

ENCYCLOPÉDIE SCIENTIFIQUE

PUBLIÉE SOUS LA DIRECTION DU DR TOULOUSE

BIBLIOTHÈQUE

DIRECTEUR

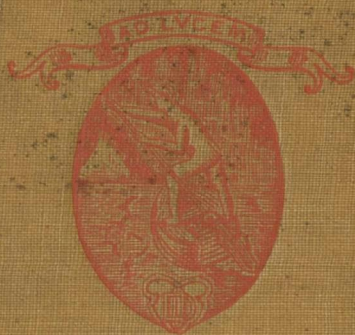
DE MÉCANIQUE APPLIQUÉE ET GÉNIE

M. D'OCAGNE

Locomotives à Vapeur

PAR

JOSEPH NADAL



OCTAVE DOIN, EDITEUR, PARIS

IRIS - LILLIAD - Université Lille 1

Octave DOIN, éditeur, 8, place de l'Odéon, Paris.

ENCYCLOPÉDIE SCIENTIFIQUE

Publiée sous la direction du D^r TOULOUSE

BIBLIOTHÈQUE DE MÉCANIQUE APPLIQUÉE ET GÉNIE

Directeur : **M. D'OCAGNE**

Ingénieur en chef des Ponts et Chaussées
Professeur à l'École des Ponts et Chaussées
Répétiteur à l'École Polytechnique

On oppose assez volontiers, dans le domaine de la mécanique appliquée, l'homme de la théorie à l'homme de la pratique. Le premier, enclin aux spéculations abstraites, est tenu pour préférer aux problèmes qu'offre la réalité ceux qui se prêtent plus aisément aux solutions élégantes et, par suite, pour être disposé à négliger, en dépit de leur importance intrinsèque, telles circonstances qui seraient de nature à entraver le jeu de l'instrument analytique ; le second, au contraire, uniquement soucieux des données de l'empirisme, pour regarder toute théorie scientifique comme un luxe superflu dont il vaut mieux se passer.

Ce sont là des tendances extrêmes contre lesquelles il convient de se mettre en garde. S'il est vrai que certains

*

esprits, séduits par l'imposante beauté de la science abstraite, ont quelque répugnance à se plier aux exigences de la réalité, généralement difficiles à concilier avec une aussi belle harmonie de forme, que d'autres, en revanche, par crainte des complications qu'entraîne à leurs yeux l'appareil analytique, — peut-être aussi, parfois, en raison de leur manque d'habitude à le manier, — tendent à méconnaître les éminents services qu'on en peut attendre, il n'en reste pas moins désirable, pour le plus grand bien des applications, de voir réaliser l'union la plus intime de la théorie et de la pratique, de la théorie qui coordonne, synthétise, réduit en formules simples et parlantes les faits révélés par l'expérience, et de la pratique qui doit, tout d'abord, les en dégager. La vérité est que l'une ne saurait se passer de l'autre, que toutes deux doivent progresser parallèlement. Ce n'est pas d'hier que Bacon l'a dit : « Si les expériences ne sont pas dirigées par la théorie, elles sont aveugles ; si la théorie n'est pas soutenue par l'expérience, elle devient incertaine et trompeuse. »

Développant cette pensée, un homme qui, dans un domaine important de la Mécanique appliquée, a su réaliser, de la façon la plus heureuse, cette union si désirable, s'est exprimé comme suit¹ : « ... La théorie n'a point la prétention de se substituer à l'expérience ni de se poser en face d'elle en adversaire dédaigneux. C'est l'union de ces deux opérations de l'esprit dans une règle générale pour la recherche de la vérité qui constitue l'essence de la méthode : la théorie est le guide qu'on prend au départ, qu'on interroge sans cesse le long de la route, qui instruit toujours par ses réponses, qui indique le chemin le plus sûr et qui découvre l'horizon le plus vaste. Elle saura réunir dans une même explication générale les faits les plus divers, conduire

¹ Commandant P. CHARBONNIER, *Historique de la Balistique extérieure à la commission de Gâvre*, p. 6.

à des formules d'un type rationnel et à des calculs d'une approximation sûre.

« La science aura plus d'audace parce qu'elle aura une base plus large et plus solidement établie. Les résultats expérimentaux, au lieu de faire nombre, viendront à chaque instant contribuer à asseoir la théorie, et ce n'est plus en eux-mêmes que les faits seront à considérer, mais suivant leur place rationnelle dans la science. La théorie saura mettre l'expérimentateur en garde contre les anomalies des expériences, et l'expérience, le théoricien contre les déductions trop audacieuses de la théorie. »

Ces quelques réflexions pourraient servir d'épigraphe à la première moitié de la présente Bibliothèque consacrée à la MÉCANIQUE APPLIQUÉE. Elles définissent l'esprit général dans lequel sont conçus ses volumes : *application rationnelle de la théorie, poussée aussi loin que le comporte l'état actuel de la science, aux problèmes tels qu'ils s'offrent effectivement dans la pratique, sans rien sacrifier des impérieuses nécessités de celle-ci à la plus grande facilité des déductions de celle-là.*

Il ne s'agit pas, dans l'application scientifique ainsi comprise, de torturer les faits pour les forcer à rentrer, vaille que vaille, dans le cadre de théories, plus ou moins séduisantes, conçues à *a priori*, mais de plier la théorie à toutes les exigences du fait ; il ne s'agit pas de forger des exemples destinés à illustrer et à éclairer l'exposé de telle ou telle théorie (comme cela se rencontre dans les Traités de mécanique rationnelle où une telle manière de faire est, vu le but poursuivi, parfaitement légitime), mais de tirer de la théorie toutes les ressources qu'elle peut offrir pour surmonter les difficultés qui résultent de la nature même des choses.

Quand les problèmes sont ainsi posés, ils ne se prêtent généralement pas à des solutions aboutissant directement à des formules simples et élégantes ; ils forcent à suivre la voie plus pénible des approximations successives ; mais défi-

nir par une première approximation l'allure générale d'un phénomène, puis, par un effort sans cesse renouvelé, arriver à le serrer de plus en plus près, en se rendant compte, à chaque instant, de l'écartement des limites entre lesquelles on est parvenu à le renfermer, c'est bel et bien faire œuvre de science ; et c'est pourquoi, dans une Encyclopédie qui, comme son titre l'indique, est, avant tout, *scientifique*, la Mécanique appliquée a sa place marquée au même titre que la Mécanique rationnelle.

La seconde moitié de la Bibliothèque est réservée aux divers arts techniques dont l'ensemble constitue ce qu'on est ordinairement convenu d'appeler le GÉNIE tant civil que militaire ¹ et maritime.

Ici, de par la force même des choses, l'exposé des principes s'écarte davantage de la forme mathématique pour se rapprocher de celle qui est usitée dans le domaine des sciences descriptives. Cela n'empêche d'ailleurs qu'il n'y ait encore, dans la façon de classer logiquement les faits, d'en faire saillir les lignes principales, surtout d'en dégager des idées générales, possibilité d'avoir recours à une méthode vraiment scientifique.

Telle est l'impression qui se dégagera de l'ensemble de cette Bibliothèque, dont les volumes ont été confiés à des spécialistes hautement autorisés, personnellement adonnés à des travaux rentrant dans leurs cadres respectifs et, par cela même, pour la plupart du moins, ordinairement détournés du labeur de l'écrivain dont ils ont occasionnellement accepté la charge en vue de l'œuvre de mise au point dont les conditions générales viennent d'être indiquées.

Il convient d'ajouter que le programme de cette Bibliothèque, — dont la liste ci-dessous fait connaître une pre-

¹ Le mot étant pris dans sa plus large acception et s'étendant tout aussi bien à la technique de l'Artillerie qu'à l'ensemble de celles qui sont plus particulièrement du ressort de l'arme à laquelle on applique le nom de Génie.

mière ébauche, susceptible de revision et de compléments ultérieurs, — s'étendra à toutes les parties qui peuvent intéresser l'ingénieur mécanicien ou constructeur, à l'exception de celles qui ont trait soit aux applications de l'Électricité, soit à la pratique de la construction proprement dite, rattachées, dans cette Encyclopédie, à d'autres Bibliothèques (29 et 33).

Les volumes seront publiés dans le format in-18 jésus cartonné; ils formeront chacun 400 pages environ avec ou sans figures dans le texte. Le prix marqué de chacun d'eux, quel que soit le nombre de pages, est fixé à 5 francs. Chaque volume se vendra séparément.

Voir, à la fin du volume, la notice sur l'ENCYCLOPÉDIE SCIENTIFIQUE, pour les conditions générales de publication.

TABLE DES VOLUMES
ET LISTE DES COLLABORATEURS

*Les volumes publiés sont marqués par un **

1. **Statique graphique.**
2. **Résistance des matériaux**, par A. MESNAGER, Ingénieur des Ponts et Chaussées, Professeur à l'École des Ponts et Chaussées.
3. **Stabilité des constructions**, par A. AURIC et G. PIGEAUD, Ingénieurs des Ponts et Chaussées.
4. **Cinématique appliquée, Théorie des mécanismes**, par E. EUVERTE, ancien capitaine d'artillerie.
- *5. **Dynamique appliquée**, par L. LECORNU, Ingénieur en Chef des Mines, Professeur à l'École polytechnique.
6. **Régularisation du mouvement.**
- *7. **Chronométrie**, par J. ANDRADE, Professeur à la Faculté des Sciences de Besançon.
8. **Hydraulique générale**, par A. BOULANGER, Professeur à la Faculté des Sciences de Lille.
9. **Pneumatique générale.**
10. **Machines hydrauliques.**
11. **Pompes et ventilateurs.**
12. **Air comprimé.**
13. **Moteurs thermiques**, par E. JOUGUET, Ingénieur au corps des Mines.
14. **Machines à vapeur.**
15. **Machines à combustion interne**, par A. WITZ, Professeur à la Faculté libre des Sciences de Lille, Correspondant de l'Institut.

*

16. Turbines à vapeur.
17. Chaudières et condenseurs.
- 18 a. Outils et machines-outils pour le travail des métaux sans enlèvement de matière, par C. CODRON, Ingénieur, Professeur à l'Institut industriel de Lille.
- 18 b. Outils et machines-outils pour le travail des métaux par enlèvement de matière, par C. CODRON.
- 18 c. Outils et machines-outils pour le travail du bois, par C. CODRON.
- 18 d. Machinerie de l'industrie du tabac et des matières similaires, par E. BELOT, Directeur des tabacs au Havre.
19. Appareils de levage, par G. ESPITALIER, Lieutenant-colonel du génie territorial.
20. Câbles téléodynamiques et transporteurs aériens, par A. GISCLARD, Lieutenant-colonel du Génie territorial.
21. Mécanique des explosifs, par E. JOUQUET.
- *22 a. Balistique extérieure rationnelle. Problème principal, par P. CHARBONNIER, Chef d'escadron d'Artillerie coloniale.
- *22 b. Balistique extérieure rationnelle. Problèmes secondaires, par le Commandant CHARBONNIER.
- 22 c. Balistique extérieure expérimentale, par le Commandant CHARBONNIER.
- *22 d. Balistique intérieure, par le Commandant CHARBONNIER.
- 22 e. Tir des armes portatives, par H. BATAILLIER, Capitaine d'Artillerie.
23. Résistance et construction des bouches à feu, par L. JACOB, Colonel d'Artillerie coloniale, Directeur du Laboratoire central de la Marine.
- *24. Mécanique des affûts, par J. CHALLÉAT, Capitaine d'Artillerie.
25. Armes automatiques, par L. CHAUCHAT, Chef d'escadron d'Artillerie.
26. Artillerie de campagne, par J. PALOQUE, Lieutenant-Colonel d'Artillerie, Professeur à l'École supérieure de guerre.
- 26 a. Artillerie navale. Les canons, les projectiles et les poudres, par le Colonel JACOB.
- 26 b. Artillerie navale. Les affûts, les tourelles et le tir, par le Colonel JACOB.

27. **Théorie du navire**, par M. BOURDELLE, Ingénieur de la Marine, Professeur à l'École du Génie maritime.
- 28 a. **Constructions navales. Coque**, par J. ROUGÉ, Ingénieur principal de la Marine.
- 28 b. **Constructions navales. Accessoires**, par J. ROUGÉ.
29. **Machines marines**, par P. DROSNE, Ingénieur de la Marine.
30. **Chaudières marines**, par P. DROSNE.
31. **Torpilles.**
32. **Navigation sous-marine**, par C. RADIGUER, Ingénieur de la Marine.
33. **Navigation aérienne**, par R. SOREAU, Ingénieur, ancien élève de l'École polytechnique.
- *34. **Technique du ballon**, par G. ESPITALIER.
- 35 a. **Ponts en maçonnerie**, par A. AURIC, Ingénieur des Ponts et Chaussées.
- *35 b. **Ponts métalliques. Calculs**, par G. PIGEAUD, Ingénieur des Ponts et Chaussées.
- 35 c. **Ponts métalliques. Construction**, par G. PIGEAUD.
- 35 d. **Ponts suspendus et Ponts à transbordeur**, par G. LEINEKUGEL LE COCQ, Ingénieur de la Marine, Ingénieur de la maison F. ARNODIN, et G. ARNODIN, Ingénieur constructeur.
36. **Infrastructure des routes et chemins de fer.**
37. **Chemins de fer. Superstructure.**
- *38. **Locomotives à vapeur**, par J. NADAL, Ingénieur en Chef des Mines, Adjoint à l'Ingénieur en chef du matériel des chemins de fer de l'État.
- 39 a. **Chemins de fer. Matériel de transport. Voitures à voyageurs**, par E. BIARD, Ingénieur principal à la C^{ie} de l'Est.
- 39 b. **Wagons à marchandises**, par E. BIARD.
- 39 c. **Freinage du matériel de chemin de fer**, par P. GOSSEREZ, Ingénieur au service du matériel roulant de la C^{ie} de l'Est.
40. **Chemins de fer. Exploitation technique.**
41. **Chemins de fer d'intérêt local.**
42. **Chemins de fer funiculaires et à crémaillère.**
43. **Tramways urbains.**

- 44. **Automobiles**, par E. BORSCHNECK, Capitaine du Génie.
- 45. **Bicyclettes et motocyclettes.**
- 46. **Navigation intérieure. Rivières et Canaux.**
- 47. **Fleuves à marées et estuaires.**
- 48. **Travaux maritimes.**
- * 49. **Phares et signaux maritimes**, par C. RIBIÈRE, Ingénieur en Chef des Ponts et Chaussées.
- 50. **Hydraulique urbaine et agricole.**
- 51 a. **Mines. Méthodes d'exploitation**, par L. CRUSSARD, Ingénieur au corps des Mines, Professeur à l'École des Mines de Saint-Étienne.
- 51 b. **Mines. Grisou, Explosions, Aérage**, par L. CRUSSARD.
- 51 c. **Mines. Travaux au rocher et Services généraux.**
- 52. **Ponts improvisés**, par G. ESPITALIER.
- 53 a. **Fortification cuirassée**, par L. DE MONDÉSIR, Lieutenant-Colonel du Génie, Professeur à l'École supérieure de Guerre.
- 53 b. **Technique des cuirassements et bétonnage des places fortes**, par G. ESPITALIER.

NOTA. — La collaboration des auteurs appartenant aux armées de terre et de mer, ou à certaines administrations de l'État, ne sera définitivement acquise que moyennant l'approbation émanant du ministère compétent.

ENCYCLOPÉDIE SCIENTIFIQUE

PUBLIÉE SOUS LA DIRECTION

du **D^r TOULOUSE**, Directeur de Laboratoire à l'École des Hautes-Études

Secrétaire général : **H. PIÉRON**, Agrégé de l'Université.

BIBLIOTHÈQUE DE MÉCANIQUE APPLIQUÉE ET GÉNIE

Directeur : **M. D'OCAGNE**

Ingénieur en chef des Ponts et Chaussées

Professeur à l'École des Ponts et Chaussées

Répétiteur à l'École polytechnique.

LOCOMOTIVES A VAPEUR

LOCOMOTIVES A VAPEUR

PAR

JOSEPH NADAL

INGÉNIEUR EN CHEF DES MINES
INGÉNIEUR EN CHEF ADJOINT DU MATÉRIEL ET DE LA TRACTION
DES CHEMINS DE FER DE L'ÉTAT

Avec 71 figures dans le texte et 5 similigravures hors texte

PARIS

OCTAVE DOIN, ÉDITEUR
8, PLACE DE L'ODÉON, 8

—
1908

Tous droits réservés.

AVANT-PROPOS

Le présent ouvrage contient l'exposé aussi complet et aussi concis que possible de nos connaissances actuelles sur la construction et l'utilisation des locomotives à vapeur. En raison de l'étendue du sujet, il ne pourra être consacré que peu de place aux développements historiques ou à la description des systèmes éphémères.

Les chemins de fer sont l'objet de perfectionnements continuels et rapides. La locomotive notamment a fait d'étonnants progrès dans le courant de ces quinze dernières années. L'étude et la comparaison des solutions et des procédés appliqués dans les divers pays sont parmi les causes qui y ont le plus contribué; l'occasion de mettre en lumière cette influence réciproque se présentera maintes fois.

La seule description des organes et des types paraîtrait à bon droit aride et ne satisferait pas le lecteur. C'est pourquoi on exposera les théories les plus importantes, malgré qu'elles soient encore assez imparfaites. Ceci peut sembler surprenant au premier abord, étant donné l'intérêt pratique de la question et le grand nombre d'ingénieurs éminents qui s'en sont occupés. Mais la nécessité pour les ingénieurs de chemins de fer de résoudre au jour le jour les difficultés d'application est de nature à détourner de recherches exigeant une longue continuité d'efforts et paraissant affecter malgré tout un caractère spéculatif; d'autre part, ces

recherches entraînent le plus souvent des dépenses considérables. C'est ainsi que les laboratoires d'essais de locomotives sont d'institution toute récente et encore fort rares. Cependant, si on passe en revue les principales divisions du sujet : établissement de la chaudière, phénomènes de vaporisation, dispositions à donner au mécanisme moteur et aux essieux, suspension, stabilité sur la voie, modes d'emploi de la vapeur, compoundage, surchauffe, etc., on rencontre à chaque pas des problèmes non encore résolus.

Quoi qu'il en soit, on ne peut qu'admirer le degré de perfection et de puissance qu'ont déjà atteint des machines qui, par exemple, remorquent couramment plus de 300 tonnes à 100 kilomètres à l'heure, et reconnaître que, malgré l'avenir que possède incontestablement l'électricité, la locomotive à vapeur n'est pas près d'être supplantée par la traction électrique.

LOCOMOTIVES A VAPEUR

CHAPITRE I

CHAUDIÈRE

Depuis l'origine des chemins de fer, la forme des chaudières n'a pas sensiblement changé, mais les dimensions ont considérablement augmenté. Les chaudières des locomotives les plus récentes se composent, tout comme celles construites en 1830 par Stephenson pour le chemin de fer de Liverpool à Manchester, d'une boîte à feu avec grille intérieure, d'un corps cylindrique contenant un faisceau de tubes à fumée, invention de l'ingénieur français Séguin, et d'une boîte à fumée portant une cheminée. Mais, tandis que dans la fameuse locomotive « la Fusée » de Stephenson la surface de chauffe du foyer était de $1^{\text{m}^2},86$, celle des tubes de $10^{\text{m}^2},94$, ce qui donnait une vaporisation de 800 kilogrammes d'eau à l'heure, les surfaces de chauffe des locomotives modernes sont de 16 à 20 mètres carrés pour le foyer, de 250 à 300 mètres carrés, et même plus en Amérique, pour le faisceau tubulaire; la vaporisation atteint et parfois dépasse 15000 kilogrammes d'eau par heure.

Locomot. à vapeur.

1

1. **Boîte à feu.** — Une boîte à feu (fig. 1 et 2) se compose de deux parties principales : la partie intérieure appelée foyer, construite généralement en tôles

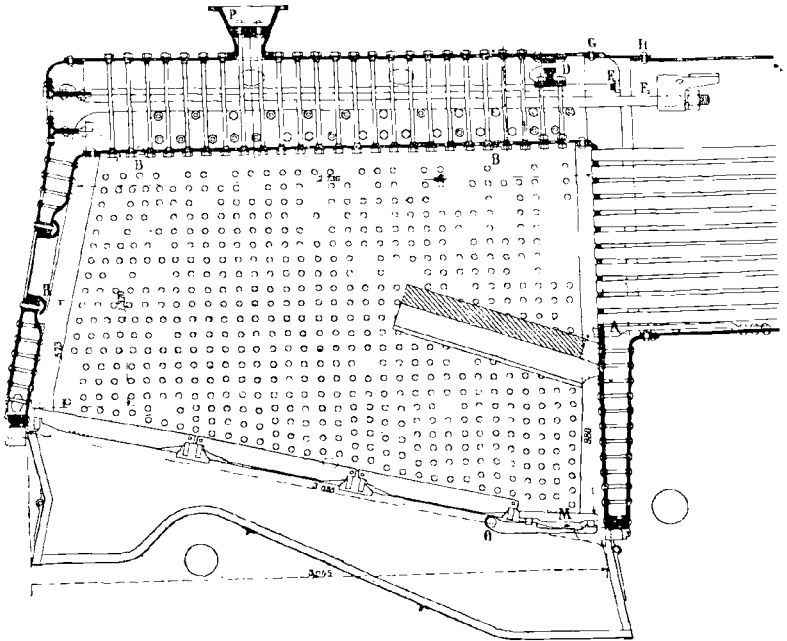


Fig. 1. — Boîte à feu d'une locomotive compound à 4 cylindres. Coupe longitudinale.

de cuivre, et la partie extérieure, ou enveloppe du foyer, composée autrefois de tôles de fer et aujourd'hui presque toujours de tôles d'acier doux. Le cuivre est employé pour le foyer parce qu'il s'oxyde peu et résiste beau-

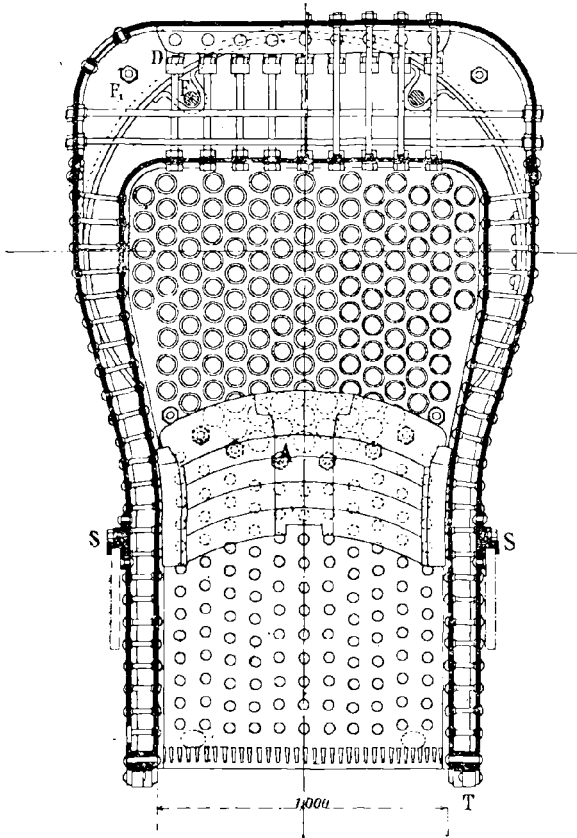


Fig. 2. — Boîte à feu d'une locomotive compound à 4 cylindres.
Coupe transversale.

coup mieux que le fer ou l'acier à l'action du feu, malgré sa moindre résistance : 21 à 24 kilogrammes par millimètre carré, tandis que la résistance du fer est de 30 à 35 kilogrammes, celle de l'acier extra-doux, avec lequel on fait les plaques embouties de l'enveloppe du foyer, de 35 à 40 kilogrammes, et celle de l'acier doux, employé pour les autres parties de la chaudière, de 40 à 45 kilogrammes.

Le foyer se compose de cinq tôles : une plaque tubulaire, une plaque arrière avec l'ouverture de la porte, deux plaques latérales et le ciel; ces trois dernières sont assez souvent réunies en une seule (fig. 2), ce qui supprime deux coutures longitudinales, mais exige des plaques de très grandes dimensions avec les foyers actuels. L'épaisseur des plaques de foyer en cuivre est de 13 à 17 millimètres; l'épaisseur de la plaque tubulaire est du même ordre de grandeur dans la partie inférieure et de 25 à 30 millimètres dans la région qui reçoit les tubes.

Aux États-Unis, les plaques de foyer sont en acier et beaucoup plus minces; elles n'ont que de 8 à 9 millimètres d'épaisseur, et la plaque tubulaire un demi-pouce ou 12^{mm},7. Ces foyers sont environ moitié moins lourds que ceux en cuivre, mais ils durent beaucoup moins longtemps. Des essais de foyers en acier ont été faits en Europe, notamment par la Compagnie Paris-Lyon-Méditerranée. Ils n'ont pas eu de suite. Le cuivre ne donne cependant pas toute satisfaction, surtout en ce qui concerne les plaques tubulaires. Par suite des déformations dues à la pression, aux variations de température et à la poussée du faisceau tubulaire, déformations d'ailleurs assez mal connues, les cloisons entre les tubes,

lesquelles ont de 15 à 25 millimètres d'épaisseur, se fissurent assez rapidement; en général, lorsque les tubes sont disposés en colonnes verticales, disposition la plus fréquente, les cassures commencent en haut de la deuxième colonne à partir du bord, puis se propagent aux colonnes voisines. Des cassures se produisent également dans les parties embouties dont le rayon est de 25 millimètres.

Pour augmenter la résistance et la durée des plaques tubulaires, on emploie avec succès, notamment en Angleterre, du cuivre arsénical. Autrefois, les cuivres contenaient toujours un peu d'arsenic et les plaques duraient beaucoup plus longtemps que maintenant; l'emploi de cuivres à peu près chimiquement purs a été, contrairement aux prévisions, un progrès à rebours. L'arsenic dans la proportion de 4 à 5 millièmes au plus augmente la dureté et la résistance du cuivre.

On a fait aussi quelques applications isolées de plaques en mallehort : cuivre et nickel. Enfin tout récemment on a mis à l'essai, en Allemagne¹ et en France, des plaques tubulaires dont la partie inférieure au contact du feu est en cuivre et la partie supérieure, qui reçoit les tubes, en acier; la rivure se trouve au-dessus de la voûte.

Les plaques de foyer sont assemblées par recouvrement au moyen de coutures simples avec rivets en cuivre ou, de préférence, en fer ou en acier; les parties de tôles superposées sont appelées pînces; on réalise l'étanchéité des joints par le matage des pînces. Lors des réparations, on remplace souvent les rivets par des vis, dont les filets sont enlevés à la traversée de la pre-

¹ MAYR.

mière plaque de façon à assurer le serrage de la seconde sur la première.

L'enveloppe de boîte à feu se compose, comme le foyer, de cinq tôles de 14 à 17 millimètres d'épaisseur (fig. 2). Ces tôles, autrefois en fer, sont maintenant le plus souvent en acier extra-doux. Celles d'avant et d'arrière sont embouties sur des formes soit à la main, en plusieurs fois, soit à la presse hydraulique, d'un seul coup ou en deux ou trois chaudes.

Pour cette opération, la tôle doit être chauffée à une température déterminée. On sait en effet depuis quelques années, à la suite des essais de fragilité sur barreaux entaillés, que le traitement thermique de l'acier a une grande influence sur la qualité du métal. Un traitement défectueux peut rendre le métal cassant au point qu'une tôle se brise en tombant par terre. Ces propriétés de l'acier doux sont aujourd'hui connues, et les précautions nécessaires peuvent être prises dans la confection des plaques de chaudières.

La plaque avant des boîtes à feu du type Belpaire (fig. 1 et 2) est de forme compliquée. Elle subit, par suite des dilatations différentes des diverses parties de la chaudière, des mouvements de flexion qui produisent plus ou moins rapidement des fissures dans les emboutis. Les mêmes phénomènes se produisent à la plaque arrière. Les tôles de fer paraissant mieux y résister que les tôles d'acier, une réaction s'est produite récemment contre l'emploi de l'acier pour ces plaques, et quelques réseaux sont revenus aux tôles de fer. Il est présumable que les progrès de la fabrication des tôles d'acier atténueront d'une façon satisfaisante les inconvénients signalés.

Les grandes surfaces des tôles du foyer et de l'enveloppe étant soumises à des pressions très élevées, il est nécessaire, pour qu'elles y résistent, de les relier solidement. Cette liaison est obtenue par le cadre du bas du foyer, le cadre ou la rivure de la porte, les entretoises des faces, les armatures du ciel et des faces, les agrafes de la plaque tubulaire et du corps cylindrique.

2. **Cadre, porte.** — Le cadre du bas du foyer est une pièce de section rectangulaire en fer forgé sur laquelle sont fixées les plaques du foyer et de l'enveloppe par une double rangée de rivets en quinconce. Afin d'éviter les fuites dans les angles, les pinces des tôles sous-jacentes sont étirées en biseau, et la tôle d'enveloppe est spécialement rivée à un talon que présente le cadre en dessous, talon visible en T sur la figure 2. L'épaisseur du cadre, et par suite celle de la lame d'eau à la partie inférieure, est en général de 70 millimètres. Cette épaisseur est un peu faible; mais on ne peut l'augmenter sans réduire la largeur de la grille, la largeur totale d'une boîte à feu plongeant entre les longérons étant déterminée par l'écartement invariable des roues. Il y aurait cependant tout intérêt au point de vue de la circulation de l'eau, de la vaporisation, de la conservation des tôles, des entretoises, et pour éviter les obstructions par les dépôts de tartre, à avoir des lames d'eau aussi larges que possible. Cela devient facile avec les foyers larges, débordant au-dessus des longérons et des roues, et ce n'est pas un de leurs moindres avantages. La largeur du cadre y a été portée jusqu'à 120 millimètres.

L'ouverture de la porte du foyer est formée généra-

lement par un cadre analogue à celui du bas du foyer. Quelquefois, notamment en Angleterre et aux États-Unis, on rive simplement les tôles du foyer et de l'enveloppe l'une sur l'autre, soit dans l'axe de la lame d'eau avec couture à recouvrement, soit, après cintrage des tôles dans le même sens, avec couture extérieure. Le cadre est préférable au point de vue de la facilité des réparations. On protège le cadre contre le choc des outils à feu au moyen d'une pièce vissée, en fonte ou en fer, R (fig. 1), appelée para-ringard. L'ouverture de la porte est ovale ou rectangulaire à angles arrondis. La plupart des portes sont à charnière verticale et se ferment au moyen d'un loquet. Il est avantageux d'employer un cran d'arrêt automatique pour les maintenir ouvertes pendant le chargement du feu. Des ouvertures réglables sont souvent ménagées dans la porte pour permettre l'accès de l'air, qu'un auvent fixé sur la face intérieure dirige vers le bas de façon à produire un brassage des gaz de la combustion.

