r, Q'_g, Q'$  les quantités de chaleur respectivement fournies, pendant un coup de piston, par les enveloppes du petit

- cylindre, du réservoir, du grand cylindre, et la somme de ces trois quantités ;
- $E_p, E_r, E_n, E,$  les quantités de chaleur correspondant au rayonnement externe, pour le petit cylindre, le réservoir, le grand cylindre, et la perte totale ;
- $U_0, U_1, U_2, U_3,$  l'énergie interne du mélange d'eau et de vapeur, à la fin de l'admission, de la détente, de l'échappement et de la compression, à l'intérieur du petit cylindre ;
- $U_1^o, U_2^o, U_3^o,$  l'énergie interne à la fin de la détente, de l'échappement et de la compression, à l'intérieur du grand cylindre ;
- $R_a, R_n, R_e, R_c,$  l'échange de chaleur pendant l'admission, la détente, l'échappement et la compression, à l'intérieur du petit cylindre ;
- $R_a^o, R_e^o, R_c^o,$  l'échange de chaleur pendant la détente, l'échappement et la compression, à l'intérieur du grand cylindre ;
- $R, R^o,$  l'échange total, dans le grand et le petit cylindre ;
- $L_a, L_d, L_e, L_c,$  le travail absolu, exprimé en calories, correspondant à l'admission, la détente, l'échappement et la compression dans le petit cylindre ;
- $L_d^o, L_e^o, L_c^o,$  le travail absolu, exprimé en calories, correspondant à la détente, l'échappement et la compression dans le grand cylindre ;
- $L, L^o, L_t,$  le travail indiqué, en calories par coup de piston, dans le petit et le grand cylindre, et le travail total.

La quantité de chaleur apportée par coup de piston par la vapeur qui passe à l'intérieur du cylindre est donnée par les formules suivantes :

$$\text{Si la vapeur est saturée : } Q = m\lambda + (M_s - m)q, \quad (1)$$

$$\text{— surchauffée : } Q = m\lambda + 0,50 m(\theta - t). \quad (2)$$

Dans la machine à vapeur saturée munie d'une enveloppe de vapeur, la chaleur totale fournie par la chaudière est :

$$(Q + Q') = m\lambda + (M_s - m)q + Qr. \quad (3)$$

Et pour contrôler la consommation de vapeur on se sert de l'équation :

$$(Q + Q') - (C + c) - L_t - E = 0. \quad (4)$$

81. Pour les machines à un cylindre, ou pour le cylindre à haute pression des machines Woolf et Compound, on appliquera les équations suivantes :

$$R_s = Q + U_3 - U_0 - I_s, \quad (5)$$

$$R_d = U_0 - U_1 - I_d, \quad (6)$$

$$R_s = U_3 - U_1 - L_s + (C + c). \quad (7)$$

Mais on a :

$$(C + c) = (Q + Q'_p) - L - E_p;$$

et en substituant, on a :

$$R_s = (Q + Q'_p) - L - I_s - U_1 + U_3 - E_p. \quad (7)$$

ou bien, en remplaçant par sa valeur déduite de (5) :

$$R_s = R_s - U_3 + U_0 + Q'_p - I_d + I_s - U_1 + U_3 - E_p. \quad (7'')$$

Puis, on a :

$$R_s = U_3 - U_3 + I_s; \quad (8)$$

$$R = R_s + R_d - R_s + R_s = Q - (C + c) - L. \quad (9)$$

L'équilibre des échanges résulte de l'équation suivante, qui devra être vérifiée :

$$R + Q'_p - E_p = 0. \quad (10)$$

Cette équation peut s'écrire :

$$R_s + R_d - R_s + R_s = E_p - Q'_p. \quad (11)$$

Enfin, le bilan de la machine à un cylindre est établi par les formules suivantes :

$$1 = \frac{I_s + I_d}{Q + Q'_p} + \frac{Q'_p + R_s + R_s + R_d}{Q + Q'_p} + \frac{U_1 - U_3 - L_s}{Q + Q'_p}. \quad (12)$$

ou bien, si on tient compte des avances linéaires :

$$1 = \frac{I_s + I_d + L'_s}{Q + Q'} + \frac{Q'_p + R_s + R_s + R_d}{Q + Q'_p} + \frac{(U_1 - U_3) - (L'_s + L_s + L'_d)}{Q + Q'_p}. \quad (13)$$

82. Passons à l'étude du grand cylindre. Evidemment nous pouvons écrire :

$$U_1 - U_2 + U_3^0 - R_d^0 - U_1^0 = I_d^0 - L_s - R_s;$$

d'où :

$$R_d^0 = U_1 - U_2 - U_1^0 + U_3^0 + L_s + R_s - I_d^0; \quad (14)$$

et :

$$R_s^0 = (C + c) - U_1^0 + U_2^0 - L_s^0. \quad (15)$$

Mais :

$$(C + c) = (Q + Q') - L_s - E;$$

et, en substituant :

$$R_s^0 = (Q + Q') - L_s - E - U_1^0 + U_2^0 - L_s^0. \quad (15')$$

Enfin :

$$R_s^0 = U_2^0 - U_3^0 + L_s^0; \quad (16)$$

$$R^0 = R_d^0 - R_s^0 + R_s^0 = U_1 - U_2 - (C + c) + L_s + R_s - I^0. \quad (17)$$

L'équilibre des échanges dans le grand cylindre s'exprime par l'équation suivante :

$$R^0 + R_s + Q' - E' + Q'_s - E_s = 0; \quad (18)$$

qui revient à celle-ci :

$$R_d^0 - R_s^0 + R_s^0 + R_s = E_s - Q'_s + E_r - Q'_r. \quad (19)$$

En additionnant les équations (10) et (18), ou bien (11) et (19), on obtient une équation qui représente l'équilibre des échanges dans la machine à deux cylindres :

$$R + R^0 + R_s + Q' - E = 0; \quad (20)$$

ou bien :

$$R_s + R_d + R_c + R_d^0 + R_s^0 - R_s^0 = E - Q'. \quad (21)$$

**Bilan de la machine à deux cylindres.** — 83. Cherchons maintenant à établir le bilan de la machine à deux cylindres.

Il est clair qu'on peut écrire :

$$(Q + Q') = (L_a + L_d - L_s - L_c + L_d^0) - (L_s^0 + L_c^0) + (C + c) + E; \quad (22)$$

mais :

$$(C + c) = R_s^0 + U_1^0 - U_2^0 + L_s^0. \quad (23)$$

De plus, l'équation (21) nous donne :

$$R_s^0 = R_s + R_d + R_c + R_d^0 + R_s^0 + Q' - E.$$

Substituons donc à  $R_s^0$  cette valeur dans l'équation (23), et remplaçons  $(C + c)$  par sa valeur dans l'équation (22). Nous aurons :

$$(Q + Q') = (L_a + L_d - L_s - L_c + L_d^0) + (Q' + R_s + R_d + R_c + R_d^0 + R_s^0) + (U_1^0 - U_2^0 - L_s^0);$$

et de là nous déduisons :

$$1 = \frac{L_a + L_d - L_s - L_c + L_d^0}{Q + Q'} + \frac{Q' + R_s + R_d + R_c + R_d^0 + R_s^0}{Q + Q'} + \frac{U_1^0 - U_2^0 - L_s^0}{Q + Q'}. \quad (24)$$

Les trois termes du second membre de cette équation représentent respectivement le rapport à la chaleur totale dépensée de la quantité de chaleur correspondant au travail absolu, des pertes de chaleur dues aux parois, et des autres pertes, dont la plus importante est  $U_1^0$ .

**Analyses d'expériences sur diverses machines.** — 84. Voici maintenant diverses analyses qui serviront à éclaircir et à compléter ce que nous avons exposé jusqu'à présent.

Les expériences I et II se rapportent à la classique machine à balancier et sans enveloppe de vapeur de Hirn, l'une avec de la vapeur saturée, et l'autre avec de la vapeur surchauffée. Le n° III correspond à une machine à un cylindre muni d'enve-



loppe, à balancier, fonctionnant avec de la vapeur saturée, construite par la maison Simpson et C<sup>o</sup>, et expérimentée par l'ingénieur anglais Mair.

Le cylindre a 0<sup>m</sup>,6858 de diamètre, 1<sup>m</sup>,8288 de course ; l'enveloppe reçoit directement la vapeur de la chaudière : elle correspond à la paroi cylindrique et au fond du cylindre : il y a deux tiroirs, et la détente est variable à la main.

Le n<sup>o</sup> IV se rapporte à une machine Woolf à balancier fonctionnant avec de la vapeur saturée, étudiée par Hallauer : la figure.7 en donne les diagrammes moyens, les figures 1 et 2 représentent la coupe des cylindres. Les cylindres ont respectivement 0<sup>m</sup>,550 et 1<sup>m</sup>,200 de diamètre, 1<sup>m</sup>,200 et 2 mètres de course.

Les n<sup>os</sup> V et VI se rapportent à deux machines construites par Simpson et C<sup>o</sup>, et expérimentées par M. Mair avec de la vapeur saturée.

La première de ces machines est une Woolf à balancier munie d'organes de distribution séparés, et d'une enveloppe complète à vapeur stagnante ; mais bien que la vapeur, fournie par une chaudière spéciale, eût une température supérieure de 16° à celle de la vapeur d'admission, on n'a pas obtenu de meilleurs résultats pratiques qu'avec l'enveloppe à circulation. Les cylindres ont 0<sup>m</sup>,5588 et 0<sup>m</sup>,9398 de diamètre, et les courses sont respectivement de 1<sup>m</sup>,3970 et de 1<sup>m</sup>,9812.

La seconde était une machine compound à balancier, fonctionnant avec de la vapeur saturée. L'enveloppe ne comprend ni le plateau supérieur du cylindre à haute pression ni le réservoir. Les organes de distribution sont séparés, la détente est variable à la main. Les dimensions sont : diamètres, 0<sup>m</sup>,5334 et 0<sup>m</sup>,9144 ; — course commune, 1<sup>m</sup>,6764.

Toutes ces machines étaient à condenseur.

Voici le tableau où sont résumés les résultats des expériences :

TYPE DE LA MACHINE NUMÉROS DES ANALYSES	MACHINE A UN CYLINDRE				WOOLF		COMPOUND
	Vapeur saturée sans enveloppe	Vapeur surchauffée	Vapeur saturée avec enveloppe	III	IV	V	
	I	II	III	III	IV	V	VI
Pression absolue dans la chaudière en kilogrammes par mètre carré . . . . .	49 706	49 680	41 740	41 740	51 670	54 810	53 405
Température de saturation correspondante $t_s$ de surchauffe $\theta$ . . . . .	150,77	150,75	144,38	144,38	152,22	154,46	153,47
Chaleur totale de vaporisation $\lambda$ . . . . .	652,48	652,47	650,53	650,53	652,93	653,61	653,30
— du liquide $q$ . . . . .	152,25	152,25	143,85	143,85	153,74	153,96	153,95
Degré d'admission exact . . . . .	0,1542	0,1542	0,3164	0,3164	0,90	1/4	1/4,7
— approximatif . . . . .	1/7	1/7	1/3	1/3	1/4	1/4	1/4,7
— total de détente, pour les machines à 2 cylindres . . . . .	»	»	»	»	7,5	16,5	13,61
Nombre de tours par minute . . . . .	30,41	29,28	20	20	23,2	28,305	23,98
<i>Cylindre unique ou à haute pression.</i>							
Espace nuisible . . . . .	1 0/0	1 0/0	2,50/0	2,50/0	»	3,500/0	1,670/0
Travail absolu, en calories, correspondant à l'admission $L_a$ . . . . .	7,50	7,80	17,13	17,13	28,57	8,69	9,44
Travail absolu, en calories, correspondant à la détente $L_d$ . . . . .	13,70	14,31	18,29	18,29	2,78	13,35	13,76
Travail absolu, en calories, correspondant à l'échappement $L_e$ . . . . .	2,20	1,93	2,74	2,74	8,96	6,82	7,93
Travail absolu, en calories, correspondant à la compression $L_c$ . . . . .	0,23	0,21	0,48	0,48	»	2,34	1,80
Travail absolu, en calories, par coup de piston, $L_a + L_d$ . . . . .	21,20	22,11	35,42	35,42	31,35	22,04	23,20
Travail indiqué, en calories, par coup de piston $L = L_a + L_d - L_c$ . . . . .	18,77	19,97	32,20	32,20	22,39	12,88	13,47
Travail absolu, en kilogrammètres, par course, $l$ . . . . .	9 010	9 397	15 053	15 053	13 324	9 367	9 860
Travail indiqué, en kilogrammètres, par course, $l_i$ . . . . .	7 980	8 190	13 685	13 685	9 517	5 274	5 725
Travail absolu en chevaux . . . . .	121,81	125,25	133,80	133,80	149,2	117,83	105,08
— indiqué en chevaux . . . . .	107,81	112,08	121,84	121,84	106,50	68,86	61,00

Cylindre à basse pression

<i>Cylindre à basse pression.</i>									
Espace nuisible . . . . .	»	»	»	»	»	»	»	»	2,750/0
Travail absolu en calories par course $L_a^o$ . . . . .	»	»	»	»	»	»	»	»	48,36
— en calories pendant l'échappement $L_e^o$ . . . . .	»	»	»	»	»	»	»	»	3,03
— — la compression $L_c^o$ . . . . .	»	»	»	»	»	»	»	»	0,15
— — indiqué, en calories, par course $L^o = L_a^o - L_e^o - L_c^o$ . . . . .	»	»	»	»	»	»	»	»	15,18
Travail absolu, en kilogrammètres, par course $l^o$ . . . . .	»	»	»	»	»	»	»	»	7 803
Travail indiqué, en kilogrammètres, par course $l^o$ . . . . .	»	»	»	»	»	»	»	»	6 451
Travail absolu, en chevaux . . . . .	»	»	»	»	»	»	»	»	83,16
— — indiqué, en chevaux . . . . .	»	»	»	»	»	»	»	»	66,75
<i>Travail total pour les deux cylindres.</i>									
Travail absolu total par coup de piston, en calories ( $L_a + L_d - L_e - L_c + L_a^o$ ) . . . . .	»	»	»	»	»	»	»	»	31,83
Travail indiqué total en calories $L_i = L + L^o$ . . . . .	»	»	»	»	»	»	»	»	28,65
— — absolu total, en kilogrammètres $l_i + l^o$ . . . . .	»	»	»	»	»	»	»	»	13 528
— — indiqué — — $l_i + l^o$ . . . . .	»	»	»	»	»	»	»	»	12 176
— — absolu en chevaux = travail indiqué du petit cylindre + travail absolu du grand. . . . .	»	»	»	»	»	»	»	»	144,16
Travail indiqué en chevaux . . . . .	»	»	»	»	»	»	»	»	129,75
<i>Consommations.</i>									
Poids d'eau consommé par coup de piston, en kilogrammes. . . . .	0,2634	0,2240	0,49097	0,8156	0,28502	0,31613			
Poids de vapeur condensé par coup de piston dans l'enveloppe : . . . . .	»	»	»	»	»	»	»	»	»
du petit cylindre $\Omega_p$ . . . . .	»	»	0,02395	»	0,01286	0,01639	»	»	0,01639
du réservoir $\Omega_r$ . . . . .	»	»	»	»	»	»	»	»	0,00326
du grand cylindre $\Omega_g$ . . . . .	»	»	»	»	»	»	»	»	0,01939
poids total $\Omega$ . . . . .	»	»	0,02395	0,0794	0,03235	0,04048	»	»	0,04048
Poids du mélange qui traverse les cylindres par coup de piston $M_m$ . . . . .	0,2634	0,2240	0,46702	0,7362	0,25277	0,27565	»	»	0,27565
Poids d'eau entraîné par coup de piston $M_a - m$ . . . . .	0,0030	0,0000	0,00466	0,0238	0,00258	0,01102	»	»	0,01102
$\frac{M_a - m}{M_a}$ . . . . .	1,140/0	0 0/0	1 0/0	3,230/0	1 0/0	4 0/0	»	»	4 0/0
$\Omega$ . . . . .	»	»	5 0/0	10 0/0	12 0/0	14 0/0	»	»	14 0/0
$\frac{M_a}{M_m}$ . . . . .	0,2604	0,2240	0,46236	0,7124	0,23019	0,26463	»	»	0,26463
Poids de vapeur admis par coup de piston $m$ . . . . .									

TYPE DE LA MACHINE  NUMÉROS DES ANALYSES	MACHINE A UN CYLINDRE				WOOLF		COMPOUND
	Vapeur saturée sans enveloppe I	Vapeur surchauffée II	Vapeur saturée avec enveloppe III	Vapeur saturée avec enveloppe IV	Vapeur saturée avec enveloppe V	Vapeur saturée avec enveloppe VI	
Consommation de vapeur par cheval absolu et par heure $\frac{(\Omega + m) \times 2 \times N \times 60}{\text{Travail absolu en chevaux}}$	7,890	6,434	8,723	7,4074	6,2197	6,0903	
Consommation de vapeur par cheval indiqué et par heure $\frac{(\Omega + m) \times 2 \times N \times 60}{\text{Travail indiqué en chevaux}}$	8,915	7,126	9,595	8,9376	7,0982	6,7666	
<i>Vérification des consommations.</i>							
Poids d'eau injecté par coup de piston dans le condenseur $M_c$	8,9132	8,7384	»	29,3106	8,0604	11,317	
Température de l'eau d'injection $i$	16,50	16,37	13,80	14,80	7,60	10	
Température de l'eau rejetée par la pompe à air $f$	32,25	30,42	32,2	29,10	24,84	23	
Chaleur retenue par la vapeur après condensation $c = M_c \cdot q_c$	8,49	6,81	15,04	21,42	6,27	6,34	
Chaleur retenue par l'eau d'injection, $C = M_c (q_c - q_i)$	140,38	122,77	»	419,57	138,96	147,13	
Chaleur rejetée $(C + c)$	148,87	129,58	»	440,99	145,23	153,47	
— apportée par la vapeur saturée à l'intérieur du cylindre, par coup de piston : $Q = m\lambda + (M_c - m)q$	170,36	»	301,46	468,80	163,93	174,59	
Chaleur apportée à l'intérieur du cylindre par la vapeur surchauffée $Q = m\lambda + 0,30m(\theta - t_c)$	»	151,16	»	»	»	»	
Chaleur fournie par la condensation à l'intérieur de l'enveloppe :	»	»	12,00	»	»	8,16	
du cylindre à haute pression . $Q'_p = \Omega_p \cdot r$	»	»	»	»	6,40	2,02	
du réservoir . . . . . $Q'_r = \Omega_r \cdot r$	»	»	»	»	»	9,38	
du cylindre à basse pression . $Q'_b = \Omega_b \cdot r$	»	»	»	»	»	20,16	
Total . . . . . $Q' = \Omega' \cdot r$	»	»	12,00	36,63	16,00	»	
Chaleur totale apportée par course $Q + Q'$	170,36	151,16	316,46	805,43	179,93	194,75	

Rayonnement externe :									
du cylindre à haute pression . . . . . E <sub>p</sub>	2,50	2,50	1,76	»	4,25	1,76	4,76		
du réservoir . . . . . E <sub>r</sub>	»	»	»	»	»	»	1,70		
du cylindre à basse pression . . . . . E <sub>b</sub>	»	»	»	»	»	»	2,26		
Total . . . . . E	2,50	2,50	1,76	7,00	»	»	5,72		
Equation de contrôle :									
(Q + Q') - (C + c) - L <sub>s</sub> - E = 0									
dans laquelle, pour la machine à un cylindre : L <sub>s</sub> = L.									
Erreur absolue . . . . .	0,22	-0,88	»	4,17	6,42	»	6,91		
Erreur rapportée à la somme (Q + Q') . . . . .	0,120/0	-0,380/0	»	0,23 0/0	3,56 0/0	»	3,54 0/0		
<i>Transformations de la vapeur.</i>									
Poids de vapeur saturée et sèche calculé à la fin de l'admission m <sub>0</sub> = V <sub>0</sub> γ <sub>0</sub> . . . . .	0,16525	0,16844	»	0,6603	»	»	»		
Poids de vapeur saturée et sèche calculé à la fin de la détente totale m <sub>1</sub> = V <sub>1</sub> γ <sub>1</sub> . . . . .	0,17028	0,17571	»	0,7237	»	»	»		
Poids de vapeur saturée et sèche calculé à la fin de l'échappement du petit cylindre m <sub>2</sub> = M <sub>0</sub> = V <sub>2</sub> γ <sub>2</sub> . . . . .	0,00432	0,00408	»	»	»	»	»		
Poids de vapeur saturée et sèche calculé à la fin de la compression, c'est-à-dire dans l'espace nuisible :									
du petit cylindre . . . . . m <sub>3</sub> = V <sub>3</sub> γ <sub>3</sub>	0,00187	0,00181	0,00893	0,0335	0,04197	0,02682	0,02682		
du grand cylindre . . . . . m <sub>3</sub> = V <sub>3</sub> γ <sub>3</sub>	»	»	»	0,0288	0,01038	0,00762	0,00762		
Poids de la vapeur humide en action par coup de piston :									
dans le petit cylindre . . . . . M <sub>s</sub> + M <sub>0</sub>	0,26772	0,22808	0,47593	0,76970	0,29474	0,30247	0,30247		
dans le grand cylindre . . . . . M <sub>s</sub> + M <sub>0</sub>	»	»	»	0,7650	0,26335	0,28327	0,28327		
Vapeur condensée durant l'admission :									
$\frac{M_s + M_c - m_0}{M_s + M_0}$	38 0/0	26 0/0	22 0/0	14,2 0/0	31 0/0	38 0/0	38 0/0		
Vapeur condensée à la fin de la détente :									
pour le petit cylindre . . . . . $\frac{M_s + M_c - m_1}{M_s + M_0 + M_c}$	36 0/0	22 0/0	17,7 0/0	»	13,4 0/0	22,3 0/0	22,3 0/0		
pour les machines à 2 cylindres . . . . . $\frac{M_s + M_c - m_1}{M_s + M_0 + m_1}$	»	»	»	6 0/0	15,6 0/0	19,2 0/0	19,2 0/0		

⚠ Dans l'expérience III, on a pris M<sub>s</sub> = m<sub>3</sub>, et dans les expériences IV, V et VI, M<sub>s</sub> = m<sub>3</sub>, car on manquait d'éléments pour calculer le poids de vapeur au début de l'échappement.

TYPE DE LA MACHINE  NUMÉROS DES ANALYSES	MACHINE A UN CYLINDRE				WOOLF		COMPOUND
	Vapeur saturée sans enveloppe I	Vapeur surchauffée II	Vapeur saturée avec enveloppe III	Vapeur saturée avec enveloppe IV	Vapeur saturée avec enveloppe V	Vapeur saturée avec enveloppe VI	
<i>Eau contenue dans la vapeur renfermée entre les deux pistons, dans l'expérience IV.</i>							
La communication entre les deux cylindres est ouverte à 1/10 de la course, et on a, d'après Hallauer :							
Poids de vapeur renfermé entre le petit piston et le grand tiroir (au moment de la fermeture de ce dernier, c'est-à-dire à 15/20 de la course, la pression étant $g$ ) (fig. 7) . . . . .	"	"	"	0,1006	"	"	"
Poids de vapeur à 1/10 de la course . . . . .	"	"	"	0,7650	"	"	"
Poids de vapeur saturée et sèche calculé . . . . .	"	"	"	0,8656	"	"	"
Différence . . . . .	"	"	"	0,6194	"	"	"
Proportion d'eau contenue dans le mélange renfermé entre les deux pistons. . . . .	"	"	"	0,2462	"	"	"
On voit que cette eau se vaporise en grande partie durant la détente, puis-qu'à la fin de cette période nous avons trouvé seulement 6 p. 100 d'eau.				28,44 0/0			
	14,83	110,67	238,73	415,37	436,92	436,29	
	109,47	108,77	241,91	432,83	436,75	447,10	
	2,53	2,40	4,28	"	25,12	16,00	
	1,32	1,27	5,11	"	20,13	8,40	

CHALEURS ET ÉNERGIES INTERNES (1)  
*Cylindre à haute pression.*  
 A la fin de l'admission  $U_0 = (M_0 + M_1) q_0 + m_0 p_0$   
 A la fin de la détente  $U_1 = (M_1 + M_2) q_1 + m_1 p_1$   
 A la fin de l'échappement  $U_2 = M_2 q_2 + m_2 p_2 = M_2 (q_2 + p_2)$   
 A la fin de la compression  $U_3 = M_3 q_3 + m_3 p_3$

*Cylindre à basse pression.*

A la fin de la détente.  $U_1^0 = (M_1 + M_2) q_1 + m_3 \rho_3^0$   
 A la fin de l'échappement  $U_2^0 = M_2 q_2 + m_3 \rho_3^0$   
 A la fin de la compression.  $U_3^0 = M_3 q_3 + m_3 \rho_3^0$

ÉCHANGES DE CHALEUR PAR COURSE

*Cylindre à haute pression.*

Admission. . . . .  $R_1 = Q + U_2 - U_0 - L_1$   
 Détente. . . . .  $R_2 = U_0 - U_1 - L_2$   
 Echappement. . . . .  $R_3 = U_2 - U_1 - L_3 + (C + c)$   
 $R_4 = (Q + Q_p) - L_4 - U_1 + U_3 - E_p$   
 Différence entre ces deux valeurs de  $R_4$ , rapportée à  $(Q + Q_p)$ . . . . .  $\frac{R_4}{Q + Q_p}$

Compression. . . . .  $R_5 = U_2 - U_3 + L_5$   
 Exchange total. . . . .  $R = R_1 + R_2 + R_3 + R_4 + R_5$   
 — . . . . .  $R = Q - (C + c) - L$

Pour l'équilibre des échanges, il faut que les valeurs trouvées vérifient l'équation :  
 $R + Q_p - E_p = 0$   
 Erreurs trouvées. . . . .  
 Si on ne connaît pas le rayonnement externe, on se sert de l'équation :  
 $E_p = R + Q_p = (Q + Q_p) - (C + c) - L$

*Cylindre à basse pression.*

Détente. . . . .  $R_1^0 = U_1 - U_2 - U_1^0 + U_3^0 + L_1 - L_2^0$   
 Echappement.  $R_2^0 = (C + c) - U_1^0 + U_2^0 - L_3^0$   
 —  $R_3^0 = (Q + Q) - L_4 - L_5 - U_1^0 + U_3^0 - E$

Admission	33,97	50,71	432,15	133,41	137,80
Détente	-12,41	-21,47	15,13	6,19	2,07
Echappement	21,28	"	"	5,09	4,50
$R_4$	20,40	39,13	"	"	"
Différence	0,25 6/0	"	"	"	"
Compression	14 0/0	12,4 0/0	"	40,4 0/0	15,5 0/0
Exchange total	1,49	2,15	"	1,34	2,07
Erreurs	4,34	-0,35	"	7,33	9,40
Erreurs	1,62	-10,24	"	-5,27	-6,00
Erreurs	1,62	"	"	"	"
Erreurs	-0,88	0,48	"	0,005	-0,40
Erreurs	"	"	"	"	"
Erreurs	"	"	9,44	-5,84	-12,63
Erreurs	"	"	"	14,79	15,31
Erreurs	"	"	10,61	21,09	22,22

(1) Les valeurs de l'énergie interne, dans les expériences III, V et VI, ont été fournies par Mair. Nous n'avons pu les calculer à nouveau, faute de données. Dans l'expérience IV, quelques éléments font aussi défaut, et on n'a pas pu calculer toutes les valeurs intéressantes de l'énergie interne.

TYPE DE LA MACHINE	MACHINE A UN CYLINDRE				WOOLF		COMPOUND
	Vapeur saturée sans enveloppe	Vapeur surchauffée	Vapeur saturée avec enveloppe	IV	V	Vapeur saturée avec enveloppe	
NUMÉROS DES ANALYSES	I	II	III	IV	V	VI	
Différence entre les deux valeurs de $R_2$ , rapportée à $(Q + Q')$				0,23 0/0	3,5 0/0	3,5 0/0	
Compression . . . . . $R_2 = U_2 - U_3 + L_2$					1,45 0/0	-1,68	
Exchange total . . . . . $R^0 = R_2 - R_3 + R_4$					-13,83	-29,62	
+ $L_2 - I^0$ . . . . . $R^0 = U_1 - U_2 - (C + c)$					-19,18	-32,62	
Pour l'équilibre des échanges, il faut que les valeurs calculées vérifient l'équation $R^0 - R_2 + Q_1 - E_2 + Q_2 - E_2 = 0$ .							
Erreurs trouvées . . . . .							
Si on n'a pas déterminé expérimentalement le rayonnement extérieur, on le calcule par la formule : $E_2 + E_3 = R^0 + R_2 + Q_1 + Q_2$ .							
<i>Machines Woolf et Compound.</i>							
Pour l'équilibre des échanges, on a l'équation : $R + R^0 + R_2 + Q' - E = 0$ .							
Erreurs trouvées . . . . .							
Erreurs rapportées à $(Q + Q')$ . . . . .							
Rayonnement total : $E = R + R^0 + R_2 + Q'$ .					6,42	3,31	
<i>Vérification du travail de détente par la méthode de Hirn.</i>					3,50/0	1,60/0	
Travail de détente . . . . . $L_2$	13,70	14,31					
Différence . . . . . $L_4$	12,45	12,96					
	1,25	1,35					



Eau entraînée au condenseur durant l'échappement, dans les expériences I et II.

Contre-pression moyenne durant l'échappement . . . . .  $P_1$   
 Température correspondante . . . . .  $t_1$   
 Chaleur totale de vaporisation . . . . .  $\lambda_1$   
 — de vaporisation . . . . .  $r_1$   
 — du liquide . . . . .  $q_1$

Soit  $m_1$  le poids d'eau cherché :

$$m_1 r_1 = M_1 (\lambda_1 - q_1) - C$$

d'où . . . . .  $m_1$   
 Rapport . . . . .  $\frac{m_1}{M_1 + M_c}$

Consommation conventionnelle de vapeur saturée et sèche par course :

$$P = \frac{Q + Q'}{\lambda}$$

Consommation conventionnelle par cheval absolu et par heure . . . . .  $P \times 270000$

Consommation conventionnelle par cheval indiqué et par heure :  $\frac{\text{Travail absolu en kilogrammètres}}{P \times 270000}$

Travail indiqué, en kilogrammètres, produit par une course par coup de piston . . . . .  $l_1$

Machines à un cylindre . . . . .  $\frac{Q + Q'}{l_1 + l_1'}$

Machines à deux cylindres . . . . .  $\frac{Q + Q'}{Q + Q'}$

Rendement indiqué.

Machines à un cylindre . . . . .  $\eta_i = \frac{L}{Q + Q'}$

Machines à deux cylindres . . . . .  $\eta_i = \frac{L_1}{Q + Q'}$

Chaleur disponible par course.

$$Q_0 = (Q + Q') - c . . . . .$$

Contre-pression moyenne durant l'échappement	2 134	1 884	»	»	»	»	»
Température correspondante	61,15	58,44	»	»	»	»	»
Chaleur totale de vaporisation	628,15	624,32	»	»	»	»	»
— de vaporisation	563,86	563,73	»	»	»	»	»
— du liquide	32,25	30,40	»	»	»	»	»
Soit $m_1$ le poids d'eau cherché :							
d'où . . . . . $m_1$	0,0280	0,01815	»	»	»	»	»
Rapport . . . . . $\frac{m_1}{M_1 + M_c}$	10,4 0/0	8 0/0	»	»	»	»	»
Consommation conventionnelle de vapeur saturée et sèche par course :							
	0,26109	0,23167	0,48185	0,77403	0,27528	0,29810	
Consommation conventionnelle par cheval absolu et par heure . . . . . $P \times 270000$	7,824	6,656	8,642	6,945	6,062	6,000	
Consommation conventionnelle par cheval indiqué et par heure : $\frac{\text{Travail absolu en kilogrammètres}}{P \times 270000}$	8,833	7,637	9,506	8,738	7,000	6,610	
Travail indiqué, en kilogrammètres, produit par une course par coup de piston . . . . . $l_1$	46,8	54,18	43,65	»	»	»	
Machines à un cylindre . . . . . $\frac{Q + Q'}{l_1 + l_1'}$	»	»	»	47,31	59,71	62,52	
Machines à deux cylindres . . . . . $\frac{Q + Q'}{Q + Q'}$	11 0/0	13 0/0	10,27 0/0	»	»	»	
Rendement indiqué.	»	»	»	11 0/0	14 0/0	14,7 0/0	
Machines à un cylindre . . . . . $\eta_i = \frac{L}{Q + Q'}$	»	»	»	»	»	»	
Machines à deux cylindres . . . . . $\eta_i = \frac{L_1}{Q + Q'}$	161,87	144,35	298,42	484,01	173,66	168,41	
Chaleur disponible par course.							
$Q_0 = (Q + Q') - c . . . . .$							

TYPE DE LA MACHINE NUMÉROS DES ANALYSES	MACHINE A UN CYLINDRE			WOOLF		COMPOUND
	Vapeur saturée sans enveloppe	Vapeur surchauffée	Vapeur saturée avec enveloppe	Vapeur saturée avec enveloppe	Vapeur saturée avec enveloppe	
	I	II	III	IV	V	VI
<i>Travail maximum disponible par course en calories.</i> (1) $I_m = Q_0 \frac{t-i}{T}$ pour la vapeur surchauffée (expérience III), $t = \theta$ .	51,28	55,47	93,47	156,38	59,62	63,41
<i>Rendement théorique ou générique.</i> Machines à un cylindre . . . $\eta_g = \frac{I}{L_m}$ Machines à deux cylindres . . . $\eta_g = \frac{I_a}{L_m}$	36,6 0/0	36 0/0	34,5 0/0	»	»	»
<b>BILAN DE LA MACHINE</b> A un cylindre. Rendement absolu . . . $\eta_a = \frac{I_a + I_d}{Q + Q_p}$ Perte par l'effet des parois . $\frac{Q_p + Q_p'}{Q + Q_p'}$ Autres pertes . . . $\frac{U_1 - U_2 - L_e}{Q + Q_p'}$	12,45 0/0	14,62 0/0	11,30 0/0	»	»	»
<i>A deux cylindres.</i> Rendement absolu . $\frac{I_a + I_d - L_e - L_d}{Q + Q'}$ Perte par l'effet des parois : $\frac{Q' + R_a + R_d + R_e + R_e'}{Q + Q'}$ Autres pertes . . . $\frac{U_1' - U_2' - L_e'}{Q + Q'}$	24,91 0/0	15,14 0/0	13,04 0/0	»	»	»
	62,64 0/0	70,21 0/0	75,66 0/0	»	»	»
	»	»	»	44 0/0	16,03 0/0	16,30 0/0
	»	»	»	environ 6 0/0	13,45 0/0	14,50 0/0
	»	»	»	environ 80 0/0	70,32 0/0	69,20 0/0

(1) Dans la machine à vapeur, les températures extrêmes sont celles de la chaudière et de l'eau froide d'injection. C'est pourquoi nous considérons comme travail maximum disponible l'expression  $Q_0 \frac{t-i}{T}$ , où (t - i) est la chute de température disponible. Mais la chute effective est (t - f); et comme on a f > i, la machine réelle a une imperfection naturelle mesurée par la différence  $Q_0 \frac{t-i}{T} - Q_0 \frac{t-f}{T} = Q_0 \frac{f-i}{T}$  calories. Par exemple, dans l'expérience n° 1, on trouve que  $Q_0 \frac{f-i}{T} = 0,037 Q_0$ ; soit environ 3,7 p. 100 de la chaleur disponible.

Equation de contrôle pour les machines sans condenseur.  
 — 85. Dans les machines à condenseur, nous nous sommes servis de l'équation de contrôle (n° 80) :

$$(Q + Q') - (C + c) - L_1 - E = 0,$$

dont tous les termes sont fournis par l'expérience.

S'il n'y a pas de condenseur, la *chaleur rejetée*  $(C+c)$  n'est plus un élément d'expérience ; mais on pourrait la calculer si on connaissait le refroidissement à l'échappement, car alors (n° 81) l'équation (7) nous donnerait :

$$(C_1 + c) = R'_0 - U_2 + U_1 + L_1. \quad (7')$$

Ici  $(C_1 + c)$  est la chaleur rejetée qu'on calcule,  $R'_0$  est le refroidissement à l'échappement, qu'il faudrait calculer à priori.

La méthode que nous exposons ici est due à M. le professeur Dwelshauvers-Dery, qui établit expérimentalement<sup>1</sup> qu'on peut considérer le refroidissement à l'échappement comme constitué seulement par la *chaleur nécessaire pour vaporiser l'eau qui existe dans le cylindre à la fin de la détente*. On peut donc écrire :

$$R'_0 = (M_1 + M_2)(1 - x_1) \rho_1.$$

Or on a :

$$x_1 = \frac{m_1}{M_1 + M_2};$$

par conséquent :

$$1 - x_1 = \frac{M_1 + M_2 - m_1}{M_1 + M_2};$$

et on a :

$$R'_0 = (M_1 + M_2 - m_1) \rho_1. \quad (25)$$

<sup>1</sup> Cf. *Revue universelle des mines*, 1889, p. 225.

Nous savons en outre que :

$$U_1 = (M_1 + M_2) q_1 + m_1 \rho_1;$$

$$U_2 = M_2 q_2 + m_2 \rho_2 = M_2 (q_2 + \rho_2).$$

Substituons ces deux valeurs, et la valeur (25) dans l'équation (7'). On a :

$$(C_1 + c) = L_1 + (M_1 + M_2) (q_1 + \rho_1) - M_2 (q_2 + \rho_2). \quad (26)$$

Si les expériences sont convenablement exécutées, la valeur de  $(C_1 + c)$  calculée par la formule (26) et la valeur de  $(C + c)$  calculée par la formule (4) doivent être égales, ou du moins la différence ne doit pas dépasser la limite des erreurs d'observation.

M. Dwelshauvers-Dery a appliqué cette méthode aux résultats d'expériences effectuées avec le plus grand soin par l'ingénieur anglais Willans sur une machine sans condenseur et sans enveloppe de vapeur, et voici les résultats qu'il a trouvés :

EXPÉRIENCES	1	2	3
Nombre de tours par minute.....	408,4	200,6	110,5
$(C_1 + c)$ par la formule (26).....	8,1766	9,0915	10,6254
$(C + c)$ par la formule (4).....	8,0298	8,9420	10,5192
Différence : $(C_1 + c) - (C + c)$ .....	0,1468	0,1495	0,1062
Moyenne arithmétique: $\frac{(C_1 + c) + (C + c)}{2}$	8,1032	9,0167	10,5723
Différence			
Moyenne arithmétique:.....	0,018	0,016	0,010

Ces résultats sont excellents. On voit que la plus forte différence est à peine de 1,8 p. 100.

## CHAPITRE CINQUIÈME

Enveloppes des cylindres. — Enveloppe de vapeur dans les machines à un cylindre, les machines Woolf et Compound. — Enveloppe de Donkin à flamme de gaz. — Enveloppe à vapeur stagnante et enveloppe à circulation de vapeur. — Vapeur surchauffée. — Ses avantages.

**Enveloppes de vapeur.** — 86. Lorsque les machines atteignent une certaine puissance, il ne faut pas se contenter de revêtir les cylindres de substances peu conductrices de la chaleur : et pour augmenter le rendement économique, il faut avoir recours à l'invention due au génie pratique de Watt, qui consiste à entourer le cylindre d'une chemise de vapeur, protégée à son tour par des substances isolantes.

Les substances isolantes sont en général maintenues contre la surface du cylindre par un revêtement en bois cerclé, ou par une sorte de cuirasse en tôle peinte, ou en cuivre. D'après Pécelet, l'effet d'un garnissage en coton de 0<sup>m</sup>,13 d'épaisseur, pour les cylindres de 0<sup>m</sup>,20 de rayon et au-dessus, est de faire tomber la perte de chaleur par rayonnement, au contact d'une atmosphère tranquille, à 0,041 de sa valeur primitive. Le feutre de laine, le papier gris non collé, sont encore plus efficaces que le coton. Aujourd'hui on emploie aussi des substances spéciales, appliquées à l'état de pâte, et des revêtements métalliques creux, hermétiquement clos, et pleins d'air. Les substances isolantes doivent être maintenues absolument sèches, car leur conductibilité augmente avec leur degré d'humidité.

On a aussi proposé, dans le but de diminuer l'absorption de chaleur, de garnir les faces planes du piston, et l'intérieur des

fonds des cylindres d'une mince lame de plomb, épaisse de 3 millimètres, soudée à l'étain. Il est probable que par cet artifice on diminuerait les condensations internes : car le coefficient de conductibilité interne du plomb est trois fois moindre que celui de la fonte ; mais on n'a pas fait d'expériences concluantes sur ce point.

87. De grandes controverses se sont élevées de nos jours sur les avantages de l'enveloppe de vapeur. Après l'avoir déclarée inutile, et même nuisible, on a été jusqu'à soutenir qu'elle donnait une économie de plus de 40 p. 100.

Combes, il y a plus de quarante ans, expérimentant une machine pourvue d'une enveloppe à circulation de Watt, a constaté que son emploi majorait de 20 p. 100 le travail produit. En 1834, Hirn a obtenu avec une machine Woolf de 100 chevaux une augmentation de travail de 25 p. 100 en faisant fonctionner l'enveloppe : bien entendu ces chiffres étaient rapportés à une dépense de vapeur constante. Hirn concluait donc à l'utilité de l'enveloppe à circulation, à laquelle il attribuait une économie de combustible variant de 10 à 25 p. 100.

L'ingénieur américain Emery a expérimenté la machine compound du navire *Bache*, dont le grand cylindre seul était muni d'une enveloppe. Lorsqu'il la faisait fonctionner comme machine monocylindrique, avec le grand cylindre seulement, et en faisant fonctionner l'enveloppe, il obtenait une économie de 12 p. 100 environ sur la consommation de vapeur, et de 43 p. 100 sur le combustible, la pression en chaudière étant de 5<sup>ks</sup>,67. Par l'enveloppe de vapeur, la machine à un cylindre du vaisseau américain *Galatin* a donné une économie :

De 12 p. 100 sur la consommation de vapeur et de 41,6 p. 100 sur le combustible, pour une pression de 4<sup>ks</sup>,9 ;

De 11,6 p. 100 sur la consommation de vapeur et de 10 p. 100 sur le combustible, pour une pression de 2<sup>ks</sup>,8.

Lorsqu'on faisait fonctionner la machine du *Bache* comme

compound, mais en faisant circuler la vapeur dans l'enveloppe du grand cylindre, on réalisait par ce fait une économie de 12 p. 100 sur la consommation de vapeur, et de 8,6 p. 100 sur le combustible, pour une pression de 5<sup>k</sup>,60.

88. Pour fixer les idées, comparons deux expériences effectuées par Hirn sur deux machines à un cylindre identiques, fonctionnant toutes deux avec de la vapeur saturée, mais dont une seule était munie d'une enveloppe à circulation. A égalité de dépense de vapeur, le travail de la machine à enveloppe était notablement supérieur, à cause de l'accroissement du travail de détente, qui était de 3317 kilogrammètres dans le premier cas, et de 2417,4 kilogrammètres dans le second : soit une différence de 27 p. 100. La consommation de vapeur par cheval et par heure était donc réduite par le fait de l'enveloppe de 10<sup>kg</sup>,5728 à 8<sup>kg</sup>,0617 ; l'économie, à égalité de travail produit, était donc de 24 p. 100. Remarquons que la consommation de vapeur dans un temps donné — la consommation par coup de piston — n'a pas varié, et que la différence provient, comme nous venons de le dire, de l'accroissement du travail de détente, par le fait de l'enveloppe. Nous verrons bientôt comment le bilan de la machine permet de déterminer la répartition de la vapeur utilisée et de la vapeur perdue. Dans l'exemple qui nous occupe, le poids de la vapeur condensée pendant l'admission à l'intérieur du cylindre était de 0<sup>kg</sup>,05604 ; et à l'intérieur de l'enveloppe le poids condensé, qu'on recueillait dans un récipient, était de 0<sup>kg</sup>,0048 : quantité bien inférieure à la première ; soit un total de 0,05604 + 0,0048 = 0,06084. Si nous rapportons ce poids à la consommation totale par coup de piston, nous trouvons une condensation de 46 p. 100, au lieu de 60 p. 100 dans la machine sans enveloppe. A fond de course, la pression est plus élevée de 37 p. 100 dans la machine à enveloppe ; la chaleur perdue à l'échappement, c'est-à-dire la perte au condenseur, tombe de 19,34 calories à 3,375.

Ces chiffres rapportés à la chaleur venant de la chaudière donnent 27 p. 100 et 5 p. 100.

Nous avons vu que dans les deux cas il se condense une proportion considérable de vapeur pendant l'admission : ces

condensations échauffent les parois, et la chaleur absorbée est en partie employée utilement pendant la détente, en partie perdue par le rayonnement interne pendant l'échappement.

Dans la pratique, il faudra naturellement rechercher le moyen de faire restituer aux parois le plus de chaleur possible pendant la période de travail, de façon à diminuer par cela même les autres pertes de chaleur. Or, en supprimant l'enveloppe, on augmente les pertes dues aux parois, c'est-à-dire la somme des rayonnements extérieur et intérieur.

Nous avons vu par les exemples précédents combien l'influence de l'enveloppe est considérable. Ces effets seraient dus, d'après Hirn, à la petite quantité de vapeur qui se condense dans l'enveloppe, en abandonnant, dans l'exemple indiqué, où la chaleur de vaporation est  $r = 498,88$  calories :

$$0,0048 \times 498,88 = 2,395 \text{ calories.}$$

Si de ce nombre nous retranchons 0,95 calorie, correspondant au refroidissement extérieur, nous voyons que l'enveloppe ne cède à la vapeur du cylindre que 1,545 calorie. L'effet de cette petite quantité de chaleur, fournie par l'enveloppe, lorsque la chaudière en fournit 70, serait vraiment extraordinaire.

Mais est-il juste d'attribuer les effets de l'enveloppe de vapeur à cette faible quantité de chaleur qui traverse les parois, et ne doit-on pas plutôt considérer l'enveloppe comme un moyen de *protection* efficace contre le refroidissement extérieur, permettant à la vapeur renfermée à l'intérieur du cylindre de ne pas perdre son énergie? Nous discuterons cette question tout à l'heure.

89. Mais auparavant, suivons encore Hirn dans l'étude d'une machine Woolf de 130 chevaux à deux cylindres, munis d'enveloppes de vapeur : nous verrons que les phénomènes thermiques ne sont plus les mêmes que dans la machine à un cylindre.

Ici l'admission était totale dans le petit cylindre ; et la vapeur se détendait dans le cylindre à basse pression, dont la capacité est 4 fois et demie plus grande. Le travail du cylindre à



haute pression demeurait constant, que la vapeur circulât ou non dans l'enveloppe : il était de 6637, 3 kilogrammètres par coup de piston. Au contraire le travail de détente variait de 6080, 1 kilogrammètres avec enveloppe, à 3683 kilogrammètres sans enveloppe, — toutes choses étant égales d'ailleurs. La différence était de :

$$\frac{6080 - 3683}{6080} = 39 \text{ p. } 100.$$

Hirn évalue à  $0^{\text{kg}},005088$  le poids de vapeur condensé dans le petit cylindre pendant l'admission, et à  $0^{\text{kg}},0356$  le poids de vapeur condensé dans l'enveloppe de ce cylindre. Nous voyons qu'ici ce dernier chiffre est supérieur au premier : c'est le contraire que nous avons observé dans les machines à un cylindre. Le poids total de vapeur condensé est de :

$$0,005088 + 0,0356 = 0^{\text{kg}},040688.$$

Le poids de vapeur est *plus grand* à la fin de la détente qu'au début. Donc, ici encore les parois fournissent de la chaleur et vaporisent une partie de l'eau condensée. La perte à l'échappement est à peine de 4 calories, lorsque la vapeur circule dans l'enveloppe.