3. Entretoises. — Les faces avant, arrière et latérales du foyer et de son enveloppe sont rendues solitaires par des entretoises vissées et rivées, espacées généralement de 100 millimètres d'axe en axe. Leur diamètre est de 22 à 25 millimètres; lors du remplacement d'entretoises rompues, il est susceptible d'être porté, par suite de l'agrandissement des trous, à 30 millimètres et même plus. Le pas est de 2 millimètres ou de 2^{mm},5 avec une profondeur de filets de 1^{mm},4 à 2 millimètres. Les têtes sont rivées et bouterollées ou parfois, et à l'extérieur seulement, simplement écrasées. Pour la solidité de l'assemblage, il faut compter plus

sur le filetage que sur le rivetage, d'autant que du côté du feu les têtes s'usent assez rapidement, surtout dans le bas. Il faut donc que les entretoises soient posées avec beaucoup de soin, montées à frottement dur, et que les filetages des trous des deux plaques se correspondent très exactement. Les entretoises sont percées dans leur axe d'un trou de 5 à 6 millimètres de diamètre qui débouche soit à l'intérieur, comme cela a lieu en Europe, soit à l'extérieur, ce qui est l'usage en Amérique, afin qu'une fuite de vapeur apparaisse lorsqu'une entretoise se rompt.

Ces ruptures sont assez fréquentes. Elles sont dues principalement aux flexions que les entretoises subissent du fait que la dilatation du foyer est plus grande que celle de l'enveloppe. Les plaques du foyer s'échauffent en effet plus que celles de l'enveloppe, et d'autre part le coefficient de dilatation du cuivre est plus grand que celui du fer; sous cette double influence, l'allongement des plaques de cuivre peut dépasser de 4 millimètres par mètre celui des plaques de fer. Comme, d'autre part, elles sont invariablement liées à leur partie inférieure par le cadre, la dilatation ne se fait que vers le haut, et les plaques du foyer, surtout celles des côtés, qui sont les plus longues, exercent des poussées dirigées vers les angles supérieurs. Ces poussées produisent des mouvements de soufflet dans la plaque tubulaire et dans les plaques avant et arrière d'enveloppe. Les entretoises des faces latérales sont soumises à des flexions alternatives, d'autant plus prononcées que le foyer est plus long, et celles des faces avant et arrière à des efforts de compression et d'extension. Le métal des entretoises devrait donc être à la fois très flexible et

très résistant, en même temps que peu attaquable par les produits de la combustion, afin que les têtes ne se corrodent pas trop vite. Le métal idéal est encore à trouver. Le plus généralement on emploie le cuivre, qui est flexible mais peu résistant : 24 à 25 kilogrammes de résistance par millimètre carré à froid et 30 à 28 % d'allongement; la résistance à chaud est notablement moindre qu'à froid; la température des entretoises peut d'ailleurs être plus élevée que celle de l'eau ambiante, si elles se recouvrent de dépôts calcaires qui diminuent leur rafraîchissement par l'eau; c'est pourquoi la pratique consistant à enlever les filets des entretoises, à les délarder, entre les deux plaques présente ce double avantage que les dépôts adhèrent moins facilement sur la partie lisse en même temps que la flexibilité est un peu augmentée.

Les divers alliages qu'on a essayé de substituer au cuivre pour la confection des entretoises n'ont pas donné jusqu'ici de résultats nettement avantageux, sauf le cuivre manganésé, 95 % de cuivre et 5 % de manganèse, qui paraît présenter une supériorité réelle et est depuis quelques années employé dans les grands foyers des locomotives modernes. Dans les foyers américains en acier, on n'emploie que des entretoises en fer fin.

4. **Armatures.** — Aujourd'hui, le ciel du foyer est réuni au ciel de l'enveloppe, que celui-ci soit plat ou cylindrique, au moyen de tirants, verticaux dans le premier cas, plus ou moins obliques dans le second cas. de 20 millimètres de diamètre dans la partie lisse et de 25 millimètres de diamètre dans la partie filetée,

en fer fin ou en acier extra-doux. Ils sont vissés dans les plaques et munis d'écrous. Entre les écrous et les tôles, on interpose une rondelle de cuivre pour faire joint. Près de la plaque tubulaire, région qui se ressent le plus de la dilatation du foyer, on place généralement une rangée, quelquefois deux, de tirants dits à dilatation (voir en D, fig. 1 et 2), afin de permettre au ciel du foyer de se soulever légèrement.

Les faces latérales sont réunies par des tirants horizontaux semblables aux tirants verticaux. On en voit deux rangées dans le foyer Belpaire représenté (fig. 2). Lorsque le ciel de l'enveloppe est cylindrique, une seule rangée suffit, et elle peut même être supprimée si les tirants succèdent aux entretoises sans discontinuité, comme cela a lieu dans beaucoup de foyers américains.

La partie supérieure de la plaque arrière doit aussi être rendue rigide. Dans ce but, elle est réunie par des tirants aux angles supérieurs de la face avant du foyer Belpaire et au corps cylindrique sur lequel sont rapportées des pièces appropriées. On voit ces tirants en F_1F_2 (fig. 1 et 2). En outre, la face arrière est raidie au moyen de deux cornières doubles horizontales.

Autrefois on employait, pour armer le ciel du foyer, non des tirants, mais des poutrelles en fer forgé ou en tôle, désignées sous le nom de fermes.

Les fermes longitudinales, généralement à deux flasques (fig. 3), s'appuient sur la plaque tubulaire et sur la plaque arrière du foyer; elles sont réunies au ciel du foyer par des vis ou par des boulons et suspendues, sauf les deux latérales, au ciel de la boîte à feu par deux tirants à dilatation. Ce mode d'armaturage

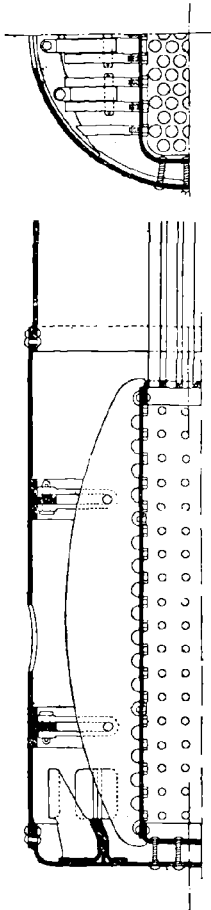


Fig. 3. — Ciel de foyer avec fermes longitudinales.

impose aux plaques d'avant et d'arrière une fatigue d'autant plus grande que le foyer est plus long ; il n'est pas à recommander.

Les fermes transversales reposent, soit sur le bord des plaques latérales du foyer, soit, ce qui est préférable, sur des consoles rivées aux faces latérales de l'enveloppe. Elles sont réunies par des vis ou des boulons au ciel du foyer, mais n'ont aucune liaison avec le ciel de l'enveloppe. Quand le foyer se dilate, son ciel peut donc se soulever librement ; dans des essais effectués à la Compagnie de l'Ouest, on a observé que les fermes se déplacent au-dessus de leurs supports de 2^{mm},5 au maximum.

Les fermes ont sur les tirants l'avantage de coûter moins cher ; mais elles sont encombrantes, rendent difficile l'enlèvement des dépôts de tartre et n'établissent pas

le ciel du foyer et celui de l'enveloppe ; elles ne con-

viennent pas pour les grands foyers et les hautes pressions.

La plaque tubulaire est reliée au corps cylindrique au moyen d'agrafes en fer A (fig. 1 et 2), au nombre de huit ou dix, rivées à l'une des extrémités sur la virole du corps cylindrique et fixées par l'autre extrémité à la plaque tubulaire au moyen de vis.

Quelquefois on relie en outre la plaque tubulaire du foyer à celle de la boîte à fumée au moyen de tirants montés à la place de tubes.

5. Corps cylindrique, plaque tubulaire de boîte à fumée. — Le corps cylindrique est formé de deux ou le plus souvent de trois viroles. Celles-ci ont des diamètres croissants de l'arrière à l'avant; c'est la forme dite télescopique; ou bien la virole du milieu a un diamètre inférieur à celui des deux autres.

Lorsque le ciel de boîte à feu est cylindrique, il est rivé directement sur la virole arrière.

La jonction du corps cylindrique avec la boîte à feu est une partie faible de la chaudière, aussi bien dans le cas de boîtes à feu cylindriques que dans le cas de boîtes à feu carrées, et on emploie divers moyens pour la renforcer. La Compagnie du Nord, sur ses locomotives récentes à deux bogies moteurs et à boîte à feu carrée, a prolongé les plaques latérales de l'enveloppe du foyer, de chaque côté, par-dessus la plaque avant jusqu'à la virole du corps cylindrique, à laquelle elles sont rivées. Ce système donne beaucoup de rigidité à l'assemblage du corps cylindrique avec la boîte à feu et est de nature à diminuer la fatigue de la plaque avant de l'enveloppe. Dans le même but, à la Compagnie de

L'Est, quatre doublures en tôle ont été placées deux au-dessus et deux au-dessous du plan diamétral horizontal; elles sont prises sous les rivets des deux clouures qui assemblent la face avant d'une part avec le corps cylindrique, d'autre part avec les parois latérales. En Amérique, avec les boîtes à feu cylindriques, on double l'assemblage de la virole et de la boîte à feu par une tôle semblable à un couvre-joint.

En tous cas, il est désirable dans les boîtes à feu Belpaire que l'assemblage de la plaque avant d'enveloppe avec les plaques latérales et avec le corps cylindrique se fasse en ligne droite sur la génératrice supérieure et sur les génératrices situées dans le plan horizontal passant par l'axe, comme on le voit en GH (fig. 1).

Dans certaines locomotives américaines, où la boîte à feu en berceau est notablement plus haute que le corps cylindrique, la jonction de ces deux parties est faite au moyen d'une virole tronconique; ce dispositif est appelé wagon-top.

Les viroles sont réunies entre elles soit par recouvrement avec double rangée de rivets en quinconce, soit par juxtaposition des tôles et couvre-joint extérieur avec quadruple rangée de rivets. Les coutures longitudinales sont toujours faites avec un couvre-joint et quelquefois avec un double couvre-joint, intérieur et extérieur. En Amérique, on remplace quelquefois les coutures longitudinales par une soudure.

Le corps cylindrique est fermé à l'avant par la plaque tubulaire de boîte à fumée quelquefois en cuivre, le plus généralement en fer ou en acier. Elle est soit emboutie sur le pourtour et rivée à la virole, soit droite et fixée au moyen d'une cornière. La partie située au-dessus

des tubes est raidie du côté intérieur par des cornières horizontales rivées d'une part à la plaque tubulaire, d'autre part à de larges fers plats rivés eux-mêmes à la virole.

6. **Tubulure.** — Les gaz de la combustion sont conduits du foyer à la cheminée par le faisceau tubulaire dont la surface est très grande et qui est donc apte à absorber une grande quantité de chaleur; en fait, la différence entre la température des gaz à l'entrée et à la sortie des tubes est de 600 à 700°.

Les tubes étaient autrefois en laiton et à surface intérieure et extérieure lisse. Il y a déjà longtemps que, en Amérique, les tubes sont en fer soudé à recouvrement. En Europe également, depuis une vingtaine d'années, les tubes en fer ont peu à peu remplacé les tubes en laiton. Maintenant, au lieu de tubes en fer, on emploie généralement des tubes en acier sans soudure. Parfois de construction et souvent lors des réparations des tubes, on rapporte à l'extrémité du côté du foyer un rabout en cuivre rouge de 12 à 20 centimètres de longueur, qui supporte mieux le coup de feu que le laiton, le fer ou l'acier. L'application de rabouts en cuivre est coûteuse, et la solidité de la soudure laisse à désirer. Aujourd'hui, grâce au progrès de la soudure autogène par l'acétylène ou le gaz oxyhydrique, on trouve avantage à tous les points de vue à rapporter sur les tubes en acier des rabouts de même métal.

Les tubes en laiton résistent mieux que les tubes en acier aux corrosions dues à la mauvaise qualité des eaux, mais ils sont plus coûteux. Avec des eaux de bonne qualité, les tubes en acier sont certainement pré-

férables; la question reste douteuse dans le cas contraire.

Les dimensions les plus courantes des tubes lisses sont : 50 millimètres de diamètre extérieur, 45 millimètres de diamètre intérieur et de 4 mètres à 5^m,55 de longueur.

En France, depuis une douzaine d'années, à la suite d'expériences favorables effectuées à la Compagnie de Lyon¹ et à la Compagnie du Nord², on a employé à peu près exclusivement, au lieu de tubes lisses, des tubes à ailettes intérieures du système Serve. Le diamètre de ces tubes est de 70 millimètres à l'extérieur et de 65 millimètres à l'intérieur; la longueur est comprise entre 3 mètres et 4^m,50. Les ailettes augmentant considérablement la surface en contact avec les gaz chauds, on peut réduire la longueur des tubes et par suite le poids des chaudières. Dans les expériences ci-dessus mentionnées, on a trouvé qu'une surface de tubes à ailettes de 1^m²,14 est équivalente à 1 mètre carré de surface de tubes lisses au point de vue de la vaporisation. Si nous considérons une chaudière dont le corps cylindrique a 1^m,51 de diamètre, on peut y loger 245 tubes lisses de 50^{mm},8 (2 pouces) de diamètre extérieur, laissant entre eux sur la plaque tubulaire du foyer des cloisons de 15^{mm},5; la surface de chauffe par mètre courant est de 34^m²,80. En employant, au lieu de tubes lisses, des tubes Serve de 70 millimètres de diamètre extérieur, on peut en mettre 115 avec des largeurs de cloisons de 25 millimètres; la surface de chauffe par mètre courant est de 40^m²,65, donc supérieure de 17 0/0

¹ HENRY.

² KÉROMNÉS.

à celle obtenue avec les tubes lisses. La section de passage des gaz est dans le premier cas de $0^{\text{m}^2},4035$ et dans le second de $0^{\text{m}^2},3384$. En admettant qu'une pareille substitution ne donne pas une augmentation appréciable de la vaporisation, elle offre l'avantage d'augmenter notablement la largeur des cloisons, ce qui est de nature à prévenir ou du moins à retarder les cassures.

L'emploi des tubes Serve ne s'est guère répandu hors de France. On a contesté leur supériorité au point de vue de la vaporisation; on leur reproche de s'obstruer facilement par la suie et les cendres; enfin, en raison de leur rigidité, ils exerceraient sur les plaques tubulaires des poussées très énergiques. Ces critiques ont quelque chose de fondé.

Les tubes sont généralement disposés en colonnes verticales, ce qui facilite le dégagement de la vapeur particulièrement intense au voisinage de la plaque tubulaire du foyer, et légèrement inclinés vers le bas d'avant en arrière. Ils sont fixés aux plaques tubulaires par mandrinage. Les trous de la plaque tubulaire du foyer ont 2 millimètres de moins et ceux de la plaque tubulaire de boîte à fumée 2 millimètres de plus que le diamètre normal des tubes, afin que ceux-ci puissent être plus facilement retirés par l'avant; on donne en

général aux trous une conicité de $\frac{1}{40}^{\circ}$ vers l'extérieur du corps cylindrique. Le mandrinage s'effectue au moyen d'appareils spéciaux; l'un des plus employés est le Dudgeon, qui se compose de trois galets maintenus au moyen d'une tige conique centrale formant coin dans une cage à trois ouvertures à l'extérieur de laquelle

ils font saillie plus ou moins; après avoir introduit l'appareil dans le tube et enfoncé la tige centrale à coups de marteau, on fait tourner celle-ci à l'aide d'une clef, ce qui produit l'extension du tube. Toutefois on ne doit pas, par ce moyen de serrage un peu brutal, chercher à rattraper une trop grande différence de diamètre entre le tube et le trou de la plaque, afin d'éviter de produire dans le tube des amorces de fissures. Après mandrinage, il est bon de river, c'est-à-dire de rabattre sur la plaque les extrémités des tubes; souvent on ne fait cette opération que du côté du foyer. On peut aussi consolider les tubes sur la plaque tubulaire du foyer au moyen de viroles ou bagues en acier de 35 à 40 millimètres de longueur et de 2^{mm}.5 à 3 millimètres d'épaisseur; les bagues ont le grave inconvénient de réduire très notablement, de 15 à 20 0/0, la section de passage des gaz; avec les tubes en acier, elles sont plus nuisibles qu'utiles; la question est douteuse avec les tubes en laiton, mais il est néanmoins préférable de ne pas en faire usage.

7. Qualité des eaux, épuration, désincrustants. — Les fuites aux tubes dans la plaque tubulaire du foyer ou leur rupture au ras de cette plaque sont avec les ruptures d'entretoises les incidents de service les plus fréquents. Les desserrages des tubes sont dus aux refroidissements brusques de la plaque ou du faisceau tubulaire occasionnés soit par des rentrées d'air froid dans le foyer, soit par une alimentation trop rapide de la chaudière lorsque le régulateur est fermé. Pour conserver une chaudière en bon état, il faut éviter les variations subites de température.

Les dépôts de tartre qui se produisent sur la plaque tubulaire du foyer en maçonant les intervalles entre les tubes, dans les galeries autour des entretoises et sur le ciel du foyer, sont aussi une cause fréquente d'avaries et diminuent en outre la production par suite de la résistance qu'ils opposent à la transmission de la chaleur. Aussi les chaudières doivent-elles être lavées fréquemment, au bout de parcours variant de 1000 à 2000 kilomètres.

La qualité des eaux a une grande influence sur la conservation des chaudières; elle est mesurée en général par le degré hydrotimétrique qui représente approximativement le nombre de centigrammes de sels alcalino-terreux contenus dans un litre d'eau: au-dessous de 10°, les eaux sont bonnes; entre 15° et 25°, passables, et au-dessus de 30°, mauvaises. L'épuration préalable de l'eau d'alimentation produit d'excellents résultats et se généralise de plus en plus; elle est basée le plus fréquemment sur la précipitation chimique par la chaux de l'acide carbonique libre et demi-combiné; le degré hydrotimétrique des eaux carbonatées peut être ramené à 7 ou 8° par l'emploi de la chaux seule. Quand les eaux contiennent aussi du sulfate de chaux qui, soluble à froid mais insoluble à 140°, est beaucoup plus nuisible que le carbonate parce qu'il forme des dépôts adhérents, on ajoute en même temps que de la chaux du carbonate de soude; celui-ci donne avec le sulfate de chaux du carbonate de chaux et du sulfate de soude.

On emploie aussi depuis longtemps, avec un succès relatif, des désincrusters ou antitartriques de divers genres qu'on verse directement dans les chaudières et

dans les tenders. Leur action est à la fois chimique et mécanique; ils ont pour but d'empêcher la formation de dépôts durs adhérents. L'un des désincrusters les plus courants est l'antitartrique obtenu en faisant bouillir dans l'eau un mélange de carbonate de soude et de bois de canipèche. Depuis quelques années on emploie avec succès l'aluminate de baryum dissous dans l'eau chaude de façon à donner un liquide à 5° Baumé; en présence des sels de chaux, il forme de l'aluminate de calcium gélatineux.

Un désincruster imprévu, de l'huile minérale, vient d'être essayé avec succès, semble-t-il, en Amérique. Il s'agit du procédé Talmage¹, qui consiste à introduire dans l'eau de la chaudière au moyen d'un graisseur à débit visible une faible quantité, de 10 à 20 centimètres cubes par kilomètre, d'une huile spéciale assez volatile appelée *Rubra oil*. Cette huile rend les dépôts boueux, et ceux-ci peuvent être expulsés facilement par des extractions effectuées après chaque parcours. Il n'y a pas d'entraînements d'eau. Le procédé Talmage est appliqué sur le Chicago Alton RR. et sur l'Erié RR. à des eaux dont la dureté atteint jusqu'à 100° hydrotimétriques avec une forte proportion de sulfates. L'intervalle entre les lavages a pu être porté de trois à quinze jours, et les chaudières se trouvent en bien meilleur état qu'auparavant.

L'action des désincrusters quels qu'ils soient est grandement facilitée par des extractions périodiques, consistant à évacuer les dépôts en faisant écouler une certaine quantité d'eau sous pression. On peut même

¹ JAPIOT.

dire qu'elle n'est réellement efficace qu'à cette condition.

8. **Dôme, régulateur.** — Le dôme contenant l'appareil de prise de vapeur est fixé sur le corps

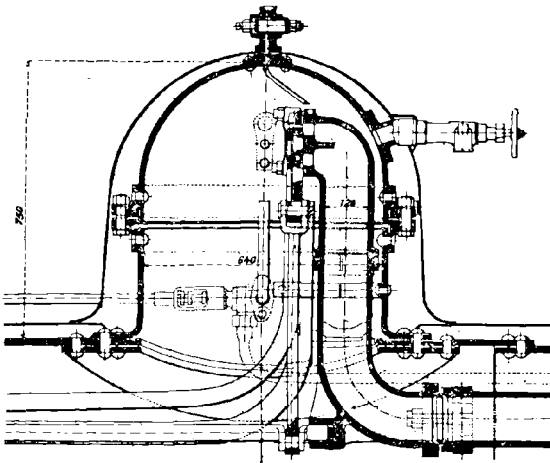


Fig. 4. — Dôme et régulateur d'une machine compound à 4 cylindres.

cylindrique ou, rarement, sur la boîte à feu. Le type de dôme des machines modernes est représenté fig. 4. Il se compose d'une virole inférieure à collerette rivée sur le corps cylindrique et d'une calotte supérieure amovible reliée par des boulons à la partie inférieure. Dans les machines anciennes, le dôme est fermé à la partie supérieure par un plateau ou une cuvette spéciale portant les soupapes de sûreté; celles-ci sont

aujourd'hui placées sur un petit dôme P (fig. 1) situé vers le milieu de la boîte à feu, devant l'abri.

L'appareil de prise de vapeur le plus répandu en Europe se compose (fig. 4) de deux tiroirs plats superposés : un tiroir extérieur de faible surface, ou petit régulateur, et un tiroir intermédiaire, ou grand régulateur. Le déplacement du petit tiroir dégage une lumière de faible section du grand tiroir ; la vapeur qui passe alors dans la conduite équilibre partiellement ce dernier et en rend la manœuvre facile. Les deux tiroirs sont reliés à la barre de commande par un axe commun ; mais l'œil de la tige du grand tiroir est ovalisé, de sorte que le déplacement de la barre au moyen du levier placé sous la main du mécanicien n'entraîne d'abord que le petit tiroir.

La section de passage de la vapeur est au plus de 9 centimètres carrés au petit régulateur ; la vapeur franchit cette section étranglée avec une grande vitesse d'où résulte un laminage, c'est-à-dire une chute de pression, d'autant plus grande que la quantité de vapeur à fournir est plus grande. Au grand régulateur la section maxima atteint de 90 à 100 centimètres carrés. Une section de 60 centimètres carrés suffit dans les conditions ordinaires pour que la chute de pression entre la chaudière et les boîtes à vapeur des cylindres soit inférieure à 1 kilogramme.

Aux États-Unis, on emploie beaucoup, comme organe de prise de vapeur, une soupape équilibrée à double siège (fig. 5), dont la manœuvre n'exige qu'un faible effort. Ce type de régulateur a reçu depuis quelques années plusieurs applications en Europe et notamment en France.

Afin d'éviter les entrainements d'eau, le dôme est quelquefois séparé de la chaudière par une plaque horizontale placée au-dessous du régulateur; un tuyau percé de trous recueille la vapeur à la partie supérieure de la boîte à feu et la conduit dans le dôme. On peut

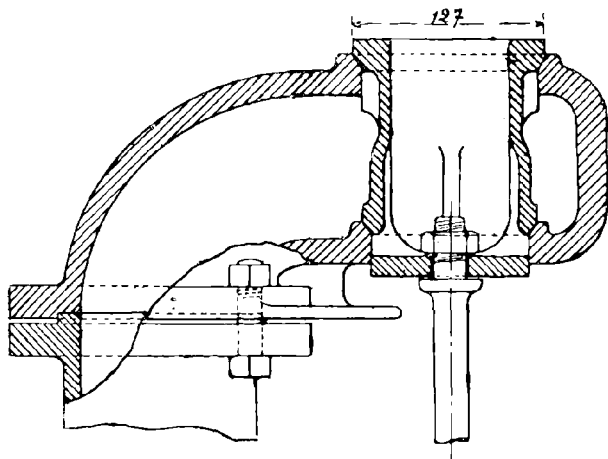


Fig. 5. — Régulateur à soupape.

aussi employer des séparateurs d'eau dont le principe consiste à interposer sur le passage de la vapeur une série de cloisons en chicane qui arrêtent les particules liquides. Mais ces appareils ne présentent pas une grande utilité parce que, comme nous le verrons plus loin (§ 20), la vapeur ne contient en général qu'une faible proportion d'humidité.

9. Grilles et cendriers. — Les grilles sont constituées par des jeux de barreaux fixes en fer ou en fonte reposant sur des supports transversaux, ou sommiers, en fer. L'intervalle des barreaux est de 10 à 12 millimètres, quelquefois moins, quand on brûle des houilles très fines; l'épaisseur des barreaux varie de 10 à 16 millimètres; la surface du vide approche de la moitié de la surface totale. A l'avant ou à l'arrière se trouve une grille mobile M (fig. 1 et fig. 6) qu'on fait pivoter, pour jeter le feu, autour de l'arbre O manœuvré de la plateforme du mécanicien.

En Amérique, les grilles employées dans les foyers destinés à brûler des houilles grasses ou demi-grasses sont toujours à secousses. Il y a plusieurs types de grilles de ce genre. Dans l'un des plus répandus (fig. 6), chaque élément, en fonte, a la forme d'un double peigne disposé en travers et pouvant pivoter autour de son axe horizontal; les dents de chaque peigne pénètrent dans les espaces vides correspondants des deux peignes voisins. Chaque élément repose par ses tourillons extrêmes sur un cadre en fonte fixé à l'intérieur du foyer et porte en-dessous un bras vertical terminé par un axe au moyen duquel tous les éléments sont reliés à une bielle commune articulée à un levier manœuvré de la plate-forme. En communiquant à ce levier un mouvement de va-et-vient, on effectue une sorte de ringardage très violent du feu qui détache les mâche-fers, les brise et les fait tomber dans le cendrier. Le chauffeur n'a pas ainsi à travailler le feu au moyen d'outils à main, opération pénible dans les grands foyers des machines modernes. Les grilles à secousses donnent d'excellents résultats au point de vue de la

conduite du feu et de l'activité de la combustion. Elles commencent à être appliquées en France¹.

La boîte à feu est entourée à sa partie inférieure par

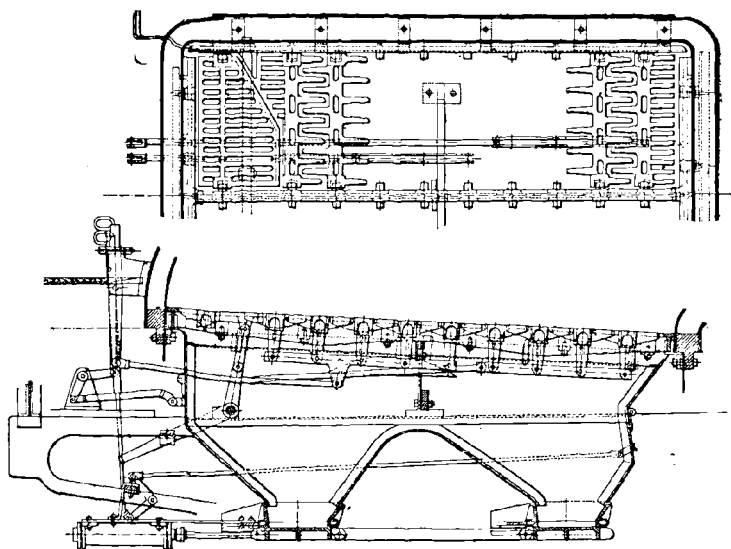


Fig. 6. — Grille à secousses.

un cendrier, en vue d'éviter la chute sur la voie des escarbilles incandescentes. Il est construit en tôles et cornières et muni d'une porte à l'avant, souvent aussi d'une seconde porte à l'arrière; ces portes pivotent autour d'un axe horizontal; elles donnent accès à l'air

¹ Grilles à secousses des locomotives de la Compagnie d'Orléans, *Revue générale des chemins de fer*, décembre 1905.

Locomot. à vapeur.

1*

sous la grille. Quand un essieu passe sous le cendrier, la tôle inférieure de celui-ci est convenablement recourbée. On vide les cendres par les portes. Les cendriers américains sont quelquefois munis de trémies de vidange dont la trappe est manœuvrée à la main ou à l'air comprimé (fig. 6).

10. Voûtes en briques, bouilleurs. — La voûte en briques réfractaires est interposée entre le faisceau tubulaire et la grille; elle oblige les gaz de la combustion à s'infléchir d'abord vers l'arrière, ce qui les brasse et les mélange intimement. Formée de trois ou de neuf pièces, elle repose sur des supports en cornières fixés aux plaques latérales du foyer; elle ne doit pas s'appuyer sur celles-ci; des intervalles disposés sur les côtés et dans le milieu la doivent également séparer de la plaque tubulaire, et ils doivent être assez larges pour que les escarbilles ne puissent pas s'accumuler dans l'angle formé par la voûte et la plaque, en bouchant ainsi une partie des tubes inférieurs. La longueur de la voûte ne doit pas être trop grande; elle est en général inférieure à la moitié de la longueur du foyer et reste voisine d'un mètre même dans les foyers de 3 mètres de longueur des locomotives modernes.

La Compagnie d'Orléans a appliqué pendant longtemps à ses locomotives un bouilleur système Tenbrinck qui consiste en une boîte rectangulaire plate, de 13 à 15 centimètres d'épaisseur totale, à parois en cuivre réunies par des entretoises comme les lames d'eau de la boîte à feu. Cette boîte, inclinée de 25° vers l'avant, occupe toute la largeur du foyer et environ les deux tiers de sa longueur. Elle est réunie à la plaque tubu-

laire par deux ou trois tubulures, et aux faces latérales par une tubulure de chaque côté. Le bouilleur Tenbrinck augmente de 3 à 4 mètres carrés, c'est-à-dire de 30 % environ, la surface de chauffe du foyer; néanmoins il n'est pas sensiblement supérieur à la voûte en briques au point de vue de la production de vapeur, comme l'ont montré les expériences sur la vaporisation effectuées au chemin de fer de Paris-Lyon-Méditerranée¹. En outre, l'entretien des joints des tubulures donne lieu à quelques difficultés. L'emploi de cet appareil ne s'est pas généralisé.

II. **Fumivores.** — De tout temps, on s'est préoccupé d'éviter la production de fumée, surtout pendant les stationnements dans les gares. La fumivorité est obtenue par la combustion complète dans la chaudière des gaz et des particules de charbon entraînées; cette combustion complète ne peut avoir lieu que si les gaz sont mélangés intimement avec un excès d'air.

Les voûtes en briques et le bouilleur Tenbrinck réalisent partiellement le but proposé; on améliore leur action par des ouvertures de rentrée d'air disposées soit sur la porte, soit sur la face arrière du foyer. Le souffleur, en produisant un appel d'air considérable sous la grille, est très efficace pour faire disparaître la fumée. Voûte et souffleur, joints à une bonne conduite du feu, sont généralement les seuls moyens employés et donnent des résultats satisfaisants.