Le poids de vapeur condensé dans l'enveloppe a fourni  $0,0356 \times 506,78 = 18,04$  calories, tandis que la vapeur condensée à l'intérieur du cylindre en a fourni  $0,005288 \times 506,78 = 2,68$ . Lorsque l'enveloppe ne fonctionne pas, la condensation durant l'admission est de  $0^{\text{kg}},02628$ , et par conséquent les parois absorbent  $0,02628 \times 506,78 = 13,31$  calories. Au cours de la détente, le poids de vapeur diminue d'une façon continue, et les parois du grand cylindre absorbent 19,66 calories. Donc ici les parois absorbent de la chaleur pendant la détente, et la quantité de chaleur emmagasinée par le métal, et perdue au cours de l'échappement, s'élève à  $13,31 + 19,66 = 32,97$  calories au lieu de 4 calories, nombre qui mesure la perte à l'échappement dans le premier cas.

Hirn admet que dans les machines à un cylindre munies d'enveloppes de vapeur, si la plus grande partie de la chaleur

est utilement restituée pendant la détente, cela provient surtout des condensations effectuées sur les parois pendant l'admission : l'enveloppe aurait peu d'influence sur ce phénomène. Au contraire, dans la machine Woolf, c'est surtout l'enveloppe qui produit le relèvement de la courbe de détente. La différence du phénomène serait manifeste.

90. Si nous comparons l'expérience III, relative à une machine à un cylindre, avec une autre série d'expériences effectuées par M. Mair, dans des conditions à peu près identiques, sur une machine sans enveloppe de vapeur, nous obtenons, en faisant le bilan des deux machines, le tableau suivant :

	Avec enveloppe.	Sans enveloppe.
Rendement absolu. . . . .	11,30 p. 100	10,35 p. 100
Pertes par l'effet des parois. . . . .	13,04 p. 100	19,65 p. 100
Autres pertes . . . . .	75,66 p. 100	70,00 p. 100

Par conséquent le travail absolu s'est trouvé *majoré* de  $11,30 - 10,35 = 0,95$  p. 100 de la chaleur totale ; les pertes dues aux parois ont été *diminuées* de  $19,65 - 13,04 = 6,61$  p. 100 ; les autres pertes ont été *augmentées* de  $75,66 - 70,00 = 5,66$  p. 100.

Si nous rapportons le travail absolu à sa valeur dans la machine sans enveloppe, nous voyons qu'il a été augmenté de  $\frac{0,95}{10,35} = 9,37$  p. 100. Notons que dans l'expérience III la somme des échanges de chaleur pendant la compression, l'admission et la détente est restée *positive* : sa valeur est  $\frac{R_1 + R_2 + R}{Q} = 9,21$  p. 100. Par conséquent la vapeur a en définitive cédé de la chaleur au métal. Nous reviendrons plus tard sur cette observation.

M. Mair a également expérimenté une machine Woolf avec et sans enveloppe, mais avec des degrés de détente différents ; et voici ses résultats :

	(a) Avec enveloppe, détente 9,56.	(b) Sans enveloppe, détente 7,77.
Rendement absolu. . . . .	13,32 p. 100	12,26 p. 100
Perte par l'effet des parois. . . . .	10,73 p. 100	23,73 p. 100
Autres pertes . . . . .	75,95 p. 100	64,01 p. 100.

Bien que le degré de détente ne soit pas le même, il est visible que le travail absolu *augmente*, que les pertes par les parois *diminuent* considérablement, et que les autres pertes *augmentent*. Pourtant dans l'expérience (a) l'admission, étant moindre, favorise les condensations, et malgré l'enveloppe on a :

	(a) p. 100	(b) p. 100
Quantité d'eau présente à la fin de l'admission . . .	37, 7	34 »
Quantité d'eau présente à la fin de la course du petit cylindre . . . . .	21, 5	28 »
Quantité d'eau présente à la fin de la course du grand cylindre . . . . .	14, 3	35, 2
	$\frac{R_c}{Q + Q'}$	9, 4    22, 5
Consommation de vapeur par cheval indiqué et par heure, en kilogrammes . . . . .	7,89	8,73
L'économie de consommation est donc de :		

$$\frac{8,73 - 7,89}{8,73} = 9,62 \text{ p. 100.}$$

Dans l'expérience (a), l'échange de chaleur durant l'admission, la détente totale, et la compression dans les deux cylindres est donnée par la formule :

$$\frac{R_a + R_d + R_c + R'_a + R'_c}{Q} = 4,55 \text{ p. 100.}$$

On voit qu'il est *positif*, et que par conséquent la vapeur fournit de la chaleur aux parois.

**Enveloppe à flamme de gaz.** — 91. Un ingénieur de Londres, M. Donkin, a expérimenté un nouveau genre d'enveloppe, qui consiste à entourer le cylindre d'une flamme de gaz Bunsen. La moitié environ du cylindre est entourée par la flamme, et le rayonnement extérieur a été combattu suffisamment au moyen de feuilles d'amiante dans lesquelles on a ménagé des orifices pour l'évacuation des produits de la combustion. M. Dwelshauvers-Dery a appliqué à ces expériences le calcul du bilan de la machine, et il a bien voulu

me communiquer ses résultats. D'après la formule (f), n° (74), les quantités de chaleur devraient être rapportées à la somme  $Q + Q'$ , mais comme on ne pouvait pas calculer exactement la valeur de  $Q'$ , on s'est borné à les rapporter à  $Q$ .

La machine de Donkin (diamètre 0<sup>m</sup>,2141, course 0<sup>m</sup>,3556), fut expérimentée tantôt avec et tantôt sans condenseur, avec et sans son enveloppe. Voici les résultats du calcul, où l'on a tenu compte des avances linéaires :

1° Machine fonctionnant avec condenseur :

Le travail absolu $\frac{L'_a + L_a + L'_c}{Q}$ a été augmenté par l'enveloppe de Donkin de . . . . .	0,8 p. 100.
Les pertes dues aux parois $\frac{R_c + (E - Q')}{Q} = \frac{R_c + R_a + R_d}{Q}$ ont été diminuées de . . . . .	6,3 p. 100.
Les autres pertes, $\frac{(U_1 - U_2) - (L'_a + L_c + L'_c)}{Q}$ ont été augmentées de . . . . .	5,5 p. 100.

2° Machine fonctionnant sans condenseur :

Le travail absolu a été augmenté par l'emploi de l'enveloppe de Donkin de . . . . .	3,1 p. 100.
Les pertes dues aux parois, diminuées de . . . . .	16,4 p. 100.
Les autres pertes, augmentées de . . . . .	13,3 p. 100.

Il faut observer que, dans le terme que nous désignons sous le nom d'*autres pertes*, il est une quantité particulièrement importante : c'est  $U_1$ , qui représente la chaleur contenue dans la vapeur au début de l'échappement. Malheureusement, l'effet de l'enveloppe est d'augmenter beaucoup la valeur de ce terme, et ceci limite l'avantage économique de ce dispositif.

D'après les expériences effectuées avec l'enveloppe à flamme de gaz, il semble que l'enveloppe ait son maximum d'effet lorsque la vapeur du cylindre se trouve complètement asséchée, ou surchauffée, à la fin de la détente. Ceci pouvait se prévoir : lorsque le véhicule de la chaleur, l'eau, vient à

manquer, il est naturel que la perte au condenseur soit presque nulle.

Il nous manque deux données, relatives aux expériences de Donkin : la valeur de  $Q'$ , et la mesure du rayonnement extérieur. Il en résulte que nous pouvons bien constater l'augmentation de travail produit, mais que nous ne possédons pas les éléments nécessaires pour calculer la dépense de chaleur correspondant à cette production. Il semble pourtant évident que la quantité de chaleur qui traverse les parois est faible. Nous avons vu que, dans la marche avec condenseur, la fraction de la chaleur totale  $Q$ , transformée en travail, augmente à peine de 0,8 p. 100; et, dans la marche sans condenseur, de 3,4 p. 100. Mais si nous rapportons ces accroissements de travail, non plus à la dépense totale, mais à la quantité de travail produite sans enveloppe, nous trouvons que l'avantage de l'enveloppe se mesure respectivement par les fractions 10 p. 100 et 33 p. 100.

**Mode d'action de l'enveloppe.** — 92. Pour établir que l'effet de l'enveloppe est bien de *protéger* la vapeur à l'intérieur du cylindre et de l'empêcher de perdre son énergie, reprenons l'étude du bilan de la machine de Donkin, dans le premier cas.

On a les rapports suivants :

Travail absolu; avec enveloppe	9,10 p. 100;	sans enveloppe:	8,3 p. 100
Perte due aux parois	— 10,7 p. 100	—	17,00 p. 100
Autres pertes	— 80,2 p. 100	—	74,70 p. 100

L'effet de l'enveloppe est donc d'augmenter le travail absolu de 0,80 p. 100 (si nous rapportons cet accroissement à la quantité de travail sans enveloppe, soit 8,3 p. 100 de  $Q$ , nous trouvons que l'augmentation de travail est de  $\frac{0,80}{8,3} = 9,6$  p. 100); — de diminuer de 6,3 p. 100 la perte par les parois, et d'augmenter de 5,3 p. 100 les autres pertes. Mais ici encore la valeur de l'échange  $\frac{R_c + R_s + R_d}{Q}$  est restée *positive*; donc pendant les périodes de compression, d'admission et de détente, la vapeur a cédé de la chaleur aux parois,

et elle n'en a pas reçu de l'enveloppe. Cette enveloppe a donc simplement *protégé* la vapeur qui travaille sous le piston; en même temps elle a augmenté, et voilà l'inconvénient, l'énergie  $U$ , de cette vapeur à la fin de la détente.

Admettons que la présence de l'enveloppe augmente le rayonnement extérieur, et le porte au double : malgré cette augmentation, la dépense causée par l'enveloppe sera d'un petit nombre de calories, et le rendement de la machine sera augmenté dans des proportions considérables.

Dans certains cas, la valeur de  $E$  est très élevée, et dans de petites machines mal isolées, M. Dwelshauvers-Dery a trouvé pour  $E$  une valeur égale à celle du travail absolu. On voit quel avantage il y a à remédier à ce défaut.

93. On pourrait utiliser l'eau de condensation de l'enveloppe de vapeur, et la renvoyer dans la chaudière. En général les constructeurs évitent de compliquer la machine, et ils négligent cette petite économie. Mais il faudra toujours pourvoir à l'évacuation de cette eau, au moyen de robinets, ou de purgeurs automatiques.

M. Donkin a fait plus de 200 expériences sur des machines des types les plus divers, et il a reconnu que l'emploi de l'enveloppe de vapeur majore le travail de 10 à 35 p. 100. Ce chiffre varie suivant les conditions particulières de chaque machine, et suivant le soin mis à sa construction.

Dans tous les cas, l'utilité de l'enveloppe est indiscutable, et aujourd'hui c'est une vérité admise, pour toutes les machines, à un cylindre ou à plusieurs cylindres avec détente par cascade.

Dans les machines compound également, l'avantage de ce dispositif ne résulte pas d'une diminution de consommation de vapeur par coup de piston, mais d'une meilleure utilisation de cette vapeur. Dans le cylindre à haute pression, les condensations à l'admission se trouvent réduites, le travail de détente augmenté, et les pertes à l'échappement diminuées.

Il faut recommander aux constructeurs d'étendre l'enveloppe de vapeur aux deux plateaux des cylindres.

**Enveloppe à vapeur stagnante, et enveloppe à circulation. —**  
94. Certains constructeurs alimentent l'enveloppe avec la vapeur de la chaudière, mais au moyen d'une prise spéciale, et la vapeur condensée est expulsée au dehors : c'est l'enveloppe à vapeur *stagnante*.

Hallauer en a conseillé l'emploi, et Donkin a trouvé que l'enveloppe stagnante produisait le même effet que l'enveloppe à *circulation*, pourvu que l'enveloppe fût bien purgée d'air,

Il faut en effet remarquer que dans certains exemples de cylindres horizontaux, des vices de construction font qu'il s'accumule en certains points de l'enveloppe et d'une façon permanente, soit de l'eau, soit de l'air, de sorte que l'action en est rendue moins efficace. De même, il faut veiller à ce que l'enveloppe entoure complètement le cylindre et que les parois ne soient pas en contact avec la vapeur d'échappement : ce qui modifierait singulièrement les conditions d'expérience.

Hirn, au contraire, conseille l'emploi de l'enveloppe à *circulation*. Elle a bien un léger inconvénient : c'est que le fait même de la condensation dans l'enveloppe augmente légèrement le degré d'humidité de la vapeur d'admission. Mais d'autre part la vapeur stagnante chauffe bien moins les parois que la vapeur en mouvement. Une expérience de Farcot est même très décisive en faveur de la circulation. Pourtant, il nous semble que pour les machines à un cylindre, où les condensations à l'intérieur de l'enveloppe sont très faibles, l'hésitation est permise. Elle ne l'est pas pour les machines à détente successive, où les différences de température entre l'enveloppe et les cylindres à moyenne et à basse pression sont notables, les surfaces considérables, et par conséquent les condensations à l'intérieur de l'enveloppe assez fortes.

Dans l'état actuel de la pratique et de la science, nous croyons pouvoir conseiller aux constructeurs l'emploi de l'enveloppe de Watt, c'est-à-dire de l'enveloppe à *circulation*, pour toutes les machines à un ou à plusieurs cylindres, mais seulement dans le cas où l'on emploie de la vapeur saturée ; car la présence de l'eau est indispensable pour les transmissions de chaleur. Celles-ci s'effectuent par la condensation rapide de la

vapeur sur les parois métalliques : ce qui exige que la vapeur soit saturée.

Si la chaudière fournit de la vapeur surchauffée, l'enveloppe est inutile : car elle demeurerait inactive tant qu'il n'y aurait pas d'eau condensée. On pourrait à la rigueur recourir à l'emploi de l'enveloppe stagnante, alimentée avec de la vapeur saturée.

**Emploi de la vapeur surchauffée.** — 93. Pour augmenter le rendement économique des machines, on peut, au lieu de se servir de vapeur saturée et de l'enveloppe à circulation, recourir à l'emploi de la vapeur surchauffée.

Le premier moyen est assurément plus commode, mais le second est bien plus avantageux.

On sait que la vapeur saturée a une pression qui varie avec la température. Mais si nous la surchauffons dans un appareil qui vaporise l'eau entraînée, la température s'élèvera, et les pressions suivront une loi différente de la première.

A égalité de pression, la température de la vapeur surchauffée est *supérieure* à celle de la vapeur saturée ; ce qui permet d'augmenter la chute de chaleur utilisable dans la machine. Sous la même pression, la densité de la vapeur surchauffée est *inférieure* à celle de la vapeur saturée.

Dans ses premières recherches, Hirn ne pensait pas que la vapeur surchauffée pût se condenser contre les parois pendant l'admission, et il était porté à admettre que les disparitions de vapeur constatées provenaient de fuites par le piston. Mais les observations de Leloutre, qui croyait la condensation possible, l'amènèrent à procéder à de nouvelles expériences exécutées avec le plus grand soin, avec un piston dont l'étanchéité ne faisait pas de doute, et il constata des condensations.

Dans l'une de ses expériences sur sa classique machine à balancier, à un cylindre, sans enveloppe, de la force de 130 à 150 chevaux, où la température de surchauffe était  $\theta = 231^\circ$ , la dépense de vapeur était de  $0^t, 3063$  par coup de piston, tandis que le poids calculé était de  $0^t, 28656$ . Par conséquent,



la vapeur n'était plus complètement surchauffée, et il s'était produit une condensation de  $\frac{0,3063 - 0,28656}{0,3063} = 6 \frac{1}{2}$  p. 100.

Hirn s'appuie sur le principe de la paroi froide — qui est le principe du condenseur de Watt — pour établir que les condensations durant l'admission et les vaporisations partielles durant la détente se font par contact direct et non par refroidissement ou échauffement de la *masse* présente. D'ailleurs, il a démontré qu'il n'y avait pas de fuites à travers le piston en contrôlant le travail de détente par la méthode que nous avons exposée.

Si nous comparons le travail indiqué produit par une calorie, pendant un coup de piston, dans les expériences I et II, effectuées, l'une avec de la vapeur saturée, et l'autre avec de la vapeur surchauffée, nous trouverons que l'économie due à la surchauffe se mesure par la fraction :

$$\frac{34,18 - 46,8}{34,18} = 14 \text{ p. } 100.$$

Dans une autre expérience, avec  $\theta = 231^\circ$ , et un degré d'admission de  $1/4$ , on a réalisé une économie de 21 p. 100, mais le vide était imparfait dans le condenseur.

96. On peut se servir avec avantage du bilan de la machine pour mettre en évidence les avantages de la surchauffe au point de vue de la production de travail et des pertes.

Nous allons comparer les deux expériences effectuées par Hirn sur la machine du Logelbach en 1873, et les deux expériences dont nous avons donné l'analyse aux numéros I et II. Les expériences que nous comparons entre elles correspondent au même degré d'admission, à peu près à la même vitesse et au même nombre de tours.

1° *Comparaison* des deux expériences de 1873,  $\theta = 231^\circ$ , degré d'admission  $1/4$ , vide imparfait.

Le travail absolu  $\frac{I_a + I_d}{Q}$  a été augmenté de  $0,143 - 0,117 = 2,6$  p. 100

Les pertes dues aux parois  $\frac{R_o + R_s + R_d}{Q} = R_o + E$  ont été diminuées de  $0,147 - 0,067 = 8$  p. 100,

Les autres pertes ont été *augmentées* de...  $0,790 - 0,736 = 5,4$  p. 100.

Accroissement du travail absolu :  $\frac{2,6}{11,7} = 22$  p. 100.

2° *Comparaison* des expériences I et II,  $\theta = 195^\circ$ , degré d'admission  $1/7$ .

Le travail absolu a été *augmenté* de  $0,146 - 0,124 = 2,2$  p. 100.

Les pertes dues aux parois ont été *diminuées* de  $0,249 - 0,151 = 0,98$  p. 100.

Les autres pertes ont été *augmentées* de  $0,702 - 0,626 = 7,6$  p. 100.

Accroissement du travail absolu :  $\frac{2,2}{12,4} = 18$  p. 100.

On voit bien que la surchauffe a la même action que l'enveloppe de vapeur. Mais elle diminue encore davantage les pertes par les échanges de chaleur, c'est-à-dire les pertes par les parois. Cet avantage ne se retrouve pas intégralement dans l'augmentation du travail produit, car la surchauffe initiale fait que la vapeur sort du cylindre plus chaude, ou plus sèche.

97. Il est difficile de représenter par un chiffre l'avantage de la surchauffe, car ceci dépend de la construction même de la machine, et de ses conditions spéciales. Pourtant on peut compter en général sur un bénéfice qui varie de 10 à 25 p. 100 suivant le degré de surchauffe. Hirn a trouvé :

Une économie de 20 p. 100 avec de la vapeur surchauffée à $210^\circ$			
—	31 p. 100	—	$225^\circ$
—	47 p. 100	—	$245^\circ$ ,

Une machine Woolf, fonctionnant avec de la vapeur surchauffée, a donné des résultats négatifs. Ce résultat s'est trouvé provenir d'une construction défectueuse : il n'y avait en effet qu'un seul tiroir, et les deux cylindres étaient venus de fonte ensemble. De sorte que la chaleur du cylindre à haute pression agissait à travers la paroi commune sur le cylindre à basse pression, et par conséquent, si le travail de la détente s'en trouvait augmenté, la dépense de vapeur augmentait aussi par suite des condensations, devenues plus fortes pendant l'admission. De plus, la vapeur chargée d'eau de condensation, à la fin de la détente dans le grand cylindre, traversait le tiroir de

distribution, porté à 240° par la vapeur venue de l'appareil surchauffeur : là cette eau se vaporisait instantanément, absorbant ainsi une grande quantité de chaleur, qui allait se perdre au condenseur. Nous avons cité cet exemple pour montrer la sagacité dont un expérimentateur doit être doué, pour ne pas se laisser fourvoyer par de pareilles anomalies.

La pratique a démontré que l'emploi de la vapeur modérément surchauffée ne détériore pas les cylindres. Une machine a parfaitement fonctionné durant plusieurs années avec de la vapeur surchauffée à 230°, et cela s'explique, du moment qu'il se produit des condensations au contact des parois du cylindre et du piston. Pourtant il ne semble pas qu'on puisse dépasser 250° dans la pratique courante.

La surchauffe s'obtient facilement au moyen de tuyaux plongés dans la fumée de la chaudière ; pourtant les constructeurs ne semblent pas vouloir profiter de cette amélioration. D'ailleurs la vapeur ne peut être que modérément surchauffée à cause du graissage. M. Hirsch, ingénieur en chef des ponts et chaussées, fait remarquer que l'obstacle qui a empêché jusqu'ici l'emploi de la vapeur surchauffée de se répandre est la difficulté de régler le degré de surchauffe. Il ajoute que le moyen de réglage le plus ingénieux consiste à mélanger de la vapeur saturée et de la vapeur fortement surchauffée, en augmentant ou diminuant la proportion de cette dernière à l'aide d'appareils automatiques obéissant aux variations de la température du mélange obtenu.

---

## CHAPITRE SIXIÈME

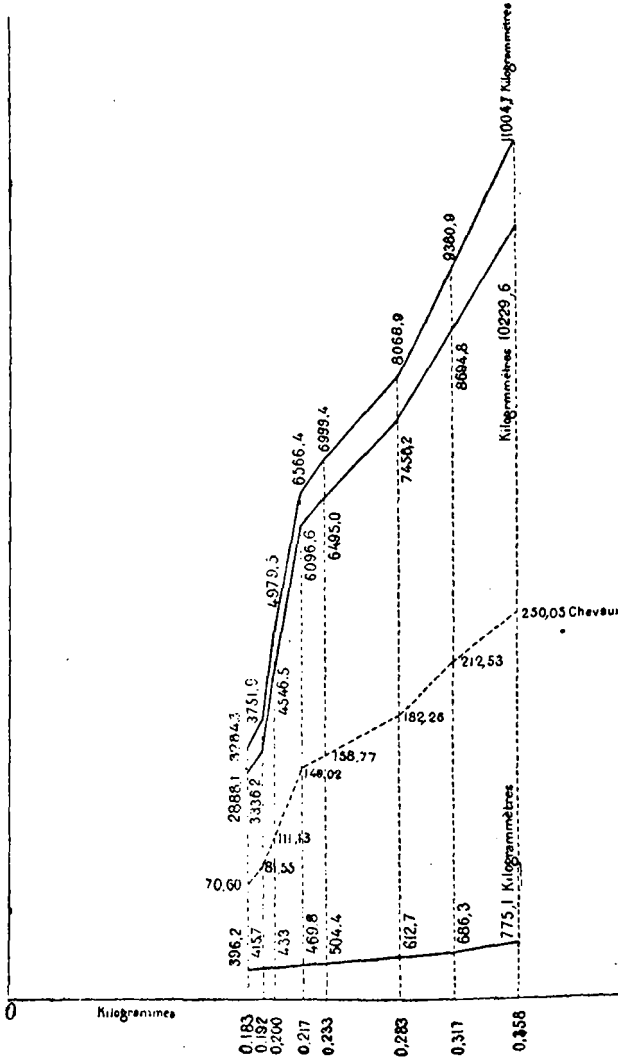
Condenseurs. — Travail du vide. — Théorie des condenseurs. — Equivalence des machines. — Programme de Hallauer, pour la construction des machines à un cylindre. — Comparaison des machines à un cylindre et des machines à détente étagée, au point de vue économique. — Vitesse des machines. — Expériences de Willans. Analyse des effets de l'enveloppe, de la surchauffe, et des grandes vitesses. — Poids des machines, et autres données pratiques.

**Condenseurs. — Travail de la contre-pression. — 98.** Watt s'est fondé sur ce principe bien connu, qu'une vapeur, introduite dans un récipient de forme invariable, et dont les parois ont des températures différentes, prend une tension finale correspondant à la température la plus basse, pour imaginer l'appareil appelé *condenseur*, qui a réalisé un progrès considérable dans la construction des machines à vapeur. Dans la machine du Logelbach, l'emploi du condenseur a donné une économie de vapeur de 43 p. 100 sur la consommation par cheval indiqué et par heure.

Le condenseur doit être calculé de façon que le travail indiqué de la machine soit aussi voisin que possible du travail absolu. Si on dispose d'une quantité d'eau froide suffisante, on parvient à condenser rapidement toute la vapeur d'échappement, et la pompe à air, dans les condenseurs bien étudiés, arrive à donner un vide de 0<sup>t</sup>,100. Mais en général, les dimensions restreintes des conduites et l'étranglement des lumières ralentissent l'échappement de la vapeur, et la contre-pression est pratiquement bien supérieure à ce chiffre.

99. La valeur de la contre-pression varie d'une machine à l'autre, et l'expérience nous apprend que dans une même machine

l'influence du *travail négatif* varie avec le travail produit. La contre-pression devient *plus forte* lorsque la puissance de la

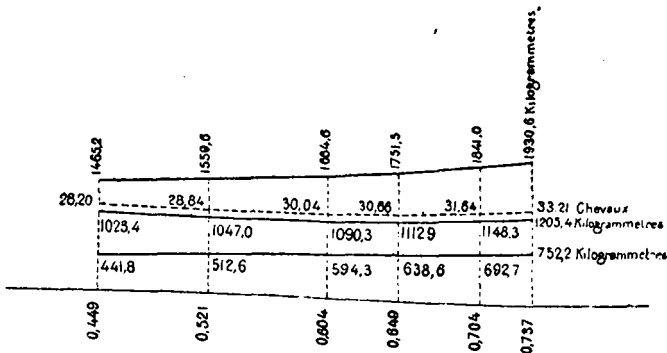


Échelle du travail absolu, du travail indiqué, et du travail du vide par coup de piston : 1<sup>me</sup> pour 100 kilogrammètres.  
 Échelle du travail indiqué en chevaux : 2<sup>me</sup> pour 10 chevaux.  
 Échelle du vide : 1<sup>me</sup> pour 5 kilogrammètres.

Fig. 13. — Machine Corliss à enveloppe de vapeur.

machine augmente, mais le rapport du *travail négatif du vide au travail absolu* diminue rapidement, pour devenir à peu

près *constant* à partir d'une certaine puissance de la machine. Dans une machine horizontale à un cylindre de la force de 25 chevaux, dont la construction était défectueuse, en ce que les orifices d'échappement étaient trop étroits, le travail négatif s'élevait à 37 p. 100 du travail absolu, tandis que dans une Corliss ce rapport était de 7,6 p. 100. Pour la première de ces machines, lorsque la force indiquée variait de 28,20 à 33,21 chevaux, la contre-pression variait de 0<sup>k</sup>,449



Échelle du travail absolu, du travail indiqué, et du travail du vide par coup de piston : 1<sup>mm</sup> pour 100 kilogrammètres.

Échelle du travail indiqué en chevaux : 4<sup>mm</sup> pour 10 chevaux.

Échelle du vide : 1<sup>mm</sup> pour 5 kilogrammes.

Fig. 14. — Machine horizontale mal construite.

à 0<sup>k</sup>,737, et le travail négatif représentait une fraction du travail absolu respectivement égale à 30,15 et 37,56 p. 100. Pour la Corliss, à une variation de puissance de 70,60 à 250 chevaux correspondait une variation de pression au condenseur de 0<sup>k</sup>,183 à 0<sup>k</sup>,358, et la valeur relative du travail négatif variait de 12 à 7,04 p. 100. Puis, quand la puissance atteignait 149 chevaux, avec une admission de 1/6, ce rapport devenait à peu près constant.

Les figures 13 et 14 mettent sous les yeux les éléments déduits des expériences de Hallauer relatives aux deux machines dont il vient d'être question. La figure 15 se rapporte à une machine Woolf : tandis que la puissance s'élève de 60,80 à 239,01 chevaux, la contre-pression passe de 0<sup>k</sup>,132 à

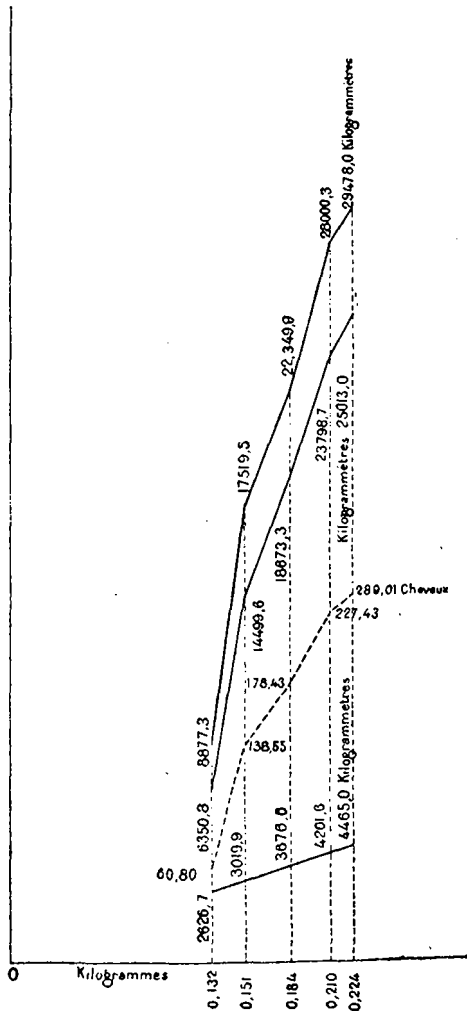
0<sup>k</sup>,224, et la valeur relative du travail négatif s'abaisse de 29,26 à 13,14 p. 100.

100. La valeur de la puissance d'une machine à partir de laquelle le rapport du travail négatif au travail absolu devient constant dépend de la température de l'eau de condensation, de sa quantité, des dimensions du condenseur, et surtout des sections des lumières et des conduites d'échappement. Les constructeurs devront se préoccuper d'atteindre cette limite pour des valeurs relativement faibles du travail pro-

Échelle du travail ; 1<sup>mm</sup> pour 300 kilogrammètres, et 2<sup>mm</sup> pour 10 chevaux indiqués.

Échelle du vide ; 1<sup>mm</sup> pour 100 kilogrammes.

Fig. 15. — Machine Woolf à enveloppe de vapeur.



duit, et par conséquent il faudra donner de *grandes sections* à ces orifices et à ces conduites.

La comparaison entre la machine Corliss de 0<sup>m</sup>,510 de diamètre et 1<sup>m</sup>,060 de course et la machine Woolf montre bien l'influence fâcheuse des grandes dimensions du cylindre à

basse pression sur le travail du vide. Le grand cylindre avait 1<sup>m</sup>,100 de diamètre, et 2<sup>m</sup>,100 de course : à *égalité de vide*, le travail négatif représentait dans la Corliss une fraction du travail absolu de 7,15 p. 100 ; et dans la Woolf, plus du double : soit 15 p. 100. C'est, comme l'a remarqué Hallauer, un grave défaut des machines à plusieurs cylindres.

101. Quand on fait varier la puissance d'une machine, il peut arriver qu'au delà d'un certain point il n'y ait plus intérêt à faire fonctionner le condenseur : ainsi, dans le cas de la machine Corliss expérimentée au Creusot, on a trouvé que le meilleur rendement correspondait à la force de 145 chevaux environ, mais que le fonctionnement était encore bon entre 120 et 170 chevaux. En dehors de ces limites, la détente est trop grande ou trop petite, et la consommation de vapeur augmente rapidement. Au delà de 150 chevaux, l'avantage du condenseur diminue, et, aux environs de 175 chevaux, il devient douteux. Il est probable qu'il serait préférable de supprimer le condenseur à ce moment, et de se servir de la vapeur d'échappement pour réchauffer l'eau d'alimentation.

**Théorie des condenseurs.** — 102. Reprenons l'équation (7) du n° 81 :

$$(C + c) = U_1 + L_1 + R_1 - U_2. \quad (27)$$

Cette équation représente la théorie exacte du condenseur, si on néglige les pertes dues au rayonnement extérieur, qui sont d'ailleurs négligeables pour le condenseur.

Mais pour calculer a priori la quantité d'eau de condensation nécessaire par coup de piston, il faudrait pouvoir calculer les quatre termes du second membre de la formule (27).

Ordinairement on néglige le travail d'échappement  $L_1$ , qu'on ne saurait déterminer a priori que d'une façon imparfaite, le refroidissement au condenseur  $R_1$ , et la chaleur interne  $U_2$  de la vapeur qui demeure dans le cylindre à la fin de l'échappement. Si nous supposons aussi  $M_2 = 0$ , la valeur de l'énergie interne à la fin de l'échappement est donnée par la formule :

$$U_1 = M_1 (q_1 + x_1 \rho_1); \quad (28)$$



et le titre, par la formule :

$$x_1 = \frac{m_1}{M_1}. \quad (29)$$

La formule (27) devient alors :

$$(C' + c) = M_1 (q_1 + x_1 \rho_1) = M_1 q_1 + m_1 \rho_1. \quad (30)$$

Cette formule est souvent employée. Quand on l'applique aux expériences de Hirn, elle donne des résultats *inférieurs* à la valeur réelle de  $(C + c)$ . Et l'erreur est loin d'être négligeable, car elle varie de 8 à 26 p. 100.

Reprenons donc l'équation (28), en tenant compte du refroidissement à l'échappement, que nous pouvons calculer à priori, et que nous avons désigné par  $R'$  (n° 85) : nous aurons, en supposant toujours  $M_c = 0$  :

$$\begin{aligned} C'' + c = U_1 + R' &= M_1 (q_1 + x_1 \rho_1) + M_1 (1 - x_1) \rho_1 \\ &= M_1 (q_1 + \rho_1); \end{aligned} \quad (31)$$

c'est-à-dire :

$$M_1 (q_t - q_i) + M_1 q_t = M_1 (q_1 + \rho_1).$$

D'où, en désignant par  $m'_e$  le poids d'eau de condensation injecté pour un kilogramme de vapeur, on déduit :

$$m'_e = \frac{M_1}{M_1} = \frac{q_1 + \rho_1 - q_t}{q_t - q_i}. \quad (32)$$

Pour calculer  $m'_e$ , il faudra se fixer à priori les températures  $i$  et  $f$ , et la pression à la fin de la détente, d'où on déduira  $\rho_1$ .

M. Dwelshauvers-Dery a vérifié cette formule (32) en l'appliquant aux expériences de Hirn, et nous reproduisons ses résultats dans le tableau suivant, où  $m_e$  représente le poids d'eau  $\frac{M_c}{M_1}$  effectivement mesuré :

EXPERIENCES	1	2	3	4	5	6	7
$q_1$	30,65	32,73	33,09	35,26	30,42	32,25	37,81
$q_2$	12,70	14,81	16,50	16,50	16,37	16,50	15,85
$q_1 - q_2$	17,95	20,92	16,59	18,76	14,05	15,75	21,96
$q_1$	97,68	98,60	92,43	94,77	85,50	84,60	87,66
$p_1$	498,52	497,73	502,63	500,80	508,08	508,79	506,38
$q_1 + p_1$	596,20	596,43	595,06	595,57	593,58	593,39	595,04
$q_1 + p_1 - q_2$	583,55	583,70	581,97	580,31	583,16	581,44	586,23
$m' = \frac{q_1 + p_1 - q_2}{q_1 - q_2}$	34,51	26,95	33,87	29,87	40,08	35,63	25,33
$M_1$	9,5393	9,5143	8,7291	8,5983	8,7384	8,9132	5,9810
$M_2$	0,29861	0,37318	0,2651	0,2822	0,2240	0,2634	0,2265
$m = \frac{M_1}{M_2}$	31,61	25,50	32,93	30,47	39,01	33,84	26,41
$\frac{m' - m}{m'}$	- 0,003	+ 0,054	+ 0,028	+ 0,020	+ 0,027	+ 0,050	- 0,043

Or  $m'$  représente le poids calculé en se servant des données expérimentales, et  $m_0$  est le poids effectivement injecté. On voit que les différences, tantôt positives, tantôt négatives, ne dépassent pas 3,4 p. 100 : on est donc en droit d'en conclure que la formule (32) peut être appliquée sans hésitation par les constructeurs.

Le numérateur de  $m'$ , s'éloigne peu de sa valeur maximum, qui est 365. Si on admet pour valeur minimum du dénominateur 15, on aura :

$$m' = \frac{365}{15} = 38.$$

Il faudra donc injecter 38 kilogrammes d'eau de condensation par kilogramme de vapeur. On pourra donc établir le condenseur sur cette donnée, et un robinet, analogue à l'un de ceux dont on se sert en général, permettra de régler l'injection. Quant à la valeur de  $M_0$ , elle est impossible à déterminer exactement a priori : il faudra procéder par analogies, et prévoir un maximum.

**Equivalence des grandes et des petites machines au point de vue des phénomènes thermiques.** — 103. Lorsqu'on manquait d'études approfondies sur les machines de force différente on croyait les grandes machines plus économiques. Hallauer a démontré que la vapeur travaille de la même manière, qu'elle occupe un volume de 100 litres ou de 10 litres, pourvu qu'il y ait entre les capacités qui la renferment des rapports de similitude. Ses expériences l'ont conduit à la conclusion suivante : si, par exemple, trois machines sont construites de façon à fournir respectivement 50, 500, et 5 000 chevaux indiqués, avec la même pression initiale, le même degré de détente et le même vide, elles présenteront *à peu près* les mêmes phénomènes thermiques, et la consommation par cheval indiqué sera la même.

Cette loi est d'une grande importance pour les constructeurs. Elle montre qu'on peut se servir des résultats fournis par une machine qui fonctionne pour établir le projet d'une autre ma-

chine, dont on pourra prévoir la consommation avec une approximation de 3 à 4 p. 100.

Pour les machines à plusieurs cylindres, c'est-à-dire les machines *Woolf* et *compound*, l'équivalence au point de vue de la consommation entre des machines de force différente existe si aux conditions précédentes relatives à la pression, à la détente, et au degré de vide, on joint une autre condition : l'existence d'un même rapport entre les volumes des cylindres.

Ce théorème de l'*équivalence* entre les *petites* et les *grandes* machines ne s'applique évidemment qu'aux *consommations génériques* et *indiquées*. Car les frottements, qui sont loin de varier proportionnellement à la puissance, donnent l'*avantage aux grandes forces*, lorsqu'on passe aux *consommations effectives*.

**Comparaison des machines au point de vue économique.**  
**Etudes de Hallauer. Principes généraux.** — 104. Hallauer est certainement l'homme qui a étudié la question de la *comparaison économique* des divers types de machines avec la méthode la plus rationnelle, et en se fondant sur le plus grand nombre de faits.

En 1878, il établissait que les machines *Woolf* ont toutes la même consommation de vapeur saturée et sèche par cheval indiqué et par heure. Cette consommation est de 8<sup>ks</sup>,640 ; elle est inférieure de 15 p. 100 à la consommation de la machine de *Hirn*, à un cylindre, à quatre tiroirs et à balancier, fonctionnant avec de la vapeur surchauffée. Il établissait ensuite que cette dernière machine, munie d'une enveloppe, et fonctionnant avec de la vapeur saturée, avait une consommation inférieure de 7 p. 100 à celle de la machine *Woolf*, à cause du travail négatif du vide.

Après avoir rappelé que d'après ses expériences, en forçant la vitesse de la machine — et nous ajoutons *jusqu'à une certaine limite* — on ne réalise aucune économie, et qu'en laminant la vapeur pour passer de 347 à 185 chevaux on ne fait pas varier la consommation générique, il fixait les conditions d'établissement de la machine la plus simple qu'il fût possible

de construire, répondant à une bonne utilisation du combustible.

Le cylindre serait vertical, muni d'une enveloppe de vapeur et de 4 tiroirs; l'admission normale serait de  $1/6$ , variable à la main entre  $1/8$  et  $1/4$ , et le régulateur, commandant une valve d'étranglement placée sur la conduite de vapeur, parerait aux petites variations du travail résistant. L'avance à l'échappement serait suffisante pour faciliter l'écoulement de la vapeur, la compression serait capable de corriger autant que possible l'effet de l'espace nuisible et les lumières d'échappement seraient assez larges pour réduire considérablement le travail de la contre-pression. La machine aurait un condenseur, et la pression en chaudière serait comprise entre 4 et 6 atmosphères.

Pour les machines fixes, Hallauer recommandait l'emploi du balancier de Watt, avec des vitesses variant de 25 à 30 tours par minute : pour les machines marines au contraire, vu l'espace restreint dont on dispose, il recommandait la connexion directe, avec des vitesses de 75 à 100 tours par minute.

Nous reviendrons sous peu sur l'influence des grandes vitesses.

Une machine établie suivant ces indications aurait les consommations suivantes, en vapeur saturée et sèche :

7 <sup>k</sup> ,10	par cheval absolu et par heure,		
7 <sup>k</sup> ,85	—	indiqué	—
9 <sup>k</sup> ,00	—	effectif	—

Le travail du vide serait au maximum 10 p. 100 du travail absolu, et les frottements absorberaient 13 p. 100 du travail indiqué. Une machine *horizontale*, construite avec les mêmes dimensions, donnerait les mêmes résultats, mais la marche en serait moins longtemps régulière, à cause de l'ovalisation du cylindre.

**Principe de l'équivalence des machines. Expériences de Hallauer et de M. Walther-Meunier.** — 103. C'est en 1878 que Hallauer publia son fameux principe de l'*équivalence des ma-*

*chines* : les machines à condensation et enveloppe de vapeur à un ou plusieurs cylindres (du type Woolf ou compound), lorsqu'elles sont réglées de façon à donner leur *rendement maximum*, présentent toutes la *même consommation de vapeur*.

Ce principe général de l'équivalence fut loin d'être accepté sans réserve : et ceci conduisit Hallauer à entreprendre de nouvelles études qui confirmèrent son principe, et établirent en outre que l'identité des transformations thermiques n'implique pas comme conséquence nécessaire l'égalité des consommations génériques.

Le principe s'applique aussi aux machines compound à trois cylindres, qui au point de vue thermique sont à peu près identiques aux machines à deux cylindres, sauf que les condensations y sont plus fortes, la surface des cylindres à basse pression étant encore plus grande, par rapport à la surface d'un cylindre unique de même volume.

Les adversaires de l'*équivalence* s'appuient, pour soutenir la supériorité économique des machines compound, sur deux arguments principaux : en premier lieu, le petit cylindre étant soustrait à l'action du condenseur, l'influence de cet organe ne porte que sur la moitié du travail ; en second lieu, les condensations à l'intérieur du grand cylindre seront atténuées par le fait même que la différence de température entre l'enveloppe et le cylindre est plus forte. Mais les faits ne semblent pas confirmer cette façon de voir : en effet, Hallauer, étudiant la marche d'une Corliss et d'une Woolf, a trouvé que les deux machines présentaient la même perte à l'échappement, 8 p. 100, et que, pendant la détente, il y avait une vaporisation de 7 à 10 p. 100 dans la Corliss, une condensation de 5 p. 100 dans la Woolf.

Nous avons voulu citer cet exemple pour montrer une fois de plus, s'il était nécessaire, que dans la théorie de la machine à vapeur il est dangereux d'émettre une opinion sans qu'elle soit corroborée par un fait. Il est vrai que le petit cylindre est en communication avec la chaudière, et qu'il est moins refroidi ; mais les condensations à l'intérieur du grand cylindre, qui communique avec le condenseur, causent une diminution de pression

dans le réservoir. Or — et ceci est confirmé par l'expérience — il y a perte de travail dans cet espace intermédiaire, et cette perte se traduit par un accroissement de consommation. La considération des phénomènes partiels ne permet de rien préjuger sur le résultat définitif.

Si nous rapportons au tableau que nous avons donné au n° 36, où se trouvent les résultats des expériences de Hallauer sur des machines réglées au *maximum de rendement*, c'est-à-dire au point où *leur consommation est minimum*, et sur lesquelles cet expérimentateur a fondé ses conclusions, nous trouvons que dans la grande famille des machines à enveloppe de vapeur, qu'elles soient à un ou à deux cylindres, les *consommations génériques* sont bien voisines, lorsqu'on les mesure au maximum de rendement. Le plus grand écart est en effet de 6 p. 100, en faveur des machines à deux cylindres.

Si l'on passe à la *consommation industrielle*, c'est-à-dire à la consommation par cheval effectif, l'écart se réduit à 2,3 p. 100. Hallauer en conclut que dans le choix d'un moteur, l'ingénieur se laissera guider par des *considérations étrangères* à la question des consommations de vapeur, et qu'il fera entrer en ligne de compte les dépenses de premier établissement, l'espace disponible, la durée de la machine, la régularité de son fonctionnement, et l'usage auquel on la destine.

Ainsi les machines compound seront très rationnellement appliquées, malgré leur prix élevé, lorsqu'il s'agira de tirer parti des grandes chutes de température et des grandes détente, parce qu'elles donnent une meilleure répartition des efforts sur les manivelles. En effet, si on augmente trop la détente dans un seul cylindre, l'effort moyen est trop différent des efforts extrêmes; la régularité du mouvement et la conservation de la machine en souffrent.

On peut donc dire que l'avantage des machines à détente étagée est justement de permettre de tirer un bon parti des grandes chutes de température.

En résumé donc, Hallauer conclut de ses expériences que, de 80 à 8 000 chevaux, et pour des vitesses variant de 25 à 90 tours par minute, la dépense de vapeur est constante pour un même

type de machines, que pour les machines à deux cylindres, réglées au maximum de rendement, les *consommations génériques* sont toutes les mêmes; et qu'enfin toutes les machines, monocylindriques ou non, comparées à leur maximum de rendement, ont des consommations industrielles assez voisines pour que dans chaque cas particulier on ait une certaine latitude dans le choix du moteur.

M. Walther-Meunier, ingénieur à Mulhouse, a exécuté en 1888 des expériences qui viennent confirmer celles d'Hallauer. Il a pris des machines de construction récente, provenant d'ateliers dont la réputation est établie, et les a comparées entre elles, à leur maximum de rendement, avec de la vapeur provenant d'une chaudière qui ne donnait pour ainsi dire point d'eau entraînée. D'une part, il a étudié une machine Corliss du Creusot, dont la pression effective en chaudière était de 5<sup>k</sup>, 50, la puissance de 152 chevaux indiqués et la consommation en eau de 7<sup>k</sup>,69 par cheval-heure; et une Compound-Wheelock montée en tandem, où il a mesuré : pression 5<sup>k</sup>,60, puissance 128 chevaux, consommation 7<sup>k</sup>,233. — La différence était de 7<sup>k</sup>,690 — 7,233 = 0,457 : soit 5,942 p. 100.

D'autre part, il a comparé une machine Corliss-Berger, donnant : pression 5<sup>k</sup>,72, puissance 215½ chevaux, consommation 7<sup>k</sup>,605, avec une Compound à 4 tiroirs plans, donnant : pression 5<sup>k</sup>,70, puissance 254 chevaux, consommation 7<sup>k</sup>,188. — La différence était de 7. 605 — 7, 188 = 0, 417 : soit 5,483 p. 100.

La moyenne de ces résultats était :

$$\frac{5,942 + 5,483}{2} = 5,7125 \text{ p. 100.}$$

Ce chiffre se rapporte à la consommation indiquée. Mais il faut tenir compte des frottements. Or, la moyenne de quatre essais sur les machines compound donnait un rendement au frein de 0, 8815; la moyenne de deux essais sur les machines monocylindriques donnait un rendement de 0, 9115 : soit une différence de 3 p. 100.



L'économie donnée par les machines compound est donc réduite à  $5,7125 - 3 = 2,7125$  p. 100.

106. Ces expériences sont d'autant plus importantes qu'en Angleterre, où l'on est partisan de la supériorité économique des compound, on objectait que les machines à deux cylindres de Hallauer laissaient fort à désirer, que par conséquent ses expériences n'étaient pas comparables, et que le principe de l'équivalence, quelque séduisant qu'il pût être, était loin d'être rigoureusement établi.

Il est vrai que pour toutes les machines qui doivent servir aux expériences on a le droit d'exiger une construction exceptionnellement soignée, mais, à ma connaissance du moins, il n'y a pas d'expériences, exécutées dans des conditions de comparabilité parfaite, qui permettent d'établir solidement la supériorité des compound, et il est à souhaiter que les expérimentateurs consacrent leurs efforts à confirmer ou à renverser le principe d'Hallauer.

Passons à l'étude de quelques expériences exécutées en Angleterre et en Amérique.