Cependant, on a essayé ou appliqué plusieurs systèmes de fumivores spéciaux. L'appareil Thierry, essayé sur les chemins de fer de l'Est et de PLM, se compo-

¹ HENRY.

sait d'un tuyau en fer de 45 millimètres de diamètre placé horizontalement à l'intérieur du foyer, contre la face arrière, au-dessus de la porte, et percé sur toute sa longueur d'une série de trous dirigés vers l'avant de la grille; il communiquait avec une prise de vapeur et permettait d'envoyer dans le foyer une nappe de vapeur qui entraînait l'air passant par les ouvertures de la porte et produisait un brassage énergique des gaz.

En Allemagne, on emploie les fumivores Langer-Marcotty et Staby, qui sont basés sur le même principe que le précédent, mais plus perfectionnés; ils agissent automatiquement. De chaque côté de la porte et un peu au-dessus sont disposés deux éjecteurs au moyen desquels un jet de vapeur entraîne dans le foyer un courant d'air dirigé en éventail vers le dessous de la voûte. Grâce à un robinet spécial, le fonctionnement des éjecteurs se produit seulement soit lorsqu'on ferme la porte du foyer après la mise au feu, soit lorsqu'on ferme le régulateur. Ces fumivores suppriment complètement la fumée, mais on leur reproche leur complication et leur consommation élevée de vapeur.

12. Appareils d'alimentation, injecteurs. — Les pompes d'alimentation employées à l'origine des chemins de fer ont cédé la place aux injecteurs depuis l'invention de Giffard, en 1858. En dehors des injecteurs Giffard proprement dits, dont un grand nombre sont encore en service, il existe de nombreux types d'appareils basés sur le même principe et plus ou moins perfectionnés; les plus répandus aujourd'hui sont ceux de Sellers et de Friedmann.

La figure 7 représente un injecteur Sellers aspirant.

L'arrivée de vapeur se fait d'abord par l'orifice annu-

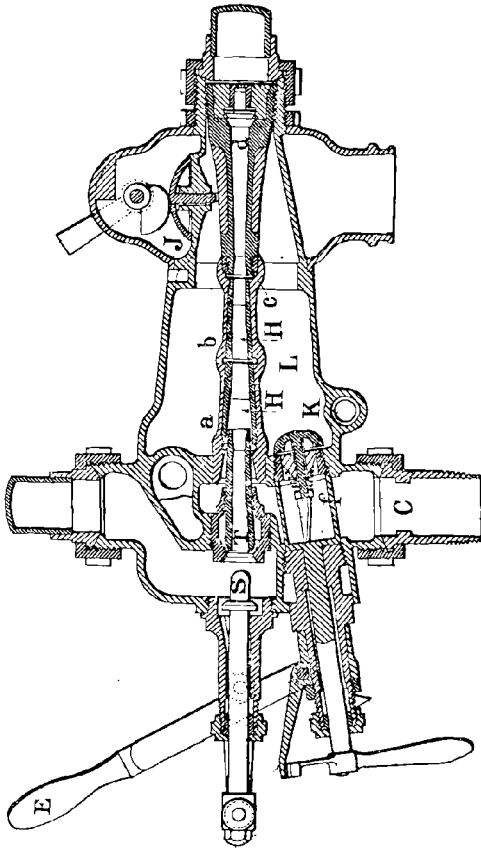


Fig. 7. — Injecteur Selters aspirant.

laire entourant la tuyère T, puis par cette tuyère elle-

même; à cet effet, la soupape obturatrice S porte une embase qui, au début de la manœuvre du levier E, dégage l'orifice annulaire tandis que la tige reste encore engagée dans la tuyère. Ce premier jet annulaire de vapeur produit l'aspiration de l'eau qui arrive par le tuyau C en traversant le robinet de réglage *f*; la vapeur admise par la tuyère centrale refoule l'eau dans le cône convergent ou mélangeur HII et de là dans le divergent *d*. Le mélangeur communique par une série d'orifices avec la chambre de trop-plein L, et celle-ci, par la soupape J, avec le tuyau de décharge.

Le débit de la vapeur par la tuyère est d'autant plus élevé que la pression à la chaudière est plus forte. Au delà d'une certaine pression, 8 kilogrammes environ, la quantité d'eau qui arrive à l'ouverture du mélangeur est insuffisante pour condenser toute la vapeur, ce qui produit un vide dans la chambre de trop-plein grâce auquel la soupape K s'ouvre; l'eau passe alors directement du tuyau d'aspiration dans la chambre et est entraînée dans le mélangeur par les orifices de celui-ci. Cette soupape auxiliaire K augmente donc le débit de l'injecteur et lui permet de fonctionner à des pressions élevées. La valve de trop-plein J est d'une section telle que, même quand l'injecteur est momentanément désamorcé, par exemple par suite d'une trop forte diminution de l'arrivée d'eau, il y a toujours un vide suffisant dans la chambre d'aspiration pour que l'injecteur se réamorce automatiquement dès que l'arrivée d'eau est convenablement rétablie. Au contraire, si on cale la soupape de trop-plein, la vapeur est sous pression dans l'injecteur, et c'est ainsi qu'on peut l'envoyer dans le tender pour le réchauffage de l'eau.

Un injecteur est caractérisé par le plus petit diamètre du convergent, parce que le débit est proportionnel au carré de ce diamètre.

D'après des essais effectués récemment en Amérique¹, un injecteur tel que celui décrit ci-dessus peut fonctionner jusqu'à la pression de 21 kilogrammes avec de l'eau à la température de 18°, jusqu'à 16 kilogrammes avec de l'eau à 35° et jusqu'à 12 kilogrammes avec de l'eau à 43°. Pour une température donnée de l'eau, le débit maximum augmente d'abord avec la pression, reste ensuite stationnaire, puis diminue légèrement vers la pression limite de fonctionnement. Ainsi, avec de l'eau à 18°, le débit d'un injecteur de 10^{mm},5 est de 10600 litres par heure à 5 kilogrammes, 14000 litres à 12 kilogrammes, 15500 litres à 16 kilogrammes et 13000 litres à 21 kilogrammes; le maximum se trouve entre 15 et 16 kilogrammes. Avec de l'eau à 35°, le débit est maximum entre 10,5 et 12 kilogrammes et s'élève à 13000 litres par heure. Pour une pression et une température de l'eau données, le débit peut être réglé au moyen du robinet d'arrivée d'eau, et l'écart entre les débits maximum et minimum est d'autant plus grand que la température de l'eau est plus basse. Par exemple, à 14 kilogrammes de pression et avec de l'eau à 18°, le débit maximum est de 15300 litres et le débit minimum, au-dessous duquel l'injecteur se désamorçe, de 7000 litres; tandis qu'à la même pression et avec de l'eau à 35° le débit maximum est de 13000 litres, et le débit minimum de 9000 litres. Cette variation de débit est très précieuse quand on veut ali-

¹ KNEASS.

menter la chaudière d'une façon continue pendant de longs parcours, ce qui est à la fois économique et favorable à la conservation de la tubulure; cette pratique, appréciée et suivie en Angleterre et en Amérique, est peu en usage sur le continent.

Le rendement mécanique d'un injecteur est mesuré par le rapport du poids d'eau débitée au poids de vapeur employée. Il diminue, quand la pression augmente, suivant une loi approximativement parabolique. Avec de l'eau à 18°, le débit est, par kilogramme de vapeur : à la pression de 21 kilogrammes de 6^l.7, à 14 kilogrammes de 10^l.7 et à 7 kilogrammes de 15 litres.

Les injecteurs en charge, c'est-à-dire placés au-dessous du niveau le plus bas de l'eau dans le tender, ressemblent aux injecteurs aspirants, sauf qu'ils n'ont pas de soupape obturatrice. Ils sont moins sujets aux ratés et fonctionnent avec de l'eau à une température plus élevée, atteignant jusqu'à 70°.

La conduite flexible qui relie le tender à la locomotive est formée soit par un tuyau métallique à rotules, soit par un tuyau en toile et caoutchouc armé par du fil de fer.

Entre l'injecteur et la chaudière sont interposés deux clapets automatiques de retenue placés l'un à la sortie de l'injecteur, l'autre dans la boîte d'introduction appliquée sur la chaudière. Cette boîte, disposée autrefois sur le corps cylindrique, est, dans les machines modernes, souvent fixée sur la face arrière du foyer, afin de soustraire le faisceau tubulaire à l'action nuisible de l'arrivée d'eau froide.

On a songé depuis longtemps à utiliser la vapeur

d'échappement concurremment avec la vapeur vive pour faire fonctionner les injecteurs ; on sait, en effet, depuis l'origine de leur emploi, que la pression du mélange d'eau et de vapeur dans le divergent et par suite dans le tuyau de refoulement est notablement plus élevée que la pression de la vapeur envoyée dans l'injecteur. Il est donc possible de faire fonctionner cet appareil avec de la vapeur à une pression moindre que celle régnant dans la chaudière, par exemple, avec de la vapeur d'échappement ; ce qui est de nature à procurer une économie importante, pouvant atteindre 10 %/0. Plusieurs systèmes d'injecteurs ont été imaginés dans ce but ; le type de Davies et Metcalfe¹ a été appliqué avec succès sur un certain nombre de locomotives anglaises récentes. Il comprend deux injecteurs successifs : le premier, en charge, fonctionne avec la vapeur d'échappement, l'amorçage étant facilité par un envoi de vapeur vive ; le deuxième, recevant l'eau refoulée par le premier à la pression de 5 kilogrammes environ, fonctionne avec la vapeur vive. Cet injecteur double consomme à peu près la même quantité de vapeur vive qu'un injecteur ordinaire ; mais la température de l'eau envoyée à la chaudière est de 138° environ, tandis qu'elle n'atteint que 75° avec l'injecteur ordinaire. L'appareil Davies et Metcalfe, si son fonctionnement était commode et sûr, résoudrait donc la question du réchauffage préalable de l'eau d'alimentation.

On a essayé de réaliser ce réchauffage par d'autres moyens, par exemple en envoyant une partie de la

¹ *Revue de Mécanique*, avril 1907, p. 400.

vapeur d'échappement soit dans les caisses à eau du tender, soit dans un réservoir d'eau spécial ; l'alimentation de la chaudière en eau réchauffée s'effectue alors au moyen de pompes.

13. Appareils de sécurité et divers. — Toute chaudière de locomotive est munie de deux soupapes de sûreté. Autrefois, on se servait de soupapes avec balances, placées sur le grand dôme ; on n'emploie maintenant que des soupapes à charge directe généralement disposées, ainsi que le sifflet, sur un petit dôme spécial P (fig. 1) surmontant la boîte à feu. Les types de soupapes Adams, Coale, Crosby, Ashton sont les plus répandus. Le siège et la levée de la soupape doivent être calculés de façon à écouler l'excès de vapeur que peut produire éventuellement la chaudière sans que la surpression dépasse $1/2$ kilogramme.

La vérification du niveau de l'eau, qui ne doit pas descendre à moins de 10 centimètres au-dessus du ciel du foyer, s'effectue au moyen d'un tube de niveau et de trois robinets d'épreuve. Pour éviter les accidents en cas de rupture du tube, celui-ci doit être entouré d'un protecteur transparent, et les robinets d'isolement doivent pouvoir être manœuvrés à distance.

Pour le cas où le ciel du foyer serait mis accidentellement à découvert, on y place deux bouchons fusibles BB (fig. 1), constitués par un écrou en fer ou en bronze portant dans son axe une ouverture légèrement conique dans laquelle est coulé du plomb ou un alliage de plomb et d'étain, dont la fusion éventuelle donne lieu à un jet d'eau et de vapeur éteignant le feu.

La chaudière porte une série d'autoclaves et de bouchons de lavage. Ils doivent être en nombre suffisant et convenablement placés pour que toutes les parties intérieures de la chaudière puissent être nettoyées. Les autoclaves sont préférables aux bouchons filetés. Les joints sont confectionnés avec du minium ou un mastic analogue, ou mieux avec des rondelles métalliques, soit en plomb, soit en un alliage de plomb et d'antimoine, soit formées d'une feuille mince de cuivre repliée et renfermant une corde d'amiante.

Un gros robinet de vidange placé sur le côté de la boîte à feu, quand c'est possible, ou à l'avant, sert à vider la chaudière.

La boîte à feu repose sur les longerons par des supports de dilatation S (fig. 2), lui permettant de se déplacer légèrement. Il y a en général deux supports de chaque côté, dont l'un entoure le longeron et dont l'autre appuie simplement sur lui. Lorsque la boîte à feu déborde les longerons, les supports de dilatation sont constitués par des patins placés à l'arrière et à l'avant.

Pour diminuer les pertes de chaleur par rayonnement extérieur, les chaudières sont garnies d'enveloppes isolantes. Généralement, on se contente d'entourer la chaudière avec des tôles minces en laiton ou en acier de 1,5 à 2 millimètres d'épaisseur, éloignées de 2 à 4 centimètres de la tôle de la chaudière; la couche d'air interposée, si elle n'a pas de communication avec l'extérieur, constitue la garniture isolante, en raison du peu de conductibilité de l'air. Parfois, et notamment en Amérique, on place entre les deux tôles des matières isolantes telles que le liège, le feutre, un

mélange de magnésie et d'amiante, etc. Le degré d'efficacité des calorifuges spéciaux n'est pas établi d'une façon précise et paraît peu important¹.

14. **Boîtes à fumée, échappement.** — La figure 8 représente la boîte à fumée d'une machine française moderne. La cheminée se prolonge dans l'intérieur, d'abord par une partie légèrement évasée, puis par un tronc de cône. L'échappement est du type récent de la Compagnie du Nord. La colonne d'échappement se termine par une ouverture circulaire dans laquelle est placé un noyau conique creux, muni intérieurement d'ailettes en hélice. Il est mobile verticalement; dans sa position extrême supérieure, il vient porter contre le bord du tuyau d'échappement, et la vapeur ne s'échappe que par la partie centrale, dont la section est d'environ 90 centimètres carrés; dans la position extrême inférieure, la vapeur s'échappe également par la couronne circulaire comprise entre le bord du tuyau et l'obturateur; la section totale de passage atteint alors 300 centimètres carrés. D'après les observations faites au chemin de fer du Nord, ce système d'échappement est supérieur au type ordinaire à valves, qui consiste en une ouverture rectangulaire dont les côtés avant et arrière sont mobiles solidairement.

On place généralement l'ouverture de l'échappement au niveau de la rangée supérieure de tubes ou un peu au-dessous. Une grille à flammèches horizontale occupe toute la longueur de la boîte à fumée; l'espacement des barreaux perpendiculaires à l'axe de la chaudière

¹ LEDOUX.

doit être au plus de 10 millimètres. A la Compagnie du Midi, on superpose à cette grille une toile métallique à ouvertures carrées de $\frac{1}{4}$ millimètres de côté.

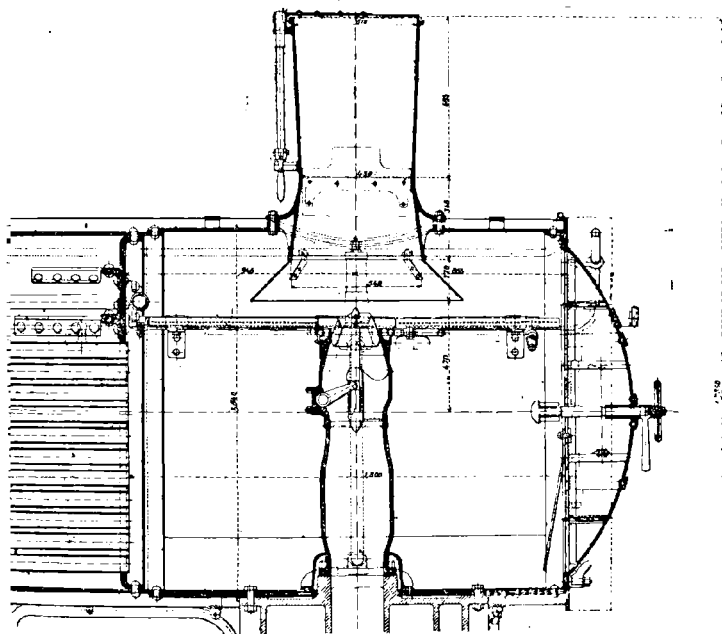


Fig. 8. — Boîte à fumée d'une machine compound à 4 cylindres.

Quelquefois on donne à la grille la forme d'un tronç de cône dont la petite base entoure le tuyau d'échappement et la grande base la cheminée.

Le souffleur est constitué par une couronne concen-

trique avec le tuyau d'échappement, percée de trous de 2 millimètres de diamètre; il permet d'envoyer dans la cheminée une nappe de vapeur qui active le tirage et supprime la fumée pendant les stationnements.

La boîte à fumée représentée par la figure 9 donne une idée de la pratique américaine. La tuyère d'échappement, dont la section est fixe et égale à environ 150 centimètres carrés dans les machines puissantes, est placée très bas. Au-dessus de cette tuyère, la plaque tubulaire est masquée par une tôle pleine D, appelée diaphragme ou déflecteur. Le déflecteur est d'un usage presque universel en Amérique; il gêne un peu le tirage et nécessite de fortes dépressions dans la boîte à fumée; mais, en obligeant les gaz à s'infléchir vers l'avant, il régularise le courant gazeux dans le faisceau tubulaire, produit la pulvérisation des escarbilles entraînées et empêche leur accumulation dans la boîte à fumée. La grille à flammèches G se trouve vers l'avant et occupe une position inclinée allant de la tuyère au sommet avant de la boîte à fumée. Entre la tuyère et la cheminée sont interposés souvent un ou deux tuyaux à base tronconique, formant éjecteurs et appelés petti-coat. On ne craint pas d'encombrer la boîte à fumée, parce que le nettoyage des tubes se fait du côté du foyer et non pas, comme en Europe, du côté de la boîte à fumée.

Aux essais de locomotives de l'exposition de Saint Louis (voir § 20), en 1904, on a obtenu à la vitesse de 240 tours par minute dans la boîte à fumée représentée figure 9, qui est celle de la locomotive atlantique système Cole, compound à 4 cylindres, du New-York

central RR, une dépression maxima de 225 millimètres d'eau. On reste loin de ce chiffre sur les locomotives

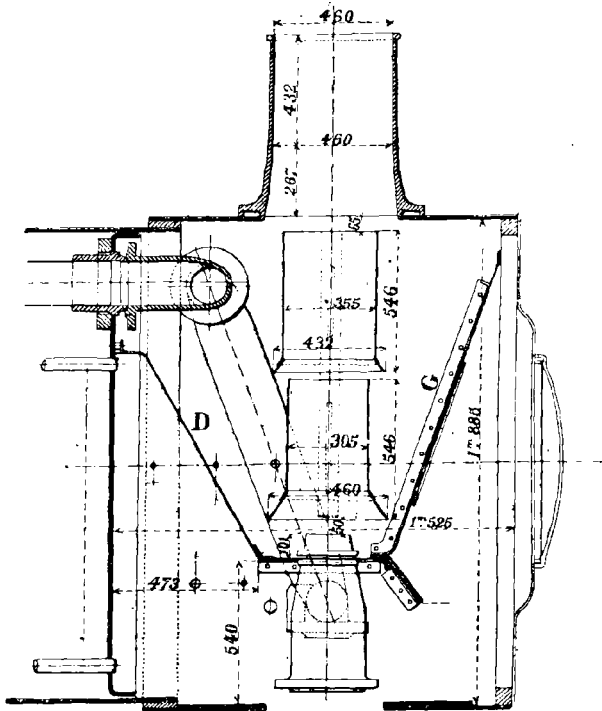


Fig. 9. — Boîte à fumée américaine.

européennes; la dépression n'y dépasse guère de 120 à 150 millimètres.

La question des meilleures dispositions à donner à l'échappement pour obtenir le maximum de production de la chaudière n'est pas complètement résolue. La théorie de Zeuner¹ n'est qu'approchée et ne concorde pas avec les faits. Les essais de von Borries², effectués avec un appareil à écoulement continu, c'est-à-dire dans des conditions différentes de celles de l'échappement réel des locomotives, ont conduit sans doute à des conclusions très intéressantes, mais dont quelques-unes sont sujettes à contestation. En Amérique, sous les auspices de la Master Mechanic's Association, on a effectué depuis dix ans, pour la plus grande partie au laboratoire de locomotives de l'Université de Purdue, des essais méthodiques sur l'échappement fixe ayant pour but de rechercher le système le plus efficace d'appareil d'échappement, c'est-à-dire celui qui produit la dépression nécessaire dans la boîte à fumée avec la moindre contrepression dans les cylindres, et par conséquent avec la moindre perte de puissance. D'après les résultats obtenus en 1905-1906 sur une des plus récentes locomotives atlantique du New-York central³, en prolongeant la cheminée dans l'intérieur de la boîte à fumée par une partie tronconique évasée, on obtiendrait d'aussi bons résultats qu'avec les éjecteurs, et l'installation est plus facile. Le meilleur dispositif d'échappement consisterait en une cheminée conique dont le diamètre d à l'étranglement serait donné par la formule : $d = 0,21 D + 0,16 h$, où D est le diamètre de la boîte à fumée et h la hauteur de la tuyère au-

¹ COUCHE, tome III.

² VON BORRIES.

³ VAUGHAN.

dessous de l'axe de la chaudière, distance qui doit être la plus grande que possible. La cheminée serait prolongée dans la boîte à fumée par une partie évasée ayant à la base un diamètre : $b = 2d$; cette base serait à une distance du sommet de la boîte à fumée égale à $P = 0,32D$; enfin la hauteur de la partie évasée serait : $p = 0,22D$. La longueur de la boîte à fumée devrait être à peu près égale à son diamètre. Le déflecteur serait conservé.

Ce prototype d'appareil d'échappement est très analogue au dispositif adopté en France depuis quelques années (fig. 8), avec toutefois cette différence que la tuyère américaine est placée beaucoup plus bas.

En Angleterre et en Amérique, l'échappement fixe est la règle générale, tandis qu'il est rare sur le continent. Les Américains reconnaissent la supériorité théorique de l'échappement variable, mais lui reprochent les difficultés qu'on éprouve à maintenir les pièces en bon état de fonctionnement. La pratique européenne montre que ces difficultés ne sont pas sérieuses.

15. Principaux types de chaudières. — Les types de boîtes à feu Crampton et Belpaire sont les plus répandus. Dans le premier, le ciel de boîte à feu est cylindrique et se rive directement sur le corps de chaudière. Dans le second, la boîte à feu a le ciel plat et est de forme cubique; elle se raccorde avec le corps cylindrique par sa plaque avant de forme compliquée. Quant au ciel du foyer, il est plat dans les deux cas, sauf en Amérique, où il est parfois cintré plus ou moins. La boîte à feu Crampton était autrefois à peu près la seule employée; elle reste très répandue en

Allemagne, en Angleterre et en Amérique; elle a été appliquée récemment aux machines puissantes construites en Belgique. La boîte à feu cubique est surtout en faveur en France, où elle a été d'ailleurs appliquée en premier lieu dès 1863 par Petiet à un certain nombre de machines de la Compagnie du Nord. On lui reproche d'être plus lourde, plus coûteuse comme construction et comme entretien, de mal se raccorder avec le corps cylindrique, de gêner la vue du mécanicien. Par contre, elle offre un peu plus de facilité pour l'armaturage du ciel du foyer par des tirants, les surfaces à relier étant parallèles; dans la boîte à feu Crampton les tirants du ciel mordent obliquement la tôle d'enveloppe, et on doit donner à celle-ci une sur-épaisseur notable, de 8 à 10 millimètres, pour que le nombre de filets en prise soit suffisant. En faveur de la boîte à feu Belpaire, on peut aussi faire valoir le plus grand volume offert à la vapeur et la plus grande surface du niveau de l'eau, ce qui est de nature à diminuer l'effervescence du dégagement de vapeur et par suite les entraînements d'eau. Enfin il est possible que le parallélisme des faces rende moins nuisibles les déformations du foyer.

Dans les anciennes machines et dans la plupart des nouvelles, la boîte à feu est profonde et plonge entre les longerons, ce qui limite sa largeur totale à 1^m,10 environ, et celle de la grille à 1 mètre au plus. Par conséquent, lorsqu'il est devenu nécessaire pour augmenter la puissance d'avoir une grande surface de grille, on a dû augmenter la longueur de celle-ci, et on l'a portée un peu au delà de 3 mètres. La conduite et le travail du feu deviendraient bien difficiles avec une

grille plus longue. Si l'on veut encore accroître la surface, on est conduit forcément à élargir le foyer et à le faire passer au dessus des longerons et des roues. On était déjà entré dans cette voie avec des foyers spéciaux très larges et peu profonds destinés à brûler des menus ou de l'antracite : foyer large Belpaire en Belgique, foyer Wootten en Amérique. Mais, pour obtenir les grandes productions de vapeur qu'exigent les trains lourds à grande vitesse, il faut des foyers à la fois profonds et larges. De pareils foyers sont depuis quelques années couramment appliqués en Amérique, et on commence à les introduire en Angleterre, en Allemagne, en Autriche. Ils ne sont d'ailleurs possibles que si les roues placées sous le foyer sont de faible diamètre, c'est-à-dire, dans les machines à voyageurs, que s'il y a un essieu porteur à l'arrière ; ils soulèvent d'autre part d'assez grosses difficultés du fait de l'augmentation du poids sur les essieux d'arrière.

Les figures 10 et 11 représentent un des plus récents types de foyers larges américains. On remarquera sa forme simple et rationnelle, avec parois latérales exactement droites ; à remarquer également la forme inclinée du bas de la paroi avant de boîte à feu, justifiée par la nécessité de ne pas exagérer la longueur et par suite le poids du corps cylindrique. Dans le même but, on a même prolongé le foyer dans le corps cylindrique en avançant la plaque tubulaire de 1 mètre environ ; on constitue ainsi une chambre de combustion susceptible d'améliorer le rendement dans une certaine mesure.

Dans beaucoup de boîtes à feu débordantes, la largeur est plus grande à la partie inférieure qu'à la partie

supérieure; l'inclinaison des parois latérales, si elle était trop accentuée, serait nuisible, car le dégagement de la vapeur sur les tôles du foyer générerait la circula-

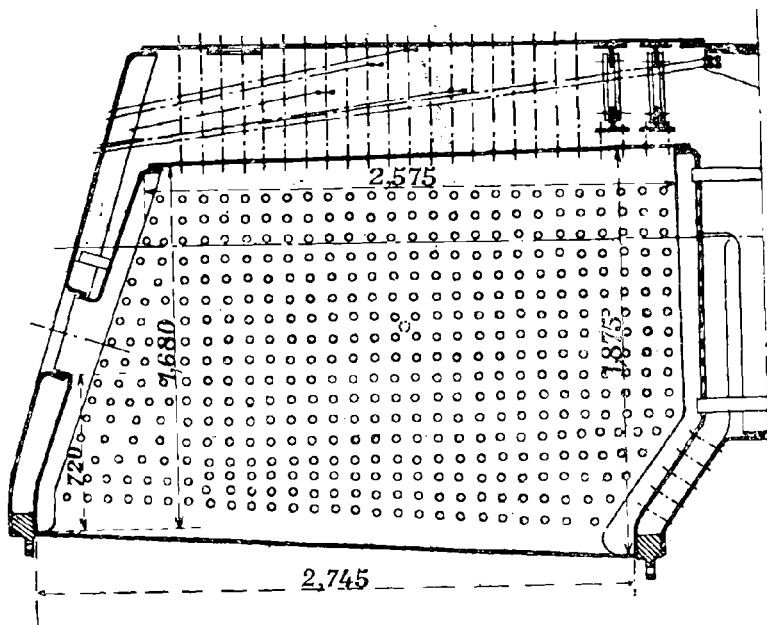


Fig. 10. — Boîte à feu large américaine. Coupe longitudinale.

tion de l'eau qui s'effectue vers le bas, le long des tôles d'enveloppe; le courant ascendant de vapeur ne doit pas contrarier le courant d'eau descendant.

La largeur des boîtes à feu doit donc être presque aussi grande à la partie supérieure qu'à la partie infé-

rière, et ceci conduit à adopter pour le corps de chaudière la disposition particulière, dite à waggon top,

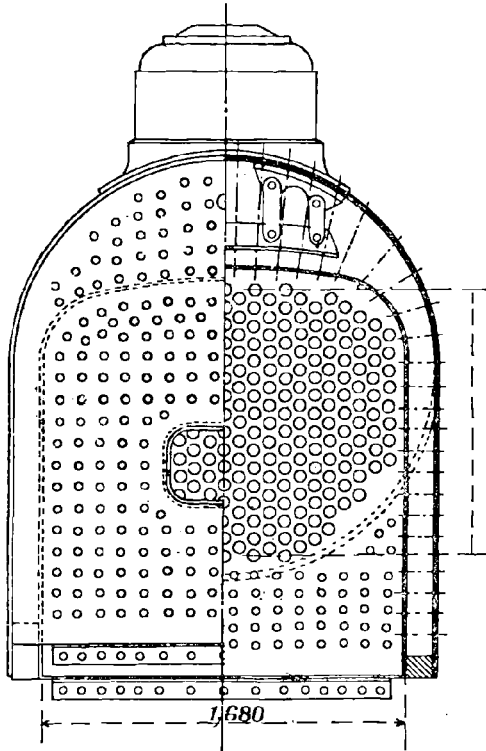


Fig. 11. — Boîte à feu large américaine. Coupe transversale.

usitée depuis longtemps en Amérique. Il n'est nullement nécessaire que la partie avant du corps de chaudière ait

le même diamètre que la partie arrière, c'est-à-dire un diamètre approximativement égal à la distance des faces latérales de l'enveloppe du foyer à hauteur de l'axe de la chaudière; au contraire, il vaut mieux que le diamètre à l'arrière soit plus grand qu'à l'avant, parce qu'on peut alors donner plus de surface à la plaque tubulaire du foyer, tandis qu'avec des diamètres égaux on loge beaucoup moins facilement les tubes sur la plaque tubulaire du foyer que sur la plaque tubulaire de boîte à fumée.

En élargissant la boîte à feu, on est donc conduit à la raccorder avec l'avant du corps cylindrique par une virole conique dont la génératrice inférieure est horizontale; cette virole conique est d'ailleurs soit celle d'arrière, soit celle du milieu du corps cylindrique.

16. Types spéciaux de foyers, chaudières à tubes d'eau. — On a depuis longtemps cherché à modifier la forme classique des chaudières de locomotives; aucune de ces tentatives ne s'est jusqu'ici généralisée.

Drummond a appliqué sur quelques locomotives du South Western RR deux faisceaux de tubes bouilleurs transversaux, de petit diamètre, qui réunissent les parties supérieures des plaques latérales du foyer; l'augmentation de surface de chauffe directe est de $14^{\text{m}^2},60$. On verra, au § 21, que cette augmentation n'est pas de nature à exercer une grande influence sur la production.

Smith a essayé sur une chaudière du North Eastern RR une disposition basée sur le même principe : les tuyaux bouilleurs, au lieu d'être disposés en un faisceau qua-

drangulaire, forment une voûte placée à peu de distance du ciel du foyer.