**Expériences de MM. Loring et Emery en Amérique, de M. Willans en Angleterre.** — 107. En Amérique, MM. les ingénieurs Loring et Emery ont effectué d'importantes expériences sur les machines marines.

Notons tout d'abord une remarque, d'ordre tout pratique, faite par M. Emery :

« Les mécaniciens, dit-il, préfèrent en général marcher à basse pression, et diminuer le degré de détente, ce qui convient très bien aux machines à un cylindre. Mais il n'en est pas de même des compound, dont la puissance diminue notablement (expériences sur la machine du *Rush*), dès qu'on abaisse la pression initiale ou le degré de détente. Le mécanicien est donc obligé d'utiliser la haute pression, et par conséquent d'en recueillir les avantages, sauf à prendre plus de peine pour l'entretien et le graissage de la machine. Cette considération suffit à expliquer qu'en pratique les compound, comparées aux

machines à un cylindre, dans des conditions identiques, présentent des économies de 20 à 25 p. 100 sur la consommation de combustible, économies qu'on ne retrouve pas dans les expériences. »

Examinons les résultats des expériences sur la machine du *Bache*. Cette machine se compose de deux cylindres, montés l'un au-dessus de l'autre, avec une tige commune. Le grand cylindre, qui occupe la position inférieure, est seul muni d'une enveloppe.

Voici les dimensions principales :

Cylindre à haute pression, diamètre	0 <sup>m</sup> ,405,	course	0 <sup>m</sup> .610
— basse	—	0 <sup>m</sup> ,630,	— 0, 610
Rapport des volumes engendrés par les pistons			2, 40
Espace nuisible du cylindre à haute pression			4, 8 p. 100
— basse	—		4, 0 p. 100.

Le tableau de la page 153 renferme les résultats des expériences effectuées sur la machine fonctionnant, tantôt comme compound, tantôt comme machine simple, avec le grand cylindre seulement.

Remarquons que dans les expériences 3 et 4 l'enveloppe a donné une économie de :

$$\frac{11,95 - 10,50}{11,95} = 12 \text{ p. } 100.$$

Dans les conditions de marche *définies plus haut*, l'économie résultant de la marche compound se déduit de la comparaison des expériences 1 et 3, 2 et 4. On trouve respectivement :

$$\frac{10,50 - 9,20}{10,50} = 12 \text{ p. } 100;$$

et :

$$\frac{11,95 - 10,44}{11,95} = 12,6 \text{ p. } 100.$$

Mais rien ne prouve que dans ces expériences on ait placé les machines dans les meilleures conditions de rendement :

MACHINE du NAVIRE BACHE	No des expériences	PRESSION dans la chaudière		PRESSION moyenne dans les cylindres		RAPPORT de détente		CONSUMMATION par cheval indiqué et par heure		FORCE en chevaux indiqués	
		PETIT CYL.	GRAND CYL.	PETIT CYL.	GRAND CYL.	PETIT CYL.	RAPPORT total	CHARBON	EAU	PETIT CYL.	TOTAL
<i>Marche compound</i>											
L'enveloppe du grand cylindre fonctionne.	1	5,60	2,97	1,01	2,86	6,97	4,007	9,20	54,6	99,2	
L'enveloppe ne fonc- tionne pas.....	2	5,60	3,04	0,68	2,73	6,65	1,14	10,44	49,8	77	
<i>Marche mono-cylindri- que, le grand cylindre fonctionnant seul.</i>											
Avec enveloppe.....	3	5,67	—	2,59	—	5,11	4,13	10,50	—	116,05	
Sans enveloppe.....	4	5,47	—	2,26	—	5,32	4,30	11,95	—	89,14	

d'autant que les consommations sont plutôt élevées ; elles ne suffisent donc pas à infirmer le principe de Hallauer.

De plus, l'influence géométrique de l'espace nuisible sur le degré nominal de détente est plus grande en marche monocylindrique, c'est-à-dire que le degré effectif de détente se rapproche moins du degré nominal. Il est facile de voir, en effet, que dans les deux cas le volume final de la vapeur, y compris l'espace nuisible du grand cylindre, est le même ; au contraire, dans la marche compound, le volume d'admission, augmenté de l'espace nuisible du petit cylindre, est plus petit que le volume d'admission augmenté de l'espace nuisible du grand cylindre. Ceci constitue un avantage au profit de la marche compound ; donc, pour une comparaison rigoureuse, il faudrait étudier deux machines distinctes, construites, l'une à un cylindre, et l'autre compound, après les avoir placées toutes deux dans les meilleures conditions de rendement.

Les expériences d'Emery sur la machine du *Bache* montrent, d'après les calculs de Cotteril, que dans la compound la perte à l'échappement est diminuée de 15 p. 100, mais que cet avantage est obtenu au prix de grands inconvénients ; car les autres pertes, entre autres celles qui résultent des condensations et des vaporisations dans le petit cylindre, sont fort augmentées. Toutefois, dans les conditions d'expérience de la machine du *Bache*, la compound a donné une économie notable.

108. Un constructeur anglais, M. Willans, a exécuté avec le plus grand soin des expériences sur une machine qu'il avait imaginée et construite pour marcher à de très grandes vitesses<sup>1</sup>. C'est une machine à simple effet, verticale, sans enveloppe ni condenseur, où la vapeur agit sur le piston à sa descente. Il en avait construit de trois types différents : les unes, à un seul piston, c'est-à-dire monocylindriques, les autres compound, à deux pistons montés sur la même tige, les autres enfin à triple expansion, à trois pistons montés également sur la

<sup>1</sup> Willans, *On non-condensing steam engine trials*. London, 1888.

même tige. Les cylindres sont superposés dans l'ordre de grandeur : le plus petit au-dessus des autres.

La tige commune est creuse, et de grand diamètre. A l'intérieur se meut une tige pleine, commandée par un excentrique, sur laquelle sont montés des manchons cylindriques qui servent d'organes de distribution, couvrant et découvrant alternativement des lumières ménagées dans la paroi de la tige creuse. C'est donc une distribution par l'intérieur de la tige du piston, avec mécanisme central ; ce qui lui a fait donner le nom de *central valve engine*.

Voici les dimensions principales de la machine expérimentée :

Piston à <i>haute pression</i> , surface supérieure, exprimée en centimètres carrés. . . . .	222,52
Piston à <i>haute pression</i> , surface inférieure, exprimée en centimètres carrés. . . . .	202,63
Piston à <i>moyenne pression</i> , surface supérieure, exprimée en centimètres carrés. . . . .	460,99
Piston à <i>moyenne pression</i> , surface inférieure, exprimée en centimètres carrés. . . . .	425,52
Piston à <i>basse pression</i> , surface supérieure et inférieure, exprimée en centimètres carrés. . . . .	911,64
Diamètre du cylindre à <i>haute pression</i> , en mètres. . . . .	0,1778
— <i>moyenne</i> — . . . . .	0,2540
— <i>basse</i> — . . . . .	0,3536
Course commune, en mètres. . . . .	0,1524
Espaces nuisibles :	
du cylindre à <i>haute pression</i> . . . . .	12 p. 100
— <i>moyenne</i> — . . . . .	10 p. 100
— <i>basse</i> — . . . . .	7 p. 100.

On fit fonctionner successivement le *grand* cylindre seul, ce qui permit d'étudier le moteur comme *machine simple* ; puis le *grand et le moyen*, pour l'étudier comme *compound*, puis les *trois cylindres* pour l'étudier comme *machine à triple expansion*.

Dans la machine à *deux cylindres*, lorsque la pression moyenne d'admission était de 9\*,10 par centimètre carré, et que le nombre de tours s'élevait à 402 par minute, le meilleur

degré de détente s'est trouvé être 6,10. La machine rendait alors 42,76 chevaux indiqués, avec une consommation de 9 kilogrammes d'eau par cheval indiqué et par heure. Notons que la machine n'avait ni condenseur, ni enveloppe de vapeur, et que le degré de détente correspondant au meilleur rendement économique est extrêmement peu élevé.

Pour une pression de 11<sup>k</sup>,01 et une force de 41,85 chevaux, correspondant à 441 tours par minute, la consommation atteignit un minimum de 8<sup>k</sup>,65 pour un degré de détente de 6. Dans la machine à trois cylindres, avec une pression de 11<sup>k</sup>,90, une vitesse de 400 tours, une force de 40 chevaux, la consommation atteignit un minimum de 8<sup>k</sup>,29 pour un degré de détente de 6,4.

D'ailleurs, nous donnons à la page 157 un tableau qui résume les résultats des expériences de M. Willans.

L'économie résultant de la marche compound, dans le cas actuel, ressort de la comparaison des expériences 1, 2, 3 et 4 respectivement avec les expériences 5, 6, 7 et 8. On trouve :

$$\frac{13,35 - 11,77}{13,35} = 12 \text{ p. } 100 ; \quad \frac{12,10 - 11,01}{12,10} = 9 \text{ p. } 100 ;$$

$$\frac{12,51 - 10,26}{12,51} = 18 \text{ p. } 100 ; \quad \frac{11,70 - 9,63}{11,70} = 18 \text{ p. } 100.$$

La remarque faite au n° 107, à propos des expériences américaines, s'applique encore ici, d'autant plus que nous sommes en présence d'une machine à un cylindre où l'espace nuisible atteint la valeur énorme de 7 p. 100.

Les expériences de Willans montrent donc l'avantage de la marche compound dans *ce cas particulier*, mais elles n'ont pas été faites dans des conditions de comparabilité suffisantes pour qu'on puisse en tirer des conséquences générales.

Si maintenant nous comparons les expériences 9, 10 et 11 avec les expériences 12, 13 et 14, pour étudier l'avantage de la marche à triple expansion sur la marche à deux cylindres, nous trouverons les différences suivantes :

MARCHE	SIMPLE					COMPOUND					A TRIPLE EXPANSION				
	400					400					400				
NOMBRE de tours par minute	1	2	3	4	5	6	7	8	10	11	12	13	14	15	
N° DES EXPÉRIENCES	1	2	3	4	5	6	7	8	10	11	12	13	14	15	
Pression absolue moyenne durant l'admission, en kilogrammes.....	5,6	6,3	7,0	7,7	8,6	9,3	10,0	10,7	11,4	12,1	12,8	13,5	14,2	14,9	
Degré de détente...	3,2	3,6	4,0	4,4	4,8	5,2	5,6	6,0	6,4	6,8	7,2	7,6	8,0	8,4	
Force en chevaux indiqués anglais *	26,8	31,16	31,49	33,33	34,91	36,44	38,00	39,59	41,18	42,77	44,36	45,95	47,54	49,13	
Consommation d'eau par cheval indiqué anglais et par heure .....	13,35	12,10	12,51	11,70	11,77	11,01	10,26	9,63	8,75	8,80	8,85	8,71	8,60	8,29	

\* Le cheval anglais est de 76 kilogrammes.

$$\frac{8,75 - 8,85}{8,75} = - 1,14 \text{ p. } 100 ,$$

$$\frac{8,80 - 8,71}{8,80} = 1,22 \text{ p. } 100 ,$$

$$\frac{8,63 - 8,60}{8,63} = 0,34 \text{ p. } 100.$$

On peut donc dire qu'ici la triple expansion n'a pas donné d'économie notable, et que les deux machines se valent.

L'expérience 15 montre que la consommation de la machine à triple expansion diminue, si on augmente la chute de température et le degré de détente.

**Machines à régime variable. Choix d'un moteur pour l'industrie.** — 109. Nous citerons encore quelques conséquences pratiques relatives aux machines à régime variable, comme les machines marines et les locomotives. Des expériences, faites à Kiew en Russie sur une locomotive compound où l'admission dans les deux cylindres était variable à volonté, ont donné les résultats suivants, que nous transcrivons d'un mémoire paru dans le *Compte rendu de la Société des Ingénieurs civils de Paris*, en 1886.

a. Pour une même pression dans la chaudière et un même nombre de tours, le rapport du travail du grand et du petit cylindre varie lorsqu'on fait varier l'admission dans l'un ou l'autre des cylindres.

b. Pour une même pression en chaudière, un même nombre de tours et une même admission dans le grand cylindre, le rapport du travail du petit cylindre à celui du grand diminue lorsqu'on augmente l'admission dans le petit cylindre.

Ce rapport varie avec la vitesse, pour une même pression en chaudière, et, pour une même vitesse, avec la pression.

*Il est donc impossible de trouver des combinaisons permanentes d'admissions dans les deux cylindres qui donnent les mêmes valeurs relatives au travail des deux cylindres pour toutes les pressions et toutes les vitesses qui se rencontreront dans la marche de la locomotive.*



109 bis. Le choix d'un moteur pour l'*industrie* est un problème qui demande à être examiné aux différents points de vue que nous avons signalés (n° 105). Souvent on fait varier la force de la machine en agissant sur la détente, et en laissant constante la pression en chaudière. Or la compound, en admettant qu'elle donne, lorsqu'elle est réglée pour son maximum de rendement, une véritable économie, devient défectueuse dès qu'on s'écarte dans un sens ou dans l'autre de ce régime déterminé. Dans ce cas, la machine à un cylindre conviendrait mieux, à cause de la plus grande élasticité de son fonctionnement économique. On peut citer bien des exemples de machines compound, où, en faisant varier le travail résistant entre les limites usuelles des ateliers ou bien en donnant à divers éléments des variations courantes dans la marche normale, la répartition du travail entre les cylindres se modifie de telle façon que le fonctionnement cesse d'être satisfaisant. Ceci se vérifie par l'inspection des diagrammes d'indicateur. Il arrive, par exemple, qu'en changeant le réglage le diagramme du petit cylindre présente à fin de course une boucle, indiquant un travail négatif. La machine compound exige un réglage excellent, ce qui est difficile à réaliser. L'expérience montre aussi qu'une compound bien réglée pour marcher avec condenseur devient défectueuse si l'échappement se fait à l'air libre : et ceci est un inconvénient pour une machine d'atelier.

Le manque d'étanchéité des pistons est moins nuisible dans la compound que dans la machine à un cylindre, où toutes les fuites vont au condenseur. Mais il nous semble aussi qu'il est plus aisé de s'apercevoir des fuites dans la machine à un cylindre, soit avec l'indicateur, soit par l'observation directe.

La compound exige aussi un contrôle journalier de la consommation de vapeur, ce qui est en général difficile à faire dans les ateliers.

Comme le font remarquer MM. les ingénieurs (Bour de Lyon) et Compère (de Paris) le régulateur ne se prête pas aussi bien dans les compound que dans les machines à un cylindre à parler aux variations de la résistance. En effet son action, sensible sur le cylindre à haute pression, est forcément lente sur le

cylindre à basse pression, car la quantité de vapeur, généralement grande, qui est renfermée dans le réservoir, passe lentement d'une pression à une autre ; de sorte que le nouveau régime s'établit avec une certaine lenteur. Ceci n'est pas favorable à la régularité de la marche, et on est amené à augmenter le poids du volant.

Il faut bien distinguer — nous l'avons déjà dit — l'application des machines compound à l'industrie et à la marine. Ici ses avantages ne sont pas discutables. M. Bour a fait une étude de ces deux types, d'où il conclut que le fonctionnement des compound marines est tout différent de celui des compound de d'atelier. Nous reproduisons dans une note, à la fin de ce chapitre, le parallèle établi entre ces machines par M. Bour, bien qu'il ne s'occupe pas des phénomènes thermiques.

110. En résumé, dans bien des cas il y aura des raisons *d'ordre pratique* qui feront préférer les machines compound aux machines simples. En particulier, elles permettront d'employer utilement les hautes pressions, ce qui est certainement un avantage, bien qu'on n'ait pas atteint d'une façon courante les pressions élevées que l'invention des machines à expansion multiple et l'emploi de l'acier dans la construction des chaudières pouvaient faire prévoir : dans les compound à deux cylindres, ou à trois cylindres dont deux à basse pression, on emploie de la vapeur à 6 atmosphères effectives, avec une détente totale de 6 à 8 ; dans les machines à triple expansion, on atteint 10 à 11 atmosphères effectives.

Aujourd'hui la tendance des constructeurs est d'augmenter les applications des machines à plusieurs cylindres. Ceci s'explique parfaitement, nous l'avons dit, pour les machines marines. Mais à mon sens on exagère, dans bien des cas et pour les pressions ordinaires, lorsqu'il s'agit de machines fixes, où l'on peut obtenir une marche bien régulière par l'emploi d'un volant, et par l'accouplement de plusieurs machines à un cylindre : ce qui conduit au même résultat, avec des frais d'installation et d'entretien bien moindres. On

ne peut obtenir une bonne répartition du travail entre les cylindres pour les divers degrés de détente qu'en munissant le cylindre à basse pression d'une détente variable, dont le mécanisme complique la machine. Or en général, les constructeurs n'emploient pour le grand cylindre qu'un tiroir simple réglé pour une admission un peu supérieure au volume du petit cylindre.

Il est aussi bon de rappeler qu'une machine à détente étagée est équivalente à une machine simple dont le cylindre unique aurait les mêmes dimensions que le plus grand cylindre de la précédente, et où le degré de détente serait le même. On conçoit par conséquent que le prix doit entrer en ligne de compte. Enfin, la machine à un cylindre se prête mieux à travailler sous des régimes différents, sans compter que la détermination à priori de ses éléments est moins incertaine.

**Effet des grandes vitesses. Expériences de Willans. — 111.** Comme nous l'avons dit plus haut, entre les *limites des expériences* de Hallauer, la vitesse de la machine n'avait aucune influence sur les consommations.

Mais les expériences de Willans sur la machine dont il a déjà été question montrent clairement l'avantage qu'on peut retirer des grandes vitesses. Le tableau suivant contient les résultats de ses expériences sur la machine monocylindrique et sur la compound, où, pour une même pression et un même degré de détente, il faisait varier la vitesse.

		MACHINE A UN CYLINDRE											
		3,50		4,90		6,30		7,70		4,4			
Pression absolue moyenne pendant l'admission, en kilogrammes....													
Degré de détente..		2,174		2,80		3,6		4,4		7,70			
Nombre de tours par minute.....		408,4	200,6	110,5	409,1	205,2	112,7	409,9	223	122,8	406,16	223,7	138
Force en ch <sup>a</sup> anglais.		19,77	9,32	5,47	25,51	14,05	7,937	31,61	16,75	9,98	33,55	20,49	13,09
Consommation d'eau par cheval anglais et par heure, en kilogr.		16,18	18,80	20,71	14,65	15,48	18,32	12,10	12,50	15,32	11,70	13,58	14,05
Économie résultant des valeurs extrêmes dans chaque cas.....		20,71—16,18		18,32—14,65		15,32—12,10		14,05—11,70		14,05—11,70		14,05—11,70	
		20,71		18,32		15,32		14,05		14,05		14,05	
		=20 p.100		=20 p.100		=21 p.100		=21 p.100		=21 p.100		=16,7 p.100	

MACHINE COMPOUND						
Pression absolue moyenne durant l'admission, en kilogrammes.....	6,30		7,70		9,10	
	3,50		4		4,8	
Degré de détente..	401,08		402,9		405,5	
	210,8		122,0		123,8	
Nombre de tours par minute.....	29,14		33,0		36,31	
	16,73		10,02		11,06	
Force en ch <sup>x</sup> anglais.	10,87		9,62		9,16	
	11,37		12,16		11,13	
Consommation d'eau par cheval anglais et par heure, en kilogrammes.....	12,16 — 10,87		11,13 — 9,62		10,65 — 9,16	
	$\frac{12,16}{10,87} = 10,6 \text{ p. } 100$		$\frac{11,13}{9,62} = 13,5 \text{ p. } 100$		$\frac{10,65}{9,16} = 13,9 \text{ p. } 100$	
Économie résultant des vitesses extrêmes dans chaque cas.....	12,16		11,13		10,65	
	$\frac{12,16}{10,87} = 10,6 \text{ p. } 100$		$\frac{11,13}{9,62} = 13,5 \text{ p. } 100$		$\frac{10,65}{9,16} = 13,9 \text{ p. } 100$	

112. Ces chiffres montrent clairement l'avantage des grandes vitesses. Mais le bilan de la machine permet aussi de se rendre compte des variations du rendement en travail et des pertes, dont il donne la valeur en unités thermiques. Voici quelques chiffres, qui m'ont été communiqués par M. Dwelshauwers-Dery, et qu'il a calculés d'après les données fournies par M. Willans :

### MACHINE A UN CYLINDRE

1° *Comparaison* des expériences faites aux vitesses de 409,4 et 205,2 tours par minute (voir le tableau précédent) :

Travail absolu <i>majoré</i> de . . . . .	0,105 — 0,095 ; soit 1 p. 100 ;
Pertes dues aux parois <i>diminuées</i> de . . . . .	0,160 — 0,130 ; — 3 p. 100 ;
Autres pertes <i>augmentées</i> de . . . . .	0,765 — 0,745 ; — 2 p. 100.

2° *Comparaison* des expériences faites aux vitesses de 205,2 et 112,7 tours :

Travail absolu <i>majoré</i> de . . . . .	0,095 — 0,079 ; soit 1,6 p. 100 ;
Pertes dues aux parois <i>diminuées</i> de . . . . .	0,258 — 0,160 ; — 9,8 p. 100 ;
Autres pertes <i>augmentées</i> de . . . . .	0,745 — 0,663 ; — 8,2 p. 100.

3° *Comparaison* des expériences faites aux vitesses de 409,4 et 112,7 tours :

Travail absolu <i>majoré</i> de . . . . .	0,105 — 0,079 ; soit 2,6 p. 100 ;
Pertes dues aux parois <i>diminuées</i> de . . . . .	0,258 — 0,130 ; — 12,8 p. 100 ;
Autres pertes <i>augmentées</i> de . . . . .	0,765 — 0,663 ; — 10,2 p. 100.

Si maintenant nous nous proposons de trouver quel est l'accroissement relatif du travail absolu, nous trouverons :

Que dans la première expérience, où le rapport des vitesses angulaires est d'environ 2, cet accroissement est égal à :

$$\frac{0,105 - 0,095}{0,095} = 10,5 \text{ p. 100.}$$

Dans la seconde, où ce rapport est de 1,80, on trouve :

$$\frac{0,095 - 0,079}{0,079} = 20,2 \text{ p. 100.}$$

Enfin dans la troisième, pour un rapport de 3,63 :

$$\frac{0,105 - 0,079}{0,079} = 32,9 \text{ p. } 100.$$

113. Ainsi donc il y a trois moyens capables d'élever le rendement économique d'une machine : l'*enveloppe de vapeur*, la *surchauffe*, et les *grandes vitesses*. Tous trois ont des effets analogues : ils *augmentent* le travail absolu, *diminuent* les pertes dues à l'action des parois, et *augmentent* les autres pertes ; mais cette dernière perte est toujours plus faible que le gain réalisé sur l'action des parois.

Cette conclusion, si importante au point de vue pratique, se déduit de l'application du bilan des machines.

Dans les expériences du Creusot sur la Corliss, on a également trouvé qu'un accroissement de vitesse donnait une économie ; mais, sauf des cas tout particuliers, il ne faut pas exagérer le nombre de tours : car les machines à grande vitesse exigent un soin tout particulier dans leur construction et leur entretien, et dans le choix du métal.

De plus, l'économie qui résulte des grandes vitesses a une limite : dans les expériences de Kiew, on a remarqué un fait constant : aux grandes vitesses correspondait toujours un abaissement de la pression moyenne, et un accroissement de la contre-pression.

114. La vitesse est très variable dans les diverses machines, depuis 5 tours par minute jusqu'à 500 tours ; mais on descend rarement au-dessous de 20, et on dépasse rarement 300. D'après M. Pichault, dans son important traité sur les *Appareils de distribution par tiroirs*, on peut admettre que dans les machines de dimensions moyennes ce nombre oscille autour de 20 pour les pompes, 60 pour les machines fixes et marines, 125 pour les machines locomobiles et fluviales, et 175 pour les locomotives.

La vitesse linéaire du piston varie depuis 0<sup>m</sup>,50 jusqu'à plus de 4 mètres par seconde. Nous relevons les chiffres suivants, dans *The practical application of the slide valve eccentric by William S. Auchincloss* :

Machines fixes de faible puissance	0 <sup>m</sup> ,80 à 1 <sup>m</sup> ,25
— — de grande —	1 <sup>m</sup> ,25 à 1 <sup>m</sup> ,50
— — rarement	1 <sup>m</sup> ,80
— fluviales et locomobiles	1 <sup>m</sup> ,80 à 2 <sup>m</sup> ,50
— locomotives	3 <sup>m</sup> ,50 à 4 <sup>m</sup> ,00
— de C. T. Porter à l'exposition de Philadelphie de 1875	7 <sup>m</sup> ,00.

On construit aujourd'hui des machines de torpilleurs qui marchent à plus de 400 tours par minute, et où la vitesse du piston est d'environ 6 mètres par seconde. Mais ce sont des exceptions. Une forte machine marine ne pourrait sans grands dangers dépasser de beaucoup des vitesses de 90 à 100 tours.

**Poids des machines.** — 115. Les grandes vitesses de rotation ont eu pour effet de diminuer le *poids* des machines. Dans les croiseurs de guerre, ce poids est souvent de 100 kilogrammes par cheval indiqué, en y comprenant la chaudière pleine d'eau, l'arbre de couche, l'hélice et tous les accessoires; dans les torpilleurs, on se tient en moyenne à 30 kilogrammes.

Les machines fixes américaines de Sweet, qui marchent à une pression absolue de 6 atmosphères, à raison de 230 tours en moyenne, pour une admission de  $\frac{1}{4}$ , pèsent environ 80 kilogrammes par cheval, entre les limites de 4 à 90 chevaux.

Voici quelques chiffres, relatifs à la *central valve engine* de Willans, qui m'ont été communiqués par le constructeur :

Force indiquée	Poids total	Poids par cheval indiqué
86 chevaux	1372 <sup>kg</sup> r	16 <sup>kg</sup> r,00
143 —	2540 —	17 ,75
210 —	4064 —	19 ,35

Dans ces machines, le poids par cheval indiqué varie peu, entre des pressions de 4 à 12 atmosphères, lorsque le réglage est bon, et correspond au maximum de rendement.

Pour donner une idée de la légèreté à laquelle on peut arriver, nous citerons quelques exemples qui sont, comme on s'en assurera bien, de véritables exceptions.

Une machine pour embarcations légères, construite à Londres par Ahrbecker sur les dessins de Herreshoff, dont le cylindre avait 0<sup>m</sup>,05715 de diamètre, et 0<sup>m</sup>,0762 de course, qui



marchait à 500 tours, sous une pression de  $10^k,53$ , et rendait 4 chevaux, pesait seulement  $22^k,680$ , chaudière comprise : soit  $5^k,67$  par force de cheval.

Ahrbecker a également construit, sur les dessins de Mojaïsky, deux machines compound pour aérostats. La plus grande a des cylindres de  $0^m,09323$  et  $0^m,1905$  de diamètre, sur  $0^m,129$  de course; elle marche à 300 tours, développant une force de 20 chevaux, et pèse — chaudière non comprise —  $47^k,68$ , soit  $2^k,38$  par cheval. La seconde, dont les dimensions correspondantes sont respectivement  $0^m,0633$  et  $0^m,129$ , sur  $0^m,0889$  de course, marche à 450 tours, développant une force de 10 chevaux, et pèse  $28^k,57$ , soit  $2^k,83$  par cheval, chaudière non comprise.

Ces derniers chiffres sont absolument authentiques : c'est la conviction de tous les ingénieurs qui s'occupent d'aérostation, qu'on peut arriver à contruire des chaudières et des machines pesant, tout compris, 4 kilogrammes par cheval effectif, et peut-être même moins.

**Données pratiques diverses.** — 116. Pour déterminer la surface des lumières de distribution, voici les formules expérimentales de M. Cornut :

Soit  $s$  cette surface, exprimée en mètres carrés. Lorsque les conduites de distribution seront courtes et rectilignes, on posera :

$$50 s \gg Sv,$$

$S$  étant la section droite du cylindre, exprimée en mètres carrés, et  $v$  la vitesse du piston, en mètres par seconde.

Pour des conduites longues, sinueuses, à plusieurs coudes, on posera :

$$40 s \gg Sv.$$

Cela revient à assigner aux vitesses du fluide dans ces conduites des valeurs théoriques respectivement égales à 50 et 40 mètres. La marine française se sert en général de la formule :

$$28,57 s = Sv.$$

Pour le tuyau de décharge on augmente toujours la valeur assignée à  $s$ .

Dans l'ouvrage de M. Pichault, que nous avons déjà cité, nous relevons les données suivantes, relatives à la construction des machines. Les longueurs seront exprimées en mètres :

Soient :

$l$  la longueur commune des lumières d'admission et d'échappement dans le cylindre ;

$d$  le diamètre du piston ;

$O_a, O_e$ , la largeur dont doivent être découvertes par l'obturateur les lumières d'admission et d'échappement ;

$O_{1a}, O_{1e}$ , les largeurs des lumières d'admission et d'échappement sur la table du tiroir de distribution, c'est-à-dire leurs dimensions parallèles à l'axe du cylindre ;

$e$  la distance entre les lumières d'admission et d'échappement, sur la table des lumières ;

$\sigma$  la surface frottante du tiroir, exprimée en mètres carrés — déduction faite de l'espace vide ;

$P_0$  la pression absolue qui agit dans le sens du mouvement du piston durant l'admission, exprimée en kilogrammes par mètre carré ;

$P_1$  la pression absolue qui agit en sens inverse du mouvement ; on admettra les relations suivantes :

$$l = \frac{2}{3} d; \quad O_a = \frac{s}{l}; \quad O_{1a} = 2O_a;$$

$$O_{1e} = 1,25 \text{ à } 1,50 O_e; \quad O_{1e} = 1,25 O_e.$$

Dans les tiroirs à longue course, il faudra augmenter  $O_e$ , sans quoi, tandis que l'un des angles intérieurs du tiroir ouvrirait l'échappement, l'autre lamînerait encore la vapeur.

La surface  $\sigma$  se déterminera par la formule :

$$200\,000 \sigma \gg (P_0 - P_1) (2O_{1a} + 2e + O_{1e}) L.$$

Il est avantageux de pratiquer sur la surface frottante des rainures peu profondes, mais où la vapeur puisse pénétrer : ceci diminue la pression du tiroir sur sa glace, et produit une sorte de lubrification. — Lorsque cette pression devient exces-

sive, on a recours, comme on le sait, aux tiroirs équilibrés.

Enfin, on pourra subdiviser en deux les largeurs  $O_a$  et  $O_o$ . C'est ce qui a lieu dans les tiroirs de Penn ou de Borsig. La surface du tiroir augmente, il est vrai, et avec elle la pression totale, mais la course diminue de moitié, et par conséquent le travail des frottements est moindre. Il s'en suit aussi une diminution du travail de frottement entre l'excentrique et son collier.

## NOTE

### SUR L'APPLICATION DE LA DÉTENTE PAR CASCADE AUX MACHINES MARINES ET AUX MACHINES D'ATELIER

D'après M. Bour.

#### MACHINES MARINES

#### MACHINES D'ATELIER

#### *Détente, vitesse, régularisation.*

Les organes de distribution doivent être simples et robustes avec changement de marche.

Ces organes ne se prêtent pas à un bon fonctionnement pour les grandes déteintes.

La détente multiple est donc un moyen rationnel d'obtenir une marche économique, en conservant dans chaque cylindre les grandes admissions que l'on réalise couramment par des distributions à coulisse, à changement de marche.

Les machines marines, travaillant à force constante pendant des périodes déterminées, n'ont pas besoin de régulateurs automatiques.

La détente multiple n'augmente pas le prix des machines marines, car elles ont généralement à déve-

On peut employer des obturateurs plus délicats et des mouvements de distribution plus compliqués.

Il existe de nombreux systèmes de mécanismes qui permettent d'obtenir de grandes déteintes dans d'excellentes conditions et sans sacrifier pour cela les autres phases de la distribution.

Cette complication du mécanisme de distribution est imposée d'ailleurs par la nécessité de donner au régulateur beaucoup de sensibilité et de régularité, et de le faire agir sur la détente.

Dans les machines compound on ne peut pas éviter cette complication pour le petit cylindre, et il peut être en outre nécessaire de prendre les plus grandes précautions pour obtenir une régula-

lopper un travail considérable qu'il convient de répartir entre plusieurs cylindres pour utiliser l'emplacement disponible et régulariser les efforts sur des arbres qui n'ont pas de volants proprement dits.

La nécessité de réduire l'emplacement occupé par les machines impose l'emploi de courses relativement faibles, qui sont d'ailleurs les plus favorables pour les grandes vitesses que l'on est généralement obligé d'adopter.

rité suffisante. On peut notamment être amené à employer des régulateurs à longue course.

Comme en général la place ne manque pas, on peut avoir des volants puissants, et il n'y a pas lieu de chercher à régulariser les efforts sur l'arbre. La compound ne pouvant d'ailleurs pas se passer de volants aussi puissants que les machines à un seul cylindre, il n'est pas possible de trouver, dans les économies à réaliser sur l'installation des volants, une compensation à la plus-value résultant de l'emploi de la détente multiple.

On peut donner aux machines monocylindriques une vitesse suffisante, sans prendre pour cela des précautions particulières ; elles n'ont besoin de très grandes vitesses que dans des installations spéciales.

#### *Espaces nuisibles.*

Il est impossible de réduire les espaces nuisibles au-dessous de 8 à 10 p. 100, parce qu'il est difficile de placer les boîtes à vapeur contre la paroi du cylindre sans arriver à des complications inadmissibles, et parce que l'on ne peut accepter que des obturateurs simples et robustes.

Un des éléments importants de l'espace nuisible est constitué par le jeu laissé au piston à fond de course : or avec de grands diamètres et de faibles courses ce jeu laisse toujours un volume assez considérable.

Dans une machine à un seul

On arrive facilement à obtenir de très petits volumes pour l'espace nuisible ; il est d'ailleurs possible de les remplir en partie par la compression. Beaucoup de systèmes de distribution permettent en effet de produire de grandes compressions, et cela n'a pas d'inconvénient parce que la compression peut rester constante quand la détente varie. Ces résultats sont obtenus sans difficulté par les obturateurs généralement employés.

Avec la compound il faudrait au contraire éviter d'avoir un espace nuisible trop faible, car cela

cyindre un grand espace nuisible entraîne une dépense de vapeur inutile, et quand on marche avec une forte pression de vapeur (10 à 12 kilogrammes par exemple) il empêche de réaliser une grande détente.

La compound permet d'avoir de grands espaces nuisibles tout en évitant ces inconvénients.

conduirait à une compression excessive dans le petit cylindre.

#### *Variations de travail.*

Le travail varie peu pour l'allure qui répond à la marche la plus économique.

A d'autres allures, qui sont exceptionnelles, un fonctionnement moins économique peut être accepté.

Ce n'est que très exceptionnellement que l'on a à demander un travail constant à une machine pendant toute la journée, et même dans ce cas il est rare que le travail ne varie pas dans des limites assez étendues avec les saisons, les crises commerciales, les chômages partiels, etc.

La machine compound d'atelier ne pourra donc que rarement conserver la marche pour laquelle elle a été réglée.



## SECONDE PARTIE

### THÉORIE GÉNÉRIQUE DE LA MACHINE A VAPEUR

---

#### CHAPITRE PREMIER

Hypothèses. — Construction graphique des courbes du diagramme. — Travail consommé par la vapeur vive pour comprimer celle qui se trouve renfermée dans l'espace nuisible. — Quantité de vapeur introduite dans cet espace. — Travail d'admission. — Consommation théorique de vapeur par coup de piston. — Influence géométrique de l'espace nuisible sur le degré de détente. — Travail de détente. — Travail de la contre-pression. — Travail de compression. — Travail total par coup de piston. — Travail rapporté à un mètre cube et à un kilogramme de vapeur. — Influence générique de la pression d'admission sur les machines sans condenseur, et à condenseur. — Théorème de Zeuner sur la compression. — Pression moyenne effective par coup de piston. — Construction graphique de M. l'ingénieur Pichault pour déterminer la pression moyenne absolue par coup de piston. — Travail indiqué. — Consommation théorique de vapeur par cheval indiqué. — Règles pour fixer les limites des détentes effectives. — Valeur de la contre-pression. — Influence géométrique de la compression.

**Formule du travail.** — 1. Il résulte de la première partie de cet ouvrage qu'il est impossible de donner une *théorie générique* de la machine à vapeur dont les résultats concordent parfaitement avec les faits. Il n'en est pas moins vrai que les constructeurs se trouvent dans la nécessité d'étudier des machines à priori, et qu'il leur faut des formules pour établir les bases de leurs projets. Nous allons nous proposer de

rechercher une formule pour le calcul du travail, en nous fondant sur la loi de Mariotte, qui est l'hypothèse la plus simple qu'on puisse faire, et aussi la plus voisine du phénomène qui se produit en réalité pendant la détente de la vapeur dans un cylindre. Dans cette formule nous tiendrons compte de divers éléments qu'on néglige en général dans les calculs, et nous chercherons à mettre en évidence l'influence géométrique de l'espace nuisible, des pressions, de la détente et de la compression.

2. Nous supposerons que durant l'admission la pression puisse être considérée comme constante, que la détente et la compression suivent la loi de Mariotte, qu'au début de l'échappement la vapeur tombe brusquement à la pression du condenseur et qu'elle s'y maintienne pendant toute cette période; enfin qu'il n'y ait pas d'avances linéaires. Ce sont, bien entendu, des conditions qui ne se rencontreront jamais dans les machines.

3. Considérons (fig. 1) un diagramme théorique, correspondant aux hypothèses précédentes. Voyons comment on construit graphiquement les courbes *a* et *b* de détente et de compression.

Pour obtenir un point quelconque 2 de la courbe de détente, en tenant compte du volume *v* de l'espace nuisible, traçons la droite  $O1_1$ , puis menons des points 1 et  $1_1$  des parallèles aux deux axes de coordonnées; leur intersection donnera le point cherché. Au cas où il n'y aurait pas d'espace nuisible, on tracerait les lignes  $O_11_1$ ,  $1_12_1$ , et  $1_12_1$ , et on obtiendrait le point 2, de la courbe  $a_1$ .

Pour construire la courbe *b* de compression, connaissant le point *c* où commence cette période, nous tracerons la parallèle  $cc_1$  à l'axe des pressions; puis nous mènerons  $O3_1$ , des points 3 et  $3_1$ , nous tracerons des parallèles aux axes de coordonnées, qui par leur intersection donneront un point  $3_1$  de la courbe cherchée. La courbe *d* correspond à la compression totale: et pour déterminer le point où elle commence, il suffit de mener les droites  $OO_14$  et  $4c_1$ .



4. Proposons-nous de déterminer le travail produit pendant une course du piston. Nous exprimerons les pressions en kilogrammes par mètre carré et les volumes en mètres cubes.

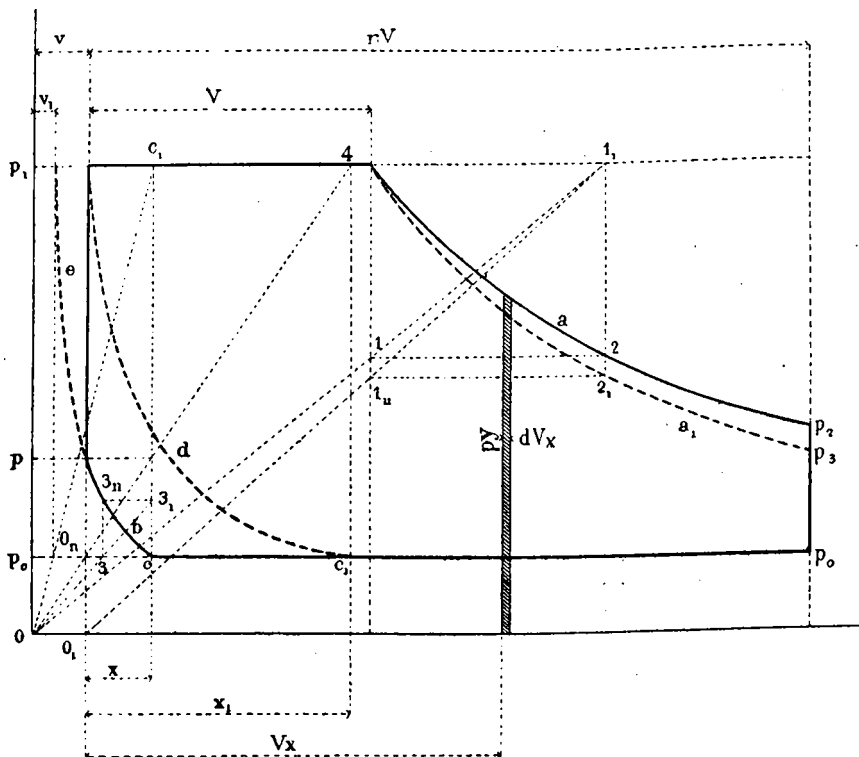


Fig. 1. — Diagramme théorique de la machine à vapeur.

Soient :

$p_1$  la pression absolue de la vapeur dans le cylindre pendant l'admission ;

$p_2$  la pression absolue de la vapeur dans le cylindre à la fin de la détente ;

$p_3$  la pression absolue de la vapeur à la fin de la détente nominale, c'est-à-dire lorsqu'on fait abstraction de l'espace nuisible ;

$p_0$  la contre-pression ;

$p$  la pression absolue à la fin de la compression ;

$n_2$  le degré *effectif* de détente ;

$n$  le degré *nominal* de détente ;

$V$  le volume de vapeur introduit dans le cylindre pendant la fraction de course  $\frac{1}{n}$  qui représente le *degré d'admission* ;

$nV$  le volume engendré par le piston pendant une course ;

$v$  le volume de l'espace nuisible ;

$x$  le volume engendré par les pistons depuis la fermeture de l'échappement jusqu'à la fin de la course.

5. L'espace nuisible se compose de deux parties : l'une, correspondant à la distance qui existe, à fond de course, entre la surface du piston et le fond du cylindre ; l'autre, correspondant aux dimensions des conduites de distribution du cylindre, et, par conséquent, essentiellement variable d'une machine à l'autre.

Dans les machines actuelles, sauf quelques exceptions, comme la machine de Logelbach où l'espace nuisible est de 1 p. 100, ce volume varie entre 2 et 5 p. 100 du volume total  $nV$  ; c'est-à-dire entre  $1/50$  et  $1/20$ . En moyenne on peut admettre  $1/30$ .

6. La vapeur de la chaudière pénètre dans l'espace nuisible, où se trouve déjà de la vapeur à la pression  $p$ , due à la compression de la course précédente ; et elle la comprime jusqu'à ce qu'elle ait atteint la nouvelle pression  $p_1$ , occupant alors le volume  $v_1$  (fig. 4).

Si on admet la loi de Mariotte, cette opération absorbe une quantité de travail exprimée en kilogrammètres par la formule :

$$l = p_1 v_1 \log \frac{v}{v_1} = pv \log \frac{p_1}{p}, \quad (1) \quad ^1$$

où le symbole  $\log$  représente les logarithmes naturels ou hyperboliques : si nous désignons les logarithmes vulgaires, ou de Briggs, par le signe  $\text{Log}$ , nous savons qu'on a la relation :

$$\log m = 2,302585 \text{Log } m.$$

La courbe  $e$  est un arc d'hyperbole équilatère, représentant la compression de la vapeur de l'espace nuisible par la vapeur de la chaudière : c'est la continuation de la courbe  $b$ , qui correspond à la compression par le piston.

<sup>1</sup> Voyez la note au n° 10, p. 178.

Ce travail  $l$  diminue lorsque  $v$  diminue : et si la compression est complète, ce qui correspond à la courbe  $d$ , ce travail devient nul.

7. La quantité de vapeur  $q$  qui pénètre effectivement dans l'espace nuisible sera donc représentée par la formule :

$$q = v - v_1 \text{ à la pression } p_1.$$

Mais on a :

$$v_1 p_1 = vp = (v + x) p_0.$$

d'où :

$$v_1 = \frac{vp}{p_1} = (v + x) \frac{p_0}{p_1}.$$

Nous aurons donc :

$$q = v \left( 1 - \frac{p}{p_1} \right) = v \left( 1 - \frac{p_0}{p_1} \right) - x \frac{p_0}{p_1}. \quad (2)$$

Ce volume  $q$  diminue avec  $v$  ; et lorsque la compression est totale,  $q$  est nul.

8. Le volume de vapeur admis pendant l'admission est  $V$ , et si l'on admet, suivant notre hypothèse, que sa pression demeure constante, le travail d'admission  $l_1$ , sera représenté par la formule :

$$l_1 = p_1 V. \quad (3)$$

9. Par conséquent, si nous désignons par  $Q$  le volume de vapeur effectivement dépensé par coup de piston, nous aurons :

$$Q = q + V = v \left( 1 - \frac{p}{p_1} \right) + V;$$

ou bien :

$$Q = v \left( 1 - \frac{p_0}{p_1} \right) - x \frac{p}{p_0} + V. \quad (4)$$

10. Passons à l'étude du travail développé pendant la période de détente. Le degré nominal de détente est :

$$n = \frac{p_1}{p_2}; \quad (5)$$

ou, comme on a :

$$p_1 (V + v) = p_2 (nV + v), \quad (6)$$

on en déduit :

$$n = \frac{p_1}{p_2} \frac{V + v}{V} - \frac{v}{V}. \quad (7)$$

Le degré effectif de détente est :

$$n_2 = \frac{p_1}{p_2} = \frac{nV + v}{V + v}. \quad (8)$$

Ces formules montrent bien quelle est l'influence de l'espace nuisible sur le degré effectif de détente : si on néglige cet élément, on court le risque de commettre des erreurs considérables dans le calcul de la force d'une machine, car  $n_2$  peut différer beaucoup de  $n$ . Si  $v$  et  $n$  ont des valeurs élevées, l'erreur peut être grande, comme le montre le tableau suivant :

$v$	$n$	$n_2$	$\frac{n - n_2}{n}$
0,02 nV	2	1,96	2 p. 100
	5	4,63	7,4 p. 100
	10	8,50	15 p. 100
0,03 nV	2	1,90	5 p. 100
	5	4,20	16 p. 100
	10	7,00	30 p. 100
0,10 nV	2	1,83	8,5 p. 100
	5	3,66	26,8 p. 100
	10	5,50	45 p. 100

Le travail absolu produit pendant la détente sera représenté par la formule :

$$\begin{aligned} l_2 &= p_1 (V + v) \log \frac{nV + v}{V + v} = p_1 (V + v) \log \frac{p_1}{p_2} \\ &= p_1 (V + v) \log n_2. \end{aligned} \quad (9)$$

En effet, soit  $V_2$  (fig. 1) le volume qu'a engendré le piston lorsqu'il est arrivé en un certain point de sa course : le travail élémentaire correspondant

11. Si on admet que la pression à l'échappement reste constante, le travail négatif correspondant à cette période sera :

$$l_3 = p_0 (nV - x).$$

Mais de la formule (7) on déduit :

$$nV = \frac{p_1}{p_2} (V + v) - v.$$

De plus, on a :

$$(v + x) p_0 = vp. \quad (10)$$

Donc :

$$x = v \frac{p - p_0}{p_0}. \quad (11)$$

Par conséquent, en substituant, on a :

$$l_3 = p_1 \frac{p_0}{p_2} (V + v) - pv = p_2 n_2 (V + v) - pv. \quad (12)$$

12. Soit  $l_4$  le travail négatif correspondant à la compression. Cette période commence lorsque le volume, sous le piston, est réduit à  $(x + v)$ .

On a donc :

$$l_4 = pv \log \frac{v + x}{v}.$$

à l'accroissement infiniment petit de volume  $dV_x$ , sous la pression absolue  $p_r$ , est égal à  $p_r dV_x$ , et par conséquent le travail absolu total développé pendant la détente sera égal à :

$$l_2 = \int_v^{nV} p_r dV_x.$$

Mais on a, d'après la loi de Mariotte :

$$p_r = \frac{p_1 (V + v)}{V_x + v};$$

substituons, nous avons :

$$l_2 = \int_v^{nV} p_1 \frac{V + v}{V_x + v} dV_x.$$

En intégrant, nous aurons :

$$l_2 = p_1 (V + v) [\log (nV + v) - \log (V + v)] = p_1 (V + v) \log \frac{nV + v}{V + v}.$$

Mais par suite de la formule (10) :

$$l_4 = pv \log \frac{p}{p_0} = p_1 v_1 \log \frac{p}{p_0}. \quad (13)$$

Ce travail s'annule pour  $p = p_0$  : c'est l'hypothèse admise dans un grand nombre de manuels techniques.

13. Passons maintenant à la formule du travail total produit par coup de piston.

On voit aisément que la somme  $(l + l_4)$  peut se calculer directement en observant que les courbes  $b$  et  $e$  sont dans le prolongement l'une de l'autre, et qu'il est indifférent, dans notre hypothèse, que la compression soit effectuée par le piston ou par la vapeur.

On peut évidemment écrire directement :

$$l + l_4 = p_1 v_1 \log \frac{v + x}{v_1} = pv \log \frac{p_1}{p_0}. \quad (14)$$

Cette formule s'obtient d'ailleurs en faisant la somme des formules (1) et (13). En effet, nous trouverons :

$$l + l_4 = p_1 v_1 \left( \log \frac{p_1}{p} + \log \frac{p}{p_0} \right) = p_1 v_1 \log \frac{p_1}{p_0}.$$

En résumé, si nous affectons chaque travail partiel du signe qui lui convient, nous aurons les formules suivantes :

$$\begin{aligned} l_1 &= p_1 V, \\ l_2 &= p_1 (V + v) \log n_2, \\ l_3 &= -p_0 n_2 (V + v) + pv, \\ l + l_4 &= -pv \log \frac{p_1}{p_0}. \end{aligned}$$

Et le travail  $L$  d'un coup de piston sera donné en kilogrammètres par la formule :

$$L = p_1 V + p_1 (V + v) \log n_2 - p_0 n_2 (V + v) + pv - pv \log \frac{p_1}{p_0};$$

c'est-à-dire :

$$L = p_1 v (1 + \log n_2) + p_1 v \log n_2 - p_0 n_2 (V + v) + pv \left( 1 - \log \frac{p_1}{p_0} \right). \quad (15)$$

Cette formule peut encore s'écrire autrement :

De la formule (4) on déduit :

$$V = Q - v + v \frac{p_0}{p_1} + x \frac{p_0}{p_1} = Q - v + \frac{p_0}{p_1} (v + x),$$

et d'après la formule (10) :

$$\frac{p}{p_0} = \frac{v + x}{v} = n_1,$$

d'où :

$$p = n_1 p_0; \tag{16}$$

et :

$$V = Q - v + \frac{p_0}{p_1} n_1 v. \tag{17}$$

Substituons dans l'équation (15) les valeurs (16) et (17) :

$$\begin{aligned} L = p_1 \left( Q - v + \frac{p_0}{p_1} n_1 v \right) + p_1 \left( Q + n_1 v \frac{p_0}{p_1} \right) \log n_2 \\ - p_0 n_2 \left( Q + n_1 v \frac{p_0}{p_1} \right) + p_0 n_1 v \left( 1 - \log \frac{p_1}{p_0} \right); \end{aligned}$$

ou bien encore :

$$\begin{aligned} L = Q \left[ p_1 \left[ 1 - \frac{v}{Q} \left( 1 - n_1 \frac{p_0}{p_1} \right) + \left( 1 + n_1 \frac{v}{Q} \frac{p_0}{p_1} \right) \log n_2 \right] \right. \\ \left. - p_0 \left[ n_2 \left( 1 + \frac{v}{Q} n_1 \frac{p_0}{p_1} \right) - n_1 \frac{v}{Q} \left( 1 - \log \frac{p_1}{p_0} \right) \right] \right]. \tag{18} \end{aligned}$$

14. Faisons  $Q = 1^{\text{m}}^3$  dans l'équation (18), nous aurons la valeur  $\lambda$  du travail correspondant à un mètre cube de vapeur :

$$\begin{aligned} \lambda = p_1 \left[ 1 - v \left( 1 - n_1 \frac{p_0}{p_1} \right) + \left( 1 + n_1 v \frac{p_0}{p_1} \right) \log n_2 \right] \\ - p_0 \left[ n_2 \left( 1 + v n_1 \frac{p_0}{p_1} \right) - n_1 v \left( 1 - \log \frac{p_1}{p_0} \right) \right]; \tag{19} \end{aligned}$$

et si nous désignons par  $\gamma_1$  le poids en kilogrammes d'un mètre cube de vapeur à la tension  $p_1$ , le travail d'un kilogramme de vapeur sera donné par la formule :

$$\lambda' = \frac{\lambda}{\gamma_1}. \tag{20}$$

S'il n'y a pas de compression, c'est-à-dire si  $n_1 = 1$ , le travail  $\lambda_0$  d'un mètre cube sera donné par la formule :

$$\lambda_0 = p_1 \left[ 1 - v \left( 1 - \frac{p_0}{p_1} \right) + \left( 1 + v \frac{p_0}{p_1} \right) \log n_2 \right] - p_0 \left[ n_2 \left( 1 + v \frac{p_0}{p_1} \right) - v \left( 1 - \log \frac{p_1}{p_0} \right) \right]; \quad (21)$$

et le travail  $\lambda'_0$  d'un kilogramme sera donné par la formule :

$$\lambda'_0 = \frac{\lambda_0}{\gamma_1}. \quad (22)$$

**Influence de la pression initiale.** — 15. Pour fixer les idées par une comparaison simple, nous allons calculer le travail d'un kilogramme et d'un mètre cube de vapeur sous diverses pressions, dans le cas idéal où il n'y aurait ni compression ni espace nuisible. Nous appliquerons alors la formule :

$$\lambda_{00} = p_1 (1 + \log n_2) - p_0 n_2 \quad (23)$$

pour le travail de 1<sup>mc</sup>; et pour le travail de 1<sup>kg</sup> :

$$\lambda'_{00} = \frac{\lambda_{00}}{\gamma_1}. \quad (24)$$

Considérons d'abord une machine sans condenseur, puis une machine à condenseur.

MACHINE SANS CONDENSEUR					
$p_0 = 11\ 500 \quad n_2 = 7$					
ATMOSPHÈRES	$p_1$	$\lambda_{00}$	$\gamma_1$	$\lambda'_{00}$	DIFFÉRENCES
3	30 990	10 793	1,702	6 341	
4	41 320	41 224	2,230	18 486	12 145
5	51 650	71 656	2,750	31 285	7 570
6	61 980	102 086	3,263	31 285	5 229
7	72 310	132 518	3,771	35 141	3 856
8	82 640	162 949	4,275	38 116	2 975
9	92 970	193 380	4,774	40 506	2 390
10	103 300	223 811	5,270	12 460	1 954
11	113 630	254 243	5,764	44 108	1 648
12	123 960	284 674	6,254	45 518	1 410



On voit qu'en négligeant les phénomènes thermiques dus aux parois du cylindre, l'augmentation de pression, dans les machines sans condenseur, est avantageuse jusqu'au delà de 10 atmosphères.

MACHINE A CONDENSEUR					
$p_0 = 2000 \quad n_2 = 7$					
ATMOSPHÈRES	$p_1$	$\lambda_{00}$	$\gamma_1$	$\lambda'_{00}$	DIFFÉRENCES
3	30 990	77 300	1,702	45 417	
4	41 320	107 731	2,230	48 310	2 893
5	51 650	138 162	2,750	50 240	1 930
6	61 980	168 593	3,263	51 668	1 428
7	72 310	199 024	3,771	52 778	1 110
8	82 640	229 455	4,275	53 674	896
9	92 970	259 886	4,774	54 437	763
10	103 300	290 317	5,270	55 088	651
11	113 630	320 748	5,764	55 646	558
12	123 960	351 179	6,254	56 152	506

On voit qu'à partir de 6 ou 7 atmosphères l'avantage de l'augmentation de pression se réduit à peu de chose : à 2 p. 100 théoriquement. Par conséquent, la limite des pressions est moins élevée que dans le premier cas.

Les machines à condenseur sont plus économiques que les machines sans condenseur, mais il est plus avantageux dans ces dernières d'élever la pression initiale de la vapeur. Il serait facile de répéter ces calculs, en tenant compte de la compression, et en faisant varier la détente.

**Influence de l'espace nuisible.** — 16. Les formules précédentes, par exemple la formule (15), permettent de démontrer le théorème bien connu de Zeuner, à savoir qu'une machine ayant un espace nuisible, mais où la détente (courbe *a*, fig. 2) et la compression (courbe *b*) seraient toutes deux complètes, se comporterait comme une machine idéale, où la détente serait complète (courbe *c*), mais où il n'y aurait pas d'espace nuisible.

Si la détente et la compression sont complètes, on a :

$$p_2 = p_0, \quad p = p_1, \quad \text{et} \quad n_2 = \frac{p_1}{p_2} = \frac{p_1}{p_0}.$$

Substituons dans la formule (15). On a :

$$L_0 = p_1 V \log \frac{p_1}{p_0}. \quad (25)$$

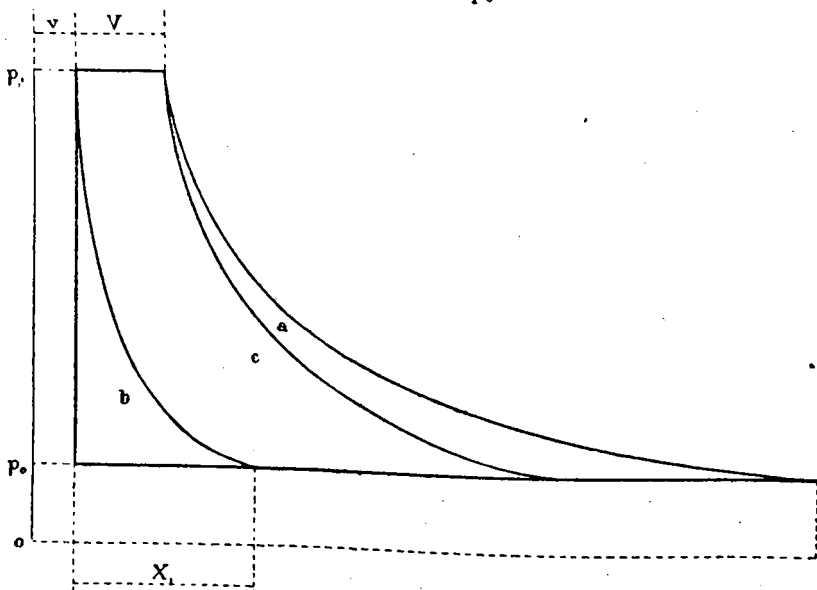


Fig. 2. — Influence de l'espace nuisible sur la courbe de détente.

Or, si l'espace nuisible est réduit à zéro,  $v = 0$  ; si la détente est complète,  $p_2 = p_0$ . Substituons ces hypothèses dans la formule (15). On retrouve encore la formule (25), ce qui démontre le théorème.

La consommation de vapeur par coup de piston (4) serait alors :

$$Q = v.$$

**Pression moyenne effective.** — 17. Sans calculer le travail d'une machine, il est commode de déterminer la pression moyenne effective par course,  $p_m$ , donnée par la formule :

$$p_m = \frac{L}{nV}. \quad (26)$$

Substituons à  $L$  sa valeur fournie par (15). On a :

$$p_m = \frac{p_1}{n} (1 + \log n_2) + \frac{p_1 v}{nV} \log n_2 - \frac{p_0 n_2 (V + v)}{nV} + \frac{pv \left(1 - \log \frac{p_1}{p_0}\right)}{nV}. \quad (27)$$

Posons :

$$v = \alpha nV, \quad (28)$$

$$x = \beta nV. \quad (29)$$

La formule (10) donnera :

$$p = \frac{p_0}{v} (v + x) = p_0 \left(1 + \frac{\beta}{\alpha}\right); \quad (30)$$

et :

$$V + v = V (1 + \alpha n).$$

Substituons dans la formule (27). On a :

$$p_m = p_1 \left[ \frac{1}{n} + \frac{1 + \alpha n}{n} \log n_2 \right] - p_0 \left[ 1 - \beta + (\alpha + \beta) \log \frac{p_1}{p_0} \right] \quad (31)$$

et, pour  $\beta = 0$ , c'est-à-dire quand il n'y a pas de compression :

$$p_{m0} = p_1 \left[ \frac{1}{n} + \frac{1 + \alpha n}{n} \log n_2 \right] - p_0 \left[ 1 + \alpha \log \frac{p_1}{p_0} \right]. \quad (32)$$

Dans ces formules, on a :

$$n_2 = \frac{n + \alpha n}{1 + \alpha n}. \quad (8 \text{ bis})$$

Si on fait la différence :

$$p_{m0} - p_m = p_0 \beta \left( \log \frac{p_1}{p_0} - 1 \right),$$

on en déduira :

$$p_{m0} = p + p_0 \beta \left( \log \frac{p_1}{p_0} - 1 \right). \quad (33)$$

**Autre expression des formules précédentes.** — 18. Nous allons nous proposer d'exprimer cette pression effective moyenne en fonction des éléments suivants :

$S$ , section droite du piston, en mètres carrés;

$C$ , course du piston, en mètres;

$C_1$ , fraction de course correspondant à l'admission, en mètres ;

$C_2$ , fraction de course correspondant à la compression, en mètres ;

$c$ , hauteur d'un cylindre qui aurait pour base  $S$  et pour volume  $v$  ;  
 et se calcule par conséquent par la formule :

$$c = \frac{v}{S}.$$

On peut évidemment écrire :

$$n = \frac{C}{C_1} ; \alpha = \frac{c}{C} ; n_2 = \frac{C_1 (C + c)}{C_1 + c} ;$$

$$\alpha n = \frac{c}{C_1} ; \beta = \frac{C_2}{C} ; \alpha + \beta = \frac{c + C_2}{C}.$$

Substituons dans la formule (31). On a :

$$p_m = p_1 \left[ \frac{C_1}{C} + \frac{C_1 + c}{C} \log \frac{C_1 (C + c)}{C_1 + c} \right]$$

$$- p_0 \left[ 1 - \frac{C_2}{C} + \frac{c + C_2}{C} \log \frac{p_1}{p_0} \right]. \quad (34)$$

Cette formule est commode pour le calcul de la pression moyenne.

Si dans la formule (31) on posait  $\beta = 0$ , c'est-à-dire qu'on fit abstraction de la compression, et si on faisait :  $\log \frac{p_1}{p_0} = \alpha$ , ce qui revient à supposer  $l$  nul, on aurait :

$$p'_m = p_1 \left[ \frac{1}{n} + \frac{1 + \alpha n}{n} \log n_2 \right] - p_0 ; \quad (35)$$

d'où :

$$p'_m = p_1 \left[ \frac{C_1}{C} + \frac{C_1 + c}{C} \log \frac{C_1 (C + c)}{C_1 + c} \right] - p_0. \quad (36)$$

Ces formules (35) et (36) sont celles qu'on trouve, en général, dans les manuels techniques.

Soit  $N$  le nombre de tours par minute ; le travail indiqué sera donné par la formule :

$$\text{Trav. ind} = \frac{2NSC}{60 \times 75} p_m = \frac{NSC}{2250} p_m. \quad (37)$$

**Méthode graphique de M. Pichault.** — 19. Nous indique-

rons ici une méthode graphique imaginée par M. l'ingénieur Pichault pour déterminer rapidement et très approximativement la pression *absolute* moyenne, lorsque l'admission est comprise entre  $n = 20$  et  $n = 1$ , en admettant la loi de Mariotte.

Rapportons-nous à la figure 3. On a :

- AO = C, course du piston, à une échelle quelconque,
- BO =  $p_1$ , pression absolue pendant l'admission,
- EF =  $C_1$ , fraction de course correspondant à l'admission,
- AMB est un arc de circonférence de centre O,
- DNO est un arc de circonférence de centre  $O_1$ .

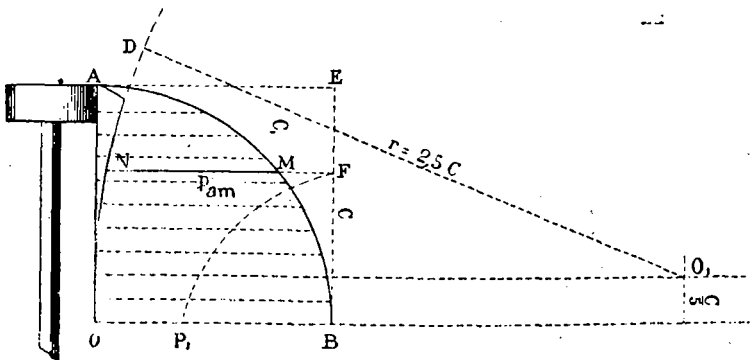


Fig. 3. — Détermination graphique de la pression moyenne.

La pression moyenne est représentée, à la même échelle que  $p_1$ , par la portion MN de l'ordonnée, comprise entre les deux arcs de circonférence, et tracée à une distance de l'origine de la courbe du piston, c'est-à-dire de A, égale à  $C_1$ .

**Consommation de vapeur.** — 20. Dans le nouveau système de notations (28) et (29), la dépense de vapeur (4) est exprimée par la formule :

$$Q = v \left[ 1 + \alpha n \left( 1 - \frac{p_0}{p_1} \frac{\alpha + \beta}{\alpha} \right) \right]. \quad (38)$$

Mais l'équation (10) donne :

$$p_0 = \frac{v}{v + x} p = \frac{\alpha}{\alpha + \beta} p. \quad (10 \text{ bis})$$

D'où :

$$Q = v \left[ 1 + \alpha n \left( 1 - \frac{p}{p_1} \right) \right] = nV \left[ \frac{1}{n} + \alpha \left( 1 - \frac{p}{p_1} \right) \right]. \quad (39)$$

Si nous désignons par  $Q_1$  la consommation de vapeur en mètres cubes, par cheval indiqué et par heure, nous aurons :

$$Q_1 = \frac{2 \times 60 \times QN}{\text{Travail indiqué}} = \frac{120 QN}{\text{Travail indiqué}};$$

et, d'après la formule (37) :

$$Q_1 = \frac{2250 \times 120 \times Q}{SC p_m} = 270\,000 \frac{Q}{p_m SC} = 270\,000 \frac{Q}{p_m nV}. \quad (40)$$

Remplaçons alors  $Q$  par sa valeur (39) :

$$Q_1 = 270\,000 \frac{\frac{1}{n} + \alpha \left( 1 - \frac{p}{p_1} \right)}{p_m}. \quad (41)$$

En fin de compte, la formule qui nous permettra de calculer théoriquement le poids de vapeur dépensé par cheval indiqué et par heure sera :

$$Q_2 = 270\,000 \frac{\gamma_1}{p_m} \left[ \frac{1}{n} + \alpha \left( 1 - \frac{p}{p_1} \right) \right]; \quad (42)$$

où le rapport  $\frac{p}{p_1} = \frac{p_0}{p_1} \left( 1 + \frac{\beta}{a} \right)$  représente le degré de compression.

C'est une expression purement théorique, et dans la pratique il faudra multiplier  $Q_2$  par un coefficient plus grand que 1, afin de tenir compte des condensations et des fuites de vapeur. Il y a quelques années, les machines consommaient couramment 12 kilogrammes et plus par cheval indiqué et par heure. Aujourd'hui, grâce aux progrès récents, on est parvenu aux chiffres que nous citons dans la première partie de cet ouvrage.

On déduit de la formule (42) que, d'après la théorie générale, toutes choses égales d'ailleurs, les consommations augmentent lorsqu'on diminue la détente. Nous savons que la pratique assigne des limites à ce principe.

**Avant-projet d'une machine à vapeur.** — 21. L'expérience a permis de fixer quelques données qui servent à calculer à priori une machine à vapeur.

La limite pratique de la détente dans un seul cylindre varie avec la pression, la contre-pression, et l'espace nuisible. Mais il faut qu'à fin de course la vapeur ait encore assez d'énergie pour vaincre au moins les résistances passives de la machine. Notons d'ailleurs qu'à égalité de travail indiqué, le poids du volant et le diamètre du cylindre augmentent lorsque le degré de détente croît, et qu'il en résulte un prix de premier établissement plus considérable et des frottements plus grands.

Lorsqu'on fixera les détentes *effectives*, il conviendra d'admettre pour valeur minimum de la pression finale :

$p_2 = 12\ 500$  kilogrammes par mètre carré, si la machine est sans condenseur,

$p_2 = 5\ 000$  kilogrammes par mètre carré, si la machine est à condenseur.

M. Ch. Beer, ingénieur-constructeur à Jemeppe en Belgique, a proposé comme valeurs limites :

$$p_2 = p_0 + 0,030 p_1 \quad (43)$$

pour les machines sans condenseur ; et, pour les machines à condenseur :

$$p_2 = p_0 + 0,035 p_1. \quad (44)$$

Pour la contre-pression, on peut admettre :

$p_0 = 11\ 000$  à  $14\ 500$ , pour les machines sans condenseur,

$p_0 = 1\ 500$  à  $2\ 000$ , pour les machines à condenseur.

*Exemple* : Soit une machine à condenseur où on ait :

$$p_1 = 50\ 000, p_0 = 2\ 000, \alpha = 0,03, \beta = 0,60.$$

Nous aurons (10 bis) :

$$p = p_0 \left( 1 + \frac{\beta}{\alpha} \right) = 2\ 000 \times 21 = 42\ 000.$$

$$\frac{p}{p_1} = \frac{42\ 000}{50\ 000} = 0,84.$$

Soit  $n = 10$  ; d'où :  $n_2 = \frac{10 + 0,30}{1 + 0,30} = 7,92$  ; et  $\gamma_1 = 2,7$ .

La formule (31) donne :

$$p_m = 50\,000 [0,1 + 0,13 \log. 7,92] - 2\,000 [0,40 + 0,63 \log. 65] \\ = 13600 \text{ kilogrammes par mètre carré.}$$

Le poids théorique de vapeur consommé par cheval absolu et par heure sera (42) :

$$Q_2 = 270\,000 \frac{2,7}{13\,600} \left[ 0,1 + 0,03 \left( 1 - 0,84 \right) \right] = 5^{kg}, 617.$$

Or, pour une admission de  $1/10$ , on peut, en pratique, majorer les consommations théoriques :

- de 30 p. 100 pour les machines à enveloppe de vapeur ;
- de 65 p. 100 pour les machines sans enveloppe de vapeur ;
- de 24 p. 100 pour les machines à vapeur surchauffée.

Et par conséquent on admettra, comme *minimum de consommation probable* :

- 7<sup>k</sup>,300 pour la machine à enveloppe ;
- 9<sup>k</sup>,270 pour la machine sans enveloppe ;
- 7<sup>k</sup>,000 pour la machine à vapeur surchauffée.

**Etude générale de la compression.** — 22. Si dans la formule (18), qui exprime le travail produit par coup de piston, nous faisons  $n_1 = 1$ , ce qui revient à poser  $p = p_0$  (16), c'est-à-dire que la compression devient nulle, la même dépense de vapeur correspondra à un travail représenté par la formule :

$$L_0 = Q \left[ p_1 \left[ 1 - \frac{v}{Q} \left( 1 - \frac{p_0}{p_1} \right) + \left( 1 + \frac{v}{Q} \frac{p_0}{p_1} \right) \log n_2 \right] \right. \\ \left. - p_0 \left[ n_2 \left( 1 + \frac{v}{Q} \frac{p_0}{p_1} \right) - \frac{v}{Q} \left( 1 - \log \frac{p_1}{p_0} \right) \right] \right]. \quad (45)$$

La différence  $D = L - L_0$ , pour une dépense de  $Q^{me}$  par coup de piston, est, d'après les formules (18) et (45) :

$$D = p_0 v \left[ 2 (n_1 - 1) + (n_1 - 1) \log n_2 - \frac{p_0}{p_1} n_2 (n_1 - 1) \right. \\ \left. - (n_1 - 1) \log \frac{p_1}{p_0} \right] ;$$



ou bien :

$$D = p_0 v (n_1 - 1) \left[ 2 - n_2 \frac{p_0}{p_1} - \log \frac{p_1}{n_2 p_0} \right]; \quad (46)$$

Mais, d'après la formule (16) :

$$n_1 = \frac{x}{v} + 1.$$

Donc :

$$n_1 - 1 = \frac{x}{v};$$

et en substituant, on a :

$$D = p_0 x \left[ 2 - n_2 \frac{p_0}{p_1} - \log \frac{p_1}{n_2 p_0} \right]. \quad (47)$$

Mais les formules (29) et (39) donnent :

$$x = \beta n V = \beta \frac{Q}{\frac{1}{n} + \alpha \left( 1 - \frac{p}{p_1} \right)}; \quad (29 \text{ bis})$$

d'où :

$$D = \frac{p_0 \beta Q}{\frac{1}{n} + \alpha \left( 1 - \frac{p}{p_1} \right)} \left[ 2 - n_2 \frac{p_0}{p_1} - \log \frac{p_1}{n_2 p_0} \right]. \quad (48)$$

23. Si nous rapportons cette différence au mètre cube de vapeur dépensé par coup de piston, on a, d'après la formule (46) :

$$d = \frac{D}{Q} = p_0 \frac{v}{Q} (n_1 - 1) \left[ 2 - n_2 \frac{p_0}{p_1} - \log \frac{p_1}{n_2 p_0} \right]; \quad (49)$$

ou bien, d'après les formules (47) et (29 bis) :

$$d = p_0 \frac{x}{Q} \left[ 2 - n_2 \frac{p_0}{p_1} - \log \frac{p_1}{n_2 p_0} \right];$$

$$d = \frac{p_0 \beta}{\frac{1}{n} + \alpha \left( 1 - \frac{p}{p_1} \right)} \left[ 2 - n_2 \frac{p_0}{p_1} - \log \frac{p_1}{n_2 p_0} \right]. \quad (50)$$

24. Nous pouvons maintenant nous rendre compte de l'influence *générique* de la compression.

Pour  $\beta > 0$ , c'est-à-dire  $n_1 > 1$ , c'est du signe de la quantité entre parenthèses que dépendra la discussion. Si elle est positive, la compression est avantageuse; si elle est négative, c'est le contraire.

Lorsqu'on aura :

$$2 - n_2 \frac{p_0}{p_1} = \log \frac{p_1}{n_2 p_0},$$

on aura  $d = 0$ ; il est alors indifférent de comprimer ou de ne pas comprimer.

Si la machine est à détente complète, c'est-à-dire qu'on a :

$$p_0 = p_2 = \frac{p_1}{n_2},$$

la compression sera toujours avantageuse; on a :

$$d = (n_1 - 1) p_0 \frac{v}{Q} = \frac{p_0 x}{Q} = \frac{p_0 \beta}{\frac{1}{n} + \alpha \left(1 - \frac{p}{p_1}\right)}; \quad (35)$$

et la compression sera d'autant plus avantageuse que  $v$  sera plus grand, et  $Q$  plus faible.

Si de plus la compression est complète,  $p = p_1$ , et, comme on a :

$$x = v \frac{p_1 - p_0}{p_0}, \quad (11)$$

ce qui revient à écrire :

$$\beta = \alpha \frac{n_1 - p_0}{p_0}; \quad (11 \text{ bis})$$

si on substitue dans la formule (35), on aura pour mesure de l'avantage dû à la compression :

$$d = \frac{v}{Q} (p_1 - p_0) = \frac{p_0 \beta}{\left(\frac{1}{n}\right)} = n\alpha (p_1 - p_0);$$

et l'effet de l'espace nuisible est *annulé*. On perdrait ce grand avantage en ne comprimant pas.

25. Mais le cas le plus intéressant pour la pratique est celui où la détente est incomplète, que la machine soit à con-

denseur, ou non. Voyons quelle est l'influence *générique* de la compression, et commençons par l'étude des machines sans condenseur.

Soit  $p_0 = 11\ 500$ , et  $n_2 = 1$  : par conséquent, admission totale.

Pour  $p_1 = 72\ 300$  (7 atmosphères), on trouve :

$$2 - n_2 \frac{p_0}{p_1} - \log \frac{p_1}{n_2 p_0} = 0.$$

Alors  $d = 0$ ; il n'y a aucun avantage à comprimer.

Pour  $p_1 = 62\ 000$ , et  $n_2 = 1$  :

$$2 - n_2 \frac{p_0}{p_1} - \log \frac{p_1}{n_2 p_0} = 0,129 ;$$

$$d = 0,129 p_0 \frac{x}{Q} = 1483 \frac{x}{Q} ;$$

et on gagne à comprimer, d'autant plus que  $\frac{x}{Q}$  est plus grand.

Pour  $p_1 = 51\ 650$ , et  $n_2 = 1$ , on a :

$$d = 3\ 139 \frac{x}{Q} .$$

L'avantage est donc ici plus considérable encore.

Posons  $n_2 = 2$ . On a :

$$\text{Pour } p_1 = 72\ 300, d = 6\ 233 \frac{x}{Q} ;$$

tandis que dans les conditions correspondantes, pour  $n_2 = 1$ , l'avantage était nul.

$$\text{Pour } p_1 = 62\ 000, d = 7\ 360 \frac{x}{Q} ;$$

$$\text{Pour } p_1 = 51\ 650, d = 8\ 798 \frac{x}{Q} .$$

Evidemment, l'avantage augmente à mesure que le degré de détente est plus grand.

Voyons maintenant quelques exemples de machines à condenseur. Posons  $p_0 = 2000$ .

$$\text{Pour } p_1 = 72300, n_2 = 1, \text{ on trouve } d = -5212 \frac{x}{Q} .$$

La compression est donc désavantageuse.

Pour  $p_1 = 72300$ ,  $n_2 = 5$ , on trouve  $d = - 218 \frac{x}{Q}$ ,

Pour  $p_1 = 72300$ ,  $n_2 = 6$ , on trouve  $d = 100 \frac{x}{Q}$ .

On voit que la compression devient avantageuse à partir du degré de détente effective de 6 environ.

Si la pression est seulement  $p_1 = 62000$ :

Pour  $n_2 = 1$ , on a  $d = - 2920 \frac{x}{Q}$ ,

Pour  $n_2 = 5$ , on a  $d = + 40 \frac{x}{Q}$ ,

Pour  $n_2 = 6$ , on a  $d = + 390 \frac{x}{Q}$ .

On aura avantage à comprimer à partir de  $n_2 = 5$ .

Si la pression s'abaisse encore :  $p = 51650$ :

Pour  $n_2 = 1$ ,  $d = - 2576 \frac{x}{Q}$ ,

Pour  $n_2 = 4$ ,  $d = - 20 \frac{x}{Q}$ ,

Pour  $n_2 = 5$ ,  $d = + 360 \frac{x}{Q}$ ,

Pour  $n_2 = 6$ ,  $d = + 624 \frac{x}{Q}$ .

On pourrait de même calculer l'influence générique de la compression, en faisant pour les valeurs de  $p_1$  et  $p_0$  des hypothèses différentes.

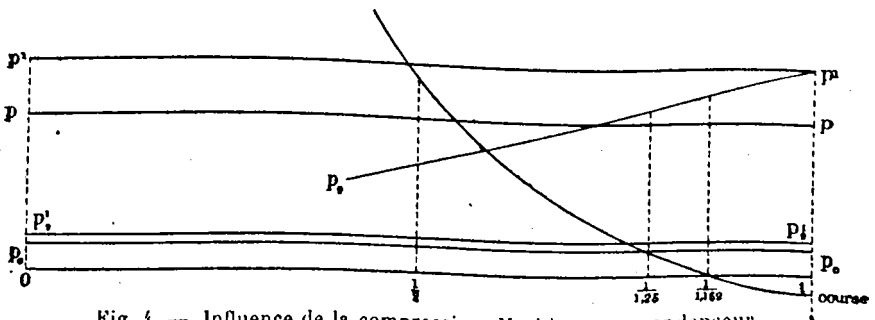


Fig. 4. — Influence de la compression. Machine sans condenseur.

Voici un tableau qui résume les calculs précédents :

PRESSIONS	MACHINE				
	SANS CONDENSEUR		A CONDENSEUR		
	Valeurs de $n_2$		Valeurs de $n_2$		
$p_1$	1	2	1	5	6
	$d$	$d$	$d$	$d$	$d$
72 300	0	$6\,233 \frac{x}{Q}$	$-5\,212 \frac{x}{Q}$	$-218 \frac{x}{Q}$	$-100 \frac{x}{Q}$
62 000	$1\,483 \frac{x}{Q}$	$7\,360 \frac{x}{Q}$	$-2\,920 \frac{x}{Q}$	$40 \frac{x}{Q}$	$390 \frac{x}{Q}$
51 650	$3\,139 \frac{x}{Q}$	$8\,798 \frac{x}{Q}$	$-2\,576 \frac{x}{Q}$	$360 \frac{x}{Q}$	$614 \frac{x}{Q}$

Exemples. — 1° Machine sans condenseur. Nous nous donnerons :

$$p_1 = 80\,000, p_0 = 11\,000, p = 58\,000, \\ \alpha = 0,02$$

d'où, par la formule (11 bis),  $\beta = 0,085$ .

Nous aurons :

$n$	$n_2$	$p_2$	LIMITE DE $p_2$ (43)	$d$
2	1,96	40 816	13 400	776
1,25	1,24	64 515		81,27
1,162	1,16	68 965		0
1	1	80 000		- 109

La figure 4 est la représentation graphique de ce tableau :

on voit que la compression commence à être utile pour les valeurs de  $n$  supérieures à 1,162.

2° Machine à condenseur. Conservons les mêmes données. on en déduit:  $\beta = 0,60$ . Voici le tableau des valeurs de  $d$  :

$n$	$n_2$	$p_2$	LIMITE DE $p_2$ (44)	$d$
10	8,5	9 412	4800	1790
8	7	11 428		784
7	6,26	12 779		0
6	5,46	14 652		— 863
5	4,63	17 710		— 1551

La figure 5 en donne la représentation graphique. On voit que la compression devient utile pour  $n > 7$ .

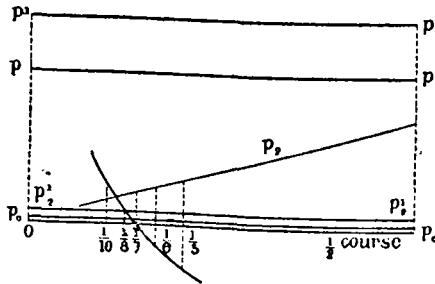


Fig. 5. — Influence de la compression. Machine à condenseur.

26. Nous avons trouvé, pour expression de la consommation de vapeur par cheval et par heure :

$$Q_2 = 270\ 000 \frac{\gamma_1}{p_m} \left[ \frac{1}{n} + \alpha \left( 1 - \frac{p}{p_1} \right) \right], \quad (42)$$

où le rapport :

$$\frac{p}{p_1} = \frac{p_0}{p_1} \left( 1 + \frac{\beta}{\alpha} \right) \quad (56)$$

représente (n° 2) le degré de compression.

Au cas où  $p = p_0$ , c'est-à-dire où  $\beta = 0$ , cette expression devient :

$$Q_0 = 270\ 000 \frac{\gamma_1}{p_{m0}} \left[ \frac{1}{n} + \alpha \left( 1 - \frac{p_0}{p_1} \right) \right]. \quad (57)$$

La valeur de  $p_{m_0}$  est donnée par la formule (32), ou, si on connaît  $p_m$ , par la formule (33).

Le rapport :

$$\delta = \frac{Q_2 - Q_0}{Q_2} = 1 - \frac{Q_0}{Q_2} \tag{58}$$

représente encore l'influence *générique* de la compression.

Reprenons les exemples traités au n° 25.

Nous aurons les tableaux suivants :

MACHINE SANS CONDENSEUR							
$n$	$n_2$	$d$	$p_m$	$p_{m_0}$	$Q_2$	$Q_0$	$\delta$
1,25	1,24	81,27	65 167	66 083	13,84	13,85	0,07 p. 100
1,162	1,16	0	66 287	67 203	14,61	14,61	0
1	1	-109	67 647	68 563	16,65	16,61	-0, 2 p. 100

MACHINE A CONDENSEUR							
$n$	$n_2$	$d$	$p_m$	$p_{m_0}$	$Q_2$	$Q_0$	$\delta$
8	7	784	27 188	30 413	5,34	5,35	0,18 p. 100
7	6,26	0	29 908	33 133	5,54	5,54	0
6	5,46	- 863	32 563	36 221	5,81	5,71	-1, 7 p. 100

On voit qu'au point de vue *générique* les consommations diminuent quand on augmente le degré de détente, et que la compression cesse d'être avantageuse respectivement pour  $n = 1,162$  et  $n = 7$ , comme on l'a trouvé au n° 25.

27. Pour un degré de compression donné, la fermeture anticipée à l'échappement se mesure par la formule :

$$x = v \frac{p - p_0}{p_0}; \tag{11}$$

ou :

$$\beta = \alpha \frac{p - p_0}{p_0}. \tag{11 bis}$$

Le tableau suivant montre que dans les machines sans condenseur on peut obtenir de fortes compressions avec de faibles fermetures anticipées, et que, si on voulait comprimer pendant une fraction notable de la course, il faudrait augmenter l'espace nuisible :

MACHINE SANS CONDENSEUR							
$p_1$	$p_0$	$\frac{p}{p_1}$	$p$	$\alpha$	$\beta$	$\alpha$	$\beta$
51 650	11 500	1	51 650	0,05	0,175	0,02	0,070
»	»	0,75	38 737	»	0,056	»	0,022

Le tableau suivant, au contraire, montre que les machines à condenseur se prêtent beaucoup mieux aux longues compressions, et que les constructeurs pourront facilement atteindre des valeurs de  $\beta$  supérieures à 0,40 :

MACHINE A CONDENSEUR							
$p_1$	$p_0$	$\frac{p}{p_1}$	$p$	$\alpha$	$\beta$	$\alpha$	$\beta$
61 980	2 000	0,80	49 584	0,05	—	0,02	0,47
»	»	0,75	46 485	»	—	»	0,44
»	»	0,50	30 990	»	0,72	»	0,29
»	»	0,25	15 495	»	0,34	»	0,13
51 650	»	0,80	41 320	»	0,98	»	0,40
»	»	0,75	38 737	»	0,91	»	0,37
»	»	0,50	25 825	»	0,59	»	0,24
»	»	0,25	12 912	»	0,27	»	0,11
30 990	»	1	30 990	»	0,72	»	0,29
»	»	0,80	24 792	»	0,57	»	0,23
»	»	0,75	23 242	»	0,53	»	0,21
»	»	0,50	15 495	»	0,34	»	0,13
»	»	0,25	7 747	»	0,14	»	0,06

Quand la pression est très élevée, il faut réduire l'espace



nuisible pour avoir des valeurs admissibles de  $\beta$ . La valeur  $\beta=0,72$ , qui correspond à  $\alpha=0,03$ , n'est en effet pas pratique.

28. La compression élève le prix de la machine, car, à égalité de travail, le cylindre de la machine à compression est plus grand. Supposons en effet les courses des deux pistons égales, et calculons leurs surfaces  $S$  et  $S_0$ . Nous supposerons les données identiques : mêmes valeurs de  $p_2$ ,  $n$ ,  $C$ ,  $\alpha$ , et  $p_0$  : pour la machine à compression, nous ferons  $p = p_1$  ; pour l'autre,  $p = p_0$ .

Soient  $p_m$  et  $p_{m_0}$  les deux pressions moyennes effectives. Puisque le travail est le même, il faut qu'on ait :

$$p_m C S = p_{m_0} C S_0,$$

d'où :

$$S_0 = \frac{p_m S}{p_{m_0}}$$

Mais  $p_m$  est toujours inférieur à  $p_{m_0}$ . Donc on a :  $S_0 < S$ .

La compression est une cause de frottements, parce qu'il faut augmenter le poids du volant, si on veut que la marche soit aussi régulière. Mais c'est un bien faible inconvénient, si on le compare à l'économie réalisée sur la consommation de vapeur. De plus, la compression sert à rendre le mouvement de la machine plus doux : elle est d'autant plus nécessaire que la vitesse du piston est plus grande, et que les masses animées d'un mouvement alternatif sont plus considérables.

Dans des machines qui doivent produire du travail avec des pressions initiales différentes, il y aurait intérêt à pouvoir faire varier la fermeture anticipée — c'est-à-dire  $\beta$  — au moyen du mécanisme de distribution, de manière à se rapprocher toujours le plus possible, par la compression, de la pression initiale. Un pareil mécanisme ne semble pas difficile à construire.

## CHAPITRE II

Détermination graphique du travail des machines à vapeur.  
Diagrammes prévus.

**Machines monocylindriques.** — 29. La théorie est impuissante à déterminer à priori les conditions d'établissement d'une machine à vapeur : c'est donc seulement par analogie avec des machines du même type que celle qu'on veut construire qu'on pourra tracer à l'avance, avec une approximation suffisante, le diagramme probable du travail par coup de piston. Quant au véritable fonctionnement de la machine, à la détermination du rendement économique maximum, ce sont des points qui ne peuvent se fixer qu'après la construction, par des essais.

Tout d'abord, il est impossible d'évaluer avec certitude la perte de charge que subit la vapeur entre la chaudière et le cylindre : car la théorie de l'écoulement de la vapeur est loin d'être d'accord avec les faits. Dans certains cas les chiffres déduits des formules théoriques se sont trouvés trois et quatre fois plus faibles que les chiffres déduits de l'expérience. Dans ce qui va suivre, nous admettrons que la pression en chaudière est toujours supérieure à la pression d'admission, mais d'une quantité que l'expérience seule pourra déterminer.

Pendant l'admission la pression varie, notamment dans les distributions par tiroir, d'une quantité considérable, que le diagramme d'indicateur met bien en évidence. De la chute totale de pression dépend la position sur le diagramme du point figuratif où commence la détente, et le travail perdu est proportionnel à une surface qui dépend à son tour de la

forme de la courbe d'admission. Voyons si l'on peut à priori construire approximativement cette courbe.

Soit (fig. 6) *id* la chute totale de pression : la surface

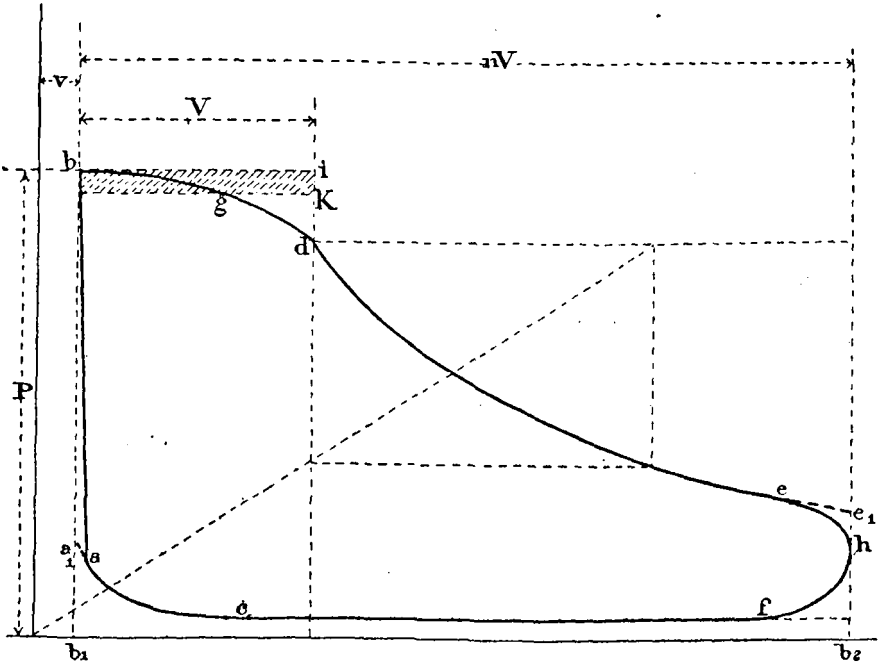


Fig. 6. — Diagramme théorique.

*bdi* représente la perte de travail, et par conséquent l'expression :

$$\frac{\text{surface } bdi}{bi} = ik$$

représente la chute moyenne de pression.

Admettons que *bg* et *gd* soient deux segments rectilignes. Nous aurons alors :

$$\frac{bi + gk}{2} \times ik + \frac{gk \times kd}{2} = bi \times ik;$$

d'où :

$$gk = \frac{bi \times ik}{id}.$$

Si donc on peut déduire de l'examen de machines analogues les chutes totale et moyenne de pression pendant l'admission, on pourra calculer  $gk$ , et, le point  $g$  étant ainsi déterminé, on fera passer une courbe par les points  $b$ ,  $g$  et  $d$ .

30. Les tableaux suivants renferment des données numériques que nous avons relevées nous-même sur des diagrammes d'indicateurs. Les valeurs des chutes totales  $d_t$  et des chutes moyennes  $d_m$  ne doivent être considérées, bien entendu, que comme des éléments approximatifs : car il n'est pas possible de déterminer rigoureusement sur un diagramme le point où commence la détente, pendant la marche normale d'une machine, à cause de l'allongement des tiges et du jeu des pièces en mouvement.

Ces chutes de pression varient sans doute en raison inverse des sections des conduites d'arrivée de vapeur, pour des machines identiques marchant à la même vitesse. Si la vitesse ou la section du piston viennent à changer, la section du tuyau ne se trouve plus dans les mêmes conditions et les chutes de pression varient.

Dans ce qui suit,  $S$  représente en mètres carrés la section du piston,  $s$  la section de la conduite de vapeur ;  $v = \frac{2cN}{60}$  est la vitesse moyenne du piston, en mètres par seconde ;  $\frac{Sv}{s}$  est la vitesse d'écoulement de la vapeur dans la conduite ;  $\frac{nV}{V}$  est le degré nominal de détente,  $P$  est la pression absolue à l'admission, en kilogrammes par centimètre carré ;  $d_t$  et  $d_m$  sont les chutes totale et moyenne de pression, exprimées en fractions de  $P$ .

TABLEAU I

DISTRIBUTION	MACHINES	N°	S	s	v	$\frac{Sv}{s}$	$\frac{nV}{\sqrt{v}}$	P	$d_1$	$d_m$
Un cylindre à tiroir simple.....	A	1	1,0250	0,0181	0,82	46	6,85	2,81	17	5,3
		2	0,2454	0,0082	0,70	20	2,50	3,89	négligeables	
Petit cylindre d'une machine Woolf à tiroir et plaque de détente.....	B	3	»	»	»	»	3,80	4,20		
		4	0,3442	0,0185	1,25	23	2,60	5,59	12	5
Petit cylindre d'une machine Woolf à tiroir et plaque de détente.....	C	5	»	»	»	»	2,60	5,70	18	5,6
		6	»	»	»	»	2,04	5,51	16	7,3
Petit cylindre d'une Woolf à tiroir et plaque de détente.....	D	7	—	—	3,47	—	4,27	4,61	34	13
		8	—	—	3,53	—	»	4,69	22	7
Petit cylindre d'une compound à tiroir et plaque de détente..	E	9	0,2231	0,0185	1,34	16,18	5,00	5,26	15	2
Un cylindre à tiroir et plaque de détente.....	F	10	0,5191	0,0102	1,13	57	4,33	3,80	15	9
		11	»	»	»	»	3,84	3,82	10	7
Un cylindre à tiroir et plaque de détente.....	G	12	0,3696	0,0102	1,22	44	3,16	4,00	22	8
		13	»	»	»	»	1,95	3,65	35	17
Petit cylindre d'une Woolf à tiroir et plaque de détente.....	H	14	0,4266	0,0181	0,98	23	3,20	4,52	10	2
		15	»	»	»	»	2,75	4,62	12	3
Petit cylindre d'une Woolf à tiroir et plaque de détente.....	I	16	0,2454	0,0181	1,30	17	4,53	5,29	17	7
		17	»	»	»	»	3,64	5,15	12	5
		18	»	»	»	»	3,53	5,19	12	2,7

Ce sont toutes des machines fixes de construction anglaise. Le tableau suivant se rapporte à des machines de construction française, dont plusieurs données nous faisaient défaut. Ce sont trois machines fixes et une machine Woolf marine.