Vanderbilt, reprenant une disposition essayée sans succès en 1892 sur les chemins de fer prussiens, remplace le foyer actuel à faces planes par un foyer cylindrique en tôle ondulée. Les entretoises et les tirants sont supprimés, mais le foyer est relié par sa partie inférieure à l'enveloppe au moyen de deux grosses tubulures difficiles à tenir. La chaudière Vanderbilt a été appliquée à un certain nombre de locomotives américaines.

L'ingénieur autrichien Brotan transforme encore plus radicalement toute la boîte à feu. Il la compose de gros tubes de 95 millimètres de diamètre juxtaposés sur les faces latérales et disposés concentriquement sur la face arrière. Les tubes sont réunis à leur extrémité supérieure par un bouilleur et à leur extrémité inférieure par un gros tuyau formant cadre du foyer. Le corps de boîte à feu est muni d'une enveloppe extérieure en tôle qui le relie à un corps cylindrique renfermant comme à l'ordinaire un faisceau tubulaire, avec cette différence que la plaque tubulaire du foyer est circulaire comme celle de boîte à fumée. Les chemins de fer de l'État autrichien ont en service quelques locomotives munies du foyer Brotan, dont une depuis 1901, qui donnent de bons résultats.

Une tentative du même genre, mais plus complète, est poursuivie depuis 1904, par M. Robert sur les chemins de fer algériens du PLM¹. L'entretien des foyers ordinaires est particulièrement difficile en Algérie, à

¹ SAUSSOL.

cause de la mauvaise qualité des eaux ; les ruptures d'entretoises sont fréquentes, ainsi que les avaries des plaques tubulaires ; celles-ci doivent être remplacées au bout d'un très faible parcours. Pour remédier à cette situation, M. Robert a construit en 1903 une chaudière entièrement à tubes d'eau. Elle se compose d'une boîte à feu, d'un corps tubulaire et d'une boîte à fumée ordinaire. L'ossature en est constituée par un bouilleur supérieur cylindrique de 1 mètre de diamètre, occupant toute la longueur, soit 5^m,770, et par un autre, bouilleur inférieur de 670 millimètres de diamètre et de 3^m,490 de longueur, qui s'étend depuis le foyer jusqu'à la boîte à fumée. Les deux bouilleurs sont réunis par trois grosses tubulures verticales, puis par une série de tubes d'eau en acier de faible diamètre qui forment dans un plan vertical perpendiculaire à l'axe longitudinal des arcs de cercle à peu près concentriques ; ces tubes d'eau sont fixés aux bouilleurs par mandrinage.

Les faces latérales et arrière du foyer sont constituées par des tubes en acier de 80 millimètres de diamètre intérieur, réunissant le bouilleur supérieur à un cadre creux ou à un gros tube. Sur la face avant se trouvent un mur vertical et une voûte en briques.

L'ensemble est enveloppé par des tôles, pour éviter les rentrées d'air.

Une locomotive munie d'un foyer de ce système est en service depuis février 1904 et a donné de bons résultats. Les tubes doivent être ramonés fréquemment, au moyen de jets de vapeur, pour expulser les dépôts de suie et d'escarbilles. Dans l'intérieur des tubes se forment des dépôts plus ou moins adhérents, dont l'en-

lèvement s'effectue soit avec des brosses métalliques, soit avec des outils en forme de fraises ou de molettes emmanchés à l'extrémité d'un arbre flexible.

Seule, une pratique prolongée fera connaître si les avantages des chaudières à tubes d'eau l'emportent sur les inconvénients nouveaux qu'elles font apparaître.

17. **Surchauffeurs.** — L'application de la surchauffe aux locomotives est à l'ordre du jour. Elle a pris naissance en 1898 en Allemagne et est déjà réalisée sur plusieurs centaines de locomotives principalement en Allemagne, en Belgique, en Suisse et au Canada.

Il existe plusieurs types de surchauffeurs, dont les plus répandus sont les deux types Schmidt dits de boîte à fumée et de tubes à fumée.

Le surchauffeur Schmidt de boîte à fumée se compose d'un faisceau annulaire de petits tubes placé dans la boîte à fumée près de la plaque tubulaire et réunissant deux chambres de vapeur, dont l'une est divisée en deux par une cloison, situées vers le haut de chaque côté de la boîte à fumée. Ce faisceau se trouve dans une boîte également annulaire au bas de laquelle est envoyée une partie, un cinquième environ, des gaz chauds du foyer au moyen d'un gros tube placé à la partie inférieure du corps cylindrique, fixé à la plaque tubulaire du foyer et traversant la plaque tubulaire avant. La vapeur saturée venant du régulateur arrive dans le compartiment arrière de la chambre cloisonnée, circule d'abord dans le demi-faisceau tubulaire arrière, traverse la deuxième chambre, puis revient par le demi-faisceau avant dans le compartiment avant de la

chambre cloisonnée et va de là aux cylindres. Les gaz chauds circulent le long de tubes surchauffeurs, puis s'échappent dans la boîte à fumée par des clapets réglables à la volonté du mécanicien ou reliés au levier du régulateur de façon qu'ils soient fermés quand le régulateur est fermé.

Ce type de surchauffeur est le premier qui ait été appliqué en grand en Allemagne. Il produit une surchauffe élevée; mais il encombre la boîte à fumée, dont il masque la plaque tubulaire, est difficile à nettoyer et à réparer et exige un grand nombre de joints de tuyaux de vapeur; en particulier, le joint entre le gros tube d'adduction des gaz et la plaque tubulaire du foyer est difficile à tenir. En outre, lorsque les clapets de tirage sont fermés et qu'il y a stagnation des gaz dans le gros tube, il peut s'y former des mélanges détonnants; il s'est produit de ce fait un grave accident.

M. Schmidt a imaginé un deuxième type de surchauffeur dit de tubes à fumée (fig. 12). Un certain nombre de tubes à fumée ordinaires de la partie supérieure sont remplacés par deux ou trois rangées de gros tubes de 127 millimètres de diamètre extérieur, rétreints de $\frac{1}{5}^e$ sur la plaque tubulaire du foyer; chacun contient deux tubes en U de 32 millimètres de diamètre, dont le coude rapporté, en acier, de forte épaisseur, se trouve à une distance d'environ 800 millimètres de la plaque tubulaire du foyer; ces tubes sont fixés par une bride boulonnée à la paroi inférieure ou avant d'une chambre cloisonnée placée en haut de la boîte à fumée près de la plaque tubulaire. Dans un premier type, la vapeur saturée arrivant dans l'un des

compartiments de cette chambre circule dans l'une des

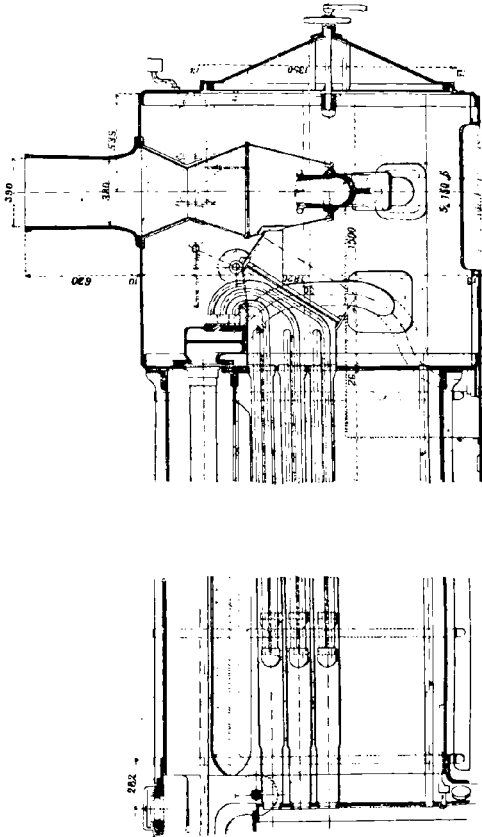


Fig. 12. — Surchauffeur Schmidt de tubes à fumée.

branches des tubes et revient par l'autre dans le second compartiment, d'où elle est conduite aux cylindres.

Dans le dernier type, celui représenté figure 12, les quatre tubes jumelés forment un circuit continu; la vapeur circule d'abord dans l'un des tubes inférieurs, passe par le coude arrière dans l'un des tubes supérieurs, puis dans l'autre par un coude les réunissant à l'avant, et revient par le second tube inférieur; il n'y a que deux tubes au lieu de quatre à réunir au collecteur cloisonné. Les gaz chauds passant par les gros tubes débouchent dans la boîte à fumée par une trappe qui peut être fermée dans la marche sans vapeur, afin d'éviter que les petits tubes ne soient portés au rouge.

L'engorgement des gros tubes par la suie et les escarbilles n'est pas toujours évité par le ramonage au moyen d'un jet de vapeur; il faut disposer les petits tubes de façon à pouvoir passer une tringle.

Le surchauffeur Schenectady, appliqué sur le Canadian Pacific RR concurremment avec le surchauffeur Schmidt, est une variante du précédent. Les tubes surchauffeurs, au lieu d'être en boucle, sont l'un dans l'autre, comme dans les chaudières Field; la vapeur saturée arrive par le tube intérieur et revient par le tube extérieur. Tous les tubes d'une colonne verticale débouchent dans une chambre partielle cloisonnée, laquelle est boulonnée à la chambre principale de vapeur. Chaque chambre partielle peut être démontée séparément.

Le surchauffeur Pielock diffère complètement des précédents. Il se compose d'une caisse étanche placée dans le corps cylindrique à une distance de la plaque tubulaire du foyer qui dépend du degré de surchauffe qu'on veut obtenir. Cette caisse est traversée par tout le faisceau de tubes à fumée; ses faces avant et arrière

sont donc des plaques tubulaires dans lesquelles les tubes à fumée sont mandrinés à distance. La vapeur circule dans cette caisse pourvue de cloisons en chicane avant d'aller au régulateur. Un robinet purgeur est disposé à la partie inférieure en prévision de fuites d'eau ou de condensations. Ce surchauffeur est automatique en ce sens qu'il n'y a pas à s'occuper du réglage du courant de gaz; il n'exige aucune modification des chaudières actuelles, mais il est inaccessible; en cas de fuites, on ne peut savoir quels sont les tubes qui perdent, et il est nécessaire de remandrinier toute la tubulure. La fixation des tubes aux plaques du surchauffeur est de nature à gêner la dilatation desdits tubes et à provoquer leur ébranlement sur les plaques tubulaires du foyer et de la boîte à fumée. Enfin, des difficultés sont à prévoir pour sortir les tubes, dans le cas où ceux-ci seront entartés. L'expérience seule fera connaître l'importance plus ou moins grande de ces divers inconvénients. En raison de ses avantages théoriques, le surchauffeur Pielock tend à se répandre en divers pays et notamment en France, où il est essayé depuis peu concurremment avec le surchauffeur Schmidt de tubes à fumée¹.

18. **Foyers au pétrole.** — Dans les pays producteurs de pétrole, tels que le Caucase, la Pensylvanie, le Texas, on emploie pour le chauffage des locomotives soit le pétrole brut lui-même, soit plutôt le résidu de la distillation constitué par une huile lourde, épaisse comme le goudron. On a également essayé en

¹ *Revue générale des chemins de fer*, décembre 1906. Essais par la Compagnie d'Orléans de locomotives à vapeur surchauffée.

divers pays le chauffage mixte au charbon et au goudron de houille soit pour augmenter la puissance de vaporisation, lorsqu'il faut donner un coup de collier, soit pour éviter la fumée, par exemple dans les longs tunnels. Le pouvoir calorifique des goudrons, résidus de pétrole et pétroles bruts, varie de une fois et demie à deux fois celui du charbon.

Le combustible liquide est projeté sous la voûte du foyer au moyen d'un jet de vapeur qui entraîne en même temps l'air nécessaire à la combustion. On se sert à cet effet d'injecteurs pulvérisateurs placés sur la paroi arrière de chaque côté de la porte. L'avant du foyer est protégé contre le dard incandescent par un mur en briques réfractaires surmonté par la voûte. Dans le foyer Urquhard, très employé en Russie, le chauffage se fait exclusivement au pétrole et il n'y a pas de grille. Plus de 2500 locomotives sont en Russie chauffées au pétrole. Le foyer Holden, dans lequel le goudron est consommé concurremment avec la houille, a été appliqué à un certain nombre de machines par le Great Eastern, en Angleterre, et par le chemin de fer de l'Arberg. Quelques réseaux français, et notamment celui de l'Est, ont fait des essais d'installations analogues en employant les éjecteurs Bohler et Vétillard; on brûle de 1^{kg}.5 à 3^{kg}.5 de goudron par minute.

Le combustible liquide permet d'augmenter la vaporisation, mais ne donne pas un bon rendement. Aussi son usage ne semble-t-il pas devoir se généraliser en dehors des pays producteurs.

19. Combustibles. — Dans les foyers de locomotives on peut brûler tous les charbons industriels et

même du bois, comme cela se fait en Russie. Les charbons se divisent en plusieurs catégories, suivant leur composition et suivant la grosseur des morceaux. On distingue les qualités suivantes :

Anthracites et houilles anthraciteuses, contenant de 4 à 8 % de matières volatiles ;

Houilles maigres, contenant de 8 à 15 % de matières volatiles et donnant un coke pulvérulent ;

Houilles demi-grasses : 15 à 20 % de matières volatiles et coke dur partiellement fondu ;

Houilles grasses : 20 à 30 % de matières volatiles, coke fondu ;

Houilles flammbantes sèches : 30 à 40 % de matières volatiles.

Un bon charbon pour locomotives doit s'agglomérer au feu, mais partiellement, de façon à ne pas faire obstacle au passage de l'air ; il ne doit être ni trop collant ni trop léger, et, par conséquent, c'est la qualité demi-grasse qui convient le mieux.

Les mines produisent plusieurs sortes de charbons : les charbons gros ou en roche, les tout-venants, qui contiennent 30 à 40 % de gros morceaux, et les menus. Il y a plusieurs sous-catégories intermédiaires obtenues par triage ou criblage ; mais ce sont les trois catégories principales qui sont les plus employées sur les locomotives. Avec les menus, lavés ou non, suivant leur teneur en cendres, et mélangés à environ 8 % de brai gras, on fabrique des briquettes qui équivalent au charbon gros et sont même plus appréciées à cause de la commodité de leur emploi.

On consomme donc principalement dans les locomotives soit des tout-venants, soit un mélange de charbon

gros ou de briquettes et de menus dans lequel la proportion de menus varie, suivant la difficulté et la nature des trains, de 30 à 80 %. Il est favorable au rendement de brûler une certaine proportion de menus, parce que les charbons en gros morceaux employés seuls font trop de vides et laissent passer une trop grande quantité d'air; dans la réalité, on dépasse notablement la proportion de menus la plus favorable, qui est en thèse générale de 30 à 40 %, parce que la tonne de menus coûte 6 à 8 francs de moins que la tonne de gros ou de briquettes.

La proportion de cendres varie de 6 à 12 % dans les charbons gros et les briquettes, de 10 à 20 % dans les menus. Il n'y a pas de cendres réellement infusibles; il est désirable qu'elles soient aussi peu fusibles que possible, afin qu'elles ne forment pas des blocs pâteux, appelés mâchefers, plus ou moins adhérents à la grille, empêchant le passage de l'air et rendant par suite la combustion difficile au bout d'un certain parcours.

Le charbon se compose de carbone fixe, de cendres et de matières volatiles comprenant principalement des carbures d'hydrogène avec un peu de vapeur d'eau, d'oxygène, d'azote et de soufre. On mesure la teneur en matières volatiles en chauffant le charbon au rouge en vase clos.

Le pouvoir calorifique se détermine expérimentalement, par exemple au moyen de la bombe calorimétrique de Mahler, qui consiste en un obus en acier plongé dans un calorimètre à eau et dans lequel on fait brûler instantanément un kilogramme de combustible à l'aide d'oxygène pur introduit sous la pression de 20

à 25 atmosphères, l'inflammation étant produite par une étincelle électrique.

On peut aussi déterminer le pouvoir calorifique d'après la teneur en carbone C et en hydrogène H, non compris la quantité d'hydrogène combinée avec l'oxygène, par la formule : $Q = 8080C + 34500H$, 8080 et 34500 étant les pouvoirs calorifiques du carbone et de l'hydrogène. Cette formule donne des résultats très voisins de ceux obtenus par les essais, un peu inférieurs à ceux-ci pour les charbons demi-gras, un peu supérieurs pour les charbons contenant beaucoup de matières volatiles.

20. Combustion, essais de locomotives à l'exposition de Saint-Louis. — Le pouvoir calorifique d'un charbon demi-gras ne contenant que 10 % de cendres est d'environ 8000 calories. Étant donné que, pour vaporiser à 15 kilogrammes de pression de l'eau ayant une température initiale de 10°, il faut 656 calories, un kilogramme de charbon, si toute la chaleur qu'il contient était utilisée, pourrait vaporiser $\frac{8000}{656} = 12^{\text{kg}},2$ d'eau. Il est bien loin d'être ainsi en réalité ; la quantité d'eau vaporisée par kilogramme de charbon ne varie guère que de 6 à 8 kilogrammes. La combustion dans les foyers donne donc lieu à des pertes de chaleur importantes, dont l'analyse permet d'établir le bilan thermique de la chaudière.

Le rendement thermique est le rapport de la quantité de chaleur contenue dans la vapeur produite par un kilogramme de charbon à la quantité totale de cha-

leur contenue dans ce kilogramme de charbon. Les pertes de calorique sont dues à ce qu'une partie du combustible est entraînée sans brûler dans la boîte à fumée par le courant gazeux, à la combustion incomplète du carbone sous forme d'oxyde de carbone, à la combustion incomplète des hydrocarbures, à ce que les gaz de la boîte à fumée s'échappent à une température élevée, au refroidissement extérieur de la chaudière.

Parmi les nombreuses expériences qui ont eu pour objet d'analyser ces pertes, nous citerons celles de la Compagnie de l'Est¹, de la Compagnie PLM² et du comité d'essais de locomotives à l'exposition de Saint-Louis en 1904³.

A la Compagnie de l'Est, Dubost a fait l'analyse des gaz de la boîte à fumée recueillis sur des locomotives en service courant, en même temps qu'étaient relevées les températures dans la boîte à fumée, et il a calculé d'après la composition des gaz d'une part la quantité de chaleur Q dégagée par la formation de l'acide carbonique et de l'oxyde de carbone et par la combustion d'abord supposée complète de l'hydrogène, d'autre part la quantité de chaleur q emportée par les gaz de la boîte à fumée; la différence $Q - q$ représente la quantité de chaleur utilisée pour la vaporisation, et le rapport de $Q - q$ à la chaleur totale de combustion du carbone et de l'hydrogène est le rendement. Dubost a constaté que, lorsqu'il n'y a pas entraînement de combustible dans la boîte à fumée, les gaz de la com-

¹ DUBOST.

² HENRY.

³ Compte rendu par le *Pennsylvania Railroad* en 1905.

bustion ne contiennent pas d'hydrocarbures, ni d'hydrogène libre ; au contraire, quand il y a entraînement de combustible, ces gaz contiennent une notable quantité d'hydrocarbures, bien supérieure à celle qui correspondrait simplement au combustible entraîné. Il a de nouveau calculé le rendement en se basant sur la teneur des gaz en hydrocarbures et trouvé qu'il était alors de 10 à 12 % plus faible que dans le premier cas, où était admise la combustion complète de l'hydrogène. Pratiquement, ce rendement est compris entre 75 et 50 %.

Dans les essais de la Compagnie PLM, on a opéré sur une chaudière de locomotive rendue fixe, au foyer de laquelle on pouvait adapter à volonté des voûtes longues ou courtes, ou un bouilleur Tenbrinck, et dont le corps cylindrique composé de viroles boulonnées pouvait recevoir des tubulures de longueur variable. On a aussi comparé les tubes lisses aux tubes à ailettes du système Serve, et ces essais, en montrant les avantages de ces derniers tubes, ont été le point de départ de leur emploi. Le tirage était produit par le souffleur et variait de 25 à 120 millimètres d'eau.

Les gaz de la combustion étaient analysés pour déterminer la teneur en oxygène, oxyde de carbone et acide carbonique ; les analyses plus complètes de quelques échantillons ont montré qu'il n'y avait pas d'hydrocarbures.

La quantité de chaleur C_2 utilisée pour la vaporisation était évaluée d'après la quantité de vapeur produite. D'après le poids de combustible entraîné et la teneur des gaz en oxyde de carbone, on calculait la chaleur non dégagée $C - C_1$, C étant la chaleur totale

contenue dans 1 kilogramme de combustible et C_1 la chaleur réelle dégagée. La chaleur C_3 entraînée par les gaz de la combustion se déduit de leur composition en poids et de la température de la boîte à fumée ; quant à la chaleur C_4 perdue par refroidissement extérieur, elle était simplement évaluée par différence d'après la relation : $C_1 = C_2 + C_3 + C_4$. Le rendement est égal à $\frac{C_2}{C}$.

Avec un foyer à voûte courte et un tirage de 75 millimètres, le rendement a été trouvé de 79 % pour des tubes lisses en laiton de 4 mètres de longueur et de 83 % pour des tubes à ailettes en laiton de même longueur et de 65 millimètres de diamètre extérieur. Ces rendements élevés, qui ne sont pas atteints dans le service courant, s'expliquent par les soins apportés à la conduite du feu, la régularité du tirage produit par le souffleur et la production modérée de la chaudière.

La conclusion générale des essais du PLM est que, si le rendement augmente en même temps que la longueur des tubes, au contraire la production maxima de vapeur par heure pour un tirage donné est plus grande avec des tubes courts, de 3 à 4 mètres de longueur, qu'avec des tubes plus longs ; les tubes à ailettes améliorent à la fois le rendement et la production.

Dans les résultats de ces essais, une anomalie est à signaler : la perte de chaleur par refroidissement extérieur, toutes les autres conditions restant les mêmes, augmente avec le tirage, parfois du simple au double et même plus. Or cette perte devrait rester constante, parce qu'elle ne dépend que de l'excès de la tempéra-

ture de la chaudière sur celle de l'air ambiant. L'explication de cette singularité n'a pas été donnée.

Le Pennsylvania Railroad a pris l'initiative d'installer à l'exposition de Saint-Louis, en 1904, un laboratoire d'essais de locomotives pour étudier le fonctionnement des machines exposées par différentes administrations de chemins de fer américaines ou étrangères. Un laboratoire de ce genre existe depuis plusieurs années à l'université de Purdue et a permis au professeur Goss de faire de très intéressantes recherches ; il en a été aussi installé un, tout récemment, à Swindon, en Angleterre. Le principe de ces laboratoires consiste à placer la locomotive à essayer sur un système de roues porteuses réunies par des arbres tournant sur des paliers fixes et munis d'un dispositif de freinage ; la locomotive, dont chaque roue motrice repose sur une de ces roues porteuses, est attelée à un dynamomètre de traction et maintenue en outre à l'arrière par des barres de sûreté avec dash-pots. Grâce à cet appareillage, on peut mettre sans danger la machine en marche comme si elle roulait sur rails, et on a atteint effectivement à Saint-Louis, avec des locomotives pesant 100 tonnes et plus, des vitesses de rotation de 280 tours par minute correspondant à une vitesse de plus de 100 kilomètres à l'heure. On conçoit qu'il est, dans ces conditions, facile d'effectuer des mesures de tous les éléments qui intéressent le fonctionnement. A Saint-Louis on a étudié simultanément la chaudière, l'appareil moteur et les mouvements parasites. Les essais ont porté sur huit machines, dont six américaines, une allemande et une française.

Le tableau I donne le bilan thermique de quel-

Locomot. à vapeur.

2*

ques-uns des essais des trois locomotives suivantes :

I. Locomotive atlantic compound de Glehn à 4 cylindres, type 3000 de la Compagnie d'Orléans : $3^{m^2},10$ de surface de grille, $16^{m^2},49$ de surface de chauffe directe, 247 mètres carrés de surface de chauffe totale (tubes Serve) ;

III. Locomotive atlantic compound 4 cylindres de la société de Hanovre à surchauffeur Pielock : $2^{m^2},70$ de surface de grille, $9^{m^2},62$ de surface de chauffe directe, 163 mètres carrés de surface de chauffe totale y compris celle du surchauffeur ;

IV. Cole compound atlantic à 4 cylindres du New-York central : $4^{m^2},64$ de surface de grille, $14^{m^2},10$ de surface de chauffe directe et 279 mètres carrés de surface de chauffe totale.

Les données principales des essais sont reproduites dans les dix sept premières lignes du tableau.

La composition du charbon consommé, aussi constante que possible, était en moyenne la suivante :

ANALYSE SOMMAIRE	ANALYSE COMPLÈTE
Carbone fixe . . . 75,85 %	Carbone. . . . 84,20 %
Matières volatiles. 16,25	Hydrogène . . . 4,28
Cendres 7,00	Azote 1,44
Humidité. . . . 0,90	Oxygène 2,94
	Soufre 0,80
	Cendres. . . . 6,34

Pouvoir calorifique d'un kilogramme de combustible : 8353 calories.

On a calculé la quantité de carbone pur brûlé par

kilogramme de combustible, ligne 18, en tenant compte de la quantité d'escarbilles entraînées.

De l'analyse en volumes des gaz de la boîte à fumée, qui n'a porté que sur l'oxygène, l'oxyde de carbone et l'acide carbonique, le résidu étant supposé être uniquement de l'azote, on déduit la constitution en poids et par suite le poids de carbone, ligne 19, contenu dans 1 kilogramme de gaz. Le nombre de kilogrammes de gaz de la combustion correspondant à 1 kilogramme de combustible brûlé s'obtient en divisant le poids de carbone brûlé, ligne 18, par le poids de carbone contenu dans 1 kilogramme de gaz ; on trouve ainsi les nombres inscrits à la ligne 20 ; ils ne comprennent pas la quantité de vapeur d'eau produite par la combustion de l'hydrogène, laquelle s'élève à 0^{kg},350 par kilogramme de combustible, si cette combustion est complète. La quantité d'air employée à la combustion par kilogramme de charbon s'obtient en retranchant des nombres de la ligne 20 majorés de 0^{kg},350 le poids de combustible ayant réellement brûlé, c'est-à-dire le poids indiqué à la ligne 18 augmenté du poids d'hydrogène des hydrocarbures égal à 0^{kg},0391 d'après l'analyse. Le poids d'air nécessaire pour brûler tout le carbone et tout l'hydrogène serait théoriquement de :

$$\frac{100}{23} \left(\frac{16}{6} 0,842 + 8 \times 0,0391 \right) = 11^{\text{kg}}, 12.$$

On voit, d'après les nombres de la ligne 20, que la proportion d'air en excès est de 30 à 50 %.

I. La perte de chaleur par les escarbilles, ligne 21, s'évalue d'après leur poids et leur pouvoir calorifique, qui est de 7000 calories.

II. La perte de chaleur due à la formation d'oxyde

de carbone, ligne 22, se déduit de la proportion de ce gaz, étant donné qu'un poids d'oxyde de carbone contenant 1 kilogramme de carbone dégage 5680 calories en passant à l'état d'acide carbonique.

III. La quantité de chaleur, ligne 23, emportée par les gaz de la boîte à fumée a été calculée en supposant une chaleur spécifique constante de 0,24.

IV. Si la combustion de l'hydrogène est complète, la chaleur emportée par la vapeur d'eau résultant de cette combustion, dont le poids total est de 0^{kg}.350 par kilogramme de charbon, n'est pas négligeable; elle est indiquée à la ligne 24.

La différence entre la perte réelle totale de chaleur, ligne 26, déduite du rendement thermique de la chaudière, qui a été calculé d'après la quantité de calorique contenue dans la vapeur produite, et le total des pertes I, II, III, IV, ligne 25, représente la perte par refroidissement extérieur et les autres pertes, s'il y en a.

Or la perte par refroidissement extérieur ne doit pas varier dans les essais d'une même machine, quelle que soit la quantité de charbon brûlé sur la grille, parce qu'elle ne dépend que de la surface extérieure de la chaudière et de l'excès de la température de celle-ci, constante dans tous les essais, sur la température ambiante. Cette perte par refroidissement extérieur, ligne 27, rapportée au kilogramme de charbon, a donc été calculée en prenant la différence entre la ligne 26 et la ligne 25 dans l'essai où la vaporisation a été la moins intense et où il y a par conséquent le plus de probabilités pour que les hydrocarbures aient brûlé complètement. Il est facile de se rendre compte

qu'elle est pour les diverses machines à peu près proportionnelle à leurs dimensions, c'est-à-dire à leur surface extérieure.

Nous constatons finalement que, dans tous les essais où la vaporisation est intense et en raison directe de cette intensité même, il y a une dernière perte de chaleur, ligne 28, qui doit être attribuée pour une certaine partie à ce que tout le combustible entraîné et s'échappant par la cheminée n'était pas recueilli et pour la plus grande partie, semble-t-il, à la combustion incomplète des hydrocarbures, déjà signalée par Dubost. La chaleur contenue dans les hydrocarbures du combustible représente 25 % du pouvoir calorifique total. La ligne 29 indique la proportion de cette chaleur qui n'est pas dégagée.

C'est surtout dans la combustion incomplète des hydrocarbures qu'il faut voir l'explication de la diminution de rendement lorsqu'on augmente la quantité de charbon brûlée par mètre carré de grille. Les hydrocarbures ne brûlent pas dans la couche de charbon incandescent; ils sont d'abord distillés, puis entraînés par le courant gazeux en brûlant plus ou moins complètement suivant la vitesse de ce courant. Or, il est facile de voir que cette vitesse augmente à peu près proportionnellement à la quantité de combustible consommé. Dans les essais 801, 805, 809 et 812 (tableau I), les vitesses, calculées en tenant compte de la température du foyer, du courant gazeux à son entrée dans le faisceau tubulaire, comprenant 390 tubes lisses de 45^{mm},8 de diamètre intérieur donnant une section de passage de 0^m2,6423, s'élèvent respectivement à : 15-31-36 et 79 mètres par seconde. Dans les essais

505, 507 et 513 de la compound de Glehn, qui a 139 tubes Serve de 65 millimètres de diamètre intérieur donnant une section de passage, ailettes déduites, de $0^m^2,4091$, les vitesses du courant gazeux sont respectivement de 18-43 et 63 mètres par seconde. Enfin, dans les essais 702, 706 et 708 de la locomotive de Hanovre qui a 241 tubes lisses de $45^{mm},8$ de diamètre intérieur donnant une section de passage de $0^m^2,3969$, les vitesses sont de 30-41-39 mètres par seconde.

L'essai n° 812 est, de tous ceux effectués à Saint-Louis, celui où la quantité de charbon brûlée par mètre carré de grille a atteint la valeur la plus élevée, soit 660 kilogrammes, et cela pendant une durée de 1 heure $\frac{3}{4}$; dans plusieurs autres essais et avec des surfaces de grilles de $4^m^2,50$ ou plus, cette quantité s'est élevée à près de 600 kilogrammes. Il est donc démontré qu'on peut avec les grandes grilles des foyers débordants brûler par unité de surface autant de charbon qu'avec les grilles de dimensions modérées, et que par conséquent la puissance de combustion est bien proportionnelle à la surface de grille.