TABLEAU II

DISTRIBUTION	MACHINES	n°	$v$	$\frac{nV}{V}$	P	$d_i$	$d_m$
Petit cylindre d'une compound à soupapes type Sulzer.....	K	19	1,42	14,28	7,60	p. 100 2	p. 100 —
		20	"	6	7,33	18	3
		21	"	3,75	6,40	17	2
		22	"	1,70	6,53	14	4,7
Grand cylindre de la même machine, à tiroir simple.....	K	23	"	2,5	1,20	17	6,6
		24	"	"	1,66	28	8,8
		25	"	"	1,86	28	10
		26	"	"	2,60	28	11
Petit cylindre d'une compound à soupapes type Sulzer.....	L	27	1,70	7,14	7,26	14	1
Grand cylindre de la même machine, à tiroir simple.....	L	28	"	2,85	1,66	32	11
Petit cylindre d'une compound à distribution Meyer.....	M	29	1,40	8	6,53	2,6	—
		30	"	2,40	6,93	14	4
		31	"	1,44	7,46	4,4	4,5
Grand cylindre de la même machine, à tiroir simple.....	M	32	"	1,43	1,06	13	5,6
		33	"	"	2,00	27	12
		34	"	"	2,66	20	9
Petit cylindre d'une machine Woolf marine $\frac{Sv}{s} = 28,57$	N	35	2,70	5	3,37	4	15
		36	"	3,12	"	20	6
		37	"	1,60	"	16	8
		38	"	1,33	3,25	11	5,3
		39	"	1,28	3,62	12	5

On remarquera que la distribution à déclin Sulzer donne des dépressions moyennes assez faibles, mais que la chute totale de pression est sensible : il est vrai que les conduites

de ces machines sont courtes et droites, et que par conséquent les condensations et les frottements de la vapeur contre les parois sont peu de chose ; mais on ne peut pas produire une fermeture instantanée des lumières, ni supprimer complètement tout laminage. Lorsque l'admission est très petite, et comprise entre 10 p. 100 et 15 p. 100, les chutes de pression sont insignifiantes. C'est ce qui se voit dans notre diagramme n° 19, relevé sur une Sulzer ; il en est de même des Corliss. Du reste, le laminage de la vapeur n'est pas seul à intervenir.

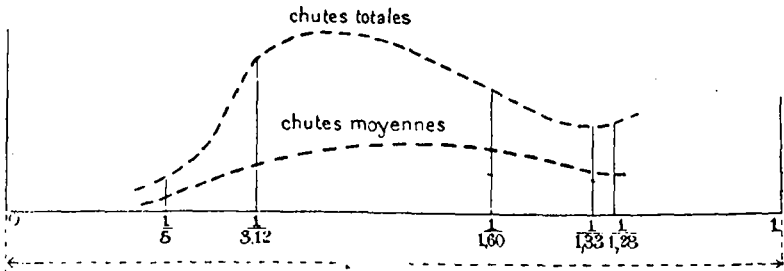


Fig. 7. — Courbes des dépressions. Machine marine.

31. La vitesse du fluide a aussi une grande influence. M. Cornut, en expérimentant une machine Corliss où l'admission restait complètement ouverte pendant  $\frac{5}{10}$  de la course, a observé que pendant ce temps la chute de pression variait avec la vitesse de la vapeur. Or ici la section d'admission restait rigoureusement constante pendant la moitié de la course, et par conséquent la vitesse de la vapeur était proportionnelle à celle du piston : la perte de charge n'était pas due à un laminage.

Lorsque les conduites de distribution sont longues et sinucuses, le frottement de la vapeur contre les parois intervient comme troisième élément. De tout ce qui précède il ressort qu'il ne faut pas exagérer la vitesse d'écoulement de la vapeur dans la conduite d'admission, si l'on veut réduire la perte de charge entre la conduite et le cylindre. Cette vitesse varie d'ailleurs beaucoup, suivant les constructeurs. Elle est comprise entre 20 et 60 mètres.

Nous ne pouvons pas chercher à établir une loi suivant

laquelle varieraient les pertes de charge suivant les conditions d'établissement des machines. Nous avons seulement tracé la courbe des dépressions pour la machine marine N (fig. 7), en portant en abscisses les volumes d'admission, et en ordonnées les pertes de charge correspondantes, rapportées à la pression initiale P. On voit qu'entre zéro et la pleine admission il y a un degré de détente correspondant à un maximum de perte de charge.

32. Proposons-nous maintenant de tracer le diagramme probable d'une machine monocylindrique (fig. 6).

Soit  $nV$  le volume engendré par coup de piston, P la pression initiale. Admettons les données suivantes, qui sont vraies dans bien des cas :

$$\begin{aligned} id &= 0,15 P; \\ ik &= 0,05P. \end{aligned}$$

Soit  $P = 6$  kilogrammes par centimètre carré. On en déduit :  $id = 0^k,90$  ;  $ik = 0^k,30$ .

Or :

$$li = 30^{mm}.$$

Donc :

$$gk = \frac{30 \times 0,30}{0,90} = 10^{mm}.$$

Ceci détermine le point  $g$ , et par les points  $b, g, d$ , on fera passer la courbe d'admission.

La détente commence en  $d$  ; et on construira la courbe de détente  $dee_1$ , dans l'hypothèse de la loi de Mariotte.

Au point  $e$  commence l'échappement : la pression tombe suivant une loi inconnue. Nous admettrons qu'en  $f$ , à  $1/10$  à peu près de la course, la vapeur ait atteint la contre-pression prévue : et il faudra tracer à la main, par analogie avec des diagrammes effectivement relevés sur des machines, la courbe  $ehf$ .

La droite  $fc$ , parallèle à l'axe des volumes, représentera la contre-pression. En général, le parallélisme n'est pas parfait, et la courbe est légèrement inclinée depuis  $f$  vers  $g$  ; mais ce n'est



pas la peine de s'en préoccuper. La question importante consiste plutôt à fixer à priori la valeur de la contre-pression. Elle est toujours plus forte que la pression au condenseur : on peut admettre en moyenne une surcharge de  $0^k,06$ , et avec des lumières d'échappement amplement calculées on peut avoir sous le piston une contre-pression de  $0^k,260$ .

La compression commence au point  $c$ , et la courbe de compression sera une hyperbole équilatère  $ca_1$ . En  $a$  commence

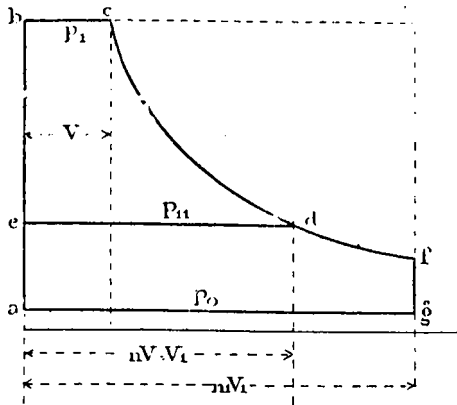


Fig. 8. — Machine compound. Diagramme théorique.

l'admission anticipée : ce point nous est donné, comme les points  $a$  et  $e$ , par l'épure de distribution ; et en joignant par une droite les points  $a$  et  $b$ , nous aurons complété notre diagramme.

Il faudra dans chaque cas procéder par analogie avec des diagrammes réels, pour la détermination de certaines données : à cette condition, la méthode que nous indiquons conduit, nous semble-t-il, à des résultats très satisfaisants. Si la longueur  $b_1, b_2$  représente la course  $C$  du piston, le diagramme de la figure 6 doit être celui qu'on relèverait avec l'indicateur : il suffit alors de mesurer son aire avec un planimètre et de la diviser par  $b_1, b_2$  pour avoir la pression effective moyenne  $p_m$  sur le piston.

**Machines compound et à triple expansion.** — 33. Dans les machines compound la vapeur, au sortir du petit cylindre, s'échappe

dans un réservoir intermédiaire qui à son tour fournit de la vapeur au grand cylindre. Au point de vue géométrique, il est aisé de voir qu'en négligeant les espaces nuisibles et les chutes de pression produites par le passage de la vapeur à travers les conduites, le travail produit est égal au travail que produirait une machine monocylindrique dont le cylindre aurait les dimensions du grand cylindre de la compound.

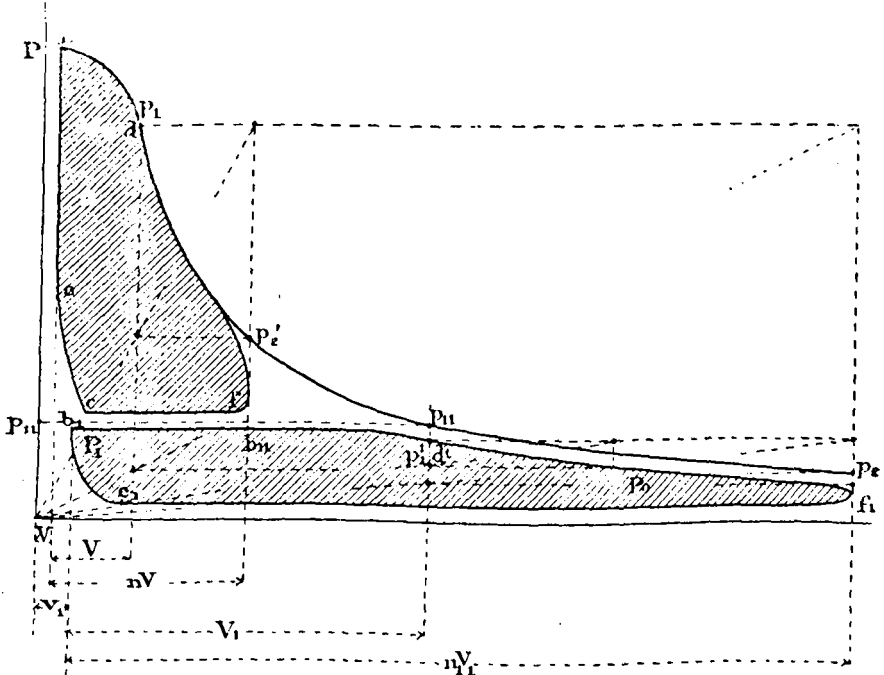


Fig. 9. — Machine compound. Diagrammes totalisés.

Soit en effet  $V$  (fig. 8) le volume de vapeur admis dans un cylindre dont le volume est  $n_1 V_1$ . En tenant compte de la contre-pression  $p_0$ , et en admettant la loi de Mariotte, le travail recueilli est représenté par la surface  $abcdfga$ . Rien n'empêche de partager ce diagramme par une parallèle à l'axe des volumes : de sorte que le travail total se trouve réparti en deux fractions, représentées par les aires  $ebcde$  et  $edfgae$ . On aurait alors deux cylindres : l'un à haute pression, dont le volume total serait  $ed = nV$  avec une admission

$bc = V$ , et l'autre à basse pression, ayant pour volume total  $ag = n_1 V_1$ , et pour volume d'admission  $ag = V_1$ . Dans les diagrammes totalisés, le point  $d$  représente en même temps la pression finale dans le petit cylindre, la pression au réservoir et la pression d'admission au grand cylindre. On voit que dans cette hypothèse la compound utiliserait tout le travail totalisé.

Malheureusement, la valeur économique de la machine ne peut pas se mesurer géométriquement, à cause des phénomènes thermiques : dans l'étude d'un projet, il faut choisir les degrés de détente d'après des types connus, et déterminer les dimensions des cylindres, non pas en rendant maximum la surface totalisée des diagrammes, mais en rendant les deux surfaces égales, de façon à bien répartir le travail sur l'arbre de couche.

34. En réalité, nous avons dans le petit cylindre (fig. 9) un volume de vapeur  $V + v$ , qui se détend jusqu'au volume  $v + nV$ ,  $v$  étant l'espace nuisible, et  $nV$  le volume engendré par le petit piston dans sa course.

La pression finale sera :

$$p'_2 = p_1 \frac{v + V}{v + nV}. \quad (1)$$

Soit  $p_{11}$  la pression dans le réservoir; nous la supposons constante, ce qui est très admissible, vu les grandes dimensions du réservoir. Admettons pour un instant que  $p_{11}$  représente également la contre-pression dans le petit cylindre et la pression d'admission au grand cylindre, et proposons-nous de déterminer  $p_{11}$ .

Par coup de piston, le petit cylindre fournit au réservoir un poids de vapeur  $\gamma'_2(v + nV)$ , et à son tour le réservoir fournit au grand cylindre un poids  $\gamma_{11}(v_1 + V_1)$ ,  $\gamma'_2$  et  $\gamma_{11}$  étant les densités. Evidemment, à l'état de régime, ces poids sont égaux, et on peut écrire :

$$\gamma'_2(v + nV) = \gamma_{11}(v_1 + V_1).$$

Mais les densités sont proportionnelles aux pressions  $p'_2$  et  $p_{11}$ . Par conséquent, la relation précédente peut s'écrire :

$$p'_2(v + nV) = p_{11}(v_1 + V_1);$$

d'où :

$$p_{11} = p'_1 \frac{v + n V}{v_1 + V_1} \quad (2)$$

Donc le point figuratif de  $p_{11}$  se trouve sur l'hyperbole équilatère, et son abscisse correspond au volume  $(v_1 + V_1)$ . Du moment où ce volume se trouve fixé, on en déduit la valeur de  $p_{11}$ .

Il semblerait que la pression au réservoir dût être supérieure à la valeur  $p_{11}$  ainsi calculée. Mais, d'après M. Widmann, il résulte de l'expérience que c'est à cette valeur qu'il faut s'en tenir. Dans l'étude d'une compound, on calculera donc ainsi la pression probable au réservoir, et, ceci fait, on pourra tracer sans difficultés les diagrammes, en tenant compte des chutes de pression d'après les données pratiques. Il suffira en effet de tracer les droites  $cf$  et  $b_1 b_{11}$ , l'une au-dessus, l'autre au-dessous de  $p_{11}$ , puis chacun des diagrammes se construira d'après la méthode que nous avons indiquée plus haut. En général, on admettra pour valeur de la contre-pression au petit cylindre  $(p_{11} + 0,06 p_{11})$ , et pour valeur de la pression d'admission au grand cylindre  $P_1 = (p_{11} - 0,06 p_{11})$ .

Nous avons mesuré sur les diagrammes des machines compound K et M (tableau II) l'écart moyen  $d_0$  entre la contre-pression  $p'_0$  au petit cylindre et la pression d'admission au grand cylindre. Voici les résultats de ces mesures : les écarts sont exprimés en fractions de  $p'_0$  :

MACHINE	N° DU DIAGRAMME	$d_0$
K	19	$\frac{p_0}{100}$ 8,3
»	20	9
»	21	13
»	22	12,8
M	29	11
»	30	16
»	31	15

La mesure des surfaces des deux diagrammes, faite à l'aide du planimètre, permet de s'assurer si le travail est également

réparti entre les deux pistons; et si cela n'est pas, on y parviendra par tâtonnements, en disposant des éléments qu'on se donne comme variables.

35. Ces diagrammes totalisés, nécessaires pour l'étude de la machine, ne sont pas ceux que fournirait l'indicateur. Ceux-ci s'obtiennent en prenant une droite  $ab$ , représentative de la course du piston C (fig. 10), et en rapportant à chaque point la pression correspondante.

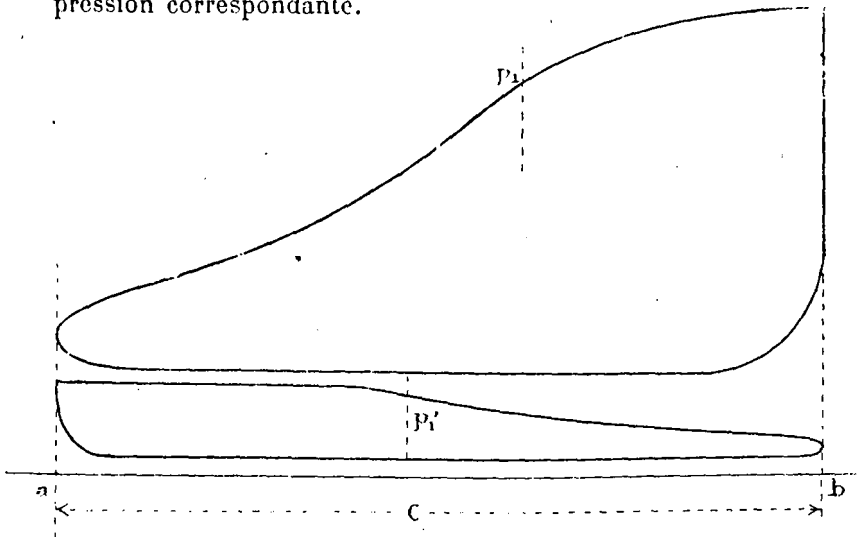


Fig. 10. — Machine compound. Diagrammes d'indicateur.

Les diagrammes totalisés permettent de mesurer directement le travail par coup de piston; les diagrammes d'indicateur servent à déterminer la pression moyenne sur chaque piston.

La pression moyenne qu'il faudrait appliquer au grand piston pour produire le même travail est facile à calculer :

Soient  $p_m$  et  $p'_m$  les pressions moyennes effectives, déduites des diagrammes d'indicateur pour le petit et le grand cylindre. Le travail par coup de piston est proportionnel à la somme  $(p_m S + p'_m S_1)$ , où  $S$  et  $S_1$  représentent les surfaces des pistons.

La pression moyenne rapportée au grand cylindre sera :

$$P_m = \frac{p_m S + p'_m S_1}{S_1};$$

et en posant  $\frac{S_1}{S} = m$ , on aura :

$$P_m = \frac{p_m}{m} + p'_m. \quad (3)$$

36. *Exemple numérique.* Soient :

$$v = 0^{\text{m}},020$$

$$V = 0^{\text{m}},100$$

$$nV = 0^{\text{m}},250$$

$$v_1 = 0^{\text{m}},050$$

$$V_1 = 0^{\text{m}},450$$

$$n_1 V_1 = 1^{\text{m}},000.$$

$P = 6$  kilogrammes par centimètre carré.

Admettons pour la chute totale de pression pendant l'admission la valeur  $d_1 = 0,15 P$ ; nous aurons :

$$p_1 = P - 0,15 P = 5^{\text{k}},10.$$

On en déduira :

$$p'_1 = 5,10 \frac{0,020 + 0,100}{0,020 + 0,250} = 2^{\text{k}},26;$$

et :

$$p_{11} = 2,26 \frac{0,020 + 0,250}{0,050 + 0,450} = 1^{\text{k}},22.$$

Par analogie avec des machines semblables, nous admettrons que la contre-pression  $c_f$  (fig. 9) a pour valeur :

$$p_{11} + 0,06 p_{11} = 1^{\text{k}},29,$$

que la pression d'admission au grand cylindre a pour valeur :

$$P_1 = p_{11} - 0,06 p_{11} = 1^{\text{k}},15,$$

et que la chute de pression pendant l'admission au grand cylindre est :

$$P_1 - p'_1 = 0,15 P_1 = 0^{\text{k}},17.$$

Ceci déterminera le point  $d_1$  où commence la détente dans le grand cylindre. Les diagrammes s'achèveront comme nous l'avons dit plus haut.

La mesure des aires de ces diagrammes nous donnera :

$$\begin{array}{rcl} \text{Surface du diagramme du petit cylindre} & = & 7^{\text{e}},50 \\ \text{— grand —} & = & 6^{\text{e}},80. \end{array}$$

C'est un résultat très admissible pour des diagrammes prévus.

Le travail de chaque cylindre se détermine très rapidement. Dans notre figure, les abscisses sont à l'échelle de 1<sup>mm</sup> pour 0<sup>m</sup>,01, et les ordonnées à l'échelle de 1<sup>mm</sup> pour 1000 kilogrammes par mètre carré. Donc 0,01 × 1000 = 10 kilogrammètres sont représentés par 1 millimètre carré, soit 1000 kilogrammètres par centimètre carré. Dès lors on a, pour un coup de piston :

$$\begin{array}{rcl} \text{Travail du petit piston} & = & 7\,500 \text{ kilogrammètres} \\ \text{— grand —} & = & 6\,800 \text{ —} \\ \text{Travail total} & = & \frac{14\,300}{—} \text{ —} \end{array}$$

Soit N = 50 le nombre de tours par minute. On aura :

$$\text{Travail indiqué} = \frac{14\,300 \times 2 \times 50}{75 \times 60} = 318 \text{ chevaux.}$$

Le degré de détente sera :

$$\frac{v_1 + n_1 V_1}{v + V} = \frac{0,050 + 1,000}{0,020 + 0,100} = 8,75,$$

et le degré de détente nominale sera :

$$\frac{n_1 V_1}{V} = \frac{1,000}{0,100} = 10.$$

D'autre part, nous avons :

$$\frac{n V}{n_1 V_1} = \frac{0,250}{1,000} = \frac{1}{4}.$$

Donc :

$$\frac{CS}{CS_1} = \frac{S}{S_1} = \frac{1}{4}.$$

Soit donc : S = 1963<sup>eq</sup>,5, ce qui correspond à un diamètre de 0<sup>m</sup>,500. On en déduira :

$$S_1 = 7854^{\text{eq}}, \text{ soit un diamètre de } 1^{\text{m}},000.$$

Et la course sera :

$$C = \frac{0,250}{0,196} = \frac{1,000}{0,783} = 1^m,270.$$

Passons à l'étude des diagrammes d'indicateur (fig. 10). Nous trouverons :

$$\begin{array}{l} \text{Surface du diagramme du petit cylindre} = 30^m,00 \\ \text{— grand —} = 6^m,80. \end{array}$$

Or la course C est représentée par 10 centimètres. On en déduit pour les ordonnées moyennes les valeurs :

$$\frac{30}{10} = 3^m; \text{ et } \frac{6,80}{10} = 0^m,68;$$

qui correspondent aux pressions moyennes suivantes :

$$\begin{array}{l} p_m = 3^{\text{kg}} \quad \text{par centimètre carré,} \\ p'_m = 0^{\text{kg}},68 \quad \text{—} \end{array}$$

Et le travail par coup de piston sera représenté par l'expression :

$$S p_m C + S_1 p'_m C = 14300 \text{ kilogrammètres.}$$

résultat déjà trouvé.

La pression moyenne rapportée au grand piston serait :

$$P_m = \frac{p_m}{m} + p'_m = \frac{3}{4} + 0,68 = 1^{\text{kg}},43.$$

**Machines à détente par cascade.** — 37. Dans le cas de machines à détente par cascade, le calcul ne présente pas plus de difficultés. On construit, d'après les données fixées à priori, les diagrammes totalisés; puis on vérifie si le travail est également réparti entre les cylindres; et si les résultats laissent à désirer, on procède par tâtonnements, en faisant varier les admissions.

Nous allons nous proposer de tracer les diagrammes totalisés d'une machine à triple expansion (fig. 11).

Soient :

$$\begin{array}{l} P = 9^{\text{kg}}, \\ v = 0,030 \quad V = 0,148 \quad n V = 0,246 \quad \text{pour le petit cylindre,} \\ v_1 = 0,070 \quad V_1 = 0,270 \quad n_1 V_1 = 0,540 \quad \text{— cylindre moyen,} \\ v_{11} = 0,150 \quad V_{11} = 0,876 \quad n_{11} V_{11} = 1,500 \quad \text{— grand cylindre.} \end{array}$$



Nous suivrons exactement la même méthode que dans le cas précédent : nous déterminerons ainsi  $p_{11}$ , ce qui nous permettra d'achever la construction du diagramme (H.P.) du cylindre à haute pression ; puis nous déterminerons  $p'_{11}$ , et nous achèverons le tracé du diagramme (M.P.) du cylindre à moyenne pression, et celui du diagramme (B.P.) à basse pression.

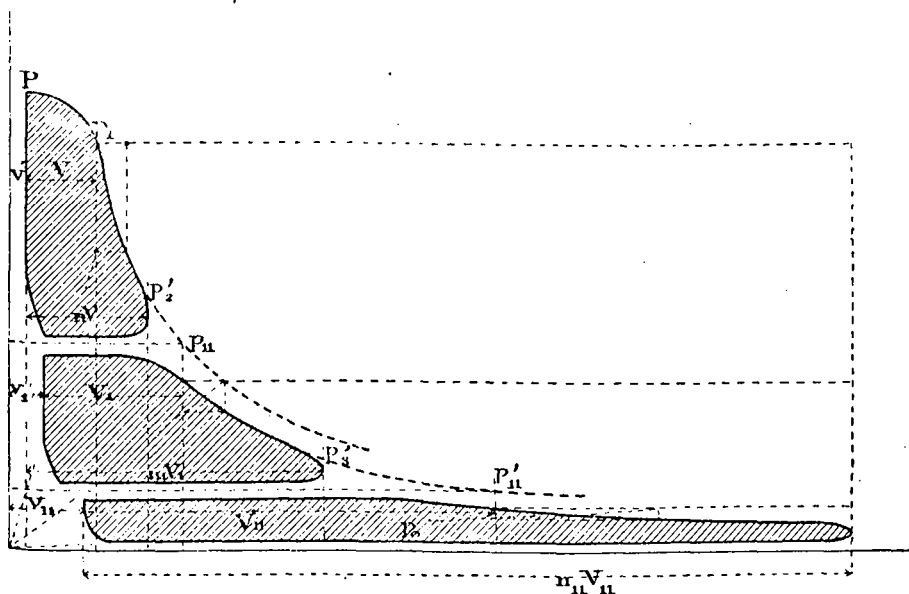


Fig. 11. — Machine à triple expansion. Diagrammes totalisés.

Dans la figure 11, les abscisses sont à l'échelle de  $0^{\text{mm}},66$  pour  $0^{\text{m}},01$ , et les ordonnées à l'échelle de  $0^{\text{mm}},66$  pour 1000 kilogrammes par mètre carré. Donc 1000 kilogrammètres sont représentés par  $4/9$  de centimètre carré.

En mesurant les aires de ces diagrammes au moyen du planimètre, on trouve :

	Par coup de piston.
Surface du diagramme; H. P.	3 <sup>sq</sup> ,33 soit 7 500 kilogrammètres
— M. P.	4 <sup>sq</sup> ,13 — 9 300 —
— B. P.	4 <sup>sq</sup> ,26 — 9 600 —
	Travail total : 26 400 —

Soit  $N = 70$ . On en déduit :

Travail indiqué H. P.	233,23	chevaux
— M. P.	289,23	—
— B. P.	298,56	—
Travail indiqué total :	821,04	—

Le degré de détente sera :

$$\frac{1,500 + 0,130}{0,146 + 0,030} = 9,37,$$

et en négligeant les espaces nuisibles, on aura le degré de détente nominale :

$$\frac{1,500}{0,146} = 10,27.$$

**Machines Woolf.** — 38. Nous considérerons d'abord le cas théorique d'une machine Woolf sans espaces nuisibles et sans

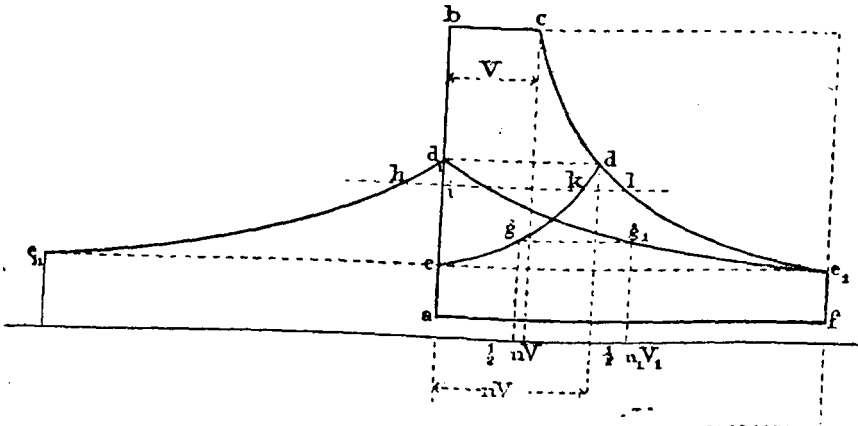


Fig. 12. — Machine Woolf. Diagramme théorique.

capacité intermédiaire. Le volume de vapeur  $V$ , admis dans le petit cylindre, s'y détend, puis est directement admis dans le grand cylindre, dont le volume est  $n_1 V_1$ . Traçons le diagramme  $b c e_1 f a b$  (fig. 12); il représente le travail total que fournirait le grand cylindre, où l'on admettrait le volume de vapeur  $V$ . Soit  $dd_1$  le volume  $nV$  du petit cylindre; proposons-nous de déterminer la courbe représentative de la contre-pression sous le petit piston.

Dans l'hypothèse de la loi de Mariotte, la pression au point  $d$  est donnée par la formule :

$$p'_2 = p_1 \frac{V}{nV}. \quad (1)$$

C'est la pression au début de l'échappement.

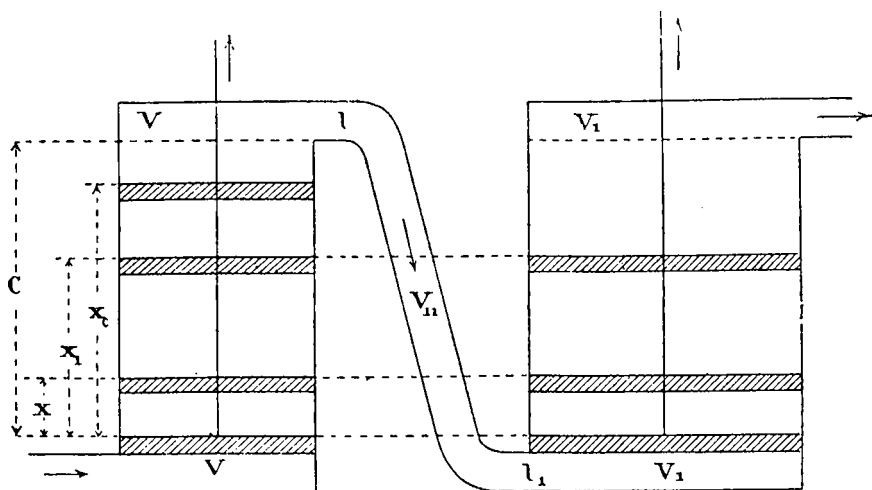


Fig. 13. — Machine Woolf. Croquis schématique.

Soit  $x$  la fraction de course parcourue par les pistons (fig. 13) ; le volume renfermé entre les pistons a pour valeur :

$$S(C - x) + S_1 x,$$

Set  $S_1$  étant les surfaces des pistons. Soit  $p_x$  la pression correspondante. Si nous admettons que la vapeur suive encore la loi de Mariotte, nous pourrions écrire la relation suivante :

$$p_x [S(C - x) + S_1 x] = p'_2 nV.$$

Posons  $\frac{S_1}{S} = m$  ; la relation devient :

$$p_x = p'_2 \frac{nV}{nV + Sx(m - 1)}. \quad (2)$$

Cette formule permet de tracer par points la courbe  $dge$  (fig. 12) :

$$\text{Pour } Sx = \frac{1}{2} nV, \text{ on trouve : } p_x = p'_2 \frac{2}{1 + m};$$

$$\text{— } Sx = nV \quad \text{— } p_x = p'_2 \frac{1}{m}.$$

Cette courbe  $dge$  partage le diagramme total  $e, fab$  en deux diagrammes  $bcdeb$  et  $ede, fa$ , correspondant chacun à l'un des cylindres de la machine Woolf : de sorte que dans l'hypothèse où nous nous sommes placés, la Woolf est équivalente à une machine monocylindrique qui aurait pour dimensions celles du grand cylindre de la Woolf.

Lorsque le grand piston a parcouru une fraction  $x$  de sa course, la pression dans le grand cylindre est encore donnée par la formule (2) :

$$p_1 = p'_1 \frac{nV}{nV + Sx(m-1)}.$$

On obtiendra donc la courbe de détente du grand cylindre en prenant la transformée par rapport aux volumes de la courbe de contre-pression  $dge$  : le point  $d$  donnera  $d_1$  au début de la course, le point  $g$  donnera  $g_1$  à mi-course, et le point  $e$  donnera  $e_1$  à fin de course. D'une façon générale, sur une parallèle  $il$  à l'axe des volumes, le point  $k$  sera déterminé par la relation :

$$\frac{lk}{ki} = \frac{d_1l_1}{d_1l_1f}.$$

On en déduira aisément la courbe de détente  $d_1, g_1, e_1$ , et les diagrammes seront :  $bcdeb$  pour le petit cylindre, et  $d_1, e_1, f, a, d_1$  pour le grand cylindre.

Rankine a indiqué une méthode très simple pour construire le diagramme du grand cylindre : il suffit de tracer une parallèle  $hl$  à l'axe des volumes, et de prendre  $hi = kl$ . Le lieu des points  $h$  nous donne la transformée que nous cherchons : en effet, nous avons alors :

$$hi + ik = ik + kl,$$

et le volume de vapeur compris entre les deux pistons est représenté par  $kh = il$ .

39. Passons maintenant au cas d'une machine réelle, ayant des espaces nuisibles, et un volume intermédiaire constitué par la conduite qui relie les deux cylindres.

Soient :

$v$	l'espace nuisible du petit cylindre,
$v_1$	— — grand —
$v_{11}$	le volume intermédiaire,
$V$	— d'admission,
$nV$	— engendré pendant la course du petit piston,
$n_1 V_1$	— — — grand —
$p_1$	la pression à la fin de l'admission.

Si nous supposons la détente poussée jusqu'à la fin de la course dans le petit cylindre, la pression à la fin de la course sera donnée par la formule :

$$p'_2 = p_1 \frac{v + V}{v + nV}. \quad (3)$$

Lorsque les pistons auront parcouru une fraction  $x$  de leur course (fig. 13), nous aurons ;

$$p_x [(C - x) S + v + v_{11} + v_1 + S_1 x] = p'_2 [CS + v + v_1 + v_{11}];$$

d'où :

$$p_x = p'_2 \frac{nV + v + v_1 + v_{11}}{nV + v + v_1 + v_{11} + Sx(n-1)}. \quad (4)$$

Supposons qu'au moment où les pistons auront parcouru une fraction  $x_1$  de leur course la lumière d'admission  $l_1$  du grand cylindre se ferme. A ce moment la pression  $p_{x_1}$  sera donnée par la formule :

$$p_{x_1} = p'_2 \frac{nV + v + v_1 + v_{11}}{nV + v + v_1 + v_{11} + Sx_1(n-1)}. \quad (5)$$

A partir de ce moment, le petit piston comprime la vapeur dans le cylindre et l'espace intermédiaire. Après une fraction de course  $x_{11} > x_1$ , nous aurons la pression  $p_{x_{11}}$  par la formule :

$$p_{x_{11}} [S(C - x_1) + v + v_{11}] = p_{x_1} [S(C - x_{11}) + v + v_{11}];$$

d'où :

$$p_{x_{11}} = p_{x_1} \frac{nV - Sx_1 + v + v_{11}}{nV - Sx_{11} + v + v_{11}}. \quad (6)$$

Dans le grand cylindre, tant que la lumière d'admission était ouverte, la pression était donnée par la formule (4) :

$$p_x = p'_2 \frac{nV + v + v_1 + v_{11}}{nV + v + v_1 + v_{11} + Sx(m-1)}. \quad (7)$$

Du moment où l'admission se trouve fermée, le volume de vapeur ( $v_1 + Sx_1$ ) renfermé dans le grand cylindre à la pression  $p_{x1}$  se détend en suivant la loi de Mariotte, et pour une

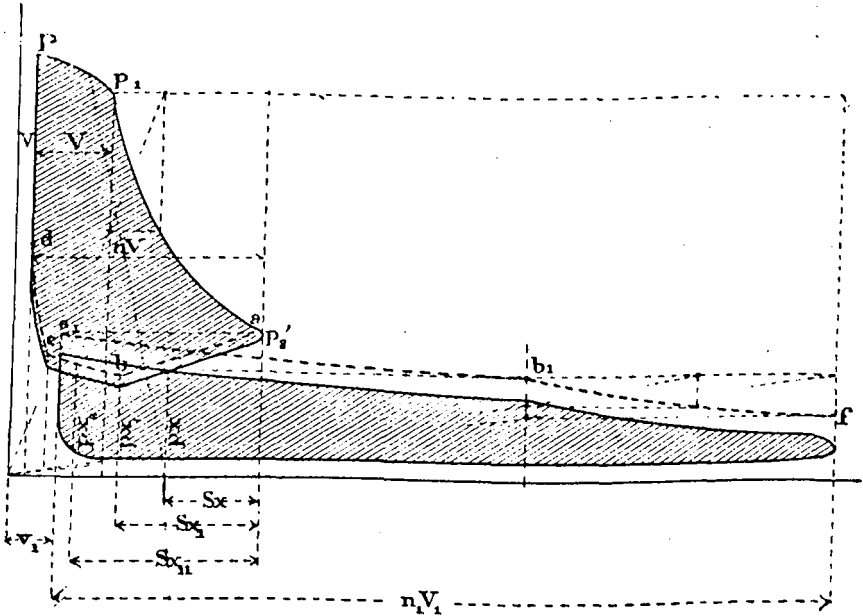


Fig. 14. — Machine Woolf. Diagrammes totalisés.

fraction de course  $x_{11} > x_1$ , la pression sera donnée par la formule :

$$p_{x11} = p_{x1} \frac{v_1 + Sx_1}{v_1 + Sx_{11}}. \quad (8)$$

Il peut arriver que la lumière d'échappement  $l$  du petit cylindre se ferme avant la fin de la course du petit piston, lorsque la lumière  $l_1$  est déjà fermée depuis un certain temps : soit après une fraction de course  $x_c > x_1$ .

La pression de la vapeur à cet instant s'obtiendra en remplaçant dans la formule (4)  $Sx$  par  $Sx_c$  :

$$p_c = p'_2 \frac{nV + v + v_1 + v_{11}}{nV + v + v_1 + v_{11} + Sx_c (n - 1)} \quad (9)$$

A partir de ce moment, la pression demeurera constante dans l'espace intermédiaire. Dans le petit cylindre, le piston continuera à comprimer le volume  $v + S(C - x_c) = v + nV - Sx_c$  et après une fraction de course  $x_{c1} > x_c$ , nous aurons :

$$p_{c1} = p_c \frac{v + nV - Sx_c}{v + nV - Sx_{c1}} \quad (10)$$

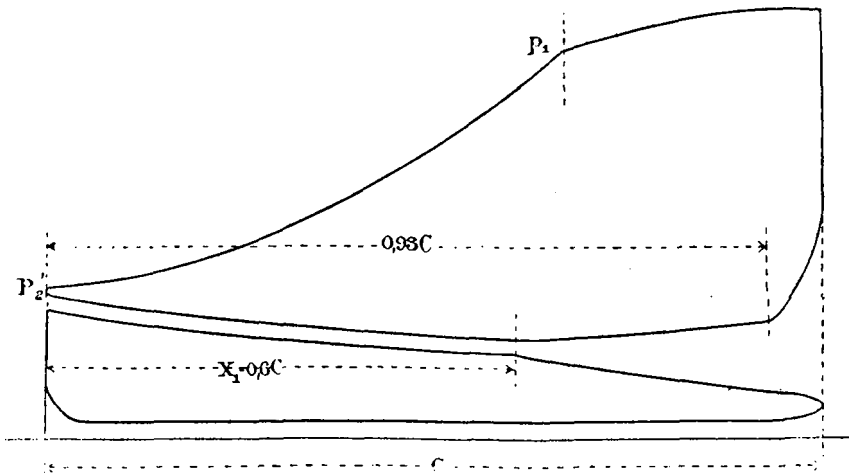


Fig. 15. — Machine Woolf. Diagrammes d'indicateur.

Nous sommes maintenant en mesure de construire les diagrammes totalisés, et de déterminer la puissance de la machine.

40. Prenons un exemple : soit à construire une machine Woolf d'après les données suivantes :

$$V = 0^{\text{m}^3},050; nV = 0^{\text{m}^3},150; v = 0^{\text{m}^3},010; \\ n_1V_1 = 0^{\text{m}^3},500; v_1 = 0^{\text{m}^3},030.$$

L'espace intermédiaire sera grand, comme dans les machines marines, soit :

$$v_{11} = 2 nV = 0^{\text{m}^3},300.$$

Nous avons tracé (fig. 14) les diagrammes totalisés, dans l'hypothèse que la lumière  $l_1$  se ferme à 0,60 de la course, et que la compression commence dans le petit cylindre à 0,93 de la course. La courbe de contre-pression est la ligne pointillée  $abcd$  :  $ab$  correspond à la libre communication entre les cylindres,  $bc$  à la fermeture de l'admission au grand cylindre,  $cd$  à la compression au petit cylindre. Mais en pratique la courbe  $abcd$  subit une dépression, et nous avons tracé parallèlement et un peu au-dessous une ligne qui sera pour nous la courbe de contre-pression ; la chute de pression dépend de la grandeur du réservoir. De même, dans le diagramme du grand cylindre,  $a_1b_1$  est la transformée de  $ab$ , et  $b_1f_1$  est la courbe de détente après la fermeture de la lumière  $l_1$ . Mais il faut aussi tenir compte d'une chute de pression, et tracer le diagramme du grand cylindre un peu au-dessous de la ligne pointillée  $a_1b_1f_1$ .

Dans la figure 13 sont représentés les diagrammes d'indicateur, déduits des diagrammes totalisés.





## CHAPITRE III

### RÉGULATEURS DE VITESSE A FORCE CENTRIFUGE

Généralités. — Cas théorique où on néglige les résistances. — Régulateur de Watt. — Vitesse angulaire. — Sa construction graphique. — Dispositifs divers du régulateur de Watt. — Régulateur américain, ou de Porter. — Formules applicables à ses divers dispositifs. — Diagramme théorique du régulateur. — Stabilité et sensibilité théoriques. — Isochronisme. — Exemples et discussions. — Résistance additionnelle due à l'organe de réglage. — Diagrammes, ou courbes pratiques. — Stabilité et sensibilité pratiques. — Limites du fonctionnement pour la course entière. — Travail du régulateur. — Energie, ou puissance. — Régulateurs de Watt et de Porter, en tenant compte de la résistance due à l'organe de réglage. — Exemples et discussions. — Séries de régulateurs Porter. — Applications. — Diagrammes polaires.

**Généralités.** — 41. Les variations accidentelles de la puissance ou de la résistance produisent dans les machines des variations de vitesse, et, pour maintenir les écarts entre des limites déterminées, on a été amené à leur appliquer des régulateurs de vitesse.

Les régulateurs employés dans les machines à vapeur sont à force centrifuge. Ils agissent sur la puissance, en modifiant, soit la pression de la vapeur, soit le degré d'admission, et leur action s'exerce, tantôt directement sur l'organe de réglage, (valve, robinet, tiroir de détente), tantôt indirectement comme dans les machines du type Corliss.

**Calcul du régulateur en négligeant la résistance extérieure.**  
— 42. Considérons d'abord le cas théorique où le régulateur n'aurait à vaincre, ni résistance propre, ni résistance exté-

rière. Nous prendrons pour exemple le régulateur classique de Watt (fig. 16).

Soit  $P$  le poids de l'une des boules,  $Q$  celui du manchon. Posons :  $OC = c$ ,  $OD = DE = a$ ,  $Oo = b$ .

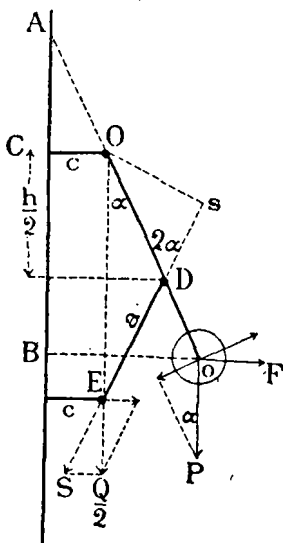


Fig. 16. — Régulateur de Watt.

Evaluons les forces qui travaillent pendant le mouvement : si nous négligeons le poids du bras  $Oo$ , qui est en effet négligeable dans la plupart des cas, il nous reste à considérer le poids des boules, celui du manchon, et la force centrifuge des boules.

On peut décomposer le poids  $Q$  en deux forces parallèles  $\frac{Q}{2}$  appliquées en  $E$ , et chaque force  $\frac{Q}{2}$  elle-même en deux forces : l'une, normale au manchon, et détruite par la rigidité de la matière, et l'autre,  $S$ , dirigée suivant  $DE$ , dont le moment par rapport au point  $O$  est :

$$S \times Os = \frac{Q}{2 \cos \alpha} a \sin 2\alpha = Q a \sin \alpha.$$

Les moments du poids  $P$  et de la force centrifuge  $F$  par rapport au même point  $O$  sont donnés par les expressions :

$$bP \sin \alpha \quad \text{et} \quad bF \cos \alpha.$$

On en déduit donc l'équation de l'équilibre dynamique :

$$\text{ou bien :} \quad bF \cos \alpha = bP \sin \alpha + aQ \sin \alpha;$$

$$F \cos \alpha = P \sin \alpha + \frac{a}{b} Q \sin \alpha. \quad (1)$$

Mais on a :

$$F = \frac{P}{g} \omega^2 \times oB,$$

où  $\omega$  représente la vitesse angulaire du système.

Or :

$$oB = b \sin \alpha + c.$$

L'équation devient donc :

$$\frac{P}{g} \omega^2 (b \sin \alpha + c) \cos \alpha = \left( P + Q \frac{a}{b} \right) \sin \alpha; \quad (2)$$

ou bien :

$$\frac{P}{g} \omega^2 (b \sin \alpha + c) \frac{1}{\operatorname{tg} \alpha} = P + Q \frac{a}{b}. \quad (3)$$

Or on voit aisément que l'expression  $(b \sin \alpha + c) \frac{1}{\operatorname{tg} \alpha}$  représente une droite facile à construire : prolongeons en effet la droite  $oO$  jusqu'au point  $A$  où elle rencontre l'axe du régulateur. Posons :  $AB = Y$ . Nous aurons :

$$Y = AC + CB = \frac{c}{\operatorname{tg} \alpha} + b \cos \alpha = (c + b \sin \alpha) \frac{1}{\operatorname{tg} \alpha}.$$

L'équation (3) pourra donc s'écrire :

$$\frac{P}{g} \omega^2 Y = P + Q \frac{a}{b}. \quad (4)$$

Des équations (3) et (4) on déduira :

$$\omega^2 = \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\sin \alpha + \frac{c}{b}} \left( 1 + \frac{Q}{P} \frac{a}{b} \right) \frac{g}{b}; \quad (5)$$

ou bien :

$$\omega^2 = \frac{g}{Y} \left( 1 + \frac{Q}{P} \frac{a}{b} \right). \quad (6)$$

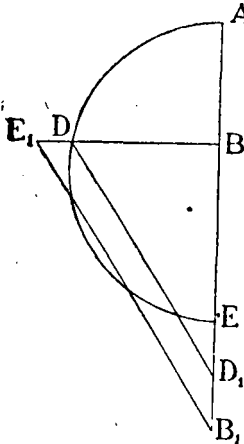
Pour un régulateur donné, il est facile de construire graphiquement la valeur de  $\omega$  correspondant à une valeur donnée de l'angle  $\alpha$ .

Car alors l'équation (6) se réduit à :

$$\omega = \frac{\text{constante}}{\sqrt{Y}}.$$

Soit  $AB = Y$  (fig. 17). Sur la droite  $AB$  prolongée portons  $BE = 1$  ; traçons une circonférence sur  $AE$  comme diamètre. Nous aurons :  $BD = \sqrt{Y}$ .

Portons ensuite sur BE une longueur  $BD_1$ , égale à la valeur calculée de la constante, et sur BD une longueur  $BE_1$ , égale à l'unité. Traçons  $E_1B_1$  parallèle à  $DD_1$ . Nous aurons :



$BB_1 = \omega$ .

Si nous désignons par  $h$  la hauteur du régulateur, c'est-à-dire la distance entre les articulations supérieure et inférieure, nous aurons évidemment :

$$\frac{h}{2} = a \cos \alpha,$$

c'est-à-dire :

$$h = 2 a \cos \alpha.$$

Soit  $\alpha_1$  la valeur minimum de  $\alpha$ , c'est-à-dire l'angle qui correspond à la position inférieure du manchon. Nous aurons :

$$h_1 = 2a \cos \alpha_1.$$

A une variation d'angle  $(\alpha - \alpha_1)$  correspondra une élévation du manchon égale à :

$$l = h_1 - h = 2a (\cos \alpha_1 - \cos \alpha). \tag{7}$$

Soit  $\alpha_2$  la valeur maximum de  $\alpha$ . La course totale du manchon aura pour expression :

$$L = 2a (\cos \alpha_1 - \cos \alpha_2). \tag{8}$$

**Régulateurs ordinaires et régulateurs à bras croisés. — Régulateur de Porter. —**  
 43. Les régulateurs de Watt se divisent en trois catégories, suivant que  $c$  est positif, négatif, ou nul.

Dans le premier cas, nous aurons le régulateur ordinaire, auquel correspondent les formules (5) et (6).

Dans le second cas, nous aurons le régulateur à bras croisés (fig. 18). La formule (5) devient :

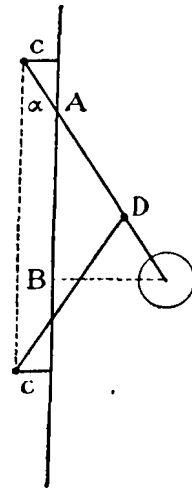


Fig. 18. — Régulateur à bras croisés.

$$\omega^2 = \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\sin \alpha - \frac{c}{b}} \left( 1 + \frac{Q}{P} \frac{a}{b} \right) \frac{g}{b}; \quad (9)$$

ou, si nous posons :

$$\begin{aligned} AB = Y' &= \left( b - \frac{c}{\operatorname{tg} \alpha} \right) \cos \alpha, \\ \omega^2 &= \frac{g}{Y'} \left( 1 + \frac{Q}{P} \frac{a}{b} \right), \end{aligned} \quad (10)$$

et nous construirons  $\omega$  par une méthode graphique identique à celle que nous avons employée tout à l'heure.

Dans le troisième cas,  $c = 0$ . L'articulation O se trouve sur l'axe du régulateur (fig. 19), et on a :

$$\omega^2 = \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\sin \alpha} \left( 1 + \frac{Q}{P} \frac{a}{b} \right) \frac{g}{b};$$

c'est-à-dire :

$$\omega^2 = \frac{1}{\cos \alpha} \left( 1 + \frac{Q}{P} \frac{a}{b} \right) \frac{g}{b}. \quad (11)$$

Posons :

$$AB = Y'' = b \cos \alpha.$$

Nous aurons :

$$\omega^2 = \frac{g}{Y''} \left( 1 + \frac{Q}{P} \frac{a}{b} \right). \quad (12)$$

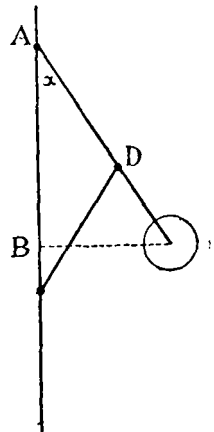


Fig. 19.

Soit  $n$  le nombre de tours du régulateur par minute. On a :

$$n = \frac{60}{2\pi} \omega = 9,55 \omega. \quad (13)$$

44. Le régulateur américain, ou de Porter, qui est très répandu, n'est autre chose qu'une variété du régulateur de Watt, où l'on a :

$$Q > P, a = b.$$

Les formules se simplifient dans ce cas. Nous aurons : pour le Porter à bras non croisés :

$$\omega^2 = \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\sin \alpha + \frac{c}{a}} \left( 1 + \frac{Q}{P} \right) \frac{g}{a} = \frac{g \operatorname{tg} \alpha}{a \sin \alpha + c} \left( 1 + \frac{Q}{P} \right); \quad (14)$$

pour le Porter à bras croisés :

$$\omega^2 = \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\sin \alpha - \frac{c}{a}} \left( 1 + \frac{Q}{P} \right) \frac{g}{a} = \frac{g \operatorname{tg} \alpha}{a \sin \alpha - c} \left( 1 + \frac{Q}{P} \right); \quad (15)$$

et dans le cas où  $c = 0$  :

$$\omega^2 = \frac{1}{\cos \alpha} \left( 1 + \frac{Q}{P} \right) \frac{g}{a} = \frac{g}{a \cos \alpha} \left( 1 + \frac{Q}{P} \right). \quad (16)$$

**Diagrammes théoriques.** — 45. Il est facile de construire une courbe représentative de la loi du mouvement de ces régulateurs considérés comme privés de résistance.

Dans le régulateur ordinaire, on a :

$$\omega = \sqrt{\frac{g \operatorname{tg} \alpha}{a \sin \alpha + c} \left( 1 + \frac{Q}{P} \right)}. \quad (17)$$

Nous voyons que la vitesse angulaire augmente avec le poids  $Q$ , et diminue lorsqu'on augmente le poids  $P$ , la longueur  $a$ , c'est-à-dire la course  $L$ , et la longueur  $c$ . On voit que  $\omega$  demeure constant pour une même valeur du rapport  $\frac{Q}{P}$ ; et nous verrons dans la suite, lorsque nous étudierons le régulateur réel, l'influence des masses en mouvement.

Prenons deux axes de coordonnées rectangulaires : portons en abscisses les vitesses angulaires, et en ordonnées les valeurs correspondantes des hauteurs  $l$  du manchon ; en joignant les points ainsi obtenus, nous aurons une courbe, ou diagramme *théorique*, qui nous permettra de nous rendre un compte exact des conditions de fonctionnement du régulateur.

Nous verrons plus loin les raisons qui déterminent le choix des dimensions de l'appareil, et du poids des masses en mouvement.

Soit (fig. 20)  $\omega_1, \omega_0, \omega_2$  le diagramme théorique d'un régulateur : supposons que le manchon soit dans la position  $\alpha$ , correspondant à la vitesse  $\omega$ . Une accélération positive ou négative va agir sur lui, et le faire monter ou descendre. La différence  $ab = \omega - \omega_0$  représente la *stabilité* de l'appareil pour la position indiquée.

Pour la course complète du manchon, cette différence de vitesse est égale à  $(\omega_2 - \omega_1)$ , et en rapportant tout à la vitesse  $\omega_0$  relative à la position moyenne du manchon, nous pourrions nous fixer comme condition que cette variation de vitesse soit une fraction déterminée de  $\omega_0$ .

La différence  $\omega_2 - \omega_1$  définit les limites du fonctionnement de l'appareil : elle indique les vitesses extrêmes entre lesquelles le manchon accomplit sa course.

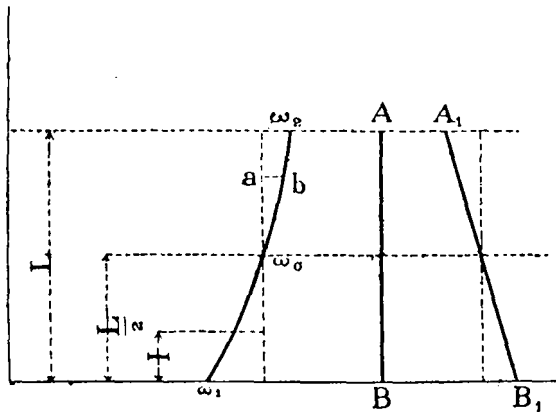


Fig. 20. — Régulateurs à force centrifuge. Diagrammes théoriques.

Lorsque cette différence augmente, la *stabilité* du régulateur augmente aussi : à une même course  $L$  correspond une plus grande variation de vitesse ; par conséquent, le manchon se déplace moins pour une faible accélération, ce qui revient à dire que sa *sensibilité* diminue.

Nous définissons ainsi la *sensibilité théorique* de l'appareil : on voit que le régulateur de Watt, ou de Porter, abstraction faite de la résistance extérieure, prend une position d'équilibre différente pour toute les vitesses de la machine.

Le régulateur théorique est caractérisé par une courbe unique : la même pour la montée et la descente du manchon. Ce régulateur serait évidemment influencé par les plus faibles variations de vitesse : même par les variations périodiques qui se reproduisent à chaque tour de la machine. Ce serait un appareil détestable : on voit qu'en pratique une résistance extérieure est indispensable.

Nous avons dit que la différence ( $\omega_2 - \omega_1$ ) définit la *stabilité* et la *sensibilité* de l'appareil. Il s'ensuit que plus le diagramme sera incliné, moins le régulateur sera sensible. Supposons que ce diagramme soit rectiligne et parallèle à l'axe des ordonnées, tel que AB (fig. 20) : la sensibilité serait infinie, et la stabilité nulle. On aurait un régulateur *isochrone*, qui, pour une vitesse de régime donnée, serait en équilibre, quelle que fût la position du manchon. Ce serait un appareil détestable.

Si au contraire la droite fait un angle trop aigu avec l'axe des  $\omega$ , on tomberait dans un autre inconvénient, non moins grave : le régulateur serait trop stable et trop peu sensible. Il faut donc établir le régulateur en vue d'obtenir une inclinaison convenable, ou, si l'on peut ainsi dire, un *isochronisme* relatif admissible. Si le diagramme était incliné en sens inverse comme A<sub>1</sub>B<sub>1</sub>, le régulateur ne répondrait plus au but proposé.

Il y a autant de vitesses de régime dans le régulateur théorique de Watt ou de Porter que de positions du manchon. Nous appellerons vitesse *normale* de régime celle qui correspond au milieu de la course du manchon.

En résumé, on voit qu'il faut condamner l'*isochronisme* parfait, parce que les variations périodiques, pendant un tour de la machine, suffiraient à faire parcourir au manchon sa course complète, et que la force motrice passerait de son minimum à son maximum ; que, d'autre part, il faut éviter un *isochronisme* trop imparfait, parce qu'il permet des variations de vitesse de régime trop grandes, lorsqu'il se produit une différence entre la puissance et la résistance de la machine.

Il faut donc s'en tenir à un certain degré d'*isochronisme*, et rechercher celui qui conduit à des résultats convenables.

Posons :

$$\omega_2 - \omega_1 = \frac{1}{m} \omega_0. \quad (17)$$

Nous appellerons *coefficient de sensibilité* le rapport :

$$m = \frac{\omega_0}{\omega_2 - \omega_1}, \quad (18)$$



qui s'exprimera, si nous substituons aux vitesses angulaires les nombres de tours, par la formule :

$$m = \frac{n_0}{n_2 - n_1}. \quad (19)$$

**Exemples numériques.** — 46. Prenons un exemple quelconque, relatif à un régulateur de Watt, où l'on a :  $Q < P$ .

Les données sont :

$$b = a = 0^m,23; c = 0^m,04; \frac{Q}{P} = \frac{1}{4}.$$

De la formule (6) ou (14), on déduit :

Pour $\alpha_1 = 25^\circ$	$\omega_1 = 6,04$	$n_1 = 57,68$	. . .	$l = 0$
$\alpha = 30^\circ$	$\omega = 6,32$	. . . . .		$l = 0,0201$
$\alpha = 35^\circ$	$\omega = 6,60$	. . . . .		$l = 0,0435$
$\alpha = 40^\circ$	$\omega = 6,91$	. . . . .		$l = 0,0701$
$\alpha = 45^\circ$	$\omega = 7,26$	. . . . .		$l = 0,0996$
$\alpha_2 = 50^\circ$	$\omega_2 = 7,66$	$n_2 = 73,15$	. . .	$L = 0,1317.$

Cherchons la vitesse de régime  $\omega_0$  qui correspond à l'angle  $\alpha_0$ , déterminé par la relation :

$$\frac{l}{2} = 2a (\cos \alpha_1 - \cos \alpha_0).$$

Remplaçons dans cette formule les divers termes par leur valeur numérique :

$$0,0638 = 0,50 (0,90631 - \cos \alpha_0).$$

On en déduit :  $\alpha_0 = 39^\circ 13'$ .

Les équations (14) et (13) donnent alors :

$$\omega_0 = 6,86; n_0 = 65,51.$$

Le diagramme est à peu près une ligne droite  $lb$  (fig. 21). Nous l'avons rapporté à deux axes de coordonnées qui se coupent au point où  $\omega = \omega_0$ , et où le manchon est au milieu de sa course.

Calculons les abscisses pour les diverses valeurs de  $\omega$  calculées dans le tableau précédent. Nous avons :

$ab = \omega_2 - \omega_0 = 7,66 - 6,86 =$	0,80
$cd = \omega - \omega_0 = 7,26 - 6,86 =$	0,40
$ef = \omega - \omega_0 = 6,91 - 6,86 =$	0,05
$gh = \omega - \omega_0 = 6,60 - 6,86 =$	- 0,26

$$ik = \omega - \omega_0 = 6,32 - 6,86 = -0,54$$

$$lm = \omega_1 - \omega_0 = 6,04 - 6,86 = -0,82.$$

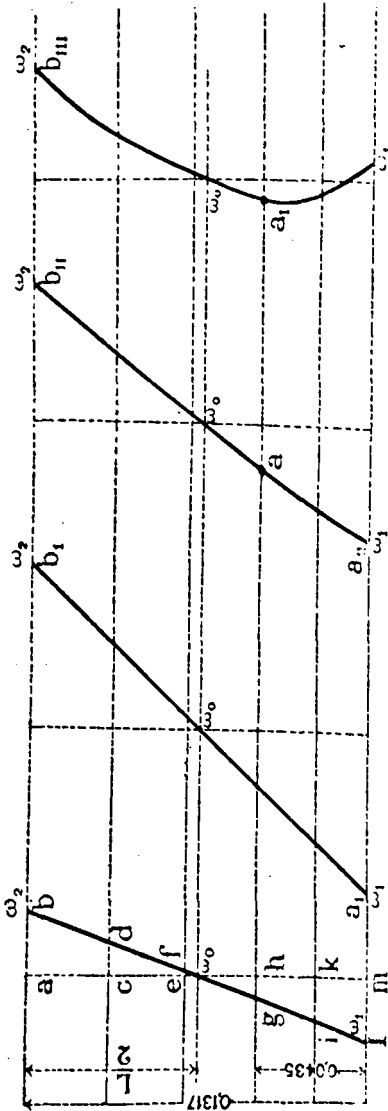


Fig. 21. — Diagrammes théoriques. Influence de la variation de *c*.

Ce diagramme est à peu près rectiligne. Donc les hauteurs du manchon, à partir de sa position moyenne, sont à très peu près proportionnelles aux accroissements de vitesse, ce qui est avantageux.

On voit qu'ici la stabilité est à peu près la même dans la partie supérieure et dans la partie inférieure de la course du manchon: elle est mesurée par les différences:  $\omega_2 - \omega_0 = 0,80$ ;  $\omega_1 - \omega_0 = -0,82$ . Pour la course complète, on aurait:  $\omega_2 - \omega_1 = 1,62$ .

Le coefficient de sensibilité sera :

$$m = \frac{6,86}{7,06 - 6,04} = 4,23.$$

Or :

$$\frac{1}{4,23} n_0 = \frac{1}{4,23} 65,51 = 15,12.$$

Ce nombre 15,12 représente la variation  $n_2 - n_1$  de vitesse angulaire nécessaire pour faire parcourir au manchon sa course entière.

47. Gardons les données de l'exemple précédent, mais supposons  $Q > P$ ; nous aurons un véritable régulateur Porter. Posons  $\frac{P}{P+Q} = 6$ .

Nous trouverons :

$$\begin{aligned} \alpha_1 &= 25^\circ \quad \omega_1 = 14,81 \quad n_1 = 141,43 \dots l = 0 \\ \alpha &= 30^\circ \quad \omega = 15,48 \dots \dots \dots l = 0,0201 \\ \alpha &= 35^\circ \quad \omega = 16,17 \dots \dots \dots l = 0,0435 \\ \alpha &= 40^\circ \quad \omega = 16,93 \dots \dots \dots l = 0,0701 \\ \alpha &= 45^\circ \quad \omega = 17,78 \dots \dots \dots l = 0,0996 \\ \alpha_2 &= 50^\circ \quad \omega_2 = 18,78 \quad n_2 = 179,35 \dots L = 0,1317. \end{aligned}$$

Puis, en suivant la marche déjà indiquée, nous trouverons :

$$\alpha_0 = 39^\circ 13'; \quad \omega_0 = 16,81; \quad n_0 = 160,53.$$

Le diagramme est encore à peu près rectiligne. Il est représenté par la ligne  $a_1b_1$  (fig. 21).

La stabilité a pour mesure 3,97. Elle est donc bien plus grande que dans le cas précédent. Et, de fait, le diagramme est bien plus incliné. On trouve :

$$m = \frac{16,81}{18,78 - 14,81} = 4,23.$$

L'augmentation du rapport  $\frac{Q}{P}$  a augmenté la variation de vitesse angulaire correspondant à la course complète du manchon. Cette différence de vitesse est égale à :

$$\frac{160,53}{4,23} = 37,95 \text{ tours.}$$

48. Conservons les données du n° 47, mais supposons qu'on ait  $c = 0$ . Nous aurons :

$$\begin{aligned} \alpha_1 &= 25^\circ \quad \omega_1 = 17,39 \quad n_1 = 166,07 \dots \dots l = 0 \\ \alpha &= 30^\circ \quad \omega = 17,79 \dots \dots \dots l = 0,0201 \\ \alpha &= 35^\circ \quad \omega = 18,29 \dots \dots \dots l = 0,0435 \\ \alpha &= 40^\circ \quad \omega = 18,92 \dots \dots \dots l = 0,0705 \\ \alpha &= 45^\circ \quad \omega = 19,69 \dots \dots \dots l = 0,0996 \\ \alpha_2 &= 50^\circ \quad \omega_2 = 20,65 \quad n_2 = 197,20 \dots \dots L = 0,1317. \end{aligned}$$

Puis :

$$\begin{aligned} \alpha_0 &= 39^\circ 13'; \quad \omega_0 = 18,81; \quad n_0 = 179,73; \\ \omega_2 - \omega_1 &= 3,26. \end{aligned}$$

Si nous comparons ces résultats à ceux de l'exemple précédent, nous verrons que la diminution de  $c$  a causé une diminution de stabilité ; les vitesses sont plus considérables.

On a :

$$m = \frac{18,81}{3,26} = 5,77 ;$$

et en faisant le quotient  $\frac{179,73}{3,71} = 31,13$ , on voit qu'une différence de vitesse de 31,13 tours suffit à faire parcourir au manchon toute sa course.

Ces résultats sont représentés par le diagramme  $a_n b_n$  (fig. 21).

49. Si nous prenions dans cet exemple pour angle initial  $\alpha_1 = 35^\circ$ , on aurait :

$$\begin{aligned} \alpha_1 &= 35^\circ \quad \omega_1 = 18,29 \quad n_1 = 174,67 \quad l = 0 \\ \alpha &= 40^\circ \quad \omega = 18,92 \quad \dots \dots \dots l = 0,0265 \\ \alpha &= 45^\circ \quad \omega = 19,69 \quad \dots \dots \dots l = 0,056 \\ \alpha_2 &= 50^\circ \quad \omega_2 = 20,25 \quad \dots \dots \dots L = 0,088. \end{aligned}$$

Le diagramme serait  $ab_n$ , la stabilité serait 20,65 — 18,29 = 2,36 : donc, par rapport au cas précédent, la sensibilité est augmentée ainsi que la vitesse de régime.

50. Reprenons encore les données du n° 47, mais supposons que  $c$  soit négatif :

$$c = -0,04; \text{ d'où } \frac{c}{a} = -0,16.$$

On aura :

$$\begin{aligned} \alpha_1 &= 25^\circ \quad \omega_1 = 22,06 \quad n_1 = 210,67 \quad l_1 = 0 \\ \alpha &= 30^\circ \quad \omega = 21,57 \quad \dots \dots \dots l = 0,0201 \\ \alpha &= 35^\circ \quad \omega = 21,55 \quad \dots \dots \dots l = 0,0435 \\ \alpha &= 40^\circ \quad \omega = 21,83 \quad \dots \dots \dots l = 0,0705 \\ \alpha &= 45^\circ \quad \omega = 22,39 \quad \dots \dots \dots l = 0,0996 \\ \alpha_2 &= 50^\circ \quad \omega_2 = 23,22 \quad n_2 = 221,75 \quad L = 0,1317. \end{aligned}$$

Ce tableau correspond au dernier diagramme de la figure 21. On voit qu'on ne peut pas utiliser toute la course du manchon entre  $25^\circ$  et  $50^\circ$ , parce qu'au début, lorsque la vitesse diminue, le manchon s'élève. Cet exemple montre bien la nécessité d'une étude théorique préliminaire pour éviter des recherches ultérieures inutiles.

51. Il faut alors prendre pour limite inférieure  $\alpha_1 = 33^\circ$ .  
Nous aurons alors :

$$\begin{aligned} \alpha_1 = 35^\circ \quad \omega_1 &= 21,55 \quad n_1 = 205,80 \quad l = 0 \\ \alpha = 40^\circ \quad \omega &= 21,83 \quad . . . . . \quad l_1 = 0,0265 \\ \alpha = 45^\circ \quad \omega &= 22,39 \quad . . . . . \quad l_2 = 0,0560 \\ \alpha_2 = 50^\circ \quad \omega_2 &= 23,22 \quad n_2 = 221,75 \quad L = 0,0880. \end{aligned}$$

Et on trouvera :

$$\alpha_0 = 43^\circ; \quad \omega_0 = 22,13; \quad n_0 = 211,34.$$

La stabilité est :

$$\omega_2 - \omega_1 = 1,67.$$

Le diagramme est  $a_1 b_{111}$  (fig. 21).

Si nous comparons ces résultats avec ceux du n° 49, nous voyons qu'en croisant les bras du régulateur nous avons diminué la stabilité et rendu l'appareil plus sensible.

52. Conservons les données du n° 48, où  $c = 0$ ; mais augmentons  $\alpha$ .

Posons :  $\alpha = 0,40$ . Nous aurons :

$$\begin{aligned} \alpha_1 = 25^\circ \quad \omega_1 &= 13,75 \quad n_1 = 131,31 \quad l_1 = 0 \\ \alpha = 30^\circ \quad \omega &= 14,06 \quad . . . . . \quad l = 0,0322 \\ \alpha = 35^\circ \quad \omega &= 14,46 \quad . . . . . \quad l = 0,0697 \\ \alpha = 40^\circ \quad \omega &= 14,96 \quad . . . . . \quad l = 0,1122 \\ \alpha = 45^\circ \quad \omega &= 15,57 \quad . . . . . \quad l = 0,1593 \\ \alpha_2 = 50^\circ \quad \omega_2 &= 16,33 \quad n_2 = 155,95 \quad L = 0,2108. \end{aligned}$$

Le calcul donne ensuite :

$$\alpha_0 = 39^\circ 14'; \quad \omega_0 = 14,87; \quad n_0 = 142.$$

On voit par l'inspection du diagramme (fig. 22), comparé avec les résultats du n° 47, que la course est augmentée et que la stabilité, représentée par l'expression :

$$\omega_2 - \omega_1 = 16,33 - 13,75 = 2,58,$$

est diminuée ; le régulateur est donc plus sensible.

53. Si on veut limiter la course de façon que l'on ait :

$$L = 0,1317,$$

comme dans l'exemple précédent (n° 48), on prendra  $\alpha_1 = 25^\circ$ , et  $\alpha_2 = 43^\circ$  environ. Nous aurons le diagramme  $a''b''$  (fig. 22), moins incliné que  $ab$  : donc le régulateur sera moins stable.

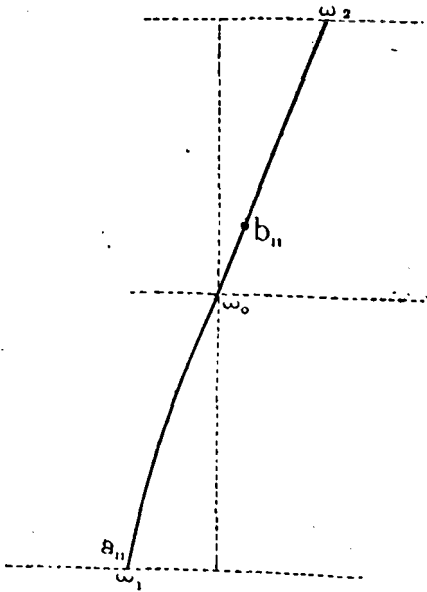


Fig. 22. — Diagrammes théoriques. Influence de la variation de  $\alpha$ .

Donc, à égalité de course, la sensibilité augmente si on fait croître  $\alpha$ , c'est-à-dire si on augmente la longueur des bras du régulateur.

54. Donc, pour la course entière, la stabilité est représentée par l'expression suivante (n° 45) :

$$\omega_2 - \omega_1 = \frac{1}{m} \omega_0, \quad (17)$$

où  $m$  est le coefficient de sensibilité total.

Soient  $m_1$  et  $m_2$  les coefficients supérieur et inférieur :

$$\omega_2 - \omega_0 = \frac{1}{m_2} \omega_0, \quad (20)$$

$$\omega_0 - \omega_1 = \frac{1}{m_1} \omega_0. \quad (21)$$

Faisons la somme de ces deux formules :

$$\omega_2 - \omega_1 = \left( \frac{1}{m_2} + \frac{1}{m_1} \right) \omega_0, \quad (22)$$

et on en déduit, d'après l'équation (17) :

$$\frac{1}{m_2} + \frac{1}{m_1} = \frac{1}{m};$$

d'où :

$$m = \frac{m_1 m_2}{m_1 + m_2}. \quad (23)$$

Les équations (20) et (21) donnent :

$$\omega_2 = \omega_0 + \frac{1}{m_2} \omega_0,$$

$$\omega_1 = \omega_0 - \frac{1}{m_1} \omega_0;$$

d'où on tire :

$$\frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{\omega_0 - \frac{1}{m_1} \omega_0}{\omega_0 + \frac{1}{m_2} \omega_0} = \frac{(m_1 - 1) m_2}{(m_2 + 1) m_1}. \quad (24)$$

55. Si nous nous assignons la condition — avantageuse en pratique — que la sensibilité soit la même dans les deux parties de la course, c'est-à-dire que l'on ait :

$$\omega_2 - \omega_0 = \omega_0 - \omega_1,$$

nous aurons :

$$m_1 = m_2;$$

et, d'après l'équation (23) :

$$m = \frac{m_1}{2};$$

et, d'après l'équation (24) :

$$\frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{2m - 1}{2m + 1},$$

ou bien :

$$\frac{\omega_1^2}{\omega_2^2} = \frac{(2m - 1)^2}{(2m + 1)^2}.$$

Il est facile de déterminer un des éléments du régulateur quand on s'est fixé la condition  $m_2 = m_1$ , lorsqu'on s'est donné la sensibilité de l'appareil, soit par exemple :  $m = 25$ .

Nous aurons :

$$\frac{\omega_1^2}{\omega_2^2} = \frac{(50 - 1)^2}{(50 + 1)^2} = \frac{2401}{2601}. \quad (25)$$

Mais l'équation (14) donne :

$$\frac{\omega_1^2}{\omega_2^2} = \frac{\operatorname{tg} \alpha_2 \left( \sin \alpha_2 + \frac{c}{a} \right)}{\operatorname{tg} \alpha_1 \left( \sin \alpha_1 + \frac{c}{a} \right)} = \frac{2401}{2601}. \quad (26)$$

Les données sont :

$$L = 0,030; a = 0,25; \alpha_1 = 30^\circ.$$

On en déduit :

$$L = 2a (\cos \alpha_1 - \cos \alpha_2).$$

Substituons les valeurs numériques. On trouve :

$$\alpha_2 = 36^\circ-17'.$$

Considérons  $\frac{c}{a}$  comme inconnue. L'équation (26) nous donnera :

$$\frac{c}{a} = 0,0223;$$

d'où :

$$c = 0,00537.$$

Si nous nous donnons  $\frac{Q}{P} = 4$ , nous trouverons :

$$\omega_1 = 17,76; \omega_2 = 18,50; \omega_0 = 18,13.$$

56. Si l'on se proposait d'avoir un régulateur à peu près isochrone, c'est-à-dire tel que  $\omega_1 = \omega_2$ , la condition à satisfaire serait :

$$\sqrt{\frac{\operatorname{tg} \alpha_1}{\sin \alpha_1 + \frac{c}{a}} \left(1 + \frac{Q}{P}\right) \frac{g}{a}} = \sqrt{\frac{\operatorname{tg} \alpha_2}{\sin \alpha_2 + \frac{c}{a}} \left(1 + \frac{Q}{P}\right) \frac{g}{a}};$$

c'est-à-dire :

$$\frac{\operatorname{tg} \alpha_1}{\sin \alpha_1 + \frac{c}{a}} = \frac{\operatorname{tg} \alpha_2}{\sin \alpha_2 + \frac{c}{a}}.$$

Posons :  $\alpha = 30^\circ$ ;  $\alpha_2 = 36^\circ, 17'$ . On en déduit :

$$\frac{c}{a} = -0,172;$$

et, pour  $a = 0,25$ ,  $c = -0,043$ .

Le régulateur sera donc à bras croisés :

Pour  $\frac{Q}{P} = 6$ , on trouvera :

$$\omega_1 = \omega_2 = 24,84; \\ \alpha_0 = 33^\circ-17'; \omega_0 = 21,85.$$



La figure 23 représente le diagramme théorique. On voit qu'on ne saurait appliquer un parcel régulateur aux machines ; on pourrait seulement tirer parti de la moitié supérieure de la course : alors on ne serait plus dans les conditions de l'isochronisme.

57. Limitons-nous au régulateur de Porter à bras non croisés. Nous avons établi les formules suivantes :

Vitesse angulaire :

$$\omega = \sqrt{\frac{g \operatorname{tang} \alpha}{a \sin \alpha + c} \left(1 + \frac{Q}{P}\right)}.$$

Stabilité théorique pour la course entière :

$$\omega_2 - \omega_1 = \left( \sqrt{\frac{g \operatorname{tg} \alpha_2}{a \sin \alpha_2 + c}} - \sqrt{\frac{g \operatorname{tg} \alpha_1}{a \sin \alpha_1 + c}} \right) \sqrt{1 + \frac{P}{Q}}.$$

Course du manchon :

$$L = 2a (\cos \alpha_1 + \cos \alpha_2).$$

De ces formules on peut déduire les conséquences suivantes :

1° La stabilité théorique, et par conséquent l'inclinaison du diagramme, augmentent lorsqu'on fait croître le rapport  $\frac{Q}{P}$ . La vitesse angulaire, ou le nombre de tours, augmente avec le rapport  $\frac{P}{Q}$ .

2° La stabilité théorique augmente lorsqu'on fait croître  $c$ , et les vitesses de régime diminuent.

3° La stabilité théorique augmente lorsqu'on fait croître  $a$ , les vitesses de régime diminuent, et par conséquent, à une même variation angulaire  $\alpha_2 - \alpha_1$ , correspond un plus grand déplacement du manchon.

4° A égalité de course, l'augmentation de  $a$  a pour conséquence une diminution de stabilité, et une diminution de la vitesse de régime.

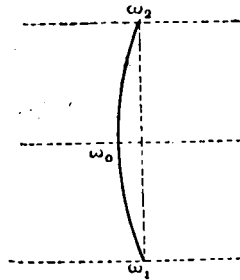


Fig. 23. — Régulateur à isochrone à bras croisés. Diagramme théorique.

**Résistance additionnelle due à l'organe de réglage.** — 58. Dans la pratique, le régulateur doit vaincre une résistance additionnelle  $R$ , due à l'effort qu'oppose l'organe de réglage : valve, robinet, ou tiroir de détente. Cette résistance est toujours un obstacle au mouvement, elle change de signe suivant que le manchon s'élève ou s'abaisse ; et ce dernier ne se met en mouvement que lorsque la variation de vitesse a atteint une certaine valeur.

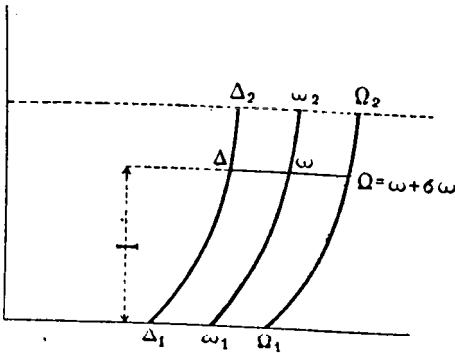


Fig. 24. — Régulateur à force centrifuge. Diagramme pratique.

Considérons le manchon tandis qu'il s'abaisse. Soit  $\Delta, \Delta_2$  (fig 24) le diagramme, que nous appellerons *diagramme pratique*, bien qu'il soit établi en négligeant la résistance propre de l'appareil, correspondant à la période où le manchon s'abaisse, et où  $R$  a une valeur négative.

Lorsque le manchon s'élève, la résistance  $R$  devient positive : et il est clair que les vitesses angulaires correspondant aux diverses portions du manchon seront déterminées par un autre diagramme pratique  $\Omega, \Omega_2$  (fig. 24).

Pour une hauteur donnée  $l$  du manchon, ce dernier restera en repos tant que les vitesses angulaires varieront entre les limites  $\Delta$  et  $\Omega$ , pour la montée, entre  $\Omega$  et  $\Delta$  pour la descente. Aux extrémités de la course du manchon, nous aurons les limites  $\Delta_2$  et  $\Omega_2, \Delta_1$  et  $\Omega_1$ .

La longueur  $\Delta \Omega$  représentera le degré de *stabilité pratique* ou absolue de l'appareil pour la hauteur  $l$ . Aux extrémités de la course, les degrés de sensibilité pratique seront représentés respectivement par les longueurs  $\Delta_2 \Omega_2$  et  $\Delta_1 \Omega_1$ .

La *sensibilité pratique* est l'inverse de la stabilité. Soit  $K$  le coefficient de sensibilité. Nous aurons la relation :

$$\Omega - \Delta = \frac{1}{K} \omega_0. \quad (27)$$

De même, aux extrémités de la course :

$$\Omega_2 - \Delta_2 = \frac{1}{K_2} \omega_0; \quad (28)$$

$$\Omega_1 - \Delta_1 = \frac{1}{K_1} \omega_0; \quad (29)$$

où  $\omega_0$  est la vitesse normale de régime.

La différence entre les vitesses extrêmes  $\Omega_2$  et  $\Delta_1$ , donne les limites entre lesquelles peut fonctionner le régulateur, et par conséquent la machine : à ces deux termes extrêmes correspondent le maximum et le minimum de la puissance.

Nous pourrions poser :

$$\Omega_2 - \Delta_1 = \frac{1}{K_r} \omega_0, \quad (30)$$

et ce coefficient  $K_r$  déterminera l'étendue du fonctionnement : ce sera le coefficient de sensibilité pour la course totale.

Faisons la somme des formules (28) et (29).

$$\Omega_2 - \Delta_2 + \Omega_1 - \Delta_1 = \left( \frac{1}{K_1} + \frac{1}{K_2} \right) \omega_0;$$

ou bien :

$$\frac{1}{K_r} \omega_0 + \Omega_1 - \Delta_2 = \left( \frac{1}{K_1} + \frac{1}{K_2} \right) \omega_0.$$

On a ainsi une relation entre le coefficient  $K_r$  et les coefficients de sensibilité aux extrémités de la course.

Si on se donne :

$$\Omega_1 = \Delta_2,$$

on en déduit :

$$\frac{1}{K_r} = \frac{1}{K_1} + \frac{1}{K_2};$$

d'où :

$$K_r = \frac{K_1 K_2}{K_1 + K_2}. \quad (30 \text{ bis})$$

Si  $\Omega - \Delta = 0$ , la sensibilité est infinie, et on retombe dans le cas théorique.

On voit aisément que :

$$\frac{K_r}{m} = \frac{\omega_2 - \omega_1}{\omega_2 - \Delta_1} \text{ et que } K_r < m.$$

La stabilité théorique totale dépend de l'inclinaison du diagramme, c'est-à-dire du degré d'isochronisme ; la stabilité pratique par course est de plus fonction de l'écartement des deux courbes de montée et de descente. Le coefficient de stabilité sera donné par la formule :

$$K = \frac{\omega_0}{\Omega - \Delta}.$$

La résistance  $R$ , que nous supposons constante dans tous les cas, est appliquée au manchon, et agit sur l'organe de réglage par l'intermédiaire d'un levier. Soit  $R_1$  la résistance qu'exercent ces appareils à l'extrémité opposée de ce levier, et soit  $L$  la course de son point d'appui. Nous aurons la relation :

$$R L = R_1 L_1 = \text{constante.}$$

On voit donc qu'entre certaines limites nous pouvons choisir la résistance  $R$  convenable, en faisant varier la course  $L$ .

Le produit  $R \times L$  représente le travail du régulateur pour une course du manchon : pour qu'un appareil, monté sur un mécanisme de distribution donné, fonctionne dans de bonnes conditions, il faut que ce travail ait une valeur constante. Il faut donc que, pour une même soupape, tandis que la puissance de la machine varie entre ses limites extrêmes,  $R$  varie en raison inverse de  $L$ .

On pourrait dans la pratique monter sur le régulateur un petit frein à vis, pour donner à  $R$  des valeurs convenables.

59. Un régulateur est caractérisé par une qualité spéciale, qui est son *énergie* ou sa *puissance*. C'est une qualité corrélative de la sensibilité : ainsi un régulateur isochrone, très sensible, par conséquent, sera plus puissant qu'un autre régulateur. Mais nous allons définir plus explicitement cette qualité de puissance, et montrer comment on la mesure.

Calculons quelle est la résistance extérieure  $R$  à appliquer au

manchon pour que celui-ci ne se déplace pas tant que la vitesse angulaire n'a pas subi une légère variation.

Soit  $\omega$  la vitesse du régulateur (fig. 29). L'expression :

$$\Omega = \omega + \sigma\omega = \omega(1 + \sigma)$$

représentera la valeur de  $\omega$  pour laquelle le manchon se déplacera. Or,  $\sigma$  est très petit. On pourra donc poser :

$$\omega^2(1 + \sigma)^2 = \omega^2(1 + 2\sigma).$$

Pour le régulateur de Watt, nous avons établi la formule :

$$\omega^2 = \frac{g}{Y} \left( 1 + \frac{Q}{P} \frac{a}{b} \right). \quad (6)$$

Or, le manchon demeure immobile jusqu'à la valeur  $\Omega = \omega + \sigma\omega$ . Donc  $Y$  ne varie pas, et on aura :

$$\omega^2(1 + 2\sigma) = \frac{g}{Y} \left( 1 + \frac{Q + R}{P} \frac{a}{b} \right).$$

Substituons dans la formule (6). On en déduira :

$$\Phi = \frac{R}{\sigma} = 2 \left( P \frac{b}{a} + Q \right). \quad (32)$$

Ce rapport  $\frac{R}{\sigma}$  entre la résistance constante qui, appliquée au manchon, retarde son mouvement jusqu'à ce que la vitesse ait varié de  $\sigma$ , et la variation  $\sigma$  elle-même, est la mesure de l'énergie ou de la puissance du régulateur : nous la désignerons par  $\Phi$ .

Pour le régulateur de Porter, on a :

$$\Phi = \frac{R}{\sigma} = 2(P + Q); \quad (33)$$

d'où on déduit :

$$P + Q = \frac{R}{2\sigma}; \quad (34)$$

Donc, pour toutes les vitesses angulaires, la somme des poids en mouvement vertical ne dépend que de la résistance à

vaincre et du degré de sensibilité  $\sigma$  ; on peut admettre, dans les régulateurs bien étudiés, que ces quantités sont constantes.

Posons  $\sigma = \frac{1}{\delta}$ . On a, pour le régulateur Porter :

$$\Phi = R\delta = 2(P + Q); \quad (35)$$

et :

$$\Omega = \omega + \frac{\omega}{\delta};$$

d'où :

$$\delta = \frac{\omega}{\Omega - \omega}. \quad (36)$$

Or,  $\Omega - \Delta = \frac{1}{K} \omega$ ,  $K$  étant le coefficient que nous avons appelé coefficient de sensibilité (n° 58). Or,

$$U - \omega = \frac{1}{\delta} \omega_0;$$

$$\Omega - \Delta = \frac{1}{\delta} \omega_0;$$

et dans les régulateurs bien construits on a très sensiblement  $\delta = \delta'$ . On a donc, en faisant la somme de ces deux expressions :

$$U - \Delta = \frac{2}{\delta} \omega_0;$$

d'où :

$$\frac{1}{K} = \frac{2}{\delta};$$

et :

$$\delta = 2K. \quad (37)$$

La puissance  $\Phi$  augmente avec  $\delta$ . Mais la sensibilité pratique augmente aussi avec  $\delta$ . On voit donc que la puissance et la sensibilité varient dans le même sens. Et l'écartement entre les deux courbes pratiques de montée et de descente caractérise aussi la puissance.

Le produit  $R \times L$  doit être constant, comme nous l'avons dit (n° 58). Or, si on augmente la course, on diminue  $R$  : et pour

que la puissance ne diminue pas, il faudra augmenter  $\delta$ , par conséquent  $K$ , et par suite les poids  $P$  et  $Q$ . On voit donc que la puissance varie avec la course du manchon, proportionnellement à cette course.

**Régulateur de Watt à bras non croisés.** — 60. Abordons maintenant l'étude du régulateur de Watt à bras non croisés, en tenant compte de la résistance  $R$ , que nous décomposerons en deux forces parallèles  $\frac{R}{2}$ , appliquées en  $E$  (fig. 16).

Considérons l'ascension du manchon : soit  $\Omega$  la vitesse angulaire, et  $\frac{R}{2}$  la demi-résistance positive. Nous aurons :

$$\Omega^2 = \frac{g \operatorname{tg} \alpha}{\sin \alpha + \frac{c}{b}} \left( P + (Q + R) \frac{a}{b} \right) \frac{g}{b}; \quad (38)$$

qu'on peut écrire :

$$\Omega^2 = \frac{g \operatorname{tg} \alpha}{b \sin \alpha + c} \left( 1 + \frac{Q + R}{P} \frac{a}{b} \right). \quad (39)$$

Lorsque le piston descend,  $R$  devient négatif. Soit  $\Delta$  la vitesse angulaire. Nous aurons :

$$\Delta^2 = \frac{g \operatorname{tg} \alpha}{b \sin \alpha + c} \left( 1 + \frac{Q - R}{P} \frac{a}{b} \right). \quad (40)$$

Les formules (39) et (40) serviront à construire les diagrammes pratiques du régulateur : on obtiendra deux courbes, qu'il faudra étudier. Si comme nous le supposons,  $R$  est constant, les courbes pratiques, pour les bons régulateurs, sont à peu près parallèles entre elles, et parallèles à la courbe théorique. On voit aisément que plus les courbes pratiques sont rapprochées, plus le régulateur est sensible et puissant. Les limites du fonctionnement pratique sont plus étendues que les limites théoriques, car, comme on l'a vu (n° 57), on a :  $\Omega_1 - \Delta_1 > \omega_1 - \omega_1$ .

Pour un régulateur Porter, les équations (39) et (40) deviennent :

$$\Omega^2 = \frac{\text{tg } \alpha}{\sin \alpha + \frac{c}{a}} \left( 1 + \frac{Q}{P} + \frac{R}{P} \right) \frac{g}{a}; \tag{41}$$

$$\Delta^2 = \frac{\text{tg } \alpha}{\sin \alpha + \frac{c}{a}} \left( 1 + \frac{Q}{P} - \frac{R}{P} \right) \frac{g}{a}. \tag{42}$$

61. Reprenons les données de l'exemple traité plus haut (n° 46) :

$$Q < P; b = a = 0,25; c = 0,04;$$

$$\frac{Q}{P} = \frac{1}{6}.$$

Nous nous donnerons de plus les valeurs :

$$Q = 1 \text{ kgr}; P = 6 \text{ kgr}; R = 5 \text{ kgr}.$$

Nous aurons :

$\alpha_1 = 25^\circ$	$\Omega_1 = 7,91$	$N_1 = 78,54$	$\Delta_1 = 3,23$	$N'_1 = 30,84$	$l = 0$
$\alpha = 30^\circ$	$\Omega = 8,27$	.....	$\Delta = 3,37$	.....	$l = 0,0201$
$\alpha = 35^\circ$	$\Omega = 8,64$	.....	$\Delta = 3,52$	.....	$l = 0,0435$
$\alpha = 40^\circ$	$\Omega = 9,05$	.....	$\Delta = 3,69$	.....	$l = 0,0701$
$\alpha = 45^\circ$	$\Omega = 9,50$	.....	$\Delta = 3,88$	.....	$l = 0,0996$
$\alpha_2 = 50^\circ$	$\Omega_2 = 10,04$	$N_2 = 95,88$	$\Delta_2 = 4,09$	$N'_2 = 39$	$l = 0,1317$

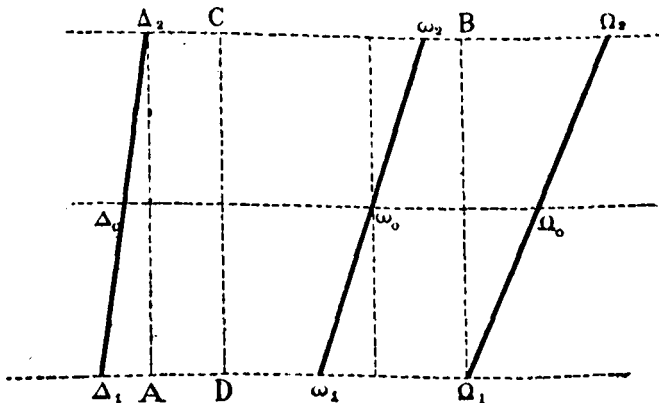


Fig. 25. — Régulateur de Watt. Diagramme pratique.

Les diagrammes (fig. 25) montrent à quel point un régulateur établi sur ces données serait défectueux. La stabilité varie



avec la position du manchon, entre les valeurs extrêmes  $\Omega_2 - \Delta_1 = 5,93$  et  $\Omega_1 - \Delta_1 = 4,68$ . La puissance :

$$\Phi = \delta R = 2(P + Q) = 14 \text{ kgr.}$$

est trop faible, et il faut 65 tours environ pour que le manchon accomplisse sa course complète.

Dans cet exemple, on ne pourrait pas admettre que  $\delta$  reste constant, et un pareil régulateur ne pourrait être admissible que pour des valeurs de  $R$  bien inférieures à la valeur indiquée. La vitesse normale de régime  $\omega_0$ , correspondant à la position moyenne du manchon, peut varier de  $\Delta_0$  à  $\Omega_0$ .

Les diagrammes montrent qu'à l'intérieur du rectangle  $A\Delta_1B\Omega_1$ , on peut tracer une série de droites, telle que  $CD$ , dont tous les points correspondent à une même vitesse angulaire : on conçoit qu'il soit nécessaire de réduire au minimum cette zone<sup>1</sup>. En d'autres termes, il faut la réduire à une droite, ce qui revient à la condition :

$$\Delta_2 = \Omega_1. \quad (43)$$

Choisissons cette valeur pour vitesse normale de régime. Nous poserons :

$$\Delta_2 = \Omega_1 = \omega_0. \quad (44)$$

Dans l'exemple que nous venons de traiter, ces conditions sont loin d'être réalisées.