D'autre part, en service courant, il est rare qu'on dépasse une consommation de 500 kilogrammes de charbon par mètre carré de grille, et les bilans thermiques établis ci-dessus montrent qu'il est désavantageux au point de vue du rendement d'aller au delà de ce chiffre. Les chaudières doivent donc autant que possible être établies de façon que ce taux de combustion corresponde à la puissance normale qu'on veut réaliser.

TABLEAU I. ESSAIS DE SAINT-Louis, BILAN THERMIQUE

	Compound de Blehn			Compound de la Société de Hanovre			Coë compound du New-York central			
1	Nombres des essais.	505	507	513	702	706	718	801	809	842
2	Nombre de tours par minute.	460	460	280	80	160	4160	160	240	240
3	Température dans la boîte à fumée	26,4°	31,1°	30,5°	31,2°	35,4°	37,6°	30,7°	33,2°	38,4°
4	Température dans le foyer	92,7°	102,2°	111,7°	115,2°	115,8°	112,6°	101,3°	107,0°	128,0°
5	Pression à la chaudière. kg	15,4	15	15	14,2	14,5	13,8	14,6	15,5	14,8
6	Dépression dans la boîte à fumée en millimètres d'eau.	35,5	61	83	33	50	90	35	71	103
7	Température de la vapeur dans le surchauffeur	0,986	0,984	0,981	0,987	0,986	0,986	0,983	0,982	0,983
8	Proportion de vapeur sèche dans le dôme	529	1028	1323	550	838	1212	588	1075	3060
9	Combustible consommé par heure. kg	0,092	0,08	0,046	0,055	0,085	0,174	0,03	0,03	0,03
10	Rapport du poids du combustible entraîné au combustible consommé.	4986	7520	8776	4157	5713	6800	5647	9044	11230
11	Vapeur humide produite par heure. kg	6,40	7,65	8,63	8,40	4,43	6,73	6,63	5,00	4,37
12										
13	Teneur en volumes des gaz { oxygène acide carbonique résidu	42,25	40,70	9,97	8,47	12,03	10,93	12,03	12,40	13,20
14		87,35	89,40	81,47	81,00	80,93	84,34	81,24	81,20	82,34
15	Rendement thermique de la chaudière	0,733	0,570	0,515	0,633	0,583	0,482	0,7534	0,6540	0,6395
16	Taux de vaporisation, % de vapeur par kg de combustible	9,42	7,31	6,63	7,56	6,94	5,61	9,60	8,41	7,57
17		0,7645	0,7746	0,7641	0,7357	0,7704	0,8164	0,817	0,817	0,817
18	Carbone pur brûlé par kg de combustible kg	0,0486	0,0438	0,0403	0,039	0,0427	0,057	0,0478	0,0484	0,0525
19	Poids de carbone contenu dans 1 kg de gaz de la boîte à fumée	15,73	17,70	18,60	20,40	18,04	12,20	17,100	16,890	15,560
20	Poids des gaz de la combustion par kg de combustible kg	665	578	604	396	612	4252	208	208	208
21	Perte de chaleur due aux escarbilles par % de combustible	0	104	95	560	492	916	0	28	24
22	Perte de chaleur due à l'oxyde de carbone par kg de combustible. calories	0	104	95	560	492	916	0	28	24
23	Perte de chaleur due aux gaz de la combustion et aux cendres par kg de combustible. calories	906	1337	1334	1460	1514	4122	1065	1222	1214
24	Perte de chaleur due à la vapeur d'eau par kg de combustible	277	286	285	286	284	290	273	285	290
25	Total des pertes I, II, III, IV calories	1848	2312	2445	2714	2342	3580	1350	1743	1736
26	Perte réelle totale de calorique par kg de combustible	2230	3591	4053	3065	3482	4315	2060	2390	3011
27	Perte due au refroidissement extérieur par kg de combustible	382	406	453	354	230	159	740	280	204
28	Perte due à la combustion incomplète de l'hydrogène	0	1432	1485	0	660	579	0	567	1071
29	Pourcentage de la perte VI par rapport à la chaleur totale contenue dans les hydrocarbures du combustible	0	0	0	0	37	9,0	0	49	0,0
		0	0	0	0	37	9,0	0	49	0,0

21. **Vaporisation.** — En thèse générale, la chaleur se transmet de deux manières différentes : tantôt elle se propage par conductibilité, c'est-à-dire en cheminant de proche en proche à travers la matière pondérable, dont elle élève progressivement la température ; tantôt elle se propage par rayonnement, c'est-à-dire qu'elle franchit directement, comme la lumière, des espaces plus ou moins grands, par exemple la distance du soleil à la terre, sans échauffer sensiblement le milieu intermédiaire. La chaleur dégagée dans un foyer de locomotive se transmet de ces deux manières ; une partie sert à porter à une certaine température les produits de la combustion ; une autre partie échauffe directement par rayonnement les parois métalliques. S'il n'y avait pas de chaleur rayonnée, la température des gaz dans le foyer serait extrêmement élevée. Dans ce cas, en effet, le calorique dégagé servirait uniquement à échauffer ces gaz. Admettons qu'un kilogramme de combustible dégage réellement 7 000 calories, que le poids des gaz de la combustion par kilogramme de charbon soit de 16 kilogrammes et que la chaleur spécifique des gaz soit de 0,24. Si la température ambiante est de 15°, la température τ à laquelle seront portés les produits de la combustion avant qu'ils n'échangent de calorique avec les parois environnantes sera donnée par la relation : $7\,000 = 16 \times 0,24 (\tau - 15)$; d'où : $\tau = 1\,808^\circ$. La température réelle dans les foyers est beaucoup moindre, ce qui est du reste fort heureux au point de vue de leur conservation. Elle a été mesurée dans les essais de Saint-Louis au moyen de pyromètres Le Chatelier introduits par un tube creux traversant une face latérale à peu près au milieu de sa

longueur et à une hauteur au-dessus du feu d'environ 30 centimètres. Les températures relevées ont varié, suivant l'intensité de la combustion, de 800° à 1280°; la valeur moyenne qui correspond aux conditions de marche de la pratique est de 1100°. La différence entre la température théorique, 1800°, et la température réelle donne une mesure du calorique rayonné. D'après Pécelet, la quantité R de chaleur rayonnée par mètre carré de surface de grille et par heure serait donnée par la formule : $R = 446 a^t$, où t est la température du foyer et a un coefficient égal à 1,007 663. La valeur R augmenterait ainsi très rapidement avec la température, et par conséquent un accroissement même considérable dans la consommation de combustible par mètre carré de surface de grille ne procurerait qu'une faible élévation de température.

La conductibilité des métaux est tellement élevée, qu'une différence de quelques degrés sur chaque face d'une plaque est suffisante pour expliquer la transmission d'une grande quantité de chaleur. Ainsi une vaporisation de 200 kilogrammes par mètre carré et par heure dans un foyer en cuivre ne correspond qu'à une différence de 4°,7 entre les deux faces d'une plaque en cuivre de 13 millimètres d'épaisseur. Dans les tubes en acier de 2^{mm},5 d'épaisseur, une vaporisation de 60 kilogrammes par mètre carré et par heure n'exige qu'une différence de température de 1°,7. Il est vrai que, si les parois sont entartrées, la transmission de chaleur est réduite considérablement, car le coefficient de conductibilité des dépôts calcaires est près de cinquante fois moindre que celui du cuivre.

Des gaz chauds à la paroi métallique et de celle-ci

à l'eau. la transmission de chaleur se fait par convection ou conductibilité extérieure. Il y a toujours une chute finie de température au contact des corps de nature différente. Le coefficient de conductibilité extérieure entre le métal et l'eau est très grand et la chute de température faible, d'autant plus faible que la circulation de l'eau est plus active; en fait, la température à la surface de la tôle est d'au plus 15° à 20° supérieure à celle de l'eau, sauf lorsqu'il y a des dépôts calcaires, auquel cas le métal peut se trouver porté à une température élevée et recevoir, selon l'expression usitée, un coup de feu.

Au contraire, le coefficient de conductibilité extérieure entre les gaz chauds et la tôle est très petit; c'est pourquoi il y a intérêt à augmenter autant que possible la surface de contact, but réalisé par les tubes à ailettes.

Grâce à la haute conductibilité du métal et au fort coefficient de conductibilité extérieure entre le métal et l'eau, la surface du foyer ou surface de chauffe directe peut absorber facilement toute la chaleur rayonnée. La production de vapeur du foyer varie relativement peu avec l'étendue de sa surface et dépend surtout de la grandeur de la grille et de l'activité de la combustion.

D'après les expériences de Saint-Louis, l'augmentation de la quantité de chaleur rayonnée avec la température serait bien moindre que ne l'indique la formule de Pécelet. Le graphique de la figure 13 résume les résultats obtenus avec les quatre machines à voyageurs essayées, toutes compound à 4 cylindres; les dimensions de trois d'entre elles désignées par les n^{os} 1,

3 et 4 ont été données au paragraphe précédent ; l'autre machine, portant le n° 2, est une locomotive Baldwin ayant $4^{\text{m}2,50}$ de surface de grille, $20^{\text{m}2,48}$ de surface de chauffe directe et $269^{\text{m}2,88}$ de surface de chauffe totale.

Sur l'axe des abscisses (fig. 13) est porté le poids de charbon brûlé par mètre carré de grille et par heure. La température du foyer est représentée par les courbes moyennes T_f , celle de la boîte à fumée par les courbes T_b . On voit que ces températures augmentent un peu avec l'activité de la combustion, la première un peu plus vite que la seconde.

Les courbes A indiquent la quantité de chaleur utilisée, c'est-à-dire contenue dans la vapeur produite, par mètre carré de surface de grille et par heure. En appliquant la formule :

$$Q = 0.24 mn (T_f - T_b).$$

où m est le poids des gaz de la combustion par kilogramme de charbon et n le poids de charbon brûlé par mètre

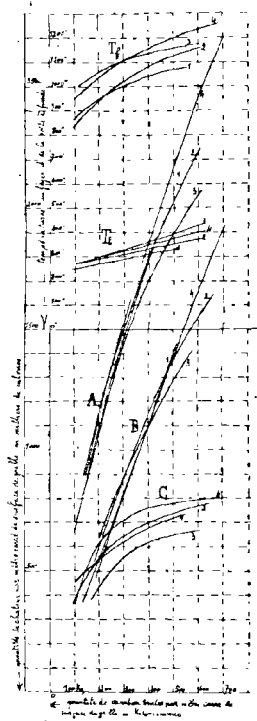


Fig. 13.

Résultats des essais de Saint-Louis.

carré de surface de grille et par heure, on obtient la quantité de chaleur transmise par conductibilité dans le trajet des gaz depuis le foyer jusqu'à la boîte à fumée, et on trace ainsi les courbes B ; la différence des ordonnées A et B donne la quantité de chaleur rayonnée dans le foyer, courbes C.

On voit que la chaleur rayonnée, d'abord égale à la chaleur transmise par conductibilité pour une combustion peu active : 200 kilogrammes par mètre carré de grille, lui devient ensuite inférieure et n'en représente plus qu'environ la moitié pour les combustions usuelles de 500 kilogrammes environ par mètre carré de grille. La quantité de vapeur produite par la surface de chauffe directe varie donc de la moitié au tiers de la production totale de la chaudière ; mais, contrairement à une idée assez répandue, l'influence de l'étendue de cette surface de chauffe directe, ou plutôt du rapport de cette surface à celle de la grille, est peu sensible, parce que le foyer absorbe très facilement la chaleur rayonnée. Par exemple, pour une combustion de 500 kilogrammes par mètre carré de grille, le foyer vaporise en tout, d'après les courbes C (fig. 13) :

Dans la machine de Glehn, 3 480 kilogrammes par heure, soit 211 kilogrammes par mètre carré de surface de chauffe directe ;

Dans la machine Baldwin, 5 120 kilogrammes par heure, soit 250 kilogrammes par mètre carré de surface de chauffe directe ;

Dans la machine de Hanovre, 2 700 kilogrammes par heure, soit 280 kilogrammes par mètre carré de surface de chauffe directe ;

Dans la machine Cole, 5 570 kilogrammes par heure,

soit 395 kilogrammes par mètre carré de surface de chauffe directe.

Il ne paraît donc pas nécessaire de chercher à réaliser de grandes surfaces de chauffe directe; ce qui est capital au point de vue de la production, c'est la surface de grille.

La surface de chauffe tubulaire peut produire jusqu'à 50 kilogrammes de vapeur, en moyenne, par mètre carré; la production par mètre courant depuis le foyer jusqu'à la boîte à fumée diminue suivant une progression géométrique, et il n'y a par suite qu'un faible intérêt à avoir des tubes longs. L'insuffisance de capacité d'absorption de la surface tubulaire est indiquée par l'élévation de la température dans la boîte à fumée. Les courbes T_b de la figure 13 montrent que cette température augmente de 100° au plus quand la quantité de charbon brûlée par mètre carré de grille et par heure passe de 200 à 600 kilogrammes. Comme la différence de température entre le foyer et la boîte à fumée est d'environ 700° , la perte due à l'élévation de température dans la boîte à fumée représente environ le $\frac{1}{7^e}$ de la chaleur transmise au corps tubulaire.

Du fait que, par mètre carré de surface, on peut brûler autant de charbon sur une grille de $4^{m^2},50$ que sur une grille de moins de 3 mètres carrés et que la surface de chauffe, tout au moins si elle est égale à environ 60 fois la surface de grille, peut absorber toute la chaleur produite, il résulte que la production est seulement proportionnelle à la surface de grille. On peut adopter, pour évaluer la quantité d'eau susceptible d'être vaporisée d'une façon continue, la formule simple

suivante : $q = 4000 g$, g étant la surface de grille en mètres carrés ; cette formule donne des résultats au moins aussi approchés que l'ancienne formule :

$$q = 460 \sqrt{cg},$$

où c est la surface de chauffe en mètres carrés.



CHAPITRE II

ROUES, CHASSIS, SUSPENSION.

22. **Essieux.** — Les essieux droits, autrefois en fer forgé, se font maintenant en acier doux forgé présentant une résistance de 45 kilogrammes par millimètre carré et un allongement de 25 %. Les dimensions de l'essieu dépendent de la charge et du diamètre des roues. C'est dans la portée de calage, c'est-à-dire dans la partie qui reçoit la roue, que l'essieu doit présenter son plus grand diamètre; un essieu périt généralement par les fissures qui se produisent dans la portée de calage, principalement au ras de la roue à l'intérieur. Le diamètre d d'un essieu moteur, en millimètres, à la portée de calage, peut se calculer par la formule empirique de von Borries :

$$d = 6 \sqrt[3]{P(D + 500)},$$

où P est la charge totale de l'essieu en tonnes et D le diamètre de la route en millimètres.

Le diamètre des fusées et du corps de l'essieu est ordinairement un peu plus faible que celui de la portée de calage. La longueur de la fusée doit être telle que la pression de la charge, par centimètre carré, en admettant que le coussinet porte sur un angle de 100° , soit inférieure à 16 kilogrammes; les chauffages sont d'au-

tant moins à redouter que cette pression est plus faible. Par exemple, dans les machines modernes, les fusées d'un essieu monté sur roues de 2 mètres transmettant aux rails une charge de 18 tonnes doivent avoir au moins 200 millimètres de diamètre sur 240 millimètres de longueur.

Les essieux coudés, dont les locomotives compound à 4 cylindres ont contribué à généraliser l'emploi, sont des pièces plus délicates et en même temps plus lourdes que les essieux droits. Ils doivent être fabriqués avec de l'acier de qualité supérieure; on emploie soit l'acier fondu sur sole de la qualité du métal à canons, soit l'acier au creuset, soit parfois l'acier au nickel; la résistance est en général fixée à 50 kilogrammes par millimètre carré avec un allongement de 20 %. Les flasques des manivelles sont consolidées au moyen de frettes en fer ou en acier doux de 45 kilogrammes de résistance. Quelquefois on place un gros boulon dans le tourillon percé à cet effet de part en part dans le sens de l'axe; les fissures ne se propagent pas à travers le boulon.

Sous l'influence des efforts et des chocs qu'ils subissent, les essieux coudés ont tendance à se fissurer aux raccordements du corps de l'essieu et surtout à ceux du tourillon avec les flasques. M. Frémont a fait observer¹ que, si les flasques de la manivelle sont indéformables, le travail produit par les chocs n'est absorbé que par le tourillon, d'où résultent des déformations permanentes dans les congés et ensuite des fissures. Cette localisation des efforts dynamiques serait évitée

¹ FRÉMONT.

par l'emploi de flasques élastiques, par exemple de flasques évidées en leur milieu, entre le tourillon et le corps de l'essieu.

En fait, les essieux coudés actuels ont plus d'endurance qu'on ne l'espérait; ils atteignent communément des parcours supérieurs à 500000 kilomètres avant qu'aucune fissure ne se déclare.

On emploie deux types différents : celui à manivelles à double flasque (fig. 14) et celui à corps central oblique (fig. 15). Ce dernier type présente sur le premier l'avantage d'être moins sujet aux fissures, moins lourd, et de rendre la grosse tête de bielle plus accessible; mais il est d'une fabrication plus difficile et ne permet de loger les poulies d'excentrique, s'il y a une distribution intérieure, qu'entre la manivelle et la roue, ce qui réduit d'autant la longueur de la fusée de l'essieu et constitue un grave inconvénient pour des machines puissantes. On préfère donc, dans le cas des distributions intérieures, des essieux à manivelles doubles où les poulies d'excentriques sont placées au milieu.

23. **Roues.** — Les roues, autrefois en fer soudé, se font aujourd'hui soit en acier soudé, soit en acier moulé ayant une résistance de 40 à 45 kilogrammes par millimètre carré avec 20 à 15 % d'allongement. Le diamètre du moyeu est environ le double de celui de l'essieu, et sa longueur de 2 à 3 centimètres plus faible que ce dernier diamètre. La roue est calée sur l'essieu sous une pression de 60 à 80 tonnes, en général, portée à 100 et même à 120 tonnes en Amérique, et en outre retenue par une clavette. Pour obtenir la pression de calage voulue, on alèse le moyeu à un dia-

mètre de 4 à 6 dixièmes de millimètre plus faible que celui de la portée de calage.

Le nombre de rayons est généralement égal au

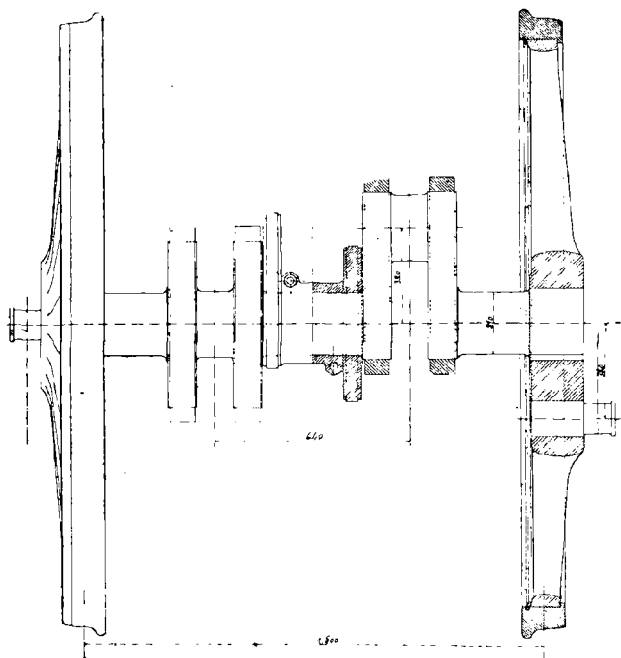


Fig. 14. — Essien coudé à manivelles.

dixième du diamètre total, évalué en centimètres, de la roue bandagée. La section des rayons est de forme ovale et va en diminuant, de moitié environ, du moyeu à la jante; elle varie peu avec le diamètre de la roue. Dans

les locomotives récentes à roues en acier moulé de 2 mètres de diamètre, la section des rayons est de 57 à 58 centimètres carrés près du moyeu et de 29 à 30 centimètres carrés à la périphérie.

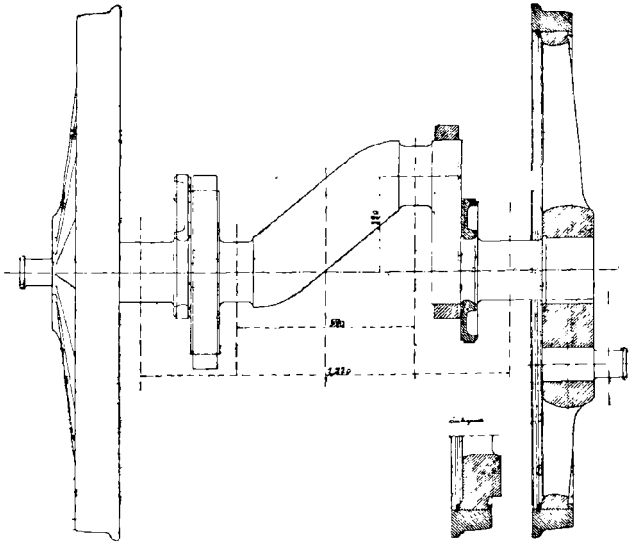


Fig. 15. — Essteu coudé à corps oblique.

La section de la jante est d'environ 45 centièmes de la section du bandage neuf.

24. Manivelles. — Les corps des roues motrices portent un deuxième moyeu qui reçoit le bouton de manivelle; celui-ci est calé sous une pression de 40

à 60 tonnes; on alèse à cet effet le moyeu à un diamètre inférieur de 2,5 à 4 dixièmes de millimètre à celui de la portée de la manivelle.

Les boutons de manivelle sont en acier doux cimenté et trempé; on commence à employer de l'acier contenant 5 % de nickel, qui est aussi cimenté et trempé; ce dernier métal, en raison de sa limite élastique élevée, de sa plus grande résistance et de l'absence de fragilité, paraît apte à résister mieux que l'acier ordinaire aux efforts alternatifs considérables que subit cette pièce.

Habituellement, la pression exercée par le piston moteur sur les tourillons de manivelles motrices varie de 100 à 150 kilogrammes par centimètre carré et atteint exceptionnellement 200 kilogrammes. Si donc d est le diamètre et l la longueur, en millimètres, du tourillon, la surface portante comptée en projection sur un plan normal à la bielle est ld , et on doit avoir :

$$\frac{P}{ld} \leq 1^{kg},5, P \text{ étant l'effort exercé par le piston sur la}$$

bielle motrice en kilogrammes. La longueur l est en général égale ou un peu supérieure au diamètre d . Quant au diamètre de la portée de calage du bouton de manivelle, il est supérieur de 10 millimètres au moins à celui du tourillon.

Il suffit que les dimensions du tourillon d'accouplement soient les 8 dixièmes et celles des tourillons des roues accouplées les 7 dixièmes des dimensions des tourillons moteurs.

25. **Bandages.** — Les jantes des roues sont garnies de bandages en acier dur, dont la résistance varie

de 60 à 70 kilogrammes par millimètre carré avec un allongement de 18 à 14 ‰. La largeur des bandages est de 135 à 140 millimètres, au maximum, et l'écartement des faces intérieures peut varier, d'après les prescriptions de la conférence de Berne, de 1^m,356 à 1^m,365 pour une largeur de voie de 1^m,435 ou de 1^m,440 entre les bords intérieurs des rails. L'épaisseur des bandages neufs au roulement est de 65 à 75 millimètres; quand elle est réduite à 35 millimètres, les bandages sont retirés du service. La surface de roulement présente une conicité de $\frac{1}{20}$, quelquefois $\frac{1}{15}$, et est raccordée au boudin par un congé dont le rayon doit être un peu supérieur au rayon du congé correspondant du rail, de façon que le boudin ne puisse venir au contact du rail que si la roue monte légèrement sur ce dernier. En outre, le boudin doit être suffisamment fuyant pour que, lorsqu'il vient s'appuyer contre le rail, la roue étant oblique, le point de contact se trouve aussi peu éloigné que possible de la verticale passant par le centre de la roue; une inclinaison du boudin de 70° à 75° suffit à cet effet; on adopte parfois des inclinaisons moindres sans descendre au-dessous de 60°. La saillie des boudins est au maximum de 36 millimètres; l'épaisseur, à 10 millimètres au-dessous de la table de roulement, de 28 à 30 millimètres. Un chanfrein pratiqué sur la face intérieure du boudin facilite le passage sur les parties de voie munies de contre-rails.

Les bandages sont tournés intérieurement sous un diamètre inférieur de $\frac{1}{1000}$ en général au diamètre

extérieur de la jante ; ils sont emmanchés sur celle-ci après avoir été chauffés au rouge ; cette opération est appelée embattage. Le serrage qui résulte du refroidissement suffit pour maintenir le bandage. Toutefois, ce serrage diminue à la longue ; le bandage s'étire ou se lamine par l'effet du roulement et se lâche ; il importe en outre d'empêcher la projection des morceaux au cas, il est vrai très rare, où le bandage se romprait en plusieurs points. On emploie plusieurs modes de fixation. Autrefois, on reliait le bandage à la jante soit par des vis traversant la jante et s'enfonçant d'une certaine quantité dans le bandage, soit par des rivets traversant complètement le bandage et la jante. Mais les trous ainsi pratiqués affaiblissent le bandage. On peut se con-

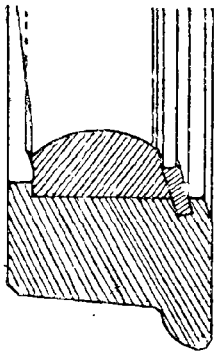


Fig. 16. — Attache de bandage avec cercle de retenue.

tenter de maintenir celui-ci au moyen de deux épaulements (attache Salmon), l'un extérieur de 15 millimètres de hauteur, l'autre intérieur de 2 millimètres seulement de hauteur afin que le bandage chauffé puisse s'emmancher sur la jante. La fixation du côté intérieur est réalisée plus solidement aujourd'hui en insérant (fig. 16) entre le bandage et la jante un cercle de retenue en fer, fendu, et en rivant ensuite le bord du bandage légèrement chauffé. En

Amérique, on emploie beaucoup l'attache Mansell (fig. 17), dans laquelle deux cercles agrafant le bandage

et la jante sont maintenus par des rivets traversant la jante.

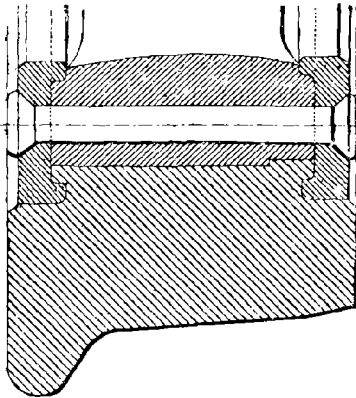


Fig. 17. — Attache Mansell.

26. **Châssis.** — La chaudière repose sur un cadre ou châssis métallique qui est lui-même porté par les roues; il est constitué essentiellement par deux bran-cards ou longerons réunis par les traverses d'avant et d'arrière, par le caissonnement supportant la boîte à fumée, par celui des cylindres, qui souvent ne forme qu'un avec le précédent, et par des entretoises inter-médiaires. Les châssis sont aujourd'hui toujours placés à l'intérieur des roues, sauf dans quelques cas particu-liers. Les châssis extérieurs ont été autrefois beaucoup employés, surtout dans les locomotives à cylindres intérieurs; mais ils sont plus lourds et plus compliqués que les châssis intérieurs.

Les longerons sont en tôle d'acier de 25 à 30 millimètres d'épaisseur; ils sont découpés au droit des essieux pour former les cages des boîtes à huile et ont une hauteur de 300 à 450 millimètres au-dessus des cages; les angles supérieurs de celles-ci sont les parties faibles des longerons; c'est là que se produisent assez souvent des fissures, surtout à la cage de l'essieu moteur; aussi la renforce-t-on parfois à l'aide d'une doublure rivée. Entre les essieux, les longerons présentent des parties évidées pour diminuer le poids.

Au droit des cylindres extérieurs, les longerons présentent une ouverture rectangulaire dans laquelle s'encastré un épaulement de même forme faisant saillie sur la face d'application du cylindre; ils sont entretoisés par un caissonnement rivé, autrefois en tôle et cornières, aujourd'hui en acier moulé. Des boulons réunissent le cylindre au longeron et au caissonnement.

Quand les cylindres sont intérieurs, leur face d'application présente à la partie supérieure un talon qui repose sur le longeron; ils sont fondus soit en une seule pièce, soit en deux pièces réunies par des boulons suivant le plan médian de la machine.

Dans les locomotives à 4 cylindres, si ceux-ci sont tous les quatre sur la même ligne transversale, le bloc des cylindres intérieurs forme caissonnement pour les cylindres extérieurs; si, au contraire, les cylindres extérieurs se trouvent en arrière des cylindres intérieurs, comme cela a lieu dans les locomotives du type de Glehn, les premiers exigent un caissonnement spécial.

La chaudière est fixée invariablement par sa boîte à fumée au caissonnement avant; la boîte à feu repose sur les longerons par l'intermédiaire de supports (§ 13)

permettant la dilatation dans le sens longitudinal. Dans les boîtes à feu qui débordent sur les longerons, les supports de dilatation sont formés par des glissières placées à l'avant et à l'arrière et s'appuyant sur des entretoises spéciales.

Sur les cages des longerons, dans lesquelles viennent prendre place les boîtes à huile, sont rivés des guides ou glissières en fer forgé ou en acier moulé munis de plaques de friction en fonte. Les deux cornes inférieures des glissières sont réunies par une entretoise boulonnée. Dans les machines modernes, l'une des faces des glissières est légèrement inclinée et munie d'un coin de rattrapage de jeu qui se règle à l'aide d'une tige filetée traversant l'entretoise; le rôle des coins de rattrapage est très utile, car, pour que les machines ne cognent pas dans la marche, il est essentiel que les boîtes d'essieu n'aient aucun jeu et portent bien sur les glissières par toute l'étendue de leurs faces d'application.

En Amérique et sur quelques locomotives allemandes récentes, les longerons, au lieu d'être en tôle, sont formés par des barres rectangulaires en fer soudé ayant 100 millimètres d'épaisseur environ et de 100 à 150 millimètres de hauteur. Ces longerons se prêtent plus facilement que ceux en tôle à l'installation des divers supports du mécanisme, et ils cachent moins les pièces intérieures; mais ils sont un peu trop flexibles et par suite plus sujets aux ruptures, surtout si les points d'appui ne sont pas suffisamment rapprochés. Les cylindres sont toujours extérieurs dans les machines américaines à deux cylindres, et la pratique la plus usitée consiste à fondre chaque cylindre avec la moitié de son caissonnement, de façon à n'avoir qu'un assemblage

dans le plan vertical médian de la machine; la partie supérieure du bloc des deux cylindres, en forme de selle, supporte la boîte à fumée; les longerons se terminent à l'avant par une barre unique ou par deux barres formant fourche, qui sont boulonnées au massif des cylindres.

27. **Boîtes à huile.** — Le châssis s'appuie sur les roues par l'intermédiaire des ressorts et des boîtes à huile qui contiennent les coussinets s'appliquant sur les fusées d'essieu. Les ressorts sont le plus souvent placés au-dessous des essieux.

Une boîte à huile (fig. 18) se compose des pièces suivantes :

Un corps de boîte A en acier forgé, cémenté et trempé ou en acier moulé, dont les joues, quelquefois garnies de métal antifricition, embrassent les glissières des longerons; sa partie supérieure en forme de cuvette fermée par un couvercle reçoit l'huile de graissage; deux trous de graissage sont percés dans le fond de cette cuvette; on ne les munit plus de siphons, comme on le faisait autrefois; dans quelques récents types de boîtes, on dispose aussi deux trous de graissage pour les congés des coussinets et deux autres trous, ceux-ci avec siphon, pour le graissage des glissières;

Une contre-boîte B en fonte qui s'emmanche par le dessous dans le corps de boîte; le fond de la contre-boîte hermétiquement clos constitue le réservoir d'huile inférieur; il porte un bouchon de vidange;

Un coussinet C en bronze garni de métal blanc antifricition D, appelé régule, jusqu'à une hauteur de 40 à 45 millimètres au-dessus du plan horizontal passant

par l'axe; sur la partie frottante du coussinet sont creu-

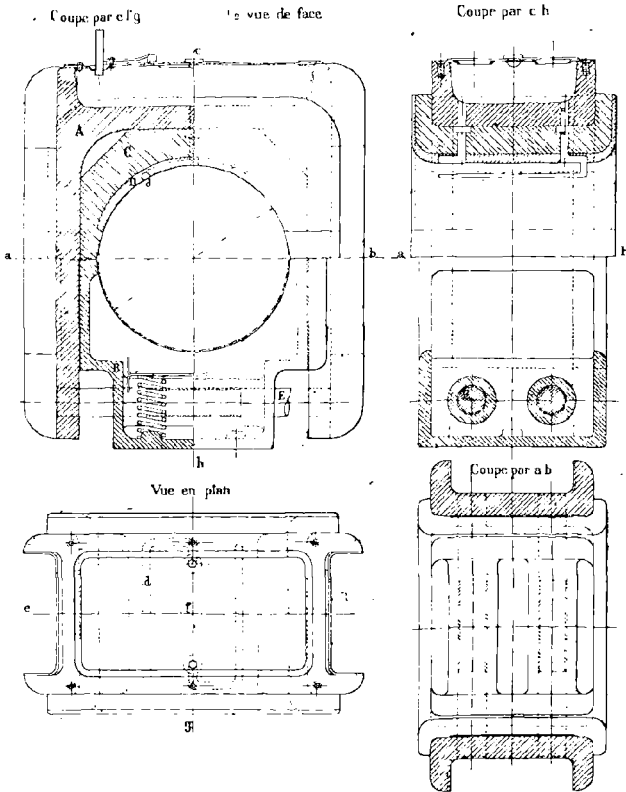


Fig. 18. — Boîte à huile.

sés des rainures ou pattes d'araignée, *d*, partant des trous de graissage;

Deux broches E maintenant solidaires le corps de boîte, la contreboîte et une pièce en forme de V à laquelle est suspendue la bride du ressort de suspension.

Le métal antifriccion ou régule dont sont garnis les coussinets se compose en général de cuivre, d'antimoine et d'étain; l'une des compositions les plus employées comprend : $\frac{1}{18}$ de cuivre, $\frac{2}{18}$ d'antimoine et $\frac{15}{18}$ d'étain. Les alliages contenant du plomb sont moins coûteux que les précédents, mais exigent des portées plus grandes pour donner de bons résultats.

Le graissage s'effectue de la manière suivante. On place des mèches en laine dans les trous de graissage du dessus de boîte, on garnit la cuvette avec des déchets de coton et on la remplit d'huile. Celle-ci se répand sur la fusée par les pattes d'araignée et tombe dans le dessous de boîte, lequel est, en général, muni d'un tampon graisseur (fig. 18) constitué par une carcasse en fer portant une sorte de brosse en coton avec des mèches retombant de chaque côté; il est appuyé contre la fusée par deux ressorts. Aujourd'hui on supprime parfois le tampon graisseur qui présente l'inconvénient de se glacer, c'est-à-dire de se recouvrir d'une matière dure empêchant le passage de l'huile, et, suivant la méthode américaine, on garnit le dessous de boîte avec un mélange de laine et de crin, le crin ayant pour objet de maintenir la porosité indispensable; la laine et le crin doivent au préalable avoir trempé dans l'huile pendant deux ou trois jours et avoir été ensuite

égouttés; on fait d'abord un bourrage dans le fond du dessous de boîte, puis on place au-dessus trois boudins fortement serrés et ficelés, un au milieu et un autre de chaque côté, de façon que la fusée vienne comprimer le tout. On peut aussi, en conservant le tampon graisseur, placer de chaque côté un boudin de laine préparé comme il vient d'être dit.

En Amérique, les coussinets, au lieu d'être à pans coupés, ont leur surface extérieure cylindrique; ils sont forcés à la presse dans le corps de boîte et tenus en outre par des goujons. Ces coussinets se maintiennent mieux en place que ceux à joues du type européen.

28. **Boîtes radiales.** — Les essieux moteurs n'ont aucun jeu par rapport aux longerons. Il en est généralement de même pour les essieux accouplés, excepté lorsque l'empattement rigide trop grand rendrait l'inscription de la machine difficile dans les courbes raides. Dans ce cas, on donne à certains essieux un déplacement dans le sens de leur axe de 7 à 12 millimètres de chaque côté. Il n'existe en général aucun dispositif de rappel; mais on emploie aussi parfois des boîtes dites à plans inclinés, dans lesquelles le coussinet peut se déplacer par rapport à la boîte au moyen de deux pièces en fer cimenté et trempé interposées entre le dessus du coussinet et le corps de boîte, s'appliquant l'une sur l'autre par des plans inclinés à 10 % en sens inverse, dont l'une est solidaire du coussinet et l'autre du corps de boîte; quand l'essieu et le coussinet se déplacent par rapport au châssis, le plan incliné supérieur se soulève, et la compression du ressort de sus-

pension qui en résulte tend à ramener le système dans sa position normale.

Pour faciliter l'inscription des essieux porteurs dans les courbes, on leur donne un certain jeu longitudinal avec ou sans dispositif de rappel. On les munit aussi parfois de boîtes radiales leur permettant de prendre une position oblique par rapport au châssis et de se placer dans la direction du rayon de la courbe. A cet effet, les faces d'application des boîtes sur les glissières présentent un certain jeu par rapport à celles-ci pouvant aller jusqu'à 40 millimètres de chaque côté et ont la forme d'une surface cylindrique dont l'axe se trouve dans le plan méridien de la machine à une assez grande distance de l'essieu. Par conséquent, quand celui-ci se déplace dans le sens de son axe, il prend en même temps une position oblique; il est ramené dans sa position normale par un dispositif de rappel consistant soit en des plans inclinés, soit en des ressorts horizontaux.

Les boîtes radiales ont été relativement peu employées, parce qu'elles ont donné de médiocres résultats sur les essieux d'avant des machines et qu'il existe des dispositifs bien supérieurs, tels que les bogies et les bissels. Elles ont pris un regain d'actualité en raison de l'application qui en a été faite récemment à l'essieu porteur d'arrière de locomotives américaines et allemandes des types atlantic et pacific à foyer large, dans lesquelles cet essieu porteur étant placé à une assez grande distance, 3^m,50 à 4 mètres, derrière l'essieu accouplé qui le précède, doit nécessairement être mobile.

L'essieu porteur d'arrière des machines pacific de

l'État badois construites par Maffei à Munich est muni de boîtes radiales du type Adams lui permettant de pivoter autour d'un axe vertical situé dans le plan médian de la machine à 2 mètres en avant de l'essieu. Le déplacement de ce dernier est contrôlé par un dispositif

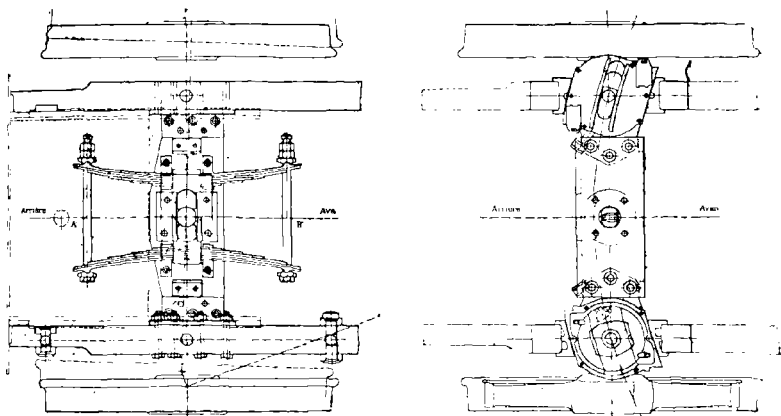


Fig. 19. — Boîtes radiales.

de rappel formé de deux ressorts à lames antagonistes (fig. 19). Les deux boîtes à huile sont réunies par une traverse plate horizontale portant au-dessus d'elle en son centre un pivot vertical. Au-dessus de cette traverse des boîtes se trouve une seconde traverse boulonnée aux longerons de la machine sur laquelle sont placés les deux ressorts conjugués à lames, se faisant face par leur partie convexe, dont les brides sont maintenues par des glissières et des butées intérieures. Le

pivot de la traverse des boîtes s'engage entre les tetons des brides. Le déplacement latéral est de 62 millimètres au maximum de chaque côté.

La charge de la machine est transmise à l'essieu radial au moyen de ressorts placés au-dessus des boîtes à huile et reposant sur elles par l'intermédiaire d'une rotule avec crapaudine à base d'appui plane. Ces ressorts sont d'ailleurs conjugués par des balanciers longitudinaux avec ceux de l'essieu antérieur.

29. Ressorts. — Les ressorts de locomotives sont presque toujours à lames. Comme on le verra plus loin (§ 55), le frottement des lames les unes sur les autres, quand le ressort se déforme, intervient utilement pour diminuer l'amplitude des oscillations du poids suspendu. Les ressorts en hélice ne présentent pas cet avantage; cependant on en a fait parfois usage, par exemple sur quelques locomotives à trois essieux accouplés et à bogie du Gothard et sur l'atlantique à foyer débordant du Great Northern RR, type 1903, qui a des ressorts en hélice sur le bogie et sur l'essieu moteur.

Les lames de ressort sont en acier dur ayant, avant trempe, environ 70 kilogrammes de résistance avec 10 % d'allongement et, après trempe, de 120 à 160 kilogrammes de résistance par millimètre carré. Les essais de réception des lames de ressort se font en admettant que l'allongement proportionnel maximum i peut varier, suivant les catégories, de 6 à 8 millièmes; ce qui donne pour la tension moléculaire R_0 par millimètre carré, d'après la formule: $R_0 = Ei$, où E , coefficient d'élasticité, est compris entre 20000 et

23 000, des chiffres variant entre 120 et 160 kilogrammes.

L'effort moléculaire exercé sur un ressort par la charge $2P$, à l'état statique, ne doit pas dépasser 60 kilogrammes par millimètre carré; il est donné, en fonction des dimensions du ressort, par la formule: $R = \frac{6PL}{nae^2}$, où L est la demi-longueur du ressort, n le nombre des lames, a la largeur et e l'épaisseur d'une lame.

Le coefficient de flexibilité par tonne, c'est-à-dire la quantité dont le ressort fléchit sous une charge d'une tonne, est donné par la formule: $k = \frac{3L^3}{E nae^3}$, et la flexion y du ressort sous la charge $2P$ est:

$$y = 2kP.$$

Ces formules simplifiées supposent, non seulement que toutes les lames ont même largeur et même épaisseur, mais aussi qu'elles sont toutes amincies à leurs extrémités et que les étagements ont la même longueur. Dans la réalité, pour qu'un ressort ne prenne pas d'inflexion sous charge, il est souvent nécessaire de le renforcer à ses extrémités en plaçant sous la maîtresse lame deux ou trois lames additionnelles de même longueur, non amincies.

Les formules complètes des ressorts ont été établies par Phillips¹.

Soient: L , demi-longueur de la maîtresse feuille;

L_1 , demi-longueur de la partie non amincie de la dernière feuille;

¹ PHILLIPS.

l , longueur de chacun des étagements supposés égaux ;

a , largeur des feuilles supposée constante et la même pour toutes ;

e , épaisseur des feuilles (même hypothèse) ;

n , nombre total des feuilles ;

n' , nombre de feuilles de longueur $2L$ et non amincies ;

P , charge ou tension à chaque extrémité du ressort ;

E , coefficient d'élasticité ;

I , moment d'inertie ;

$$M = EI = \frac{Eae^3}{12}, \text{ moment d'élasticité.}$$

La perte de flèche y que subit le ressort sous l'action de la tension $2P$ est :

$$y = \frac{PL^3}{3M} \left[\frac{2I^3 + (L - L_1)^3}{2nL^3 + n'(L - L_1)^3} \right].$$

La flexibilité s'obtiendra en faisant : $2P = 1$ tonne.

L'allongement proportionnel maximum par mètre sous la tension $2P$ pour la section située à une distance λ du milieu du ressort, n'' étant le nombre de feuilles comprises dans la section considérée, est :

$$\alpha_1 = \frac{eP(L - \lambda)}{2Mn''}.$$

La flèche de fabrication du ressort libre se détermine de façon que, sous la charge statique, le ressort soit horizontal ou ne présente qu'une faible flèche, de 20 à 30 millimètres au plus.

Les lames ont de 10 à 13 millimètres d'épaisseur et de 80 à 130 millimètres de largeur. Il est préférable qu'elles soient minces et larges, parce que, pour une même charge et une même flexibilité, les ressorts sont plus courts, ou bien, si on conserve la même longueur, ils sont plus flexibles. La flexibilité des ressorts de locomotives varie en général de 5 à 10 millimètres par tonne. L'allure de la machine est d'autant meilleure que les ressorts sont plus flexibles.

Pour que les lames ne se déplacent pas latéralement, elles s'emboîtent les unes dans les autres au moyen d'une nervure longitudinale médiane. Elles sont réunies en leur milieu par un rivet et par une bride posée à chaud, qui sert à suspendre le ressort à la boîte à huile. Cette suspension s'effectue par une articulation ou par un couteau de façon que le ressort puisse s'incliner autour d'un axe transversal.

Les ressorts sont reliés au châssis par des tiges de suspension fixées à leurs extrémités. Pour cette fixation, la maîtresse lame porte soit une ouverture rectangulaire ou circulaire, soit un bourrelet transversal, soit un œil venu de forge ou obtenu par enroulement. C'est le premier moyen qui est le plus simple comme construction et le plus usité dans les ressorts actuels; la tige de suspension s'appuie sur le ressort par l'intermédiaire d'une sellette et d'un patin.

Les tiges de suspension sont généralement réglables au moyen d'écrous; il en est autrement dans les machines américaines, où ces tiges sont simplement fixées au moyen de clavettes; il est vrai que, la suspension s'y faisant presque toujours sur trois points, les chandelles des ressorts n'ont pas à être réglées.

30. **Balanciers.** — Il y a une tendance générale à relier les ressorts par des balanciers longitudinaux, afin d'établir une répartition invariable des charges entre les essieux. Le balancier est une pièce d'acier forgé ou moulé en forme de solide d'égale résistance, vers le milieu de laquelle repose le châssis par l'intermédiaire d'un support rivé au longeron et d'un couteau en acier cimenté et trempé. Le point d'appui du châssis divise le balancier en deux bras égaux ou inégaux, suivant les cas, et la charge est théoriquement répartie sur les ressorts en raison inverse des bras de levier. Pour qu'il en fût réellement ainsi, il faudrait que le balancier ne fût relié au châssis et aux ressorts que par des articulations sans frottement, et que de même chaque ressort fût suspendu à la boîte d'essieu par une articulation transversale sans frottement. En réalité, ces diverses articulations sont assez loin de jouer sans frottements, et les variations de charge d'un essieu ne se transmettent pas immédiatement et intégralement à l'essieu conjugué. Néanmoins, il est impossible que l'une des roues conjuguées puisse se trouver complètement déchargée, comme cela peut avoir lieu dans le cas de ressorts indépendants, et l'usage des balanciers est à recommander. Nous examinerons plus loin (§ 54) leur influence sur la stabilité des machines.

31. **Bissels.** — Afin d'améliorer la stabilité des locomotives tout en facilitant leur inscription dans les courbes, il convient de placer à l'avant un avant-train mobile. L'usage d'un avant-train à un ou deux essieux, assez rare en Europe jusqu'à ces vingt dernières années, a toujours été général en Amérique, l'avant-train à

deux essieux ou bogie étant appliqué aux machines à grande vitesse et l'avant-train à un essieu ou bissel aux machines à marchandises et exceptionnellement aux machines de vitesse.

L'essieu du bissel est indépendant du châssis principal et possède un châssis propre qui réunit les deux boîtes à huile et qui est relié à la machine par une flèche triangulaire ou queue de bissel, de 1^m,50 à 2 mètres de longueur, fixée par une cheville verticale en un point de la machine situé dans le plan médian; le bissel peut se déplacer latéralement en pivotant autour de cette articulation, mais il est toujours muni d'un dispositif de rappel par la gravité (plans inclinés, bielles de suspension) ou par des ressorts tendant à le ramener dans la position normale.

La charge de la machine peut être transmise soit directement aux boîtes, soit au centre du châssis du bissel. Dans le premier cas, la bride des ressorts de suspension fixés aux longerons de la machine repose sur chaque boîte par l'intermédiaire de plans inclinés, qui constituent en même temps le dispositif de rappel, ou de patins à rotule, dont la face inférieure plane s'applique sur le dessus de boîte et dont la face supérieure hémisphérique reçoit la tige de la bride du ressort; le rappel se fait alors au moyen de ressorts placés au milieu du châssis du bissel sur lesquels agit un pivot central fixé à la machine.

Le bissel américain (fig. 20 et 20 bis) est un exemple du deuxième cas. La charge de la machine est transmise à un balancier situé dans le plan médian longitudinal, dont l'extrémité arrière repose sur un balancier transversal reliant les ressorts du deuxième essieu et

dont l'extrémité avant porte, par l'intermédiaire d'une tige suspendue à un cylindre creux guidé par un manchon solidaire du châssis principal, sur une traverse

Coupe transversale

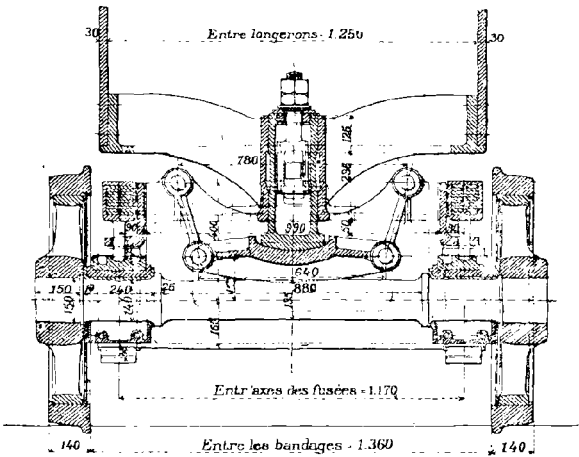


Fig. 20 bis. — Bissel des machines 4000 de la Compagnie du Midi.

danseuse en forme de berceau reliée au châssis du bissel par des bielletes inclinées constituant le dispositif de rappel. Le châssis du bissel repose lui-même sur les boîtes d'essieu par l'intermédiaire de ressorts à lames.

Dans ce système, les charges du bissel et de l'essieu suivant sont dans un rapport invariable et, si les autres

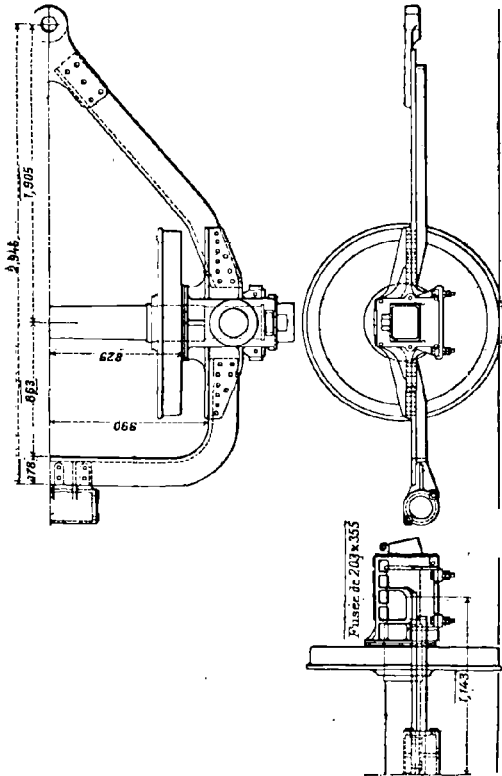


Fig. 21. — Essieu porteur d'arrière des locomotives pacific américaines.

essieux sont conjugués par des balanciers longitudinaux, la suspension est effectuée sur trois points. Ce type de

bissel a été appliqué par le réseau du Midi à ses machines compound à 4 cylindres à 4 essieux accouplés et par d'autres réseaux à des machines à 3 et à 4 essieux accouplés.

Les essieux porteurs d'arrière des locomotives pacific américaines sont soit des essieux à boîtes radiales intérieures, soit des bissels à fusées extérieures aux longerons. Ces bissels (fig. 21) sont reliés au châssis principal par une flèche et une cheville placée à environ 1^m,90 en avant de l'essieu et fixée à une entretoise des longerons. Le châssis du bissel se prolonge à l'arrière suivant la forme de la lettre U; cette partie arrière porte en son centre un manchon contenant un ressort de rappel en spirale. La charge est transmise à chaque boîte à huile par un ressort guidé verticalement, dont la bride porte sur la boîte soit par un patin, soit par des rouleaux en acier dur reposant sur un double plan incliné.

Les bissels à fusées extérieures présentent plusieurs avantages : leur hauteur est faible, ce qui permet de les loger facilement sous le châssis; ils procurent une large base d'appui à l'arrière de la locomotive, d'où résulte une grande douceur de roulement; les diverses pièces et notamment les boîtes à huile peuvent être facilement visitées et entretenues.

32. **Bogies.** — Dans le bogie américain (fig. 22), les deux essieux sont reliés par un châssis rectangulaire en barres entretoisé par une traverse centrale T, dont chaque extrémité repose sur la bride d'un ressort à lames renversé R suspendu à un balancier longitudinal à deux flasques *ff* reposant directement sur les boîtes à

huile. La charge de la machine est transmise par la base d'un pivot cylindrique à la crapaudine C suspendue à la traverse T au moyen des biellettes b. Le bogie

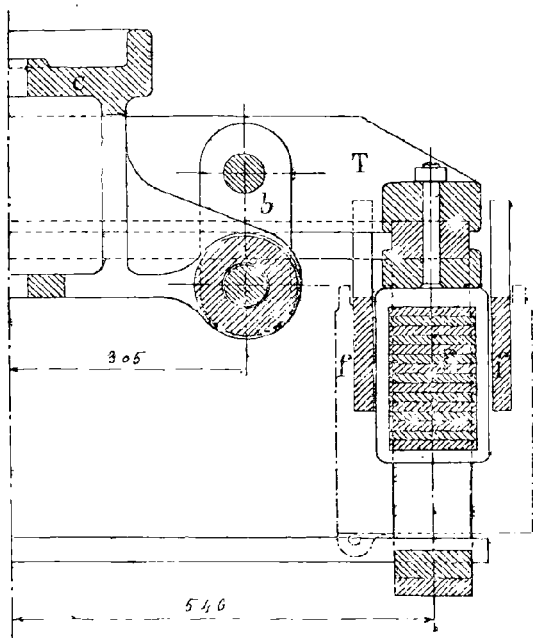


Fig. 22. — Bogie américain.

peut donc d'une part tourner autour de l'axe vertical passant par le pivot et d'autre part se déplacer latéralement, de 50 millimètres environ de chaque côté, le rappel étant effectué par la gravité; l'effort de rappel

est évidemment d'autant plus grand que les bielletes sont plus courtes. Les premiers bogies américains n'avaient pas de déplacement latéral, la crapaudine étant solidaire de la traverse.

Dans le type de bogie anglais, employé aussi sur quelques réseaux du continent, la machine s'appuie sur le châssis du bogie non par la base du pivot, toujours cylindrique, mais par une large collerette plane portée par ce pivot. Le rappel du déplacement latéral de la crapaudine s'effectue par deux ressorts à lames ou en hélice horizontaux disposés de chaque côté, parfois indépendants, parfois antagonistes, ce qui double l'effort de rappel. Les ressorts ont une bande initiale de 1500 à 2000 kilogrammes chacun, une flexibilité de 20 à 30 millimètres par tonne; l'effort opposé au déplacement latéral peut s'élever à bout de course jusqu'à 8000 ou 9000 kilogrammes. Si cet effort est trop faible, le bogie atteint trop facilement les positions extrêmes, ce qui est un inconvénient.

La suspension se fait comme dans le bogie américain par un ressort unique et un balancier de chaque côté. Les seuls mouvements que peut prendre ce bogie sont toujours une rotation autour du pivot et un déplacement transversal.

Dans d'autres types, le pivot, toujours à déplacement latéral avec rappel par ressorts, ne sert qu'à conduire le bogie, et la charge est transmise par deux appuis latéraux placés sur l'axe transversal du pivot. Dans les machines à deux essieux accouplés des chemins de fer prussiens, ces appuis sont plans et situés immédiatement au dessus de la bride du ressort latéral unique. Sur les machines françaises à quatre cylindres, les

appuis sont sphériques : le châssis principal porte de chaque côté un mamelon hémisphérique qui repose sur un godet de même forme, dont la base est plane et est simplement posée sur la traverse du bogie. Ici, aux deux mouvements précédemment indiqués : rotation autour de l'axe vertical et déplacement latéral, s'ajoute un troisième consistant en une rotation autour de l'axe horizontal passant par le pivot, qui est sphérique, et les appuis. La suspension du châssis du bogie s'effectue, dans ce cas, par quatre ressorts indépendants ; si on continuait à employer un ressort latéral unique relié aux roues par un balancier, le bogie ne serait pas en équilibre stable autour de l'axe transversal passant par les points d'appui.

Dans les bogies de la Compagnie Paris-Lyon-Méditerranée, la charge est transmise par un pivot central sphérique, et la suspension est néanmoins effectuée par un ressort unique de chaque côté avec balancier ; le châssis du bogie serait donc fou autour de l'axe transversal si on ne fixait pas sa position en le reliant à la locomotive, sur l'arrière du pivot, au moyen d'une bielle assez longue pour ne pas gêner la rotation autour de l'axe vertical. Cette rotation est contrôlée par un dispositif de rappel, ce qui n'a pas lieu dans les types de bogies précédemment décrits ; en effet, quand elle s'opère, la crapaudine reste solidaire du pivot et se déplace sur son siège à surfaces hélicoïdales, d'où résulte un léger soulèvement de l'avant de la machine tendant à redresser le bogie. Le déplacement latéral est aussi contrôlé par la gravité, la crapaudine avec son siège pouvant se déplacer latéralement en montant sur des plans inclinés à 15 ‰.

Les nouveaux bogies des chemins de fer de l'État belge n'ont également qu'un pivot sphérique central transmettant la charge, mais la suspension s'effectue par quatre ressorts indépendants; le rappel est produit par des bielles inclinées.

La Compagnie du Nord a construit récemment de puissantes locomotives-tenders à marchandises portées par deux bogies moteurs. La machine ne repose sur le bogie avant que par un pivot sphérique sans déplacement latéral; ce bogie est ainsi libre de se dégauchir complètement par rapport au châssis principal; toutefois, pour amortir et limiter ses oscillations autour de l'axe longitudinal, deux tampons élastiques inclinés sont placés latéralement au droit du pivot. Quant au bogie arrière, il reçoit la charge par quatre appuis latéraux plans, et le seul mouvement qui lui soit permis est une rotation autour de l'axe vertical passant par le pivot.

33. Freins, timonerie. — Toutes les locomotives à voyageurs et mixtes sont munies des appareils destinés à la mise en œuvre du frein continu sur le train : éjecteur combiné, dans le cas du

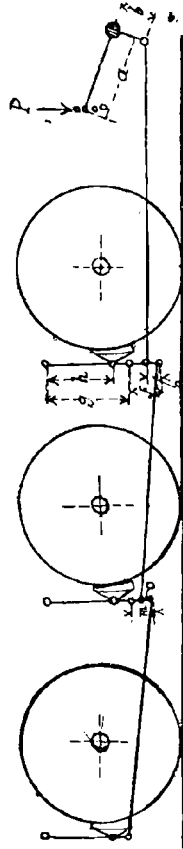


Fig. 23. — Timonerie à balanciers compensateurs.

frein à vide automatique surtout employé en Angleterre et en Autriche; pompe à air, réservoir principal et robinet de manœuvre dans le cas du frein à air comprimé, dont le plus répandu est le frein Westinghouse. Au début, les locomotives elles-mêmes n'étaient pas freinées, parce que le freinage des roues motrices présente des inconvénients pour le mécanisme; mais, devant la nécessité d'améliorer les moyens d'arrêt, on n'a pas tardé à freiner aussi les roues des locomotives, et même, depuis quelque temps, celles des bogies.

Il est essentiel d'avoir une répartition invariable de l'effort de freinage sur chaque essieu, quels que soient les jeux de la timonerie et l'usure des sabots; autrement les freins serreraient inégalement sur les diverses roues. On obtient cette répartition invariable en transmettant l'effort exercé par le piston du cylindre à frein aux bielles de suspension des sabots par l'intermédiaire de balanciers compensateurs. Si nous prenons, par exemple, le cas de la figure 23, les efforts transmis aux sabots des divers essieux sont :

$$Q_1 = P \frac{a}{b} \frac{e}{f} \frac{g}{h},$$

$$Q_2 = P \frac{a}{b} \frac{f-e}{f} \frac{o}{m} \frac{g}{h},$$

$$Q_3 = P \frac{a}{b} \frac{f-e}{f} \frac{m-o}{m} \frac{g}{h}.$$

L'effort total de freinage est :

$$Q = Q_1 + Q_2 + Q_3 = P \frac{a}{b} \frac{g}{h}.$$

Il est visible qu'on peut établir entre Q_1 , Q_2 et Q_3 telles relations qu'on désire, par exemple faire

$$Q_1 = Q_2 = Q_3 = \frac{1}{3} Q,$$

ce qui exige que: $\frac{e}{f} = \frac{1}{3}$, $\frac{o}{m} = \frac{1}{2}$.

Le rapport $\frac{Q}{P}$ de l'effort de freinage total à l'effort exercé par le piston du cylindre à frein est la multiplication de la timonerie. Cette multiplication ne doit pas être trop élevée, supérieure à 7 sur les locomotives et à 10 sur les voitures et wagons, de façon que, normalement, le piston du cylindre à frein ne se déplace que de la moitié de sa course environ; il reste ainsi une marque suffisante pour que le frein serre toujours, malgré l'usure des sabots et les jeux des articulations.

Dans le frein Westinghouse ordinaire, la pression de l'air dans le cylindre à frein est d'environ $3^{kg},50$; l'effort P est donc égal au produit de $3^{kg},50$ par la surface du piston en centimètres carrés.