62. Supposons que les conditions (44) soient vérifiées. Nous aurons :

$$\Omega_1 - \Delta_1 = \omega_0 - \Delta_1 = \frac{1}{K_1} \omega_0;$$

d'où :

$$\frac{\Delta_1}{\omega_0} = 1 - \frac{1}{K_1}; \quad (45)$$

et :

$$\Omega_2 - \Delta_2 = \Omega_2 - \omega_0 = \frac{1}{K_2} \omega_0;$$

<sup>1</sup> Cf. Dwelshauvers-Dery, *on steam-engine governors*.

d'où :

$$\frac{\Omega_2}{\omega_0} = 1 + \frac{1}{K_2}; \quad (46)$$

et par conséquent :

$$\frac{\Omega_2}{\Delta_1} = \frac{(K_2 + 1) K_1}{(K_1 - 1) K_2}. \quad (47)$$

Si de plus on veut que la stabilité soit la même aux deux extrémités de la course du manchon, ce qui est très avantageux, on aura la relation :

$$K_1 = K_2;$$

et l'équation 30 bis (n° 58) donnera :

$$K_1 = \frac{K_2}{2};$$

d'où :

$$\frac{\Omega_2}{\Delta_1} = \frac{K_2 + 1}{K_2 - 1} = \frac{2 K_2 + 1}{2 K_2 - 1}. \quad (48)$$

Régulateur américain. — 63. Considérons un régulateur Porter, où l'on ait :

$$P = 3 \text{ kgr}; Q = 92 \text{ kgr}; \frac{c}{a} = 0,2; a = 0,30; R = 5 \text{ kgr}.$$

Nous aurons, pour les courbes pratiques :

$$\begin{aligned} \alpha_1 = 30^\circ \quad \Omega_1 &= 18,79 \quad N_1 = 179,44 \quad \Delta_1 = 17,87 \quad N'_1 = 170,65 \quad l = 0 \\ \alpha = 32^\circ \quad \Omega &= 19,15 \quad \dots \quad \Delta = 18,22 \quad \dots \quad l = 0,01078 \\ \alpha = 34^\circ \quad \Omega &= 19,51 \quad \dots \quad \Delta = 18,55 \quad \dots \quad l = 0,02219 \\ \alpha = 36^\circ \quad \Omega &= 19,87 \quad \dots \quad \Delta = 18,91 \quad \dots \quad l = 0,03420 \\ \alpha_2 = 38^\circ \quad \Omega_2 &= 20,25 \quad N_2 = 193,38 \quad \Delta_2 = 19,26 \quad N'_2 = 183,93 \quad L = 0,04681 \end{aligned}$$

et pour la courbe théorique :

$$\begin{aligned} \alpha_1 = 30^\circ \quad \omega_1 &= 18,34 \quad n_1 = 175,14 \\ \alpha = 34^\circ \quad \omega &= 19,04 \\ \alpha_2 = 38^\circ \quad \omega_2 &= 19,76 \quad n_2 = 188,71. \end{aligned}$$

La figure 26 représente les diagrammes pratiques et le diagramme théorique. Considérons la figure  $\Delta_1, \Delta, \Omega, \Omega_2$ . On

voit que  $K$  est pour ainsi dire constant, c'est-à-dire que la stabilité est à peu près constante pour toutes les positions du manchon.

La stabilité, au sommet de la course, est :

$$\Omega_2 - \Delta_2 = 0,99.$$

A la partie inférieure, elle est :

$$\Omega_1 - \Delta_1 = 0,92.$$

Calculons  $\omega_0$ , vitesse normale de régime, par la condition :

$$0,0234 = 0,60 (\cos 30^\circ - \cos \alpha_0);$$

on en déduit :

$$\alpha_0 = 34^\circ 12';$$

et :

$$\omega_0 = 19,06; \quad n_0 = 182,02.$$

Par conséquent :

$$K_2 = \frac{\omega_0}{\Omega_2 - \Delta_2} = 19,25;$$

$$K_1 = \frac{\omega_0}{\Omega_1 - \Delta_1} = 20,71;$$

$$K_r = \frac{\omega_0}{\Omega_2 - \Delta_1} = \frac{19,06}{2,38} = 8.$$

Le manchon commence à s'élever après une variation de vitesse de :

$$9,35 \times 0,92 = \frac{182,02}{20,71} = 9 \text{ tours,}$$

et il commence à s'abaisser après une différence de

$$9,55 \times 0,99 = \frac{182,02}{19,25} = 9,45 \text{ tours.}$$

De plus, la variation de vitesse correspondant à la course complète du manchon est donnée par la formule :

$$9,55 \times 2,38 = \frac{182,02}{8} = 22,75 \text{ tours.}$$

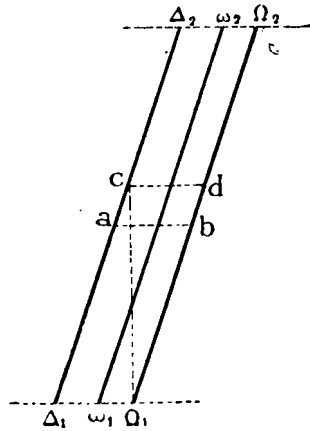


Fig. 26. — Régulateur américain. Diagramme théorique et diagramme pratique.

La puissance est donnée par la formule :

$$\Phi = 2 (P + Q) = 200 \text{ kgr.}$$

64. Passons à l'étude du fonctionnement de ce régulateur, avec la même résistance  $R = 5$  kilogrammes, mais entre les limites du diagramme  $\Delta, a b \Omega$ , (fig. 26), correspondant à une course moindre, et à une variation angulaire de  $\alpha_1 = 30^\circ$  à  $\alpha_2 = 34^\circ$ .

Le calcul nous conduit aux résultats suivants :

$$\begin{aligned} L &= 0,02219; \\ \alpha_0 &= 32^\circ 2'; \quad \omega_0 = 18,69; \quad n_0 = 178,48; \\ K_2 &= \frac{\alpha_0}{\Omega_2 - \Delta_2} = \frac{18,69}{0,95} = 19,43; \end{aligned}$$

Nombre de tours correspondant :

$$\begin{aligned} \frac{178,48}{19,43} &= 9,18. \\ K_1 &= \frac{\omega_0}{\Omega_1 - \Delta_1} = \frac{18,69}{0,92} = 20,71; \end{aligned}$$

Nombre de tours correspondant :

$$\begin{aligned} \frac{178,48}{20,71} &= 8,61. \\ K &= \frac{\omega_0}{\Omega_2 - \Delta_1} = \frac{18,69}{1,64} = 11,43; \end{aligned}$$

Nombre de tours correspondant :

$$\frac{178,48}{11,43} = 15,58.$$

65. Si l'on veut satisfaire aux conditions du numéro 60, il faut prendre le diagramme  $\Delta, c d \Omega$ , (fig. 26). On a alors :

$$\Delta_2 = \Omega_1. \quad (43)$$

Nous poserons de plus :

$$\Delta_2 = \Omega_1 = \omega_0. \quad (44)$$

Alors l'équation :

$$\Delta_2^2 = \Omega_1^2$$

donne :

$$\frac{\operatorname{tg} \alpha_2}{\sin \alpha_2 + \frac{c}{a}} \times 387,84 = \frac{\operatorname{tg} \alpha_1}{\sin \alpha_1 + \frac{c}{a}} \times 428,66.$$

Posons  $\alpha_1 = 30^\circ$ . On trouve :

$$\begin{aligned} \alpha_2 &= 35^\circ, 23'. \\ \Omega_2 &= 19,76; \Delta_2 = \Omega_1 = \omega_0 = 18,79; \Delta_1 = 17,87; \\ n_0 &= 179,44. \\ K_2 &= \frac{18,79}{0,97} = 19,36; \text{ nombre de tours : } \frac{179,44}{19,36} = 9,26; \\ K_1 &= \frac{18,79}{0,92} = 20,42; \quad - \quad \frac{179,44}{20,42} = 8,78; \\ K_r &= \frac{18,79}{1,89} = 9,94; \quad - \quad \frac{179,44}{9,94} = 18,05. \end{aligned}$$

66. Reprenons l'exemple du numéro 62, où le régulateur est représenté par le diagramme  $\Delta, \Omega, \Omega, \Delta$ . Le travail de ce régulateur sera :

$$R \times L = 5 \times 0,04681 = 0,23405 \text{ kilogrammètres.}$$

Supposons qu'on applique ce régulateur au même mécanisme de distribution, mais qu'on réduise sa course à  $0^m,02219$ , c'est-à-dire à une variation angulaire de  $\alpha_1 = 30^\circ$  à  $\alpha_2 = 34^\circ$ . La nouvelle résistance sera :

$$R = \frac{0,23405}{0,02219} = 10,54 \text{ kgr;}$$

et on trouve :

$$\begin{aligned} \alpha_1 &= 30^\circ; \Omega_1 = 19,28; \Delta_1 = 17,34; \\ \alpha_2 &= 34^\circ; \Omega_2 = 20,02; \Delta_2 = 18,00; \\ K_2 &= 9,23; \text{ nombre de tours : } \frac{178,48}{9,23} = 19,23; \\ K_1 &= 9,60; \quad - \quad \frac{178,48}{9,60} = 18,59; \\ K_r &= 6,95; \quad - \quad \frac{178,48}{6,95} = 26,67. \end{aligned}$$

On peut donc appliquer le même régulateur à des valeurs variables de la résistance ; mais cela seulement entre cer-

taines limites, pour rester toujours dans de bonnes conditions de sensibilité.

67. En résumé, voici les formules pratiques du régulateur américain :

Vitesse angulaire à la montée :

$$\Omega = \sqrt{\frac{g \operatorname{tg} \alpha}{a \sin \alpha + c} \left(1 + \frac{Q}{P} + \frac{R}{P}\right)}.$$

Vitesse à la descente :

$$\Delta = \sqrt{\frac{g \operatorname{tg} \alpha}{a \sin \alpha + c} \left(1 + \frac{Q}{P} - \frac{R}{P}\right)}.$$

Sensibilité pratique :

$$\Omega - \Delta = \sqrt{\frac{g \operatorname{tg} \alpha}{a \sin \alpha + c} \left(\sqrt{1 + \frac{Q}{P} + \frac{R}{P}} - \sqrt{1 + \frac{Q}{P} - \frac{R}{P}}\right)}.$$

Puissance, ou énergie :

$$\Phi = \delta R = 2P \left(1 + \frac{Q}{P}\right) = 2(P + Q).$$

Etendue du fonctionnement :

$$\begin{aligned} \Omega_2 - \Delta_1 &= \sqrt{\frac{g \operatorname{tg} \alpha_2}{a \sin \alpha_2 + c} \left(1 + \frac{Q}{P} + \frac{R}{P}\right)} \\ &\quad - \sqrt{\frac{g \operatorname{tg} \alpha_1}{a \sin \alpha_1 + c} \left(1 + \frac{Q}{P} - \frac{R}{P}\right)}. \end{aligned}$$

On voit aisément que la stabilité pratique augmente lorsque Q et R augmentent ; qu'elle diminue lorsque P augmente : lorsque R augmente,  $\Omega_2 - \Delta_1$  diminue.

La puissance, c'est-à-dire la facilité avec laquelle le régulateur surmonte la résistance, croît lorsque R augmente, ou bien lorsque P et Q augmentent ensemble.

Les dimensions  $a$  et  $c$  ont une influence considérable : lorsqu'elles augmentent, la stabilité diminue, ainsi que la différence de vitesse angulaire nécessaire pour faire mouvoir le

manchon : de plus les proportions de l'appareil augmentent, et il devient encombrant.

D'autre part le rapport  $\frac{Q}{P}$  a des limites : si pour une puissance  $\Phi$  ce rapport est trop faible, les poids seront trop pesants ; s'il est trop grand, les vitesses de rotation seront exagérées.

Ainsi donc les constructeurs ont une certaine latitude dans la détermination des éléments constitutifs du régulateur : ils devront faire en sorte que l'appareil soit d'une construction aisée, qu'il ne soit pas trop pesant, et qu'il n'exige pas des vitesses de rotation exagérées.

En pratique, on pourra s'en tenir au rapport  $\frac{Q}{P} = 6$ .

68. Dans le calcul d'un régulateur, on pourra s'imposer la condition (n° 60):

$$\Delta_2 = \Omega_1 = \omega_0 ; \quad (44)$$

et si on veut en outre que la sensibilité soit la même aux extrémités de la course du manchon, on aura (n° 61) la condition :

$$K_r = \frac{K_1}{2} ;$$

et :

$$\frac{\Omega_2}{\Delta_1} = \frac{2 K_r + 1}{2 K_r - 1} . \quad (48)$$

Posons  $K_r = 10$ . Nous aurons  $K_1 = 20$  ; d'où :

$$\frac{\Omega_2}{\Delta_1} = \frac{21}{19} ; \quad (49)$$

c'est la condition à remplir.

Mais nous pouvons écrire :

$$\Omega_2^2 = \frac{\operatorname{tg} \alpha_2}{\sin \alpha_2 + \frac{c}{a}} \left( 1 + \frac{Q}{P} + \frac{R}{P} \right) \frac{g}{a} ; \quad (a)$$

$$\Omega_1^2 = \frac{\operatorname{tg} \alpha_1}{\sin \alpha_1 + \frac{c}{a}} \left( 1 + \frac{Q}{P} + \frac{R}{P} \right) \frac{g}{a} ; \quad (b)$$

$$\Delta_2^2 = \frac{\operatorname{tg} \alpha_2}{\sin \alpha_2 + \frac{c}{a}} \left( 1 + \frac{Q}{P} - \frac{R}{P} \right) \frac{g}{a}; \quad (c)$$

$$\Delta_1^2 = \frac{\operatorname{tg} \alpha_1}{\sin \alpha_1 + \frac{c}{a}} \left( 1 + \frac{Q}{P} - \frac{R}{P} \right) \frac{g}{a}. \quad (d)$$

Substituons dans l'équation (49) les valeurs  $a$  et  $d$ . Nous aurons :

$$\frac{\operatorname{tg} \alpha_2}{\sin \alpha_2 + \frac{c}{a}} \left( 1 + \frac{Q}{P} + \frac{R}{P} \right) = \left( \frac{21}{19} \right)^2 \frac{\operatorname{tg} \alpha_1}{\sin \alpha_1 + \frac{c}{a}} \left( 1 + \frac{Q}{P} - \frac{R}{P} \right). \quad (50)$$

De plus, la condition  $\Omega_1 = \Delta_1$ , c'est-à-dire  $\Omega_1^2 = \Delta_1^2$ , nous donne :

$$\frac{\operatorname{tg} \alpha_1}{\sin \alpha_1 + \frac{c}{a}} \left( 1 + \frac{Q}{P} + \frac{R}{P} \right) = \frac{\operatorname{tg} \alpha_2}{\sin \alpha_2 + \frac{c}{a}} \left( 1 + \frac{Q}{P} - \frac{R}{P} \right). \quad (51)$$

Multiplions membre à membre les équations (51) et (50) :

$$\left( 1 + \frac{Q}{P} + \frac{R}{P} \right)^2 = \left( \frac{21}{19} \right)^2 \left( 1 + \frac{Q}{P} - \frac{R}{P} \right);$$

d'où nous tirons :

$$\frac{1 + \frac{Q}{P} + \frac{R}{P}}{1 + \frac{Q}{P} - \frac{R}{P}} = \frac{21}{19}.$$

Si nous nous donnons :

$$Q = 92 \text{ kgr. } P = 8 \text{ kgr. on en déduira :} \\ R = 5 \text{ kilogrammes.}$$

L'équation (51) peut s'écrire :

$$\frac{\left( \frac{\operatorname{tg} \alpha_1}{\sin \alpha_1 + \frac{c}{a}} \right)}{\left( \frac{\operatorname{tg} \alpha_2}{\sin \alpha_2 + \frac{c}{a}} \right)} = \frac{1 + \frac{Q}{P} - \frac{R}{P}}{1 + \frac{Q}{P} + \frac{R}{P}} = \frac{19}{21}. \quad (52)$$



Alors, si nous nous donnons  $\alpha_1 = 30^\circ$ , nous déduirons de l'équation (52) :

$$\alpha_2 = 35^\circ 23'.$$

On en déduira, pour la course du manchon :

$$L = 0^m,02779;$$

le travail sera :

$$R \times L = 0,13895 \text{ kilogrammètres};$$

et la puissance :

$$\Phi = R\delta = 2(P + Q) = 200 \text{ kgr.}$$

La figure 27 représente les diagrammes relatifs à cet exemple.

**Séries de régulateurs de Porter.** — 69.  
Indiquons pour terminer comment on peut construire une série de régulateurs américains.

Posons :

$$\frac{Q}{P} = 6.$$

L'équation :

$$\Phi = 2(Q + P)$$

nous donnera :

$$P = \frac{1}{14} \Phi,$$

$$Q = \frac{6}{14} \Phi.$$

Or :

$$R = \frac{\Phi}{\delta} = \frac{2(Q + P)}{\delta}.$$

Si nous nous donnons  $\delta = 25$  ( ce qui revient à admettre :  $K = 12,5$ ), on aura :

$$R = \frac{2(Q + P)}{25}.$$

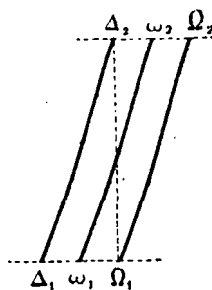


Fig. 27.  
Régulateur américain.  
Autre exemple.

Donnons-nous :

$$\alpha_1 = 30^\circ \text{ et } \alpha_2 = 40^\circ.$$

Nous savons qu'on a :

$$\cos \alpha_0 = \frac{\cos \alpha_1 + \cos \alpha_2}{2}.$$

On en déduit :

$$\alpha_0 = 35^\circ 20';$$

$$L = 0,20 a.$$

Sur ces bases, nous pourrions établir le tableau suivant :

RÉGULATEURS	I	II	III
Longueur de la branche $a$ . . . . .	0,20	0,30	0,40
Valeur de $c$ . . . . .	0,03	0,04	0,05
Poids $P$ d'une boule . . . . .	2	4	8
Poids $Q$ du manchon . . . . .	12	24	48
Rapport $\frac{Q}{P}$ . . . . .	6	6	6
Résistance $R$ . . . . .	1,12	2,24	4,48
Energie ou puissance $\Phi$ . . . . .	28	56	112
Course $L$ . . . . .	0,04	0,06	0,08
Travail $R \times L =$ travail de l'organe de réglage . . . . .	0,0448	0,1344	0,3584
Vitesse maximum $\Omega_2$ . . . . .	20,20	17,13	11,32
Nombre de tours correspondant $N_2$ . . . . .	192,91	163,59	136,75
Vitesse minimum $\Delta_1$ . . . . .	16,50	14,00	12,06
Nombre de tours correspondant $N_1$ . . . . .	157,57	133,79	115,17
Coefficient de sensibilité $K$ . . . . .	12,50	12,50	12,50
Nombre de tours nécessaire pour que le manchon accomplisse sa course complète = $9,55 (\Omega_2 - \Delta_1)$ . . . . .	35,34	29,89	21,58

70. Cherchons le régulateur qu'il faudrait appliquer à une valve à papillon dans les conditions suivantes :

Diamètre de la tige de la valve:  $d = 0^m,017$ .

Longueur du presse-étoupe =  $1,5 d$ .

Coefficient de frottement :  $f = 0,05$ .

Pression par mètre carré de l'étope sur la tige: 100 000 kilogrammes.

L'angle de rotation de la valve correspondant à la course

complète du manchon : celui qui fait passer la machine de son maximum à son minimum de puissance, est égal à  $\frac{1}{6}$  de circonférence.

Le travail de la valve est théoriquement :

$$\pi d \times 1,5 d \times 100\,000 \times 0,05 \times \frac{\pi d}{6} = 0,06.$$

Doublons ce coefficient pour tenir compte des frottements qui ont lieu entre la valve et le manchon, nous aurons :

$$\lambda = 0,12 \text{ kilogrammètres.}$$

Or :

$$\lambda = RL = \frac{2(P + Q)L}{\delta} = \frac{\Phi L}{\delta}.$$

Posons  $L = 0,06$ . Nous aurons :

$$\Phi = \frac{\lambda \delta}{L} = \frac{0,12 \times 25}{0,06} = 50 \text{ kgr;}$$

et nous pourrions nous servir avec une approximation suffisante du régulateur n° II du tableau précédent.

**Diagrammes polaires.** — 71. La représentation polaire, qui n'a pas encore été indiquée, si nous ne nous trompons, se prête tout aussi bien à l'étude des régulateurs, pourvu qu'elle soit exécutée à grande échelle. Elle met en évidence les angles  $\alpha$ , et les vitesses sont portées sur les rayons polaires, et une construction très simple permet de calculer la course  $L$ .

La figure 28 est la conversion en coordonnées polaires de la figure 25, où sont représentés les résultats du n° 46 et du n° 61. Le rayon  $OC = 1$ . On voit que  $b_2 b_1 = \cos \alpha_2 - \cos \alpha_1$ . Donc, pour avoir  $\alpha_0$ , on portera  $Od = \frac{Ob_1 + Ob_2}{2}$  et on tracera la droite  $d\alpha_0$ , perpendiculaire à la droite  $OC$ , qui est l'origine des angles.

Sur la perpendiculaire  $b_2 \alpha_2$ , nous portons  $b_2 b_3 = 2a$ , égale par conséquent au double de la longueur des bras. Un arc de cercle tracé de  $b_2$  comme centre avec un rayon égal à  $OC = 1$ , coupe la perpendiculaire  $b_2 b_1$  en  $b_1$ . On trace la droite



## CHAPITRE IV

Les forces d'inertie dans les machines à vapeur. — Leur influence sur la régularisation du mouvement. — Diagramme d'inertie, diagramme transformé, diagramme corrigé. — Diagramme des efforts tangentiels. — Applications aux machines horizontales et verticales à bielle infinie, et aux machines horizontales à bielle finie.

**Influence des forces d'inertie sur la répartition de l'effort-moteur. — 72.** L'économie de vapeur qui résulte des grandes vitesses de rotation est aujourd'hui un fait acquis ; les constructeurs sont entrés franchement dans une voie nouvelle, et ils se sont mis à étudier des machines à grande vitesse. Dès lors, il n'est plus permis de négliger l'influence de l'inertie des masses en mouvement, lorsqu'on veut étudier le fonctionnement d'une machine et la régularité de sa marche.

Nous admettons que, grâce à un volant, la vitesse angulaire de l'arbre de couche est constante. Cette hypothèse est très admissible : de plus, la considération des vitesses variables complique la question sans aucun avantage pour des études qui sont comparatives et non absolues. Nous avons d'ailleurs traité cette question dans une autre étude avec les développements théoriques qu'elle comporte <sup>1</sup>. Ici nous nous placerons au point de vue pratique.

La vitesse angulaire est donc supposée uniforme. Dès lors, le piston subit une accélération pendant la première partie de sa course, et son mouvement est ensuite retardé. Pendant la première période, les forces d'inertie qui se développent agissent à l'encontre de la pression de la vapeur : pendant la seconde, elles agissent dans le même sens. Ces forces d'inertie ne causent.

<sup>1</sup> Cf. *Revue universelle des Mines et de la Métallurgie*, 1883.

évidemment aucune perte de travail ; et le travail dépensé pendant la première période est intégralement restitué pendant la seconde : ceci découle du principe même de la conservation de l'énergie. Mais s'il n'y a pas de travail perdu, la répartition des pressions sur le piston se trouve modifiée, parfois notablement. Nous verrons que c'est par une détermination convenable de la pression de la vapeur, du degré de détente, du poids des masses en mouvement et du nombre de tours, que l'on arrive à une régularisation convenable. Au contraire une machine qui, d'après l'inspection du diagramme, pourrait sembler bien étudiée peut se trouver, au point de vue de la régularité du mouvement, dans de très mauvaises conditions.

Nous pouvons dès à présent conclure que, dans les machines horizontales à bielle finie, les diagrammes d'indicateur relevés sur les deux faces devront être différents si l'on veut obtenir une régularisation parfaite.

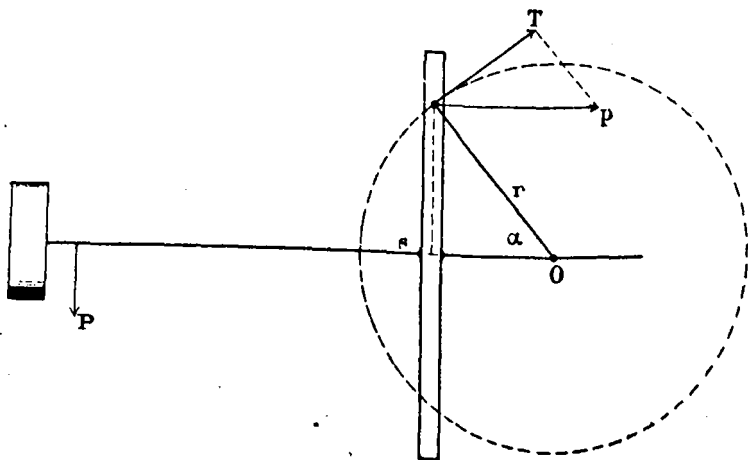


Fig. 29. — Machine horizontale à bielle infinie.

**Machine horizontale à bielle infinie.** — 73. Nous étudierons d'abord le cas le plus simple : celui où la bielle est infinie, ou du moins assez longue pour qu'on puisse négliger son obliquité, et nous commencerons par l'étude de la machine horizontale.

Soit (fig. 29)  $O$  l'arbre de couche ;  $r$  le rayon de manivelle. La figure représente le mécanisme bien connu de la glissière à

coulisse à angle droit. Prenons pour position initiale le point mort de gauche. Lorsque la manivelle se sera déplacée de l'angle  $\alpha$ , le chemin parcouru par le piston sera :

$$s = r (1 - \cos \alpha). \quad (1)$$

Différentions :

$$ds = r \sin \alpha d\alpha.$$

La vitesse du piston sera donc :

$$v = \frac{ds}{dt} = r \sin \alpha \frac{d\alpha}{dt}.$$

Mais  $\frac{r^2 \omega}{dt} = \omega$  : c'est la vitesse angulaire constante.

On a donc :

$$v = \omega r \sin \alpha ; \quad (2)$$

et l'accélération sera donnée par la formule :

$$\frac{dv}{dt} = \omega r \cos \alpha \frac{d\alpha}{dt} = \omega^2 r \cos \alpha. \quad (3)$$

Soit P le poids des pièces animées d'un mouvement alternatif (piston et sa tige, coulisse); la force d'inertie sera :

$$R = \frac{P}{g} \frac{dv}{dt} = \frac{P}{g} \omega^2 r \cos \alpha. \quad (4)$$

Soit  $n$  le nombre de tours par minute. On a :

$$\alpha = \left( \frac{2\pi n}{60} \right)^2$$

et :

$$\frac{\omega^2}{g} = 0,001 n^2.$$

On en déduit :

$$R = 0,001 P n^2 r \cos \alpha ; \quad (5)$$

ou bien, à cause de l'équation (4) :

$$R = 0,001 P n^2 (r - s). \quad (6)$$

Traçons une droite  $ab$  (fig. 30), qui représente la course du piston. Sur cette droite, portons à partir du point  $a$  les abscisses  $s$  et portons perpendiculairement à cette droite, en ordonnées, les valeurs de  $R$ . Nous obtiendrons ainsi une droite  $ed$ , qui sera le *Diagramme d'inertie*.

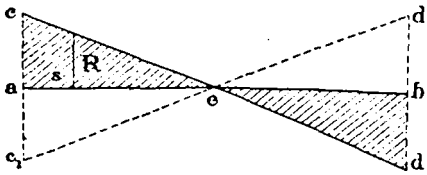


Fig. 30. — Diagramme d'inertie.

- Pour  $\alpha = 0$   $R = 0,001 P n^2 r$
- $\alpha = 90^\circ$   $R = 0$
- $\alpha = 180^\circ$   $R = -0,001 P n^2 r$ .

Il suffit donc de porter  $ac = 0,001 P n^2 r$  et de joindre le point  $c$  au milieu  $e$  de la droite  $ab$  pour avoir le diagramme d'inertie correspondant à la course directe. On voit que de  $0^\circ$  à

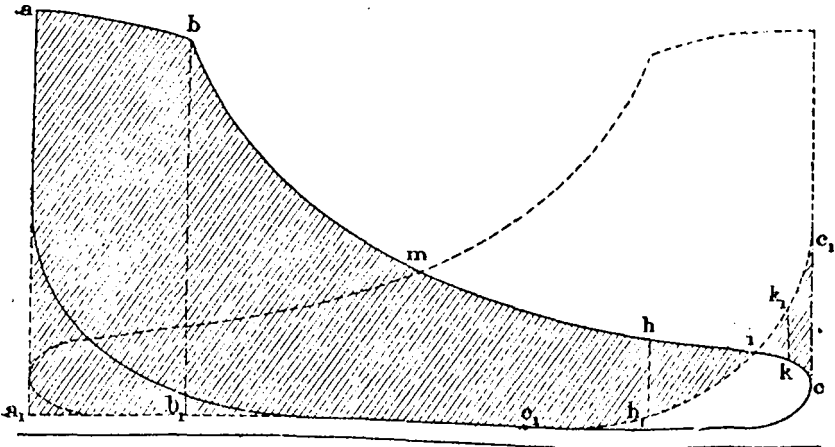


Fig. 31. — Diagramme prévu. Courbe des pressions.

$90^\circ$  les forces d'inertie sont positives, qu'elles sont négatives de  $90^\circ$  à  $180^\circ$ .

Pour la course rétrograde, on obtiendrait la droite  $d_1c_1$ , symétrique de  $cd$  par rapport à  $ab$ .

74. Occupons-nous maintenant des pressions effectivement exercées par la vapeur sur le piston. Pour cela, il nous faut



construire les *diagrammes prévus* d'indicateur correspondant aux deux courses du piston.

Soit (fig. 31)  $abc$  la courbe des pressions absolues sur l'une des faces du piston pendant la course d'aller. Sur l'autre face, la courbe des pressions sera  $a_1e_1i_1c_1$ . La pression effective est donc  $aa_1$ , au début de la course, elle devient  $bb_1$ , au début de la détente, et pour une position quelconque du piston nous aurons la pression  $hh_1$ . En  $i$  elle devient nulle, puis change de signe; l'ordonnée  $kk_1$  représente une pression négative.

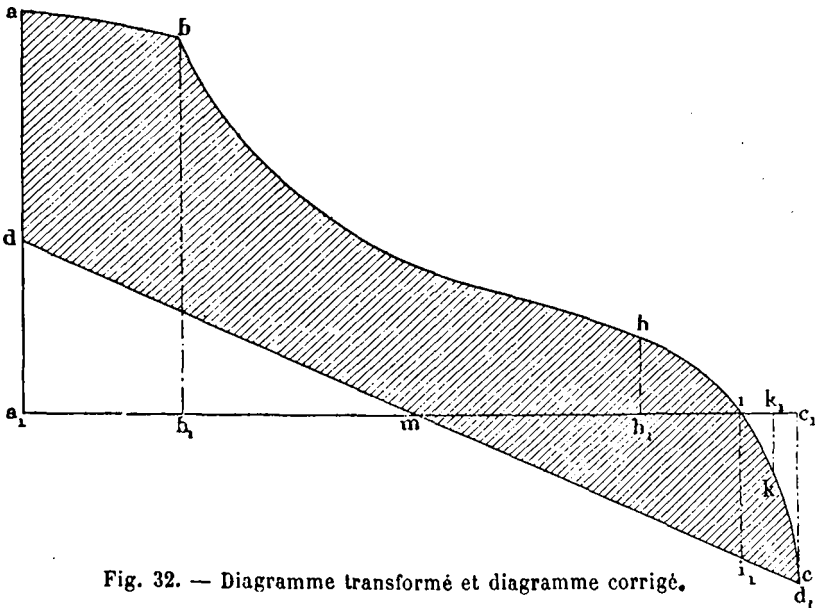


Fig. 32. — Diagramme transformé et diagramme corrigé.

Traçons la droite  $a_1c_1$  (fig 32) représentative de la course du piston, et portons en ordonnées, à partir des divers points de cette droite, les pressions effectives correspondantes. Nous obtiendrons ainsi le diagramme des pressions effectives  $abh_1kc_1$ , que nous appellerons *diagramme transformé*. Cette figure nous donne les pressions en kilogrammes par centimètre carré de surface de piston.

Si maintenant nous voulons tenir compte des forces d'inertie, nous aurons le *diagramme corrigé*. Soit  $P$  le poids des pièces animées d'un mouvement alternatif, rapporté à un centimè-

tre carré de la section droite du piston. Portons  $a, d = R$ , traçons la droite  $dmd$ , qui passe par le milieu  $m$  de la droite  $a, c$ , nous aurons le diagramme corrigé,  $abh d, md$ . Au début de la course, la force qui actionne le piston est  $ad$  : à la fin,  $cd$ . Les efforts ont beaucoup mieux répartis : en  $i$  la pression, au lieu d'être nulle, est  $ii$ .

Dans ce cas, où les diagrammes d'indicateur sont les mêmes sur les deux faces du piston, il est inutile de construire le diagramme corrigé pour la course rétrograde. Les conditions de fonctionnement sont identiques.

75. Pour mieux apprécier la régularité du mouvement dans les deux cas du diagramme transformé et du diagramme corrigé, il est utile de construire le *diagramme des efforts tangentiels*; ce qui se fait, par le calcul, ou par une méthode graphique.

Soit  $p$  la pression, en kilogrammes par centimètre carré, correspondant à l'angle  $\alpha$ ; l'effort tangential, rapporté à un centimètre carré de la section du piston, est :

$$T = p \sin \alpha. \quad (7)$$

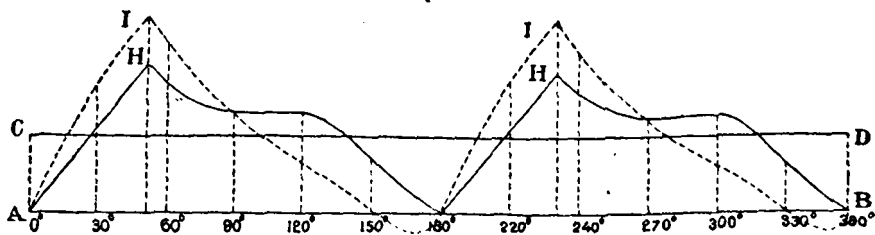


Fig. 33. — Diagramme des efforts tangentiels.

Traçons la droite  $AB = 2\pi r$ , calculons pour les diverses valeurs de  $\alpha$  les valeurs correspondantes de  $T$ , et portons ces valeurs en ordonnées. Nous obtiendrons ainsi les courbes I, ou H (fig. 33), suivant que dans le calcul nous négligeons l'influence des forces d'inertie, ou que nous en tenons compte. Si nous supposons que la résistance au bouton de manivelle est constante, et si nous la rapportons au centimètre carré de surface de piston, elle sera représentée par la droite CD. Cette figure permet de comparer immédiatement la force tangentielle à la résistance AC : on voit aussi l'avantage du diagramme corrigé sur le diagramme transformé.

76. La figure 34 représente un exemple de diagramme absolument défectueux : le diagramme d'inertie rencontre le diagramme transformé en *a* et en *b*. En ces deux points il y a par conséquent des chocs, à cause du jeu qui est inévitable aux joints, et entre les points *a* et *b* les efforts sont négatifs : c'est

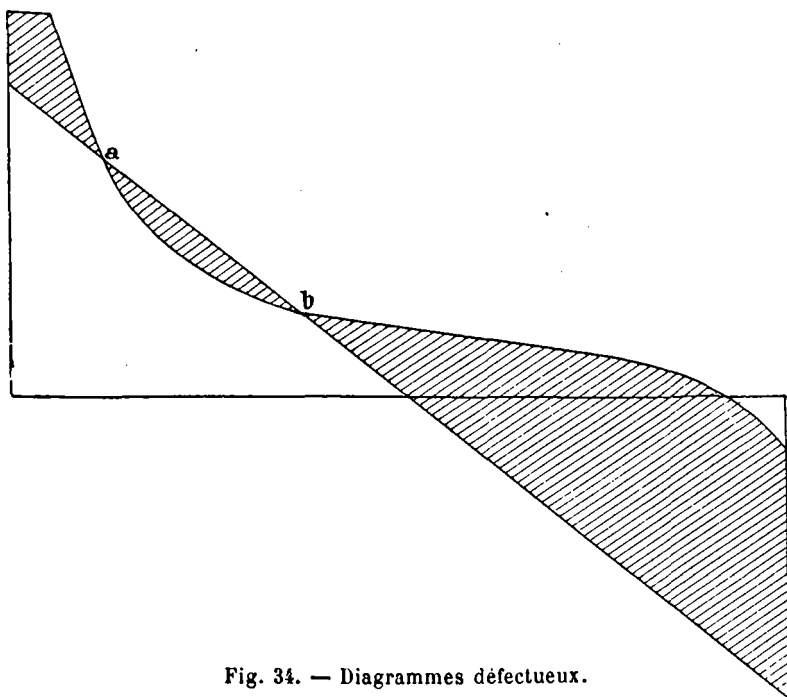


Fig. 34. — Diagrammes défectueux.

le volant qui entraîne le piston. Il faut alors modifier les conditions de marche de la machine, qui sont mauvaises, et on y parvient en modifiant le poids des pièces en mouvement, la pression d'admission de la vapeur, le degré de détente et le nombre de tours.

77. Les figures 31, 32 et 33 se rapportent à une machine établie dans les conditions suivantes :

$$\begin{aligned} p &= 0^{\text{k}},30; \\ n &= 120; \\ r &= 0^{\text{m}},50. \end{aligned}$$

On en déduit, pour  $\alpha = 0$  :

$$R = a_1 d = 2^k, 16.$$

Remarquons qu'ici la vitesse absolue du bouton de manivelle est considérable :

$$\frac{2\pi r n}{60} = 6^m.$$

Elle dépasse la limite qu'on se fixe en général dans la pratique. Toutefois, dans la machine de Willans à simple effet, à la vitesse de 700 tours, la vitesse du bouton de manivelle atteint 5<sup>m</sup>, 50.

La vitesse moyenne du piston est dans notre exemple  $\frac{2 \times 120 \times 1}{60} = 4$  mètres. On sait que dans les machines Porter on atteint de Philadelphie on atteint 7 mètres.

**Machine verticale à bielle infinie.** — 75. Abordons maintenant l'étude de la machine verticale à bielle infinie.

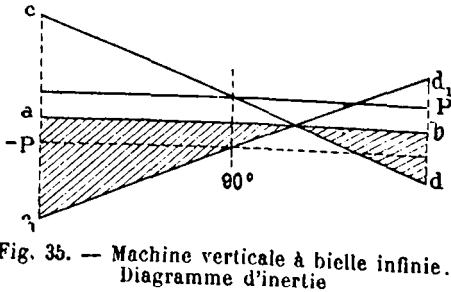


Fig. 35. — Machine verticale à bielle infinie. Diagramme d'inertie

Ici le poids P s'ajoute à la force motrice dans la course descendante, et elle se retranche dans la course ascendante. On a donc, pour la course descendante :

$$R = 0,001 P n^2 r \cos \alpha + P. \quad (8)$$

Donc :

$$\begin{aligned} \text{Pour } \alpha = 0 & \quad R = P + 0,001 P n^2 r; \\ \text{Pour } \alpha = 90^\circ & \quad R = P; \\ \text{Pour } \alpha = 180^\circ & \quad R = P - 0,001 P n^2 r; \end{aligned}$$

et nous obtenons le *diagramme d'inertie cd* (fig. 35).

Pour la course ascendante, on a :

$$R = 0,001 P n^2 r \cos \alpha - P. \quad (9)$$

Donc :

$$\begin{aligned} \text{Pour } \alpha = 0 & \quad R = 0,001 P n^2 r - P; \\ \text{Pour } \alpha = 90^\circ & \quad R = -P; \\ \text{Pour } \alpha = 180^\circ & \quad R = -0,001 P n^2 r - P. \end{aligned}$$

Le diagramme d'inertie est  $d_1c_1$ , symétrique de  $cd$  par rapport à  $ab$ .

Rapportons ces diagrammes d'inertie aux diagrammes trans-

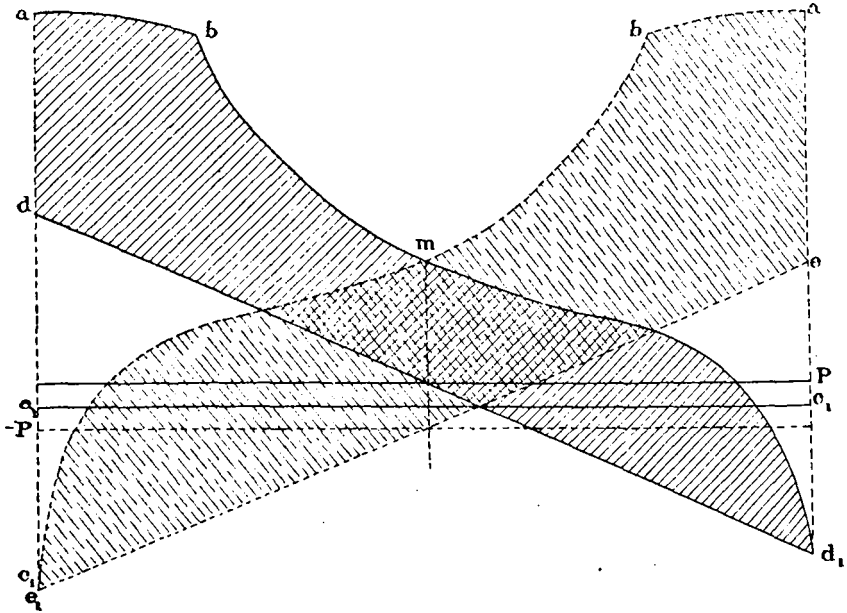


Fig. 36. — Machine verticale à bielle infinie. Diagrammes transformés et diagrammes corrigés.

formés  $abmd$ , de l'exemple précédent. Nous obtenons les diagrammes corrigés (fig. 36); et l'inspection de la figure nous

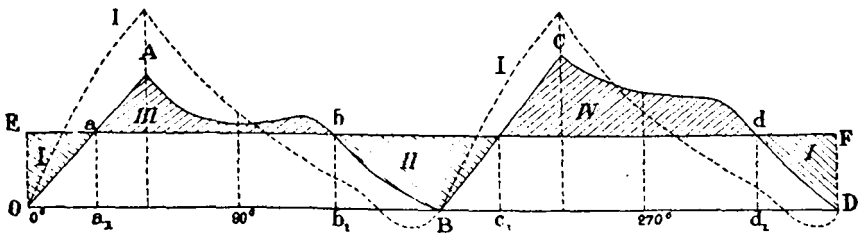


Fig. 37. — Machine verticale à bielle infinie. Diagramme des efforts tangentiels.

montre immédiatement l'influence de l'inertie sur la régularité du mouvement: pour obtenir une bonne régularisation, il faut modifier les diagrammes, et augmenter l'admission à la

course ascendante. L'influence des poids  $P$  est mise en évidence d'une façon encore plus nette par le diagramme des efforts tangentiels (fig. 37).

Si la machine, au lieu d'être verticale, est inclinée, il faut décomposer le poids  $P$  des pièces animées d'un mouvement alternatif en deux forces, dont l'une dirigée suivant l'axe du

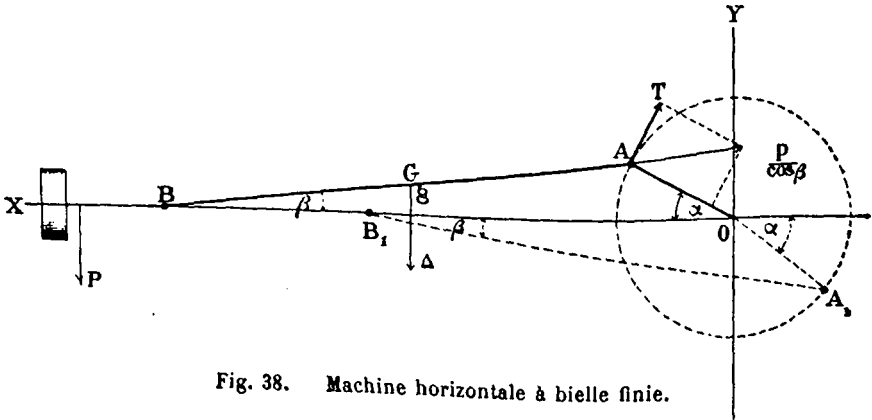


Fig. 38. Machine horizontale à bielle finie.

cylindre, et l'autre perpendiculaire à cette direction. C'est la première composante seule qui interviendra dans le calcul.

**Machine horizontale à bielle finie.** — 79. Passons au cas de la machine horizontale à la bielle finie (fig. 38).

Soient :

- $l = AB$  la longueur de la bielle ;
- $r = OA$  le rayon de manivelle ;
- $\frac{l}{r} = c$  le rapport qui caractérise l'obliquité de la bielle.

Prenons pour origine le point mort de gauche. Lorsque la manivelle aura décrit un angle  $\alpha$ , le chemin  $s$  parcouru par le piston sera donné par la formule :

$$s = r(1 - \cos \alpha) + l \left[ 1 - \frac{1}{l} \sqrt{l^2 - r^2 \sin^2 \alpha} \right];$$

ou bien :

$$s = r(1 - \cos \alpha + c - \sqrt{c^2 - \sin^2 \alpha}). \quad (10)$$

Différentiations :

$$ds = r \left( \sin \alpha + \frac{\sin \alpha \cos \alpha}{\sqrt{c^2 - \sin^2 \alpha}} \right) d\alpha;$$

$$ds = r \left( \sin \alpha + \frac{\sin \alpha \cos \alpha}{\sqrt{c^2 - \sin^2 \alpha}} \right) \omega dt.$$

La vitesse du piston sera donc :

$$v = \frac{ds}{dt} = \omega r \left( \sin \alpha + \frac{\sin \alpha \cos \alpha}{\sqrt{c^2 - \sin^2 \alpha}} \right); \quad (11)$$

et son accélération :

$$\frac{dv}{dt} = \omega r \left( \cos \alpha + \frac{\cos 2 \alpha}{\sqrt{c^2 - \sin^2 \alpha}} + \frac{\sin^2 \alpha \cos^2 \alpha}{(c^2 - \sin^2 \alpha)^{\frac{3}{2}}} \right) \frac{d\alpha}{dt};$$

ou bien :

$$\frac{dv}{dt} = \omega^2 r \left( \cos \alpha + \frac{c^2 (\cos^2 \alpha - \sin^2 \alpha) + \sin^4 \alpha}{(c^2 - \sin^2 \alpha)^{\frac{3}{2}}} \right).$$

Posons :

$$\varphi = \frac{c^2 (\cos^2 \alpha - \sin^2 \alpha) + \sin^4 \alpha}{(c^2 - \sin^2 \alpha)^{\frac{3}{2}}} = \frac{c^2 \cos 2\alpha + \sin^4 \alpha}{(c^2 - \sin^2 \alpha)^{\frac{3}{2}}}. \quad (13)$$

Nous aurons :

$$\frac{dv}{dt} = \omega^2 r (\cos \alpha + \varphi). \quad (14)$$

Or, pour  $l$  infini,  $\varphi$  devient nul, et on retombe bien sur la formule (3) relative à la bielle infinie.