La pression maxima des sabots est en général fixée pour les locomotives à 65 % de la charge des roues freinées, pour les tenders à 100 % du poids à vide. Il ne convient pas que l'effort du freinage sur la locomotive soit trop élevé, sinon l'application du frein, immédiate sur la machine tandis qu'elle est plus ou moins retardée sur les véhicules du train, pourrait produire des avaries dans le mécanisme; c'est ainsi que les locomotives remorquant les trains munis du frein continu à action rapide ne portent elles-mêmes que les organes du frein à serrage ordinaire.

Quand les bogies sont freinés, leur timonerie peut être reliée à celle des autres roues, ou bien on peut placer sur le bogie même un cylindre à frein de chaque côté, entre les roues, actionnant directement les sabots, ce qui n'est d'ailleurs faisable qu'avec des essieux à fusées intérieures.

Les locomotives à marchandises ne possèdent que le frein à main du tender et la contre-vapeur. Quelquefois, notamment lorsqu'elles sont appelées à faire les manœuvres de gare, on le munit d'un frein à vapeur, dans lequel la vapeur agit sur le piston d'un cylindre actionnant la timonerie.

Les locomotives-tenders ont, en général, un frein à main coexistant avec le frein à air ou à vapeur.

CHAPITRE III

MÉCANISME

34. **Cylindres.** — Par suite de la convenance qu'il y a à donner aux bielles une longueur suffisante, les cylindres sont placés vers l'avant de la machine, sous la boîte à fumée en général, à l'intérieur ou à l'extérieur des longerons. En Angleterre et sur un certain nombre de locomotives françaises et belges, les cylindres sont intérieurs; à peu près partout ailleurs ils sont extérieurs. Les cylindres intérieurs entretoisent eux-mêmes les longerons, l'assemblage de l'avant de la locomotive est compact et robuste; les efforts exercés par la vapeur et par les masses en mouvement relatif sont à la distance minimum du plan médian longitudinal, ce qui atténue le mouvement de lacet. Néanmoins, les cylindres extérieurs ont été préférés presque partout en raison de la facilité d'accès du mécanisme et des cylindres eux-mêmes et parce que l'on a longtemps redouté, non sans raison, l'emploi des essieux coudés. D'ailleurs, au point de vue de la stabilité, la position des cylindres ne joue qu'un faible rôle; c'est l'empattement de la machine qui est l'élément prépondérant. Dans les locomotives compound à 4 cylindres,

la disposition des cylindres extérieurs en tandem a rencontré peu de faveur; on préfère placer deux cylindres à l'intérieur et deux à l'extérieur, ce qui donne un bon auto-équilibrage des masses en mouvement alternatif et permet d'avoir des mécanismes de haute et de basse pression indépendants.

Les boîtes à vapeur venues de fonte avec les cylindres occupent des positions très diverses suivant la forme et le type de la distribution. Avec les cylindres intérieurs, elles sont placées soit entre les deux cylindres, soit au-dessous, soit au-dessus; dans ce dernier cas, qui est celui de la pratique actuelle, elles sont inclinées latéralement vers l'extérieur, de façon qu'il soit facile de retirer les plateaux pour la visite des tiroirs: parfois les boîtes à vapeur ont été placées latéralement à l'extérieur, ainsi que la distribution.

Avec les cylindres extérieurs, la distribution est généralement aussi extérieure, et les boîtes à vapeur sont au-dessus des cylindres, soit horizontales, soit inclinées; autrefois la distribution a, dans certains cas, été placée à l'intérieur avec boîtes à vapeur latérales verticales. En Amérique, la distribution est intérieure, les boîtes à vapeur sont extérieures, au-dessus des cylindres, et la tige du tiroir est actionnée au moyen d'un arbre de renvoi (*rocking-shaft*).

Les cylindres sont en fonte grise, à grain fin susceptible de prendre un beau pli. Les plateaux sont généralement aussi en fonte, parfois en acier moulé. Ils sont le plus souvent rapportés; toutefois, et notamment dans un grand nombre de locomotives anglaises et dans certaines locomotives françaises récentes, le fond arrière fait corps avec le cylindre

35. Pistons, garnitures. — Les pistons sont en acier forgé ou en acier moulé, quelquefois en fonte; ils sont formés soit d'une seule toile droite ou conique, soit de deux plateaux soudés par leurs bords; dans ce dernier cas les faces sont planes, mais le poids est plus grand que dans le premier cas.

L'étanchéité du piston est obtenue au moyen de deux, quelquefois de trois segments en fonte, fendus et ajustés dans les rainures pratiquées dans la jante; l'épaisseur des segments varie de 10 à 15 millimètres, et leur largeur est de 20 à 40 millimètres; il est préférable que les segments ne soient pas trop larges. Ils sont découpés dans une virole en fonte ayant un diamètre de 6 à 15 millimètres supérieur à celui du cylindre, de façon qu'il faille couper une certaine longueur pour que la circonférence du segment soit égale, à 2 ou 3 millimètres près par défaut, à celle du cylindre; on obtient ainsi la bande initiale qui tend à appliquer le segment. Après avoir fait la coupe qui est soit droite, soit en biseau, soit en languette, il faut remettre le segment sur le tour pour qu'il ait extérieurement une circonférence parfaite de même diamètre que le cylindre. Les coupes des deux segments sont placées à la partie inférieure du piston et croisées de 15 à 20 millimètres; un ergot vissé dans la gorge du piston empêche le segment de tourner.

L'étanchéité des pistons moteurs est satisfaisante; avec des segments bien établis, les fuites ne dépassent pas 1 à 2 ‰.

Sur les locomotives à vapeur surchauffée, où les fuites se produisent plus facilement en raison de la fluidité plus grande de la vapeur surchauffée, on pra-

tique sur la surface extérieure du segment une rainure médiane demi-circulaire, de 3 millimètres de diamètre, comportant un certain nombre de trous sur le pourtour, 6 par exemple, traversant le segment et permettant à la vapeur de pénétrer dans le fond de la gorge; la pression qui s'exerce à l'intérieur du segment l'applique sur le cylindre.

La tige, en acier doux, doit être très solidement emmanchée dans le piston. Le meilleur moyen et le plus employé consiste à la visser et à la goupiller ou river. Parfois, en Amérique par exemple, on se contente de caler le piston chauffé au préalable sur la tige froide, et celle-ci est ensuite consolidée, soit par rivure, soit par un écrou.

Les ouvertures en forme de tubulure des plateaux et des boîtes à vapeur dans lesquelles passent les tiges de pistons ou de tiroirs sont munies de garnitures destinées à empêcher les fuites de vapeur. L'espace compris entre la tubulure ou boîte à garniture et la tige est rempli par une matière élastique destinée à faire joint, constituée autrefois par des tresses en étoupe ou en chanvre, aujourd'hui par des bagues en métal mou, dont la composition est en général la suivante : 76 à 80 % de plomb, 10 à 8 % d'antimoine, 14 à 12 % d'étain. On peut n'employer qu'une seule bague cylindrique terminée à chaque extrémité par un cône (garniture Duterne, figure 24) ou plusieurs bagues coniques, qu'on introduit par groupes de deux en croisant les joints, si elles sont coupées (garniture Kubler, figure 25). Il existe plusieurs autres systèmes de garnitures. Ceux à petits éléments donnent une bonne étanchéité avec un faible serrage, et par suite avec moins de frottement que

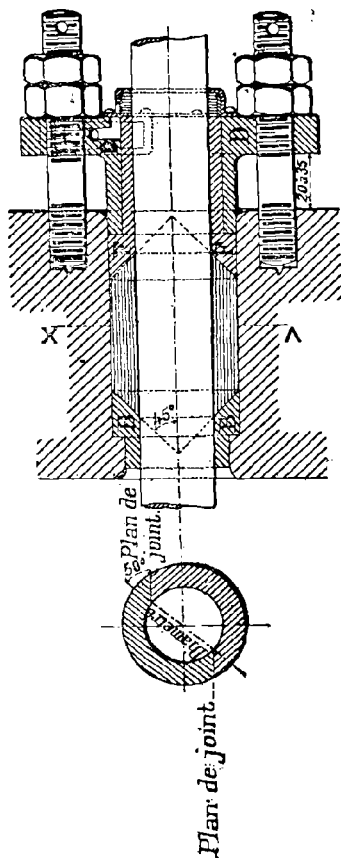


Fig. 24. — Garniture Duterne.

les systèmes en une seule pièce; mais ils sont plus compliqués. Les garnitures sont maintenues contre la

bague de fond B par le presse-garniture qui est serré au moyen d'écrous contre la boîte à garniture et qui porte un godet graisseur et un petit réservoir pour le graissage de la tige. Dans le système Duterne (fig. 24),

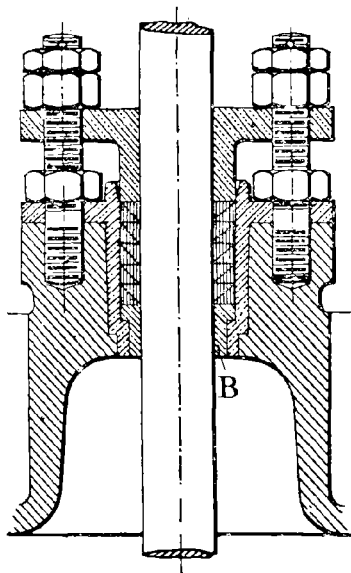


Fig. 25. — Garniture Kubler.

on interpose un fourreau F entre le presse-garniture D et la garniture. Dans certains cas, on renferme celle-ci dans un fourreau démontable en bronze (fig. 25), afin de pouvoir la retirer facilement.

La tige conserve une position fixe dans les garnitures généralement employés en Europe. En Amérique, au

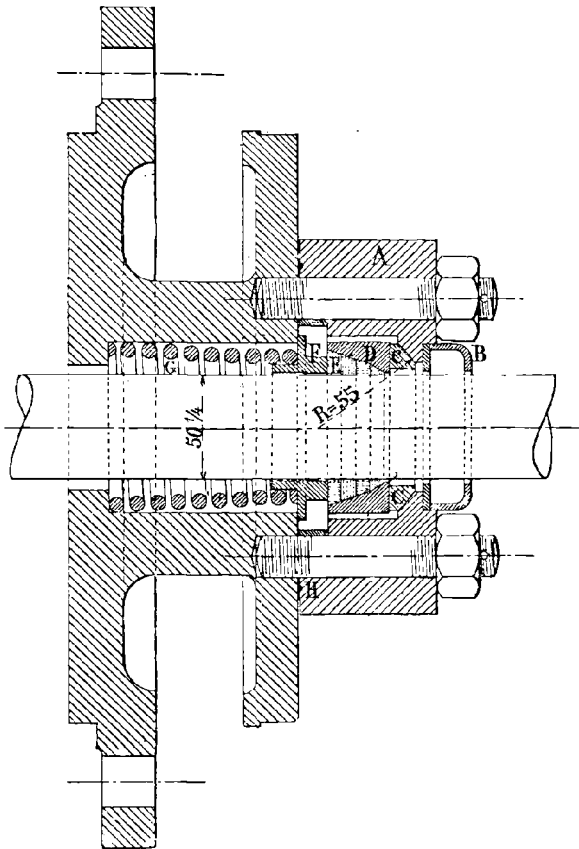


Fig. 26. — Garniture flexible américaine.

contraire, on préfère les garnitures flexibles à cause de

leur souplesse lorsque, comme cela est souvent le cas, le centrage de la tige n'est pas absolument rigoureux et parce qu'elles donnent lieu à moins de frottement sans diminuer l'étanchéité. La figure 26 représente une de ces garnitures. Elle se compose des pièces suivantes :

A, presse-garniture en fonte douce ;

B, boîte de graissage en bronze ;

C, bague sphérique en bronze formant joint ;

D, culot en fonte douce ;

E, anneaux en métal blanc ;

F, bague de pression en bronze servant d'appui au ressort ;

G, ressort en hélice conique ;

H, fil de cuivre formant joint entre le presse-garniture et le plateau.

Le ressort assurant le serrage des bagues, cette garniture n'exige aucun réglage. Les locomotives à vapeur surchauffée sont généralement munies de garnitures flexibles.

36. Crosses de pistons, glissières, bielles.

— La tête ou crosse de piston (fig. 27) coulisse dans les glissières, guide la tige du piston dans son mouvement rectiligne et la relie à la bielle motrice. Elle est en fer ou en acier forgé, quelquefois en acier moulé. Elle s'appuie sur les glissières par des patins rapportés en fonte ou en acier, généralement garnis de métal blanc. L'extrémité de la tige du piston est conique et ordinairement fixée à la crosse par une clavette. La petite tête de bielle motrice est articulée sur la crosse au moyen d'un gros tourillon.

Les glissières, en acier demi-dur, sont le plus souvent au nombre de deux. Elles doivent être rigoureusement parallèles à l'axe du cylindre et sont fixées à l'avant sur des semelles venues de fonte avec le plateau arrière du cylindre, à l'arrière sur un support en acier forgé ou moulé rivé au longeron. Des cales en cuivre sont disposées entre les glissières et leurs supports pour

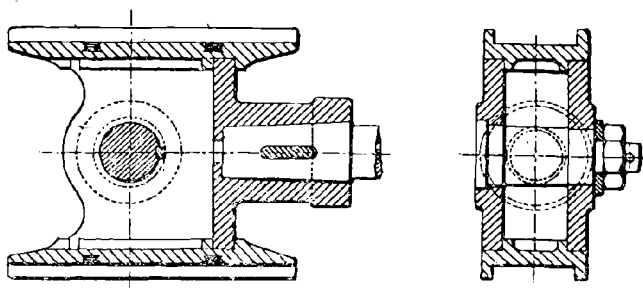


Fig. 27. — Crosse de piston.

rattraper les jeux résultant de l'usure. Quelquefois, par exemple dans les locomotives compound à 4 cylindres de la Compagnie PLM, on n'emploie qu'une seule glissière qui est emboîtée sur ses deux faces par la crosse du piston.

Les bielles sont en fer ou en acier soudable. Elles se composent d'un corps plein ou évidé sur les faces latérales et de deux têtes. La petite tête de bielle motrice, qui s'emmanche entre les flasques de la crosse, est le plus souvent circulaire et munie d'une bague en bronze garnie parfois de métal blanc. La grosse tête de bielle

articulée sur le tourillon de manivelle a la forme d'une chape ouverte (fig. 28) ou fermée, qui reçoit les deux parties du coussinet séparées par des cales servant à

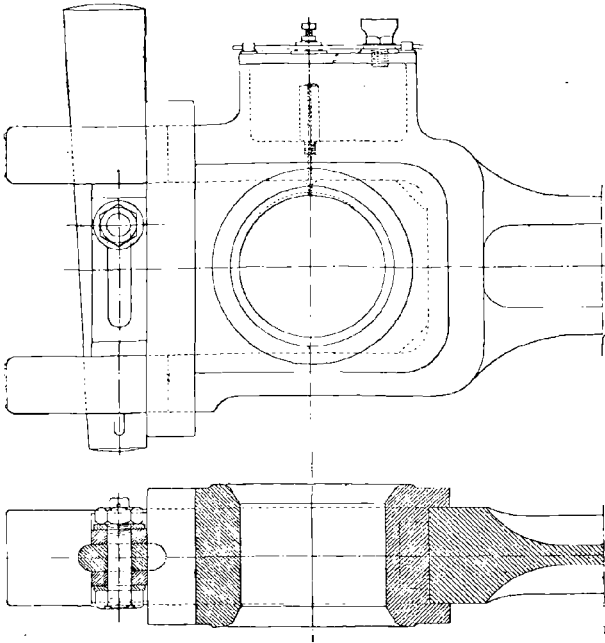


Fig. 28. — Grosse tête de bielle à chape ouverte.

rattraper le jeu et la clavette de serrage maintenue au moyen d'un frein. Le coussinet en bronze est pourvu généralement d'une garniture en métal blanc, qui toutefois n'occupe que la partie centrale de la portée pour

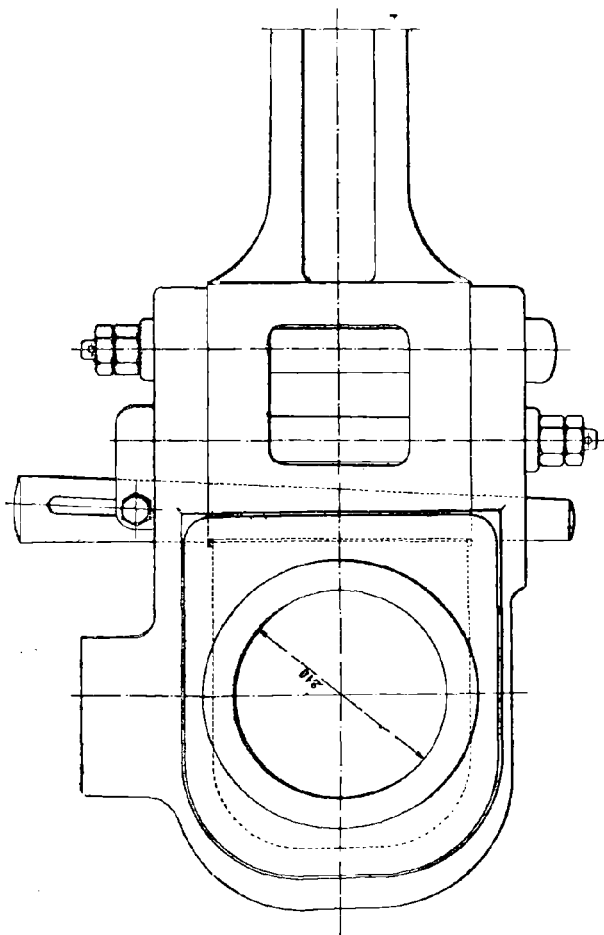


Fig. 29. — Grosse tête de bielle à chape rapportée.

que, en cas de chauffage entraînant la fusion du régule, le jeu ne devienne pas excessif, ce qui pourrait avoir pour résultat de défoncer le cylindre. En Angleterre, en Amérique et sur de récentes machines françaises, la grosse tête ne fait pas corps avec la bielle; elle est formée par une chape rapportée fixée sur le corps avec deux boulons (fig. 29). Sur les bielles d'accouplement on emploie aussi de plus en plus le dispositif à tête rapportée dit à chapeau (fig. 30). De cette façon on

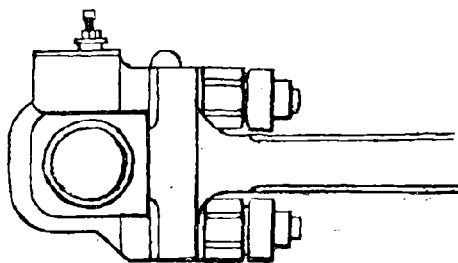


Fig. 30. — Tête de bielle à chapeau.

évite la soudure entre le corps et les têtes de bielle. Parfois les têtes des bielles d'accouplement sont simplement circulaires et munies de bagues pour le ratrapage du jeu, comme la petite tête de bielle motrice. Lorsque trois essieux sont accouplés, la bielle d'accouplement avant est reliée à celle d'arrière au moyen d'un tourillon; cette articulation est sphérique lorsque l'essieu d'avant a du jeu dans le sens de son axe.

Les têtes de bielle sont munies de godets graisseurs; on emploie presque exclusivement depuis quelques années les graisseurs à pointeau du type américain; le

débit de l'huile se règle en ouvrant plus ou moins le pointeau.

37. Fonctionnement des tiroirs de distribution. — La transmission du mouvement du piston à la roue motrice s'effectue par la bielle et la manivelle. La bielle est assimilable à une droite AB (fig. 31) dont un point A, la crosse du piston, décrit une ligne droite A₁, A₂ et le point B, le bouton de manivelle, une

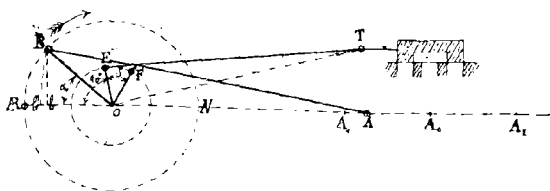


Fig. 31.

circconférence de centre O. Si on néglige l'influence de l'obliquité de la bielle AB, c'est-à-dire si on suppose que cette bielle est de longueur très grande par rapport au rayon de manivelle r , le point A marche comme la projection b du point B sur la droite OA; α étant l'angle de la manivelle avec OA, le déplacement $x = Ob = A_0A$ du piston par rapport à sa position moyenne est :

$$x = r \cos \alpha. \quad (1)$$

En réalité, par suite de l'obliquité de la bielle, le point A ne marche pas comme la projection b de B, mais comme le point b' obtenu en décrivant de A comme centre une circonférence de rayon AB.

Le tiroir est l'organe qui règle l'entrée de la vapeur dans le cylindre. Lorsque le piston se déplace à partir d'un de ses points morts, celui d'arrière par exemple, le tiroir doit ouvrir la lumière d'admission du même côté. Il doit donc occuper la position de la figure 32 ou de la figure 33 et se déplacer ensuite dans le même sens que le piston. Dans la figure 32, la largeur de la

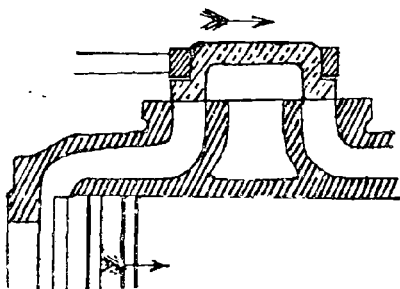


Fig. 32.

barrette du tiroir est égale à la largeur de la lumière; pendant que le piston se déplacera du point mort *R* au point mort *A*, le tiroir devra se déplacer d'abord dans le même sens, puis en sens inverse de façon à revenir occuper la position de la figure, qui est sa position moyenne, quand le piston aura atteint son point mort avant. Pour qu'il en soit ainsi, nous devons commander le tiroir par une bielle et une manivelle ou un excentrique de rayon ρ calé sur l'arbre moteur de telle façon que, lorsque le piston est à fond de course, le tiroir soit dans sa position moyenne, c'est-à-dire que

le grand rayon de l'excentrique soit perpendiculaire à la ligne OT (fig. 31) joignant l'articulation de la tige du tiroir au centre O de l'arbre. En négligeant l'obliquité de la bielle du tiroir par rapport à la bielle motrice, l'excentrique doit donc se trouver à 90° en avant de la manivelle motrice, et son déplacement à partir de la position moyenne sera donné par l'équation :

$$(2) \quad z = \rho \cos(x + 90^\circ).$$

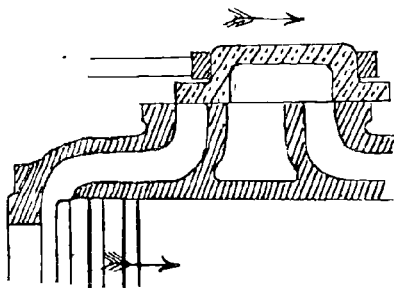


Fig. 33.

Dans ce cas, l'admission s'effectue pendant toute la course du piston.

Si, comme cela a lieu en réalité, la barrette du tiroir est plus large que la lumière (fig. 33), c'est-à-dire présente un recouvrement du côté de l'admission, quand le piston sera au point mort arrière, le tiroir aura dû se déplacer à partir de sa position moyenne dans le sens de la flèche d'une quantité égale à ce recouvrement; par conséquent, le grand rayon de l'excentrique devra occuper une position telle que OF (fig. 31), donc se

trouver à $90^\circ + \delta$ en avant de la manivelle motrice; le déplacement du tiroir sera donné par :

$$(3) \quad z = \rho \cos(\alpha + 90^\circ + \delta).$$

Sur une figure telle que (31) on peut tracer une position quelconque de la manivelle motrice et la position correspondante de l'excentrique, ce qui donne celle du tiroir par rapport au piston; mais une telle figure serait difficile à interpréter et, pour se rendre compte de la marche du tiroir, on lui préfère d'autres tracés, en particulier l'épure circulaire de Zeuner. L'équation (3), qui peut s'écrire :

$$(4) \quad z = A \cos \alpha + B \sin \alpha,$$

est en effet l'équation d'une circonférence en coordonnées polaires. Cette circonférence (fig. 34) passe par le centre O de l'arbre moteur; l'extrémité de son diamètre passant par l'origine O a pour coordonnées rectangulaires A sur l'axe OX et B sur l'axe OY ; l'angle que fait ce diamètre avec l'axe OY est précisément l'angle d'avance δ , comme on le voit en développant l'équation (3) : $\text{tang. } \delta = \frac{A}{B}$. Pour un angle α correspondant à la position OM de la manivelle motrice, le déplacement correspondant du tiroir à partir de sa position moyenne est, comme cela résulte de la formule (4), Om , m étant le point d'intersection de la droite OM avec la circonférence polaire. Si le tiroir possède un recouvrement extérieur de largeur e , la lumière ne sera découverte que si le déplacement Om est plus grand que e . Traçons donc une circonférence de centre O et de rayon $o\gamma = e$; son point d'intersection α avec la circonférence polaire indiquera le moment

bord intérieur coïncide avec le bord de la lumière, celle-ci sera sur le point d'être ouverte pour l'échappement de la vapeur; si, au contraire, comme cela a souvent lieu, le bord du tiroir a déjà dépassé le bord de la lumière, c'est-à-dire si, comme on dit, le tiroir présente un découvrément intérieur de largeur $i = O\varepsilon$, il aura ouvert l'échappement alors qu'il lui restait encore à parcourir la distance i , et par conséquent l'instant où se fait l'ouverture sera donné par l'intersection avec la circonférence polaire de la circonférence tracée de O comme centre avec le rayon i ; il correspond à la position de manivelle M'_c . La vapeur s'échappant avant que la manivelle ait atteint le point mort arrière, la phase M_cR ou M'_cR , suivant les cas, s'appelle échappement anticipé.

Pour étudier le mouvement du tiroir pendant l'échappement, il est commode de tracer la circonférence polaire OC' symétrique de OC par rapport à O . Pour une position de manivelle OM' , le déplacement du tiroir est Om' et l'ouverture de la lumière $m'n'$ en raison du découvrément. La fermeture de la lumière d'échappement se produit lorsque la manivelle, ayant dépassé le prolongement OM_c de la tangente aux circonférences polaires, se trouve en OM'_c . La phase de compression correspond à l'intervalle entre les positions de manivelle OM'_c et OM_a . A partir de OM_a , le cycle se reproduit.

Quand il n'y a pas de découvrément intérieur, l'avance à l'émission est déterminée par la position OM_c et la compression par la position OM'_c ; comme ces deux positions données par la tangente en O à la circonférence polaire sont opposées, il s'ensuit que la

phase d'avance à l'émission a la même durée que les deux phases de compression et d'avance à l'admission réunies. On voit aussi que, lorsque l'admission diminue, c'est-à-dire lorsque les points M_d et d se rapprochent du point mort avant (fig. 34), l'angle δ doit augmenter; par conséquent, la tangente OM_c perpendiculaire à OC se rapproche de la verticale, et la phase de compression augmente. Cette augmentation de la compression, quand l'admission diminue, est fâcheuse.

Le mécanisme de commande du tiroir par l'arbre moteur se compose de manivelles ou d'excentriques, de coulisses et de leviers. Dans presque toutes les distributions employées sur les locomotives, la courbe polaire représentant le mouvement du tiroir est, si l'on ne tient pas compte des obliquités, une circonférence répondant à la formule générale :

$$z = A \cos \alpha + B \sin \alpha,$$

c'est-à-dire que le tiroir se déplace toujours comme s'il était conduit par un excentrique unique fictif de rayon :

$$r = \sqrt{A^2 + B^2},$$

calé sous un angle $90^\circ + \delta$ tel que :

$$\text{tang. } \delta = \frac{A}{B}.$$

Les divers organes interposés entre l'arbre moteur et le tiroir ont pour but de faire varier les quantités A et B de façon à pouvoir modifier la détente et à obtenir le renversement de la marche. Quand on tient compte des obliquités, la courbe réelle décrite par le tiroir diffère quelque peu de la circonférence polaire théorique. L'étude de la distribution basée sur celle-ci n'est donc que préliminaire et, quand on fait un projet, il est indispensable de tracer une épure de la marche réelle

du tiroir en dessinant les organes à grande échelle, par exemple en demi-grandeur, vu la petitesse des déplacements du tiroir. On peut aussi exécuter un modèle en bois, appelé pantin, qui permettra de suivre le fonctionnement réel de la distribution et d'exécuter les retouches nécessaires.

Il existe des systèmes de distribution, jusqu'ici peu employés sur les locomotives, où la courbe polaire est voisine d'une ellipse plus ou moins allongée; ils ont pour but d'augmenter la rapidité de l'ouverture ou de la fermeture du distributeur et de modifier les relations entre les phases.

38. Distribution Stephenson. — Elle se compose (fig. 35) de deux excentriques : OA, dit excentrique de marche avant (sens de la flèche), OB, dit excentrique de marche arrière, ayant généralement même rayon et même angle de calage; ils sont reliés par les barres d'excentrique à la coulisse DE qui tourne sa concavité vers l'arbre moteur. La disposition est dite à barres ouvertes quand, comme sur la figure 35, les barres sont ouvertes, la manivelle OM se trouvant au point mort arrière; elle est dite à barres croisées dans le cas contraire. La bielle T de commande de la tige du tiroir occupe une direction invariable, et le changement de marche s'opère en déplaçant la coulisse par rapport au coulisseau fixe; elle est à cet effet suspendue par la bielle EF au levier GF tournant autour de l'arbre de relevage G.

Une condition essentielle à réaliser par toute distribution, c'est que la position du tiroir quand il est au milieu de sa course, c'est-à-dire la position moyenne,

reste autant que possible fixe, quel que soit le point occupé par le coulisseau sur la coulisse. C'est pour cette raison que la coulisse doit être curviligne et que, dans le type Stephenson, son rayon doit être égal à la longueur des barres d'excentrique.

Soit c la demi-longueur de la coulisse, u la distance du coulisseau au centre N de la coulisse, l la longueur

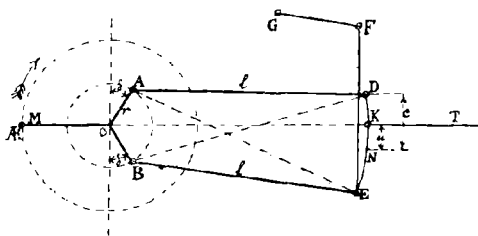


Fig. 35. — Distribution Stephenson.

des barres et r le rayon d'excentrique ; le déplacement du tiroir à partir de sa position moyenne, dans le cas des barres ouvertes, est donné par la formule¹ :

$$z = r \left(\sin \delta + \frac{c^2 - u^2}{cl} \cos \delta \right) \cos \alpha + r \frac{u}{c} \cos \delta \sin \alpha.$$

Pour le cas des barres croisées, il faut remplacer les deux signes $+$ par le signe $-$.

L'admission maximum a lieu quand le coulisseau est à l'extrémité de la coulisse : $u = c$; en réalité, u reste toujours un peu plus petit que c parce que, le coulisseau n'étant pas absolument fixe pendant la

¹ PICHULT.

marche, s'il était placé au fond de la coulisse il se produirait des chocs. Quand $u = 0$, la marche est au point mort; mais il y a néanmoins une admission de vapeur de quelques centièmes de la course du piston.