La force d'inertie relative au poids P du piston et de sa tige st donc :

$$\beta = \frac{P}{g} \frac{dv}{dt} = \frac{P}{g} \omega^2 r (\cos \alpha + \varphi). \quad (15)$$

Pour calculer la force d'inertie de la bielle, nous rapporterons tout le système à deux axes rectangulaires OX et OY passant par le centre O de rotation. Soient  $x_1$  et  $y_1$  les coordonnées du point A,  $x$  et  $y$  celles du centre du gravité G de la bielle. Posons :

$$OB = x_2, \quad BG = \lambda.$$

Nous avons :

$$x_1 = r \cos \alpha ;$$

d'où, en différentiant :

$$dx_1 = -r \sin \alpha d\alpha = -r \sin \alpha \omega dt ;$$

et :

$$\frac{dx_1}{dt} = -\omega r \sin \alpha . \quad (16)$$

Mais on a :

$$x = x_2 - g B = x_2 - (x_2 - x_1) \frac{\lambda}{l} = x_2 + (x_1 - x_2) \frac{\lambda}{l} .$$

Donc :

$$\begin{aligned} \frac{dx}{dt} &= \frac{dx_2}{dt} + \left( \frac{dx_1}{dt} - \frac{dx_2}{dt} \right) \frac{\lambda}{l} ; \\ \frac{dx}{dt} &= v - (\omega r \sin \alpha + v) \frac{\lambda}{l} . \end{aligned} \quad (17)$$

L'accélération est donnée par la formule :

$$\frac{d^2 x}{dt^2} = \frac{dv}{dt} - \left( \omega^2 r \cos \alpha + \frac{dv}{dt} \right) \frac{\lambda}{l} ;$$

et en substituant à  $\frac{dv}{dt}$  sa valeur déduite de l'équation (14), on a :

$$\frac{d^2 x}{dt^2} = \omega^2 r \left[ \cos \alpha \left( 1 - \frac{2\lambda}{\Delta} \right) + \varphi \left( 1 - \frac{\lambda}{l} \right) \right] . \quad (18)$$

La force d'inertie relative au poids  $\Delta$  de la bielle est donc :

$$\beta_1 = \frac{\Delta}{g} \frac{d^2 x}{dt^2} = \frac{l}{g} \omega^2 r \left[ \cos \alpha \left( 1 - \frac{2\lambda}{l} \right) + \varphi \left( 1 - \frac{\lambda}{l} \right) \right] \quad (19)$$

La force d'inertie totale a pour expression :

$$R = \beta + \beta_1 = \frac{P}{g} \frac{dv}{dt} + \frac{\Delta}{g} \frac{d^2 x}{dt^2} ; \quad (20)$$

ou encore :

$$R = \frac{P}{g} \omega^2 r (\cos \alpha + \varphi) + \frac{\Delta}{g} \omega^2 r \left[ \cos \alpha \left( 1 - \frac{2\lambda}{l} \right) + \varphi \left( 1 - \frac{\lambda}{l} \right) \right] .$$



Or on a :

$$\frac{\omega^2}{g} = 0,001 n^2.$$

Donc :

$$R = 0,001 P n^2 r (\cos \alpha + \varphi) + 0,001 \Delta n^2 r \left[ \cos \alpha \left( 1 - \frac{2\lambda}{l} \right) + \varphi \left( 1 - \frac{\lambda}{l} \right) \right]. \quad (21)$$

On se contente en général d'une formule moins rigoureuse :  
Supposons que les accélérations de la bielle et du piston soient égales, ce qui revient à poser :

$$\frac{d^2x}{dt^2} = \frac{dv}{dt}.$$

La formule (21) devient alors :

$$R = 0,001 (P + \Delta) n^2 r (\cos \alpha + \varphi). \quad (22)$$

C'est une formule très commode pour les applications.

M. Radinger a proposé une formule moins rigoureuse, mais encore plus simple :

Nous pouvons poser :

$$s = r + l - l \cos \beta - r \cos \alpha$$

ou bien :

$$s = r (1 - \cos \alpha) + l (1 - \cos \beta).$$

Mais :

$$\cos \beta = \sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2} \sin^2 \alpha};$$

ou approximativement :

$$\cos \beta = 1 - \frac{1}{2} \frac{r^2}{l^2} \sin^2 \alpha.$$

Donc :

$$s = r (1 - \cos \alpha + \frac{1}{2} \frac{r}{l} \sin^2 \alpha). \quad (23)$$

On en déduit :

$$v = \frac{ds}{dt} = \omega r (\sin \alpha + \frac{1}{2} \frac{r}{l} \sin 2 \alpha); \quad (24)$$

$$\frac{dv}{dt} = \omega^2 r (\cos \alpha + \frac{1}{2} \frac{r}{l} \cos 2 \alpha). \quad (25)$$

Et, en admettant que les accélérations du piston et de la bielle soient les mêmes, on aura :

$$R = \frac{P + \Delta}{g} \omega^2 r \left( \cos \alpha + \frac{1}{2} \frac{r}{l} \cos 2\alpha \right);$$

ou bien :

$$R = 0,001 (P + \Delta) n^2 r \left( \cos \alpha + \frac{1}{2} \frac{r}{l} \cos 2\alpha \right). \quad (26)$$

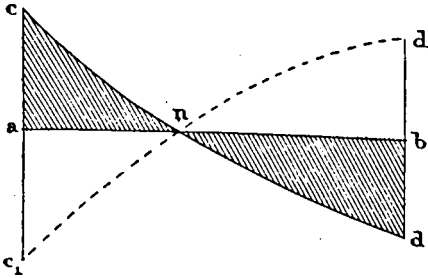


Fig. 39. — Machine horizontale à bielle finie.  
Diagramme d'inertie

80. Soit  $ab$  la course du piston (fig. 39). Conservons les données du n° 6, portons sur  $ab$ , à partir de  $a$ , les valeurs de  $s$  calculées par la formule (10); portons en ordonnées les valeurs correspondantes de  $R$  calculées

par la formule (22) : nous aurons ainsi le diagramme d'inertie  $cn_d$ .

Si nous nous servons de la formule (21), et si nous posons :

$$\frac{\lambda}{l} = \frac{1}{2}; P + \Delta = 0,30; P = 2 \Delta;$$

nous obtiendrons pour diagramme d'inertie une courbe très rapprochée de la première.

Enfin, si nous calculons  $s$  par la formule (23), et  $R$  par la formule (26), nous obtiendrons pour diagramme d'inertie une troisième courbe, qui n'est autre chose qu'une branche de parabole.

Mais dans les applications, lorsque la bielle est longue, c'est-à-dire que la valeur du rapport  $c$  varie entre 5 et 6, les différences entre ces trois diagrammes sont insignifiantes.

81. Pour compléter l'étude des machines horizontales à bielle finie, il nous reste à étudier la course rétrograde du pis-

ton. Prenons pour origine le point mort de droite ; pour une valeur  $\alpha$  de l'angle de la manivelle, correspondant à une position A, B, de la bielle, nous aurons immédiatement les formules suivantes :

$$s = r \left[ 1 - \cos \alpha - c + \sqrt{c^2 - \sin^2 \alpha} \right]; \quad (10')$$

$$\frac{dv}{dt} = \omega^2 r (\cos \alpha - \varphi); \quad (14')$$

$$\beta = \frac{P}{g} \omega^2 r (\cos \alpha - \varphi); \quad (15')$$

$$\frac{d^2 x}{dt^2} = \omega^2 r \left[ \cos \alpha \left( 1 - \frac{2\lambda}{l} \right) - \varphi \left( 1 - \frac{\lambda}{l} \right) \right]; \quad (18')$$

$$\beta_1 = \frac{\Delta}{g} \omega^2 r \left[ \cos \alpha \left( 1 - \frac{2\lambda}{l} \right) - \varphi \left( 1 - \frac{\lambda}{l} \right) \right]; \quad (19')$$

$$R = 0,001 P n^2 r (\cos \alpha - \varphi) + 0,001 \Delta n^2 r \left[ \cos \alpha \left( 1 - \frac{2\lambda}{l} \right) - \varphi \left( 1 - \frac{\lambda}{l} \right) \right]. \quad (21')$$

Si nous admettons qu'on ait :

$$\frac{d^2 x}{dt^2} = \frac{dv}{dt},$$

la formule devient :

$$R = 0,001 (P + \Delta) n^2 r (\cos \alpha - \varphi). \quad (22')$$

Enfin les formules de Radinger nous donnent :

$$s = r \left( 1 - \cos \alpha - \frac{1}{2} \frac{r}{l} \sin^2 \alpha \right); \quad (23')$$

$$R = 0,001 (P + \Delta) n^2 r \left( \cos \alpha - \frac{1}{2} \frac{r}{l} \cos 2 \alpha \right). \quad (26')$$

La courbe  $c, d$ , représente le diagramme d'inertie de la course de retour, déduit des formules (10') et (22'). On voit qu'à une réaction d'inertie R, correspondant à un angle  $\alpha$  de la course d'aller, correspond la même réaction changée de signe pour l'angle  $(180^\circ - \alpha)$  de la course de retour. Les diagrammes de la course de retour sont donc symétriques des premiers par rapport à la droite  $ab$ .

Reprenons les *diagrammes modifiés* de la figure 32, et reproduisons-les sur la figure 40. On admet que le poids des pièces

animées d'un mouvement alternatif varie dans les machines ordinaires de  $0^{\circ}$ , 20 à  $0^{\circ}$ , 40 par centimètre carré de surface de piston. On ne trouve de poids plus considérables que dans les machines à condenseur. Dans l'exemple actuel, supposons qu'on ait :

$$P + \Delta = 0,030 ; r = 0,50 ; z = 120.$$

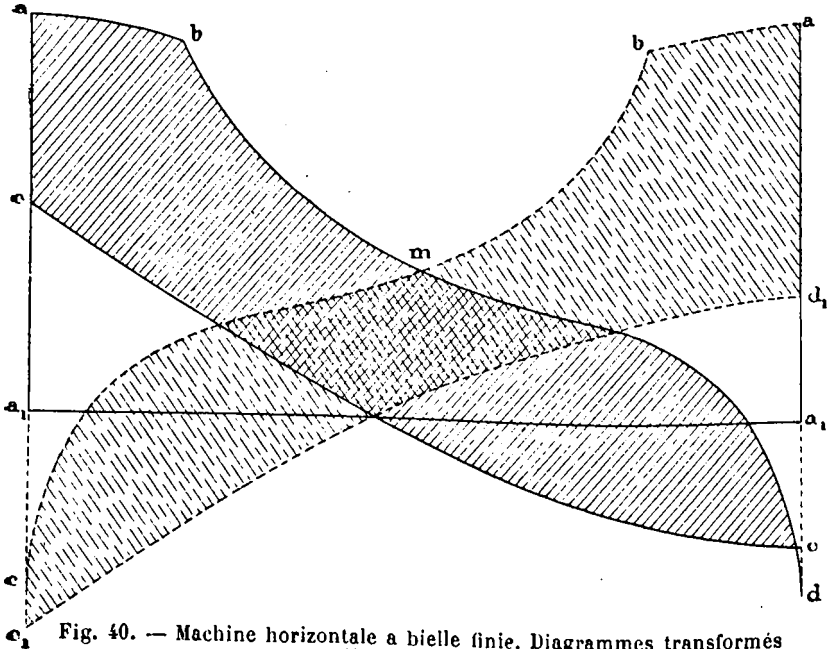


Fig. 40. — Machine horizontale à bielle finie. Diagrammes transformés et diagrammes corrigés.

Les formules (10) et (22) nous donneront, pour la course d'aller :

pour $\alpha = 0^{\circ}$	$s = 0$	$R = 2,70$
$\alpha = 45^{\circ}$	$s = 0,20$	$R = 1,52$
$\alpha = 90^{\circ}$	$s = 0,56$	$R = -0,54$
$\alpha = 135^{\circ}$	$s = 0,90$	$R = -1,49$
$\alpha = 180^{\circ}$	$s = 1$	$R = -1,62.$

Si nous nous servons des formules (10) et (21), en supposant qu'on ait :

$$\frac{\lambda}{l} = \frac{1}{2} ; P = 0,20 ; \Delta = 0,10 ;$$

c'est-à-dire :

$$P + \Delta = 0,30; \quad \frac{P}{\Delta} = 2,$$

nous aurons :

pour $\alpha = 0^\circ$	$s = 0$	$R =$	3,22
$\alpha = 45^\circ$	$s = 0,20$	$R =$	2,44
$\alpha = 90^\circ$	$s = 0,56$	$R =$	- 0,45
$\alpha = 135^\circ$	$s = 0,90$	$R =$	- 2,44
$\alpha = 180^\circ$	$s = 1$	$R =$	- 2,43.

Enfin, en nous servant des formules (23) et (26), nous aurons :

pour $\alpha = 0^\circ$	$s = 0$	$R =$	2,70
$\alpha = 45^\circ$	$s = 0,18$	$R =$	1,51
$\alpha = 90^\circ$	$s = 0,56$	$R =$	- 0,54
$\alpha = 135^\circ$	$s = 0,88$	$R =$	- 1,51
$\alpha = 180^\circ$	$s = 1$	$R =$	- 1,62.

Dans la figure 40, nous nous sommes servis, pour obtenir les *diagrammes corrigés*, des formules 10 et 22 pour la course directe, des formules 10' et 22' pour la course rétrograde; les deux courbes d'inertie sont, comme nous l'avons vu, symétriques par rapport à  $ab$ .

L'inspection de cette figure montre l'influence de l'obliquité de la bielle au point de vue de la régularisation du mouvement. Il serait bon, pour mettre ce fait mieux en évidence, de tracer le diagramme des efforts tangentiels.

82. Ce diagramme se construit aisément par la méthode graphique. On peut aussi le calculer, en se servant de la formule suivante :

Soit  $p$  l'effort déduit du *diagramme corrigé*, relatif à l'angle  $\alpha$ . Suivant la direction de la bielle, la force est  $\frac{p}{\cos \beta}$  (fig. 38). Dès lors, on a pour la force tangentielle l'expression :

$$T = \frac{p}{\cos \beta} \sin(\alpha + \beta);$$

ou bien :

$$T = p (\sin \alpha + \operatorname{tg} \beta \cos \alpha).$$

Mais on a :

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{r \sin \alpha}{l \cos \beta} = \frac{r \sin \alpha}{l \sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2} \sin^2 \alpha}} = \frac{\sin \alpha}{\sqrt{c^2 - \sin^2 \alpha}}$$

Substituons : on a :

$$T = p \sin \alpha \left( + \frac{\cos \alpha}{\sqrt{c^2 - \sin^2 \alpha}} \right). \quad (27)$$

Et pour la course de retour, en comptant les angles à partir du point mort de droite, on aurait la formule :

$$T = p \sin \alpha \left( 1 - \frac{\cos \alpha}{\sqrt{c^2 - \sin^2 \alpha}} \right). \quad (27')$$

La méthode que nous venons d'exposer s'applique également à l'étude de la machine verticale à bielle finie : dans ce cas, comme dans tous les cas de la pratique, on est ramené à de simples exercices géométriques.

**Calcul des volants.** — 83. Nous terminerons cette étude en disant quelques mots des volants, qui servent à maintenir les écarts périodiques de vitesse entre des limites déterminées.

Sans entrer dans une discussion qui nous entrainerait trop loin, nous nous bornerons à établir la formule pratique dont on se sert pour calculer le poids P des volants dans les machines à double effet.

Nous nous en tiendrons à la méthode graphique : c'est en effet la plus simple, et elle conduit à d'excellents résultats lorsqu'elle est appliquée avec soin, et que l'on tient compte de toutes les forces qui entrent en jeu dans le mouvement du piston. Construisons pour une machine donnée le diagramme des efforts tangentiels (fig. 37). La surface OABCD = S de ce diagramme représente le travail moteur par tour : soit  $OE = \frac{S}{2\pi r}$  l'ordonnée moyenne proportionnelle à la résistance constante R appliquée au bouton de manivelle : le rectangle OEFD représente le travail résistant par tour, soit  $R \times 2\pi r$ . Si  $OD = 2\pi$ , circonférence de rayon l, la hauteur OE est le

moment de la résistance  $R \times r$ , et les ordonnées du diagramme moteur sont les moments moteurs  $T \times r$ .

On voit qu'aux points d'intersection  $a, b, c, d$ , du diagramme moteur et du diagramme résistant, les deux moments sont égaux. En  $a$  et en  $c$ , la vitesse passe par un minimum ; elle passe par un maximum en  $b$  et en  $d$ . L'aire  $aAb$ , par exemple, représente un excès de travail moteur qui se produit pendant que la manivelle passe de  $a$  à  $b$ .

Il y a ainsi deux périodes où le travail moteur l'emporte sur le travail résistant ; elles sont représentées sur la figure par les aires III et IV. Les aires I et II représentent au contraire les périodes où le travail résistant l'emporte.

Considérons la plus grande de ces aires : elle correspond évidemment à la plus grande variation de vitesse : soit  $s$  sa surface. Le rapport :

$$\varphi = \frac{s}{S}$$

représentera le rapport du travail total à l'excès de travail considéré.

Soit  $C$  la force en chevaux de la machine,  $N$  le nombre de tours par minute ; le travail par tour sera exprimé en kilogrammètres par l'expression :

$$\frac{60 \times 75 \times C}{N}$$

Donc l'excès de travail  $L$  correspondant à l'aire considérée aura pour valeur :

$$L = \varphi \frac{60 \times 75 \times C}{N}$$

Supposons pour fixer les idées que cette aire maximum soit celle qui sur la figure est affectée du chiffre IV. Soient  $V_1$  et  $V_2$  les vitesses du volant en  $d$  et en  $c$ . Nous aurons évidemment :

$$L = \frac{1}{2} \frac{P}{g} (V_1^2 - V_2^2) = \varphi \frac{60 \times 75 \times C}{N} \quad (1)$$

Dans la pratique,  $\frac{P}{g}$  représente la masse de la jante du volant.

Soit  $V_m = \frac{V_1 + V_2}{2}$  la vitesse moyenne à la circonférence du volant. Nous aurons :

$$V_1 + V_2 = 2 V_m. \quad (2)$$

Fixons-nous la condition suivante :

$$V_1 - V_2 = \frac{1}{\alpha} V_m. \quad (3)$$

où  $\alpha$  est un coefficient qui dépend de la régularité à obtenir, et qui, dans la pratique, varie de 25 à 60. Multiplions membre à membre les équations (2) et (3). Nous aurons :

$$V_1^2 - V_2^2 = \frac{2}{\alpha} V_m^2; \quad (4)$$

et l'équation (1) devient :

$$\frac{P}{\alpha g} V_m^2 = \varphi \frac{60 \times 75 \times C}{N} :$$

ou bien :

$$P = \alpha \varphi \frac{44145 C}{N V_m^2}. \quad (5)$$

C'est la formule cherchée.

Dans les machines à deux cylindres on applique, pour superposer les diagrammes des efforts tangentiels, une méthode trop simple et trop connue pour qu'il soit nécessaire d'y insister ici.



## NOTE SUR LA « CENTRAL VALVE ENGINE » DE M. WILLANS\*

Cette machine est verticale. Elle a été spécialement construite en vue d'obtenir de grandes vitesses de rotation et elle trouve son application rationnelle toutes les fois qu'il s'agit de transmettre la force sans l'intermédiaire de courroies ou de câbles : par exemple, dans le cas de ventilateurs, pompes centrifuges, machines dynamo-électriques, etc.

Les machines de Willans sont construites pour marcher à des vitesses variant de 300 à 700 tours par minute. Lorsqu'on prévoit une augmentation de travail, il y a avantage à s'en tenir au nombre de tours minimum, car on trouve une économie à augmenter la pression en chaudière, et à marcher à un nombre de tours relativement petit.

Ces machines n'ont pas d'enveloppe de vapeur ; en général elles sont aussi dépourvues de condenseur ; suivant les cas, on les construit à un, deux, ou trois cylindres. Les premières — les machines monocylindriques — sont à simple effet ; la vapeur travaille sur la face supérieure du piston, tandis que la face inférieure communique avec l'atmosphère. Quant aux compound, on ne peut pas dire que ce soient rigoureusement des machines à simple effet. Il est vrai que la vapeur ne travaille directement que sur les faces supérieures des pistons. Mais pendant la course ascendante la vapeur renfermée dans les réservoirs intermédiaires se détend, en agissant sur la face inférieure du petit piston, s'il s'agit d'une compound à

\* Ce chapitre a paru dans la *Revue générale des Sciences pures et appliquées*, n° du 15 mai 1890.

deux cylindres, du petit et du moyen, s'il s'agit d'une machine à triple expansion. Chaque réservoir produit donc un travail de détente pendant la course ascendante, et dans l'évaluation du travail de la machine il faut tenir compte des diagrammes qui s'y rapportent.

On emploie le dispositif à deux cylindres lorsque la pression absolue en chaudière est supérieure à 6 kilogrammes. Entre

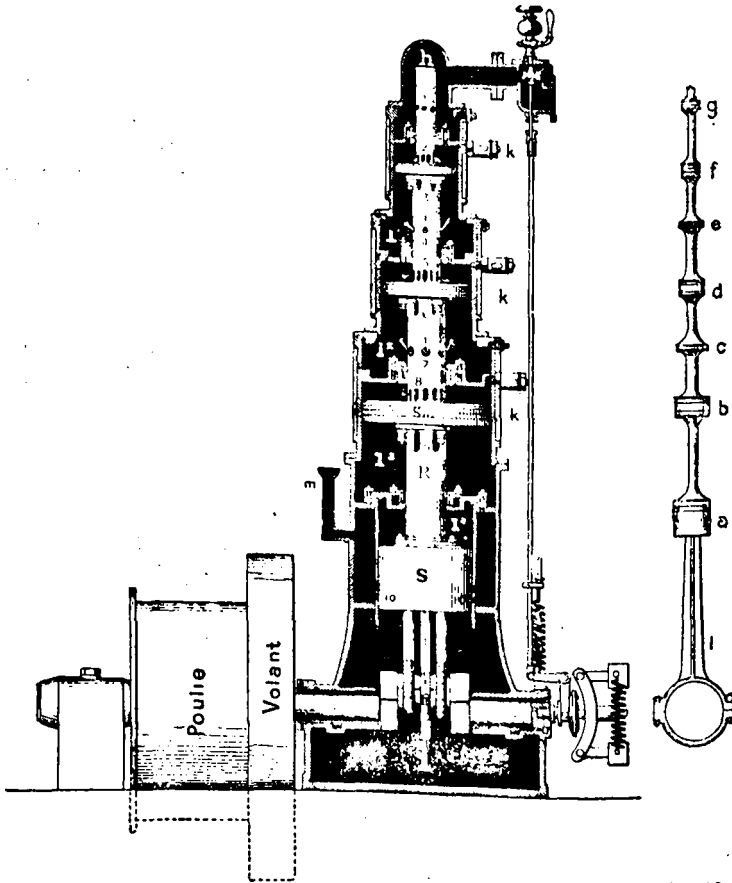


Fig. 41. — Machine Willans.

Fig. 42. —  
Distributeur  
de vapeur.

8<sup>k</sup>,50 et 11<sup>k</sup>,20, on a recours à la triple expansion. La machine, à cause de sa grande vitesse, occupe très peu de place.

Le rapport du travail indiqué au travail mesuré au frein varie, d'après M. Willans, de 0,85 à 0,90.

La figure 41 représente une machine à triple expansion, qui, à la vitesse de 450 tours, développe 40 chevaux. La figure 43 représente le détail de la partie supérieure. Les trois pistons sont montés sur une tige creuse R dans la paroi de laquelle on a ménagé des orifices. A l'intérieur de cette tige R se meut une tige (fig. 42) ou distributeur de vapeur, commandée par un excentrique *i*. Nous avons donc trois cylindres en flèche, se succédant par ordre de grandeur, le cylindre à haute pression au-dessus des deux autres. Sur le distributeur sont montés de petits pistons, ou soupapes cylindriques, *a, b, c, d, e, f, g*. L'excentrique n'est pas calé sur l'arbre, mais sur le bouton de manivelle; cette disposition était nécessaire, du moment où les lumières d'admission et d'échappement étaient ménagées dans la tige du piston; ainsi le distributeur est animé par

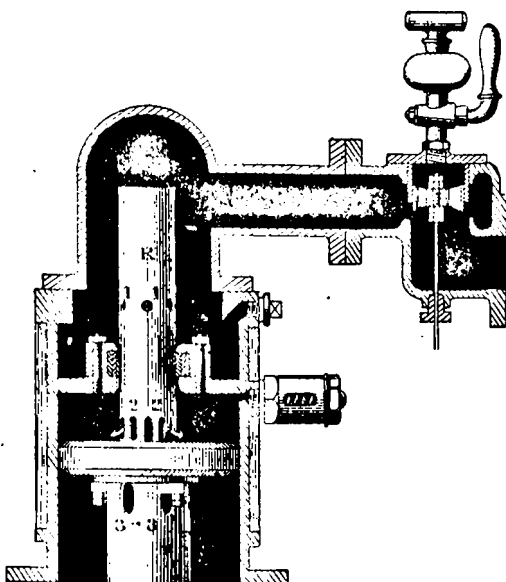


Fig. 43. — Détail de la partie supérieure.

rapport à R d'un mouvement relatif dépendant du calage de l'excentrique *i*.

La vapeur arrivant de la chaudière traverse une soupape d'admission commandée par un régulateur centrifuge spécial, et pénètre dans la chapelle *h*.

Supposons que le piston *S*<sub>1</sub> soit au plus haut point de sa course. La soupape *g* du distributeur ne permet pas à la vapeur de pénétrer directement à l'intérieur de la tige *R*. Mais elle y pénètre par les orifices 1 pour en sortir par les orifices 2, car la soupape *f* se trouve immédiatement au-dessous de ces dernières. Ainsi la vapeur est admise dans le cylindre à haute pression.

Tandis que la tige *R* s'abaisse, la soupape *f* s'élève dans son mouvement relatif, et ferme peu à peu les orifices 2 : la fermeture est complète lorsque le piston *S*<sub>1</sub> a parcouru les  $\frac{3}{4}$  de sa course. Toutefois la fin de l'admission a lieu un peu auparavant ; il suffit pour cela que les orifices 1 aient pénétré dans le collier de couvercle du petit cylindre. Ces colliers de couvercle de cylindres sont des véritables presse-étoupes, à garniture métallique formée d'anneaux de fonte forcés de l'extérieur vers l'intérieur.

Il est clair que le commencement de la détente dépend de la position des orifices, et que, pour une tige *R* donnée, il suffit, pour faire varier le degré d'admission, de déplacer la garniture du collier. Ce moyen est des plus simples.

Pendant que le piston *S*<sub>1</sub> continue à descendre, la soupape *f* s'élève au-dessus des orifices 2. Or la soupape *e* ferme d'une façon permanente la communication entre les orifices 3 et 4. Il s'en suit que la vapeur peut, par les orifices 2 et 3, pénétrer dans l'espace intermédiaire qui sert de premier réservoir *l*<sub>1</sub> ; et c'est ainsi que se fait l'échappement pendant la course ascendante de la tige *R*.

La machine pourrait se composer seulement de ces organes : il suffirait de supprimer les pistons inférieurs ainsi que les soupapes correspondantes, pour avoir la machine monocylindrique à simple effet.

Mais on comprend aisément que le réservoir *l*<sub>1</sub> peut servir à son tour de chapelle d'admission pour le cylindre moyen. Au début de la course descendante qui va suivre, la vapeur péné-

trera, par les orifices 4, à l'intérieur de la tige creuse, et elle s'en échappera par les orifices 5 pour agir sur la face supérieure

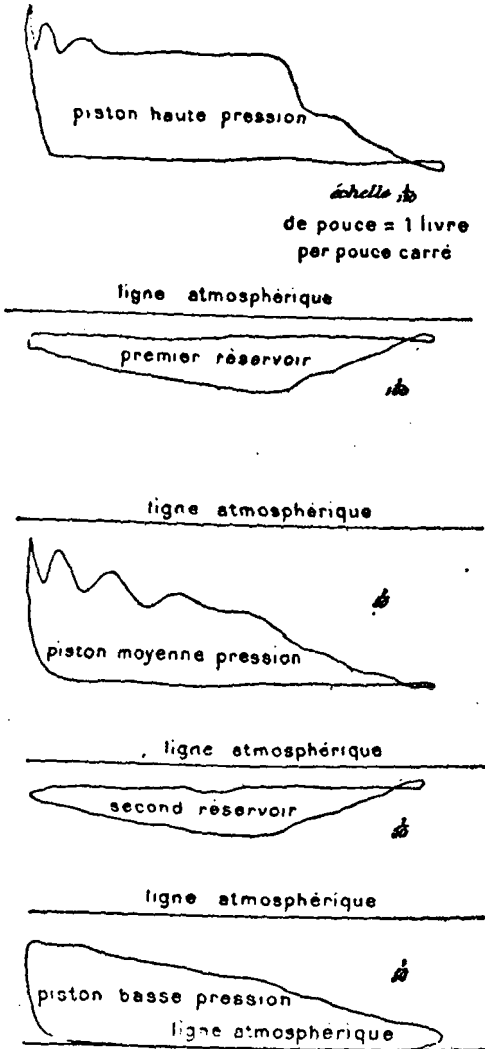


Fig 44. — Diagrammes d'indicateur.

du piston moyen. L'admission cessera lorsque les lumières 4 se trouveront masquées par la garniture du collier de couvercle du cylindre moyen. Puis, lorsque la tige commencera de nouveau à s'élever, la vapeur, par les lumières 5 et 6, s'échappera dans le second réservoir *l*. Si ce réservoir communique avec l'atmosphère, et que le troisième cylindre n'existe pas, on aura la machine compound.

Si au contraire la machine est à triple expansion, la vapeur, au troisième coup de piston, pénétrera dans le grand cylindre par les lumières 7 et 8, et lorsque la tige R s'élèvera de nouveau, elle s'échappera par les orifices 8 et 9 dans la chambre de décharge *l*. On voit qu'il faut trois coups de piston pour que la

vapeur parvienne de la chapelle *l* à la chambre de décharge.

Notons que la pression sur le collier d'excentrique est toujours dirigée dans le même sens, car la vapeur qui remplit la

chapelle  $h$  exerce constamment son action sur la soupape  $g$ . Pour qu'il en soit de même au bouton de manivelle, on a monté un cylindre guide où se meut un piston S. Le poids des pistons est considérable; de plus, l'action de la vapeur sur leurs deux faces est très différente. L'énergie de ces pièces est absorbée en partie pendant la course ascendante grâce au matelas d'air comprimé en  $l$ , par le piston-guide S; ainsi les chocs dus au mouvement alternatif sont complètement amortis. L'air pénètre dans le cylindre S par les lumières 10, lorsque ce cylindre est au bas de sa course. Cet air restitué à la descente du piston le travail accumulé, sauf un certain coefficient de rendement.

Chaque cylindre est muni d'une soupape de sûreté  $k$ , qui

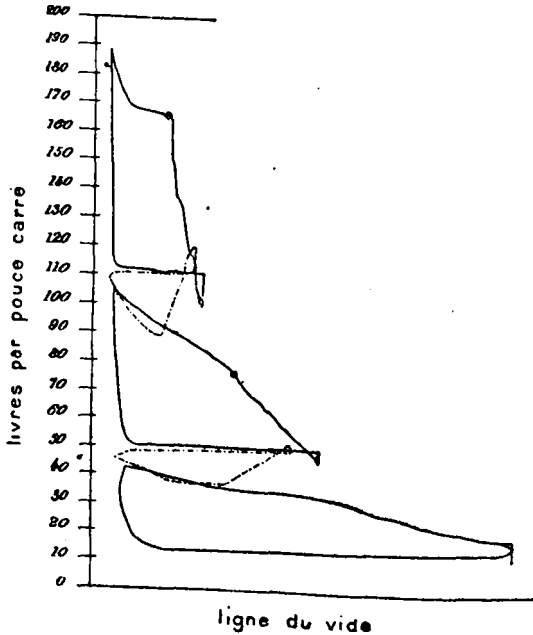


Fig. 45. — Diagrammes totalisés.

s'oppose aux dégâts que l'eau condensée sous le couvercle pourrait occasionner. De même, il y a dans le cylindre guide une soupape qui se soulève quand la pression de l'air devient trop considérable; enfin des purgeurs sont ménagés dans la chambre de décharge et dans les réservoirs.

La chambre *l*, où tourne la manivelle, reçoit, par la conduite *m*, un mélange d'huile et d'eau.

Si on voulait actionner un arbre à plusieurs manivelles, il faudrait monter sur chacune d'elles une machine identique à celle que nous venons de décrire.

La figure 44 montre les diagrammes d'indicateur relevés pendant un essai à triple détente sur les pistons et les réservoirs. Il faut compter les diagrammes des réservoirs dans l'évaluation de la puissance.

Sur la figure 45, ces diagrammes sont totalisés. Suivant les abscisses, on a porté les volumes de vapeur, et suivant les ordonnées, les pressions exprimées en livres par pouce carré.

M. Willans alimente ses machines au moyen de chaudières du type locomobile, avec tubes de 45 millimètres de diamètre. On les essaye à 210 kilogrammes par centimètre carré, pour fonctionner à des pressions de 10<sup>k</sup>, 5 et 11<sup>k</sup>, 2.

La machine de Willans a été expérimentée avec le plus grand soin, et ces expériences ont donné des résultats remarquables,

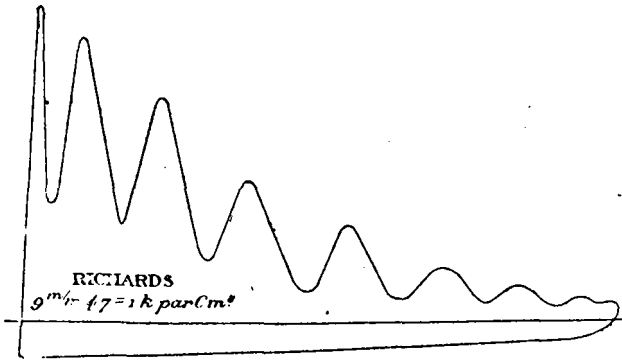


Fig. 46. — Diagramme relevé avec l'indicateur Richards.

surtout au point de vue des grandes vitesses. Les épreuves principales ont été effectuées à la vitesse de 400 tours, bien qu'on atteigne pratiquement 500 tours par minute.

L'eau d'alimentation était pesée avant chaque essai dans une cuve, au moyen d'une balance contrôlée. La machine commandait une dynamo, et on la faisait marcher jusqu'à ce que l'eau atteignit dans la chaudière un niveau repéré sur le tube indi-

cateur. On commençait alors l'expérience; l'eau prise à la cuve était injectée dans la chaudière au moyen d'une pompe commandée par une chaudière spéciale. Lorsque le niveau de l'eau s'était élevé à 10 ou 12 millimètres au-dessus du repère, on cessait l'alimentation, et on continuait l'essai jusqu'au moment où l'eau était revenue à son niveau initial. Ainsi on mesurait exactement le poids de l'eau d'alimentation; un compteur permettait de connaître le nombre de tours correspondant.

La pression en chaudière était, autant que possible, maintenue constante pendant chaque essai. De fait, les variations ont rarement atteint  $0^{\text{k}},140$  par centimètre carré. Le degré d'humidité de la vapeur était mesuré par la méthode calorimétrique.

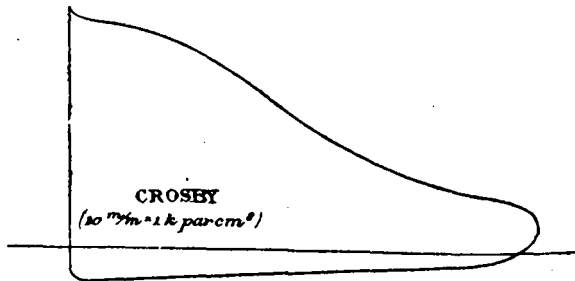


Fig. 47. — Diagramme relevé avec l'indicateur Crosby.

Enfin, les diagrammes étaient relevés au moyen de l'indicateur Crosby.

La machine de Willans, sans condenseur et sans enveloppe, marchant à triple expansion avec une pression d'admission moyenne, de  $11^{\text{k}},9$ , et un degré de détente de  $6,4$ , consommait, pour une puissance de 40 chevaux, seulement  $8^{\text{k}},29$  d'eau par cheval indiqué et par heure. C'est un résultat très satisfaisant. Il est vrai que la machine n'a pas d'enveloppe, mais chacun des cylindres est protégé contre le refroidissement à l'une de ses extrémités par le cylindre supérieur, et la tige creuse est maintenue chaude par la vapeur qui la traverse.

Pour terminer, nous donnerons quelques détails sur l'indicateur Crosby, dont l'emploi a été rendu nécessaire à cause des grandes vitesses de la machine de Willans. Cet appareil est remarquable par la légèreté de ses organes (fig. 48). Le piston est



aussi mince que possible. Il porte sur son pourtour des cavités rectangulaires et sphériques, dont la calotte est dirigée vers la

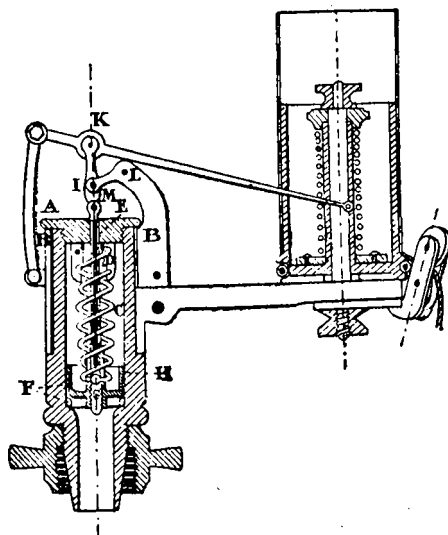


Fig. 48. — Indicateur Crosby.

tige, et qui, se remplissant de vapeur pendant la marche, diminuent le frottement contre la surface intérieure du cylindre. La tige est creuse, tant pour l'alléger tout en conservant la rigidité voulue, que pour le montage des ressorts, sur lesquels nous reviendrons plus loin.

Le crayon est porté par un guidage, ressemblant à celui de Thompson, et donnant un mouvement rigoureusement perpendiculaire à la ligne atmosphérique. Toutes les parties de ce mécanisme sont en acier trempé; les articulations jouent dans des douilles du même métal.

Deux dispositions sont essentiellement différentes de celles des autres indicateurs; ce sont les *ressorts* faisant équilibre à la pression de la vapeur, et le *mouvement de retour du tambour à papier*.

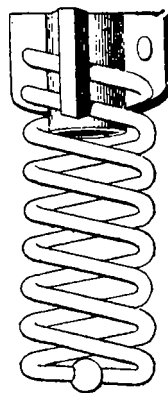


Fig. 49. — Ressort de l'indicateur.

Les premiers sont faits d'un seul fil d'acier (fig. 49) enroulé

de manière à former un double filet. Le haut seulement porte une tête à quatre ailettes pour être fixé au couvercle ; dans le bas est brasée une sphère portant dans une rotule fixée au piston. Cette disposition a l'avantage, d'une part, de faire porter l'effort du ressort rigoureusement au centre du piston, de manière à éviter tout coincement de cet organe contre la surface intérieure du cylindre ; et, d'autre part, de supprimer l'inertie de la tête inférieure des anciens ressorts, dont le poids s'ajoute à celui du piston.

Quant au tambour à papier, il porte, au lieu du ressort à spirale, un ressort à boudin pour le ramener à sa position primitive. Le ressort en spirale, en effet, a l'inconvénient d'exercer sur le cordeau relié à la tête du piston de la machine une tension inégale et proportionnelle à sa tension propre. Comme tout cordeau, malgré toutes les précautions, conserve une certaine élasticité, la tension n'est pas la même durant toute la course du piston, quand il est actionné par le ressort en spirale. Cet inconvénient peut occasionner des erreurs dans le tracé du diagramme. Le ressort à boudin a la propriété de conserver une tension égale pendant toute la durée de la traction du cordeau. Suivant la vitesse, il peut être bandé plus ou moins au moyen d'un écrou placé au bas du tambour.

Ces deux modifications sont de la plus haute importance.

Ces détails, que nous empruntons à la communication faite par M. Walther-Meunier en 1885 au congrès des ingénieurs en chef des associations de propriétaires d'appareils à vapeur, suffisent à faire comprendre les qualités de l'indicateur Crosby, dont l'emploi est indispensable pour les machines à grande vitesse. Au point de vue pratique, ces qualités sont mises en évidence par les figures 46 et 47, où sont reproduits les diagrammes relevés avec les indicateurs Richards et Crosby sur une machine à soupapes *Sulzer*, marchant à 130 tours. On voit que les effets de l'inertie sont ici complètement annulés.

---

# TABLE DES MATIÈRES

---

PRÉFACE . . . . .	I-XVI
DÉFINITIONS ET UNITÉS DE MESURE. . . . .	1

## PREMIÈRE PARTIE

### THÉORIE PRATIQUE OU EXPÉRIMENTALE DE LA MACHINE A VAPEUR

#### CHAPITRE PREMIER

Généralités. — Théorie pratique et théorie générique des machines à vapeur. — Influence des parois du cylindre. — Machines à vapeur saturée et à vapeur surchauffée. — Expériences de l'Ecole alsacienne. — Machines Woolf, compound, et à triple expansion . . . . . 11

#### CHAPITRE II

Les diverses périodes de la distribution : admission, détente, échappement et compression. Travail, énergie interne et échanges de chaleur. — Bilan de la machine . . . . . 46

#### CHAPITRE III

Méthode diagrammatique de M. le professeur Dwelshauvers-Dery pour représenter les échanges de chaleur entre le métal et la vapeur dans le cylindre d'une machine. — Diagramme moyen. — Courbes réelles pour la détente et la compression. — Courbes probables pour l'admission et l'échappement. — Exemples, et observations sur ces exemples . . . . . 95

MACHINES A VAPEUR.

## CHAPITRE IV

Formules relatives aux machines à un cylindre, aux machines Woolf et compound, en tenant compte l'enveloppe de vapeur. — Bilan de la machine à deux cylindres. — Exemples d'analyses de machines à un et deux cylindres, d'après les expériences de Hallauer, et les expériences anglaises de Mair. — Contrôle des expériences faites sur les machines sans condenseur . . . . . 106

## CHAPITRE V

Enveloppes des cylindres. — Enveloppe de vapeur dans les machines à un cylindre, les machines Woolf et compound. — Enveloppe de Donkin à flamme de gaz. — Enveloppe à vapeur stagnante et enveloppe à circulation de vapeur. — Vapeur surchauffée. — Ses avantages. . . . . 123

## CHAPITRE VI

Condenseurs. — Travail du vide. — Théorie des condenseurs. — Equivalence des machines. — Programme de Hallauer, pour la construction des machines à un cylindre. — Comparaison des machines à un cylindre et des machines à détente étagée, au point de vue économique. — Vitesse des machines. — Expériences de Willans. — Analyse des effets de l'enveloppe, de la surchauffe, et des grandes vitesses. — Poids des machines, et autres données pratiques . . . . . 138

Note sur l'emploi de la détente par cascade dans les machines marines et les machines d'atelier . . . . . 169

## SECONDE PARTIE

## THÉORIE GÉNÉRIQUE DE LA MACHINE A VAPEUR

## CHAPITRE PREMIER

Hypothèses. — Construction graphique des courbes du diagramme. — Travail consommé par la vapeur vive pour comprimer celle qui se trouve renfermée dans l'espace nuisible. — Quantité de vapeur introduite dans cet espace. — Travail d'admission. — Consommation théorique de vapeur par coup de piston. — Influence géométrique de l'espace nuisible sur le degré de détente. — Travail de détente. — Travail de la contre-pression. — Travail de compression. — Travail total par coup de piston. — Travail rapporté à un.mètre cube et à un kilogramme de vapeur. — Influence

générique de la pression sur les machines sans condenseur, et à condenseur. — Théorème de Zeuner sur la compression. — Pression moyenne effective par coup de piston. — Construction graphique de M. l'ingénieur Pichault pour déterminer la pression moyenne absolue par coup de piston. — Travail indiqué. — Consommation théorique de vapeur par cheval indiqué. — Règles pour fixer les limites des détentes effectives. — Valeur de la contre-pression. — Influence géométrique de la compression. . . . . 173

## CHAPITRE II

Détermination graphique du travail des machines à vapeur. — Diagrammes prévus . . . . . 200

## CHAPITRE III

### RÉGULATEURS DE VITESSE A FORCE CENTRIFUGE

Généralités. — Cas théorique où on néglige les résistances. — Régulateur de Watt. — Vitesse angulaire. — Sa construction graphique. — Dispositifs divers du régulateur de Watt. — Régulateur américain, ou de Porter. — Formules applicables à ses divers dispositifs. — Diagramme théorique du régulateur. — Stabilité et sensibilité théoriques. — Isochronisme. — Exemples et discussions. — Résistance additionnelle due à l'organe de réglage. — Diagrammes, ou courbes pratiques. — Stabilité et sensibilité pratiques. — Limites du fonctionnement correspondant à la course entière du manchon. — Travail du régulateur. — Energie, ou puissance. — Régulateurs de Watt et de Porter, en tenant compte de la résistance due à l'organe de réglage. — Exemples et discussions — Séries de régulateurs Porter. — Applications. — Diagrammes polaires . . . . . 223

## CHAPITRE IV

Les forces d'inertie dans les machines à vapeur. — Leur influence sur la régularisation du mouvement. — Diagramme d'inertie, diagramme transformé, diagramme corrigé. — Diagramme des efforts tangentiels. — Applications aux machines horizontales et verticales à bielle infinie, et aux machines horizontales à bielle finie . . . . . 259

NOTE SUR LA « CENTRAL VALVE ENGINE » DE M. WILLANS . . . . . 279



## ERRATA

Pages.	Lignes.	
x,	8,	au lieu de : adoptés, lire : adaptés
2,	12,	— $hLm^2$ , lire : $bm^2$ (formule 3)
	15,	— $bm^2$ , lire : $bm^2$
6,	13,	— $0,000000\ 3t_1^3$ , lire : $+ 0,0000003\ t_1^3$ (formule 19)
17,	25,	— durant, l'admission, lire : durant l'admission
23,	34,	— $q^2$ , lire : $q_2$
24,	1,	-- $(q_0 - q_1)$ , lire : $(q_2 - q_1)$
32,	21,	— celle, lire : celles
38,	8,	— $ed$ , lire : $cd$ .
56,	16,	— $p$ , 100, lire : $p$ . 100,
56,	36,	— 8,490, lire : 8490
57,	9,	— 3,180, lire : 3180
57,	14,	— 1,410, lire : 1410
81,	31,	— que, lire : qui
82,	12,	— $L_0$ , lire : $L_0$
82,	12,	— $R_0$ , lire : $R_0$
91,	5,	— $Q_0$ , lire : $Q$
106,	18,	— fournie, lire : fourni
108,	4,	— $U_0$ , lire : $U_0$
108,	10,	— (7), lire : (7')
115,		en note après IV, V, et VI, lire : $M_c^2 = m_2^2$
116,	22,	au lieu de : $(M_a + M_c) q^2$ , lire : $(M_a + M_c) q_0$
117,	2,	— $(M_a + M_c^2) q_1$ , lire : $(M_a + M_c^2) q_1^2$
117,	4,	à partir d'en bas, au lieu de : $+ L_0 - L_0^2$ ; lire : $L_0 + R_0 - L_0^2$ , et au lieu des chiffres - 5,84 et - 12,63; lire : 12,03 et 15,86.
121,	20,	au lieu de : $(M_a + M_a)$ , lire : $(M_a + M_c)$
135,	31,	— $R_0 + E$ , lire : $\frac{R_0 + E}{Q}$
143,	9,	— (28), lire : (27)
159,	33,	— (Bour de Lyon), lire : Bour (de Lyon)
160,	12,	— de d'atelier, lire : d'atelier.

Pages. Lignes.

- 168, 24, au lieu de :  $O_1$ , lire :  $O$ .  
 168, 26, —  $O_1$ , lire :  $O_1$ .  
 176, 29, — 2,302585 log  $m$ , lire : 2,302585 Log  $m$ .  
 184, 12, — Sans calculer, lire : Pour calculer  
 185, 20, —  $p$ , lire :  $p_m$
- 195, prem. tabl., dernière col. à droite, au lieu de :  $-100 \frac{x}{Q}$ , lire :  $100 \frac{x}{Q}$
- 195, premier tableau, dernière colonne à droite, au lieu de :  $614 \frac{x}{Q}$  lire :  $624 \frac{x}{Q}$
- 206, 34, au lieu de :  $g$ , lire :  $c$   
 209, 2, —  $ag = V_1$ , lire :  $ed = V_1$   
 229, 17, — toute, lire : toutes  
 235, 6, — 221, 75, lire : 221,75  
 240, 33, — sensibilité, lire : stabilité  
 242, 13, —  $L$ , lire :  $L_1$   
 244, 12, —  $\omega - \Delta$ , lire :  $\omega - \Delta$   
 253, 4, — les poids seront trop pesants, lire : les boules seront trop pesantes
- 261, 9, —  $\frac{p^2 \omega}{dt}$ , lire :  $\frac{d\alpha}{dt}$   
 262, 9, —  $ed$ , lire :  $cd$   
 272, 5, —  $\frac{1}{2} r \cos 2\alpha$ , lire :  $\frac{1}{2} \frac{r}{l} \cos 2\alpha$
- 276, 4, —  $\left( + \frac{\cos \alpha}{\sqrt{c^2 - \sin^2 \alpha}} \right)$  lire :  $\left( 1 + \frac{\cos \alpha}{\sqrt{c^2 - \sin^2 \alpha}} \right)$
- 216, fig. 12, une lettre est omise. A l'intersection de la ligne  $af$  avec la perpendiculaire abaissée sur cette ligne du point  $d$ , devrait se trouver la lettre  $d_1$ .