L'avance linéaire à l'admission donnée par la valeur $A - e$, A facteur de $\cos \alpha$ dans la formule ci-dessus, e recouvrement, augmente quand u tend vers zéro et que par suite l'admission diminue. Ce fait n'est pas toujours regardé comme un inconvénient, attendu que les courtes admissions correspondent aux grandes vitesses et qu'il est désirable que la vitesse du piston à fond de course soit amortie par l'admission anticipée de vapeur vive. On peut éviter une trop grande variation de l'avance linéaire dans la marche avant, au détriment de la marche arrière, en donnant à l'excentrique de marche avant un angle d'avance plus grand que celui de l'excentrique de marche arrière.

En général, la longueur de la coulisse diffère peu de 300 millimètres, la longueur des barres d'excentrique est de cinq à six fois au moins celle de la coulisse, le rayon d'excentricité varie de 50 à 70 millimètres, ce qui donne de 100 à 140 millimètres pour la course totale maximum du tiroir; l'angle d'avance est voisin de 30° .

On règle d'ordinaire le tiroir de façon que, pour le cran de marche le plus usuel, les avances linéaires aux points morts avant et arrière soient égales; il en résulte nécessairement une certaine différence entre les durées de l'admission sur les faces avant et arrière du piston.

Dans la distribution Stephenson, comme du reste dans toutes les distributions à coulisse et à tiroir

unique où la courbe polaire de marche est voisine d'une circonférence, les phases d'échappement anticipé et de compression augmentent beaucoup quand l'admission diminue, ce qui est un grand inconvénient au point de vue de la douceur de la marche de la machine et de l'utilisation de la vapeur. Ainsi, pour une admission de 20 % de la course du piston, l'échappement anticipé ainsi que la compression atteignent 36 %. On peut diminuer la compression en donnant au tiroir un certain découvrément intérieur, mais on augmente ainsi d'une quantité correspondante l'échappement anticipé.

La distribution Stephenson a été jusqu'à ces dernières années la plus employée sur les locomotives. Elle se place très facilement à l'intérieur ou à l'extérieur, du même côté que le cylindre ou non.

Les poulies d'excentrique clavetées sur l'essieu moteur sont généralement en deux pièces ; elles sont entourées par les colliers d'excentrique également en deux pièces assemblées au moyen de boulons. La coulisse peut être à flasque unique découpée pour donner passage au coulisseau ou bien à deux flasques réunies aux extrémités par des boulons entre les joues desquelles se déplace le coulisseau. En Amérique, on emploie le type à flasque unique ; mais cette flasque, au lieu d'être découpée, est en deux parties boulonnées à leurs extrémités, ce qui simplifie beaucoup la fabrication.

La rotation de l'arbre de relevage de la coulisse est obtenue de la plate-forme du mécanicien par l'intermédiaire d'une barre de relevage soit au moyen d'un simple levier articulé à un point fixe, portant un verrou qui s'engage dans les crans d'un secteur, — ce

système employé à l'origine des chemins de fer est toujours en usage en Amérique, — soit plutôt au moyen d'un changement de marche à vis fixe et écrou mobile, manœuvré au moyen d'un volant.

39. **Distribution Gooch.** — Elle est l'opposé de celle de Stephenson : la coulisse (fig. 36) est fixe et tourne sa concavité vers le tiroir ; la bielle du coulisseau au contraire est mobile et suspendue par l'un

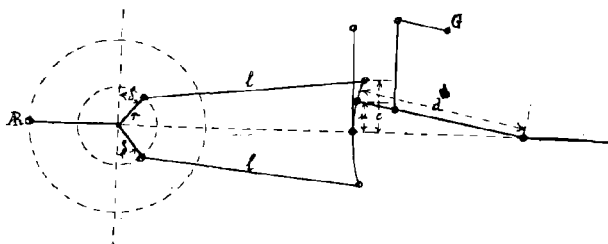


Fig. 36. — Distribution Gooch.

de ses points à l'arbre de relevage. Le rayon de la coulisse est égal à la longueur de la bielle du coulisseau ; il s'ensuit que, lorsque la manivelle motrice est au point mort, le déplacement du coulisseau sur la coulisse ne modifie pas la position du tiroir et que l'avance linéaire est constante pour tous les crans de marche.

Les notations étant les mêmes que précédemment, la marche du tiroir dans le cas des barres ouvertes est donnée par la formule :

$$z = r \left(\sin \delta + \frac{c}{l} \cos \delta \right) \cos \alpha$$

$$+ r \frac{u}{c} \left(\cos \delta - \frac{c}{l} \sin \delta \right) \sin \alpha.$$

Cette distribution a reçu des applications nombreuses, mais elle se place difficilement à l'intérieur des longerons.

40. **Distribution Allan.** — C'est une combinaison des systèmes de Stephenson et de Gooch. La coulisse et le coulisseau (fig. 37) sont déplacés, par rota-

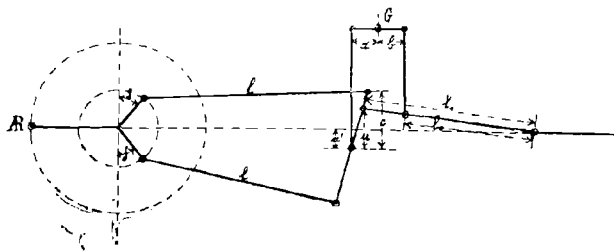


Fig. 37. — Distribution Allan.

tion autour de l'arbre de relevage G , simultanément et à l'opposé, ce qui permet d'avoir une coulisse rectiligne tout en observant la condition essentielle que le tiroir dans sa position moyenne ne doit être déplacé que le moins possible quand on manœuvre le relevage. La coulisse et le coulisseau sont suspendus à l'extrémité d'un levier dont les bras sont a et b . Pour que la condition ci dessus soit remplie, on doit avoir la relation suivante¹ :

$$\frac{b}{a} = \frac{l_0}{l} \left(1 + \sqrt{1 + \frac{l}{l_1}} \right).$$

En posant :

$$l = 1 + \frac{l_1}{l} \left(1 + \sqrt{1 + \frac{l}{l_1}} \right) = \frac{u}{u'},$$

¹ PICHULT.

Locomot. à vapeur.

la courbe de marche du tiroir dans le cas des barres ouvertes est donnée par la formule :

$$z = r \left(\sin \delta + \frac{tc^2 - u^2}{tcl} \cos \delta \right) \cos \alpha \\ + r \frac{u}{c} \left(\cos \delta - \frac{c(t-1)}{tl} \sin \delta \right) \sin \alpha.$$

L'avance linéaire varie dans le même sens, mais environ moitié moins que dans le dispositif Stephenson.

La distribution Allan présente plusieurs avantages sur les distributions précédentes : la coulisse est droite, ce qui en rend la construction plus facile ; l'arbre de relevage est auto-équilibré, et l'amplitude de sa rotation est à peu près diminuée de moitié. C'est pourquoi elle a été très en faveur en Europe pendant longtemps, mais elle ne peut guère se placer qu'à l'extérieur des longerons.

41. Distribution Walschaerts. — Depuis une quinzaine d'années, c'est la distribution inventée en 1844 par l'ingénieur belge Walschaerts et connue en Allemagne sous le nom de Heusinger von Waldegg qui est préférée en Europe ; elle rencontre aussi depuis quelque temps beaucoup de partisans aux États-Unis.

Dans le système Walschaerts (fig. 38), le mouvement du tiroir dérive de deux sources : il est produit d'une part par un excentrique calé à 90° en avant ou en arrière de la manivelle motrice et actionnant la coulisse suspendue par son milieu à un point fixe, d'autre part par un levier PQ, dit levier d'avance, dont l'extrémité inférieure est mue par la crosse du piston au

moyen de la bielle articulée QS, dont le point N est articulé à la bielle du coulisseau et dont le point P conduit le tiroir. La bielle du coulisseau est suspendue par le point I à l'arbre de relevage G, et l'interversion de la marche s'obtient en plaçant le coulisseau sur la moitié supérieure ou sur la moitié inférieure de la coulisse. Si celle-ci forme un arc de cercle ayant le

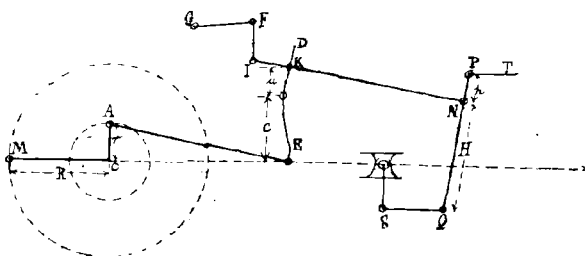


Fig. 38. — Distribution Walschaerts.

point N pour centre. le déplacement du coulisseau quand la manivelle motrice est au point mort ne modifiera pas la position du tiroir, et par conséquent l'avance linéaire sera constante.

Dans la disposition et avec les notations indiquées sur la figure 38, la courbe polaire de marche du tiroir est représentée par la formule :

$$z = \frac{h}{H} R \cos \alpha + \frac{H+h}{H} \frac{u}{c} r \sin \alpha.$$

Le point N, au lieu de se trouver entre P et Q, peut être de l'autre côté du point P, auquel cas il faut affecter h du signe —, et le tiroir admet. non plus par son

arête extérieure, mais par son arête intérieure. Une autre combinaison remplissant le même but consiste, N se trouvant entre P et Q, à donner à l'excentrique un retard, au lieu d'une avance, de 90° sur la manivelle motrice. Le choix de la position de l'excentrique et de l'articulation N se fait d'après la plus ou moins grande commodité avec laquelle se place le levier d'avance suivant le genre de tiroir : plat ou cylindrique, l'admission se faisant en général par l'arête intérieure dans les tiroirs cylindriques, et surtout d'après cette considération importante que, dans le sens de marche le plus fréquent, en vue de diminuer l'effort sur l'articulation fixe de la coulisse, le tiroir doit être conduit préférablement par la partie inférieure de la coulisse.

Dans le système Walschaerts les phases, notamment les admissions, sur chaque face du piston, sont un peu plus régulières que dans les systèmes à deux excentriques ; mais elles présentent les mêmes inconvénients : trop longue durée de l'échappement anticipé et de la compression pour les courtes admissions. Les avantages qui font préférer cette distribution sont surtout sa simplicité et le faible poids des pièces qui la composent. Elle est appliquée à peu près exclusivement sur les locomotives compound à 4 cylindres françaises (fig. 39), aussi bien aux cylindres intérieurs qu'aux cylindres extérieurs pourvus de distributions séparées.

Les locomotives compound à 4 cylindres allemandes, système von Borries, où les cylindres sont sur une même ligne transversale, en batterie, n'ont qu'un seul mécanisme extérieur pour chaque groupe de deux cylindres à haute et à basse pression ; le tiroir du

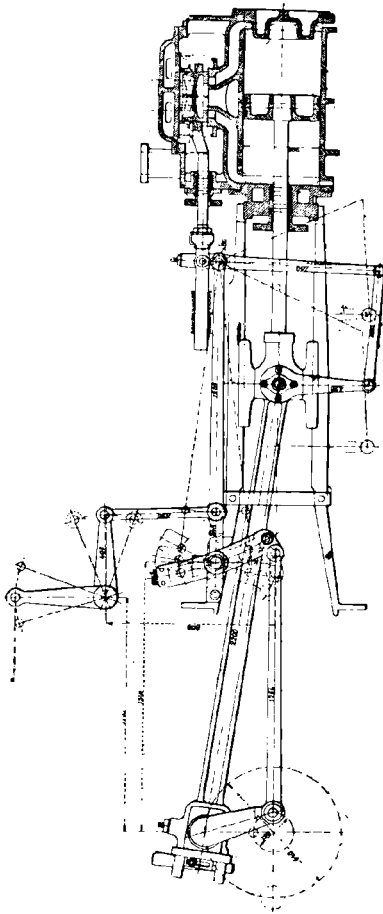


Fig. 39. — Distribution Walschaerts.

cylindre extérieur est commandé directement par un

point N du levier d'avance, et le tiroir du cylindre intérieur, au moyen d'un arbre de renvoi, par un autre point compris entre N et P du même levier d'avance; de cette façon, le degré d'admission au cylindre à basse pression est plus élevé que celui au cylindre à haute pression; la différence est de 20 à 25 %.

La distribution Joy est caractérisée par la suppression complète des excentriques; le mouvement est donné par un levier articulé sur la bielle motrice. Cette distribution, assez en faveur en Angleterre, s'est peu répandue.

42. **Contre-vapeur.** — En cas d'arrêt d'urgence ou pour modérer la vitesse des trains de marchandises sur les longues pentes, on fait souvent usage de la

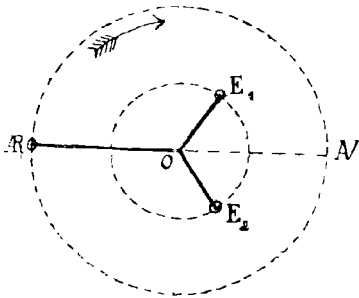


Fig. 40.

contre-vapeur, c'est-à-dire qu'on place la distribution dans la position opposée au mouvement de la locomotive, le régulateur étant ouvert.

Supposons que la manivelle motrice soit au point mort arrière et se déplace ensuite dans le sens

de la flèche (fig. 40) pour venir au point mort avant. Le tiroir occupe la position en traits pleins de la figure 41 et découvre la lumière arrière d'une certaine quantité

par suite de l'avance à l'admission. Si la distribution est placée pour la marche avant, par exemple à fond de course, le tiroir est conduit par l'excentrique OE_1 (fig. 40) et se déplace vers l'avant de façon à ouvrir de plus en plus la lumière d'admission. Si au contraire la distribution est renversée à fond de course, le renversement ne modifie pas, ou ne modifie que très peu, dans certaines distributions, la position du tiroir

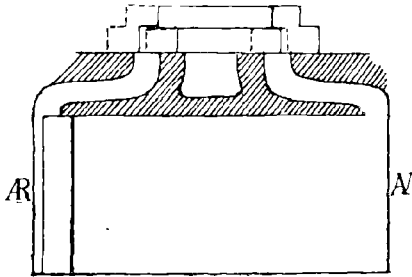


Fig. 41.

au point mort ; mais ledit tiroir sera conduit par l'excentrique OE_2 , et, quand la manivelle s'éloignera du point mort dans le sens de la flèche de la figure 40, les roues tournant vers l'avant, il se déplacera vers l'arrière et fermera par conséquent tout de suite la lumière. La pression de la vapeur, qui était la même dans le cylindre et dans la boîte à tiroir, ira donc rapidement en diminuant, ligne ab (fig. 42), jusqu'au moment où le tiroir continuant à se déplacer vers l'arrière ouvrira la communication avec l'échappement ; la pression dans le cylindre sera voisine de la pression atmosphé-

rique jusqu'à la fin de la course, en *c*, moment où le tiroir occupera la position symétrique (en pointillé sur la figure 41) de celle qu'il avait au fond de course arrière. Ensuite le piston revient vers l'arrière et, considérant toujours la cylindrée arrière, le tiroir en se déplaçant vers l'avant produit d'abord la fermeture de l'échappement, au point *d* (fig. 42), puis l'ouverture de l'admission, au point *e*. A ce moment la vapeur

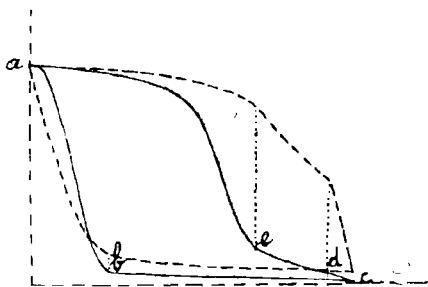


Fig. 42. — Diagramme d'indicateur à contre-vapeur.

vive admise dans le cylindre s'oppose au mouvement du piston, et on a une courbe de contre-pression telle que *ea*. La surface du diagramme *abcdea* représente le travail résistant. Il est notablement plus faible que le travail moteur qui serait produit au même cran de marche et est représenté par le diagramme ponctué (fig. 42).

L'effort résistant, de même que l'effort moteur compté à la jante des roues motrices, ne peut dépasser la valeur fP , P poids adhérent, f coefficient d'adhérence, sinon les roues glissent ou patinent au lieu de

tourner (voir § 46) et l'effet retardateur produit est considérablement diminué, d'autant plus que la vitesse est plus grande. Si la machine est munie d'un frein agissant sur les roues motrices avec une pression des sabots suffisante pour donner un effort voisin de fP , la contre-vapeur n'ajoutera rien à l'action du frein et risquera au contraire de faire patiner les roues. En réalité, l'action du frein est toujours notablement inférieure à fP ; la contre-vapeur fournit le supplément d'effort retardateur et est par conséquent efficace, mais à la condition que les roues continuent à tourner dans le sens de la marche.

Dans la partie *bc* du diagramme de contre-vapeur (fig. 42), le piston aspire les gaz de la boîte à fumée, ce qui présente beaucoup d'inconvénients, parce que ces gaz contiennent des poussières qui peuvent produire des grippements et parce que, après avoir été aspirés dans le cylindre, ils sont refoulés dans la chaudière. On remédie à ces inconvénients en injectant dans le tuyau d'échappement de la vapeur ou mieux de l'eau de la chaudière, qui se vaporise instantanément.

43. Tiroirs plans, tiroirs équilibrés. — Pendant longtemps on n'a employé que le tiroir plan à coquille, en bronze ou en fonte. Il est conduit au moyen d'un cadre claveté sur la tige; ou bien la tige traverse le dos du tiroir et le maintient par deux embases ou un clavetage.

Les lumières du cylindre ont, suivant le diamètre de celui-ci, de 350 à 450 millimètres de longueur. Pour les admissions de 20 à 25 %, qui sont les plus

usuelles dans les machines à simple expansion, l'ouverture maxima du tiroir est de 8 à 10 millimètres, et l'ouverture moyenne rapportée à la durée totale de l'admission est à peu près égale aux deux tiers de la précédente. Par conséquent, la section moyenne de passage est d'environ 20 centimètres carrés. La vitesse de la vapeur doit être assez grande pour remplir l'espace engendré par le piston pendant 20 % de la course, soit 20 litres pour des cylindres de 0^m,45 de diamètre et une course de 0^m,65, en une durée de $\frac{1}{24}$ de seconde si, comme cela a lieu couramment, la vitesse de rotation est de 4 tours par seconde. On en déduit que la vapeur doit entrer dans le cylindre avec une vitesse moyenne de 240 mètres par seconde, ce qui entraîne une chute de pression notable de la boîte à vapeur au cylindre. On appelle ce phénomène le laminage de la vapeur. Le volume engendré par le piston pour une même variation de l'angle de manivelle étant d'autant plus grand qu'il s'éloigne davantage du point mort, le laminage est surtout accentué vers la fin de l'admission. Aussi, à ce moment, la pression dans le cylindre peut-elle n'être plus que les trois quarts ou même les deux tiers de la pression dans la boîte à vapeur. Ce laminage réduit fâcheusement l'effort moteur à grande vitesse. On y remédie dans une certaine mesure en augmentant les dimensions des distributeurs ou en les établissant à double entrée.

Le tiroir Trick (fig. 43), très répandu, présente un canal intérieur qui va d'une bande à l'autre ; la table est disposée de telle façon que lorsqu'une lumière, celle de gauche par exemple, est découverte par le

bord extérieur du tiroir, le bord du canal du côté opposé atteint le bord de la table, en sorte qu'il y a introduction de vapeur des deux côtés, comme l'indiquent les deux flèches, ce qui double la section de passage par rapport à un tiroir ordinaire sans canal. Il faut d'ailleurs établir le canal de façon que, pour la course maximum, il ne vienne pas communiquer avec le conduit d'échappement et en reste éloigné d'au moins 5 millimètres.

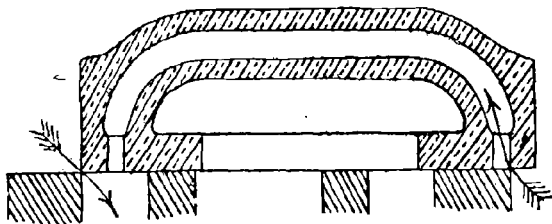


Fig. 43. — Tiroir Trick.

La pression de la vapeur, en appuyant énergiquement les tiroirs plats sur leur table, empêche les fuites, mais produit un frottement égal au produit de la pression dans la boîte à vapeur par la surface du tiroir et par le coefficient de frottement. D'après Aspinall, ce coefficient varie entre 0,05 et 0,07 ; il est naturellement plus élevé si le graissage vient à faire défaut. Le travail absorbé par le frottement représente normalement de 1,3 à 2,5 % du travail de la vapeur sur le piston. Il est en soi relativement peu important, mais il se traduit par une usure très rapide du tiroir. En outre, avec les fortes pressions usitées aujourd'hui, la

manœuvre des tiroirs sous pression au moyen du changement de marche est assez dure.

Pour ces motifs, l'emploi de tiroirs équilibrés tend à se répandre de plus en plus en Europe ; il est général depuis longtemps en Amérique (types Richardson, *American balance valve*, etc.). Le principe de l'équi-

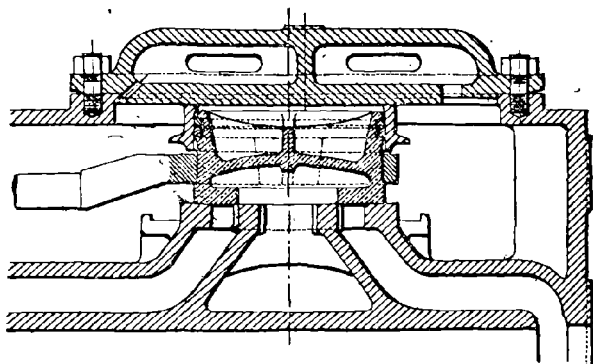


Fig. 44. — Tiroir équilibré Adams.

librage consiste à soustraire en partie le dos du tiroir à la pression de la vapeur en le faisant glisser sur une table de friction faisant corps avec le couvercle de la boîte à vapeur ; le jeu résultant de l'usure du tiroir est rattrapé au moyen de ressorts. Dans le type Richardson, le compensateur est constitué par quatre barrettes ajustées formant un rectangle ; elles sont logées dans des rainures du tiroir au fond desquelles se trouvent de petits ressorts à boudin maintenant les barrettes appliquées contre le plateau de friction ; l'intérieur de la surface compensée communique avec l'échappement

par une ouverture percée dans le dos du tiroir. Dans la plupart des autres types, le compensateur est circulaire. C'est notamment le cas du type anglais Adams, qui est appliqué avec quelques légères modifications en France aux tiroirs à haute pression des locomotives compound et est représenté sur les figures 44 et 44 bis.

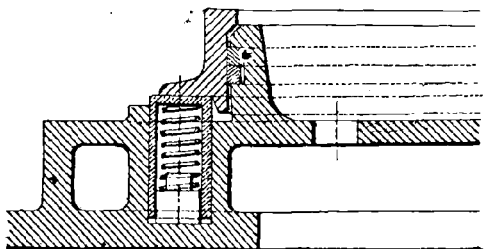


Fig. 44 bis. — Tiroir équilibré Adams.

Une couronne cylindrique emboîte le dos du tiroir ; elle est appuyée contre la glace du plateau par 4 ressorts à boudin ; l'étanchéité est assurée par deux segments élastiques jointifs.

Beaucoup d'autres types de tiroirs équilibrés sont plus ou moins répandus. Leur défaut commun est de manquer d'étanchéité, en sorte que les avantages de l'équilibrage sont assez chèrement achetés.

La surface soustraite à la pression de la vapeur ne doit pas dépasser 50 à 60 % de la surface totale, afin que le tiroir reste convenablement appuyé.

44. **Tiroirs cylindriques.** — Les tiroirs cylindriques forment une autre classe de tiroirs équilibrés et sont de plus en plus en faveur. La première application importante de tiroirs cylindriques a été faite, il y a vingt-cinq ans, en France, par M. Ricour sur environ 150 locomotives des chemins de fer de l'État. Les distributeurs Ricour sont formés d'un segment large occupant toute la surface cylindrique extérieure du piston; ce segment est fendu en forme de Z et porte à l'intérieur une nervure circulaire qui est serrée entre une souche mâle et une souche femelle par l'intermédiaire d'une couronne emboutie; grâce à l'élasticité de cette couronne la nervure peut jouer entre les souches, ce qui permet au segment de s'ouvrir sous la pression de la vapeur pour s'appliquer contre la paroi du cylindre. L'admission se fait par les arêtes intérieures, comme cela a du reste lieu dans presque tous les tiroirs cylindriques; de la sorte les garnitures des tiges n'ont pas de pression à supporter et peuvent être supprimées. Les segments Ricour présentent une bonne étanchéité, s'usent très peu, mais sont un peu fragiles.

En Amérique, où l'équilibrage des tiroirs est de règle, les pistons distributeurs ont pris dans ces dernières années une grande extension. On s'est d'abord contenté de construire les tiroirs cylindriques comme les pistons moteurs, c'est-à-dire d'assurer l'étanchéité au moyen de deux segments fendus placés dans des rainures de la souche de piston en une seule pièce. La tige passant dans des garnitures flexibles, le centrage des distributeurs est automatique. Le jeu de la souche dans le cylindre ne doit être que d'un dixième de millimètre. Le cylindre distributeur est pourvu de che-

mises ou fourrures rapportées percées sur tout le pourtour de lumières de 50 à 60 millimètres de largeur, avec cloisons intermédiaires droites ou obliques de 20 à 30 millimètres de largeur. Les coupes des segments sont placées en chevauchement à quelques centimètres de part et d'autre de la génératrice inférieure ; à cet effet, la cloison correspondante a 60 millimètres de largeur.

Les pistons distributeurs ainsi construits perdent plus vite leur étanchéité que les pistons moteurs de construction analogue ; c'est sans doute parce que leur course de part et d'autre des lumières est faible, d'où résulte une usure de la fourrure localisée sur les bords de la lumière ; cette usure produit une concavité de la fourrure atteignant assez rapidement plusieurs dixièmes de millimètre de profondeur. Il s'ensuit que les fuites d'un tiroir cylindrique après quelques mois de service peuvent s'élever à 500 kilogrammes de vapeur par heure et vont en s'aggravant, tandis que les fuites d'un tiroir plan non équilibré n'excèdent pas 200 kilogrammes de vapeur par heure.

On a un peu amélioré la construction des pistons distributeurs par un dispositif appliqué aussi parfois en Amérique aux pistons moteurs. La souche est en deux parties : une souche proprement dite et un plateau boulonné ou vissé. Avant de fixer le plateau, on introduit les segments sans avoir besoin de les ouvrir et par suite sans les déformer ; ceux-ci sont d'ailleurs séparés par une couronne en acier ou en bronze entrant à frottement doux et immobilisée par le serrage du plateau. Les tiroirs cylindriques appliqués par la Compagnie de l'Est (fig. 45) à ses récentes machines com-

pound sont de ce type. Les deux souches fondues en une seule pièce présentent un certain jeu sur la tige;

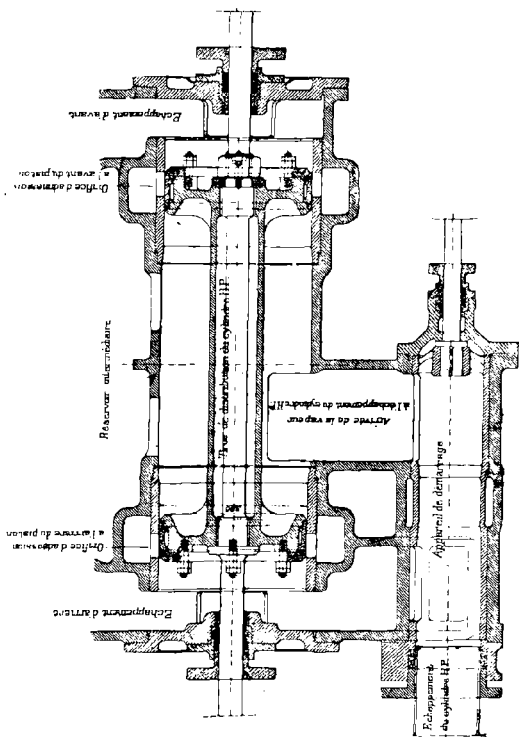


Fig. 45. — Tiroirs cylindriques de la Compagnie de l'Est.

les garnitures de celle-ci sont fixes et non flexibles, comme celles en usage en Amérique.

L'emploi de la vapeur surchauffée a conduit à étu-

dier d'une façon toute spéciale la question des tiroirs cylindriques. attendu que les tiroirs plats se grippent trop facilement et ne sont par conséquent pas compatibles avec la vapeur surchauffée. Les pistons distributeurs à segments ci-dessus décrits peuvent être et sont en effet souvent employés ; mais on a observé qu'ils se coinçaient quelquefois en raison de la différence de température et par suite de la différence de dilatation des pistons et des cylindres distributeurs.

M. Schmidt a préconisé des distributeurs sans segments de petit diamètre, 150 à 170 millimètres, et à double entrée, avec fourrures creuses réchauffées intérieurement par la vapeur surchauffée, de façon que les dilatations soient du même ordre de grandeur dans le piston et dans la fourrure. Mais les fuites sont plus grandes qu'avec les distributeurs à segments. On est donc revenu à ceux-ci dans les constructions les plus récentes. Le distributeur des machines à vapeur surchauffée des chemins de fer de l'État belge (fig. 46)¹ se compose d'une souche en trois pièces : deux plateaux *b* et *c* et une couronne circulaire *f* déterminant sur la périphérie les deux gorges dans lesquelles se placent un segment étroit *d* et un segment large *e* recouvrant la couronne et venant porter sur une entaille à angle droit du segment *d*. Le segment *e* est percé de douze trous de 3 millimètres de diamètre placés par paires sur la circonférence à des distances égales ; la vapeur pénètre par ces trous dans la cavité annulaire comprise entre le segment *e* et la couronne *f* et, par la pression qu'elle exerce, tend à appliquer les seg-

¹ SCHUBERT.

au moyen de petits conduits traversant le corps du piston; on améliore ainsi plus ou moins l'étanchéité, mais en supprimant partiellement l'équilibrage.

Le grand nombre d'essais effectués dans cet ordre d'idées suffit à montrer que la question des tiroirs cylindriques n'a pas jusqu'ici reçu de solution satisfaisante, au moins dans les machines à vapeur surchauffée.

45. Distributions spéciales. — On a déjà signalé les principaux inconvénients des distributions à tiroir unique : l'insuffisance de l'ouverture pendant l'admission, la lenteur de la fermeture, gênent l'écoulement de la vapeur et produisent une chute de pression importante; on ne peut allonger la détente sans augmenter simultanément l'échappement anticipé et la compression; les tiroirs plats non équilibrés sont étanches, mais donnent lieu à un frottement et à une usure qui obligent à y renoncer quand on emploie des pressions élevées, en simple expansion, ou la vapeur surchauffée; d'autre part, l'étanchéité des tiroirs équilibrés plats ou cylindriques laisse à désirer.

Dans les machines fixes, on fait usage depuis longtemps de distributions perfectionnées qui suppriment plus ou moins complètement ces inconvénients. Plusieurs systèmes remplissant le même but ont été essayés sur les locomotives; mais, malgré les bons résultats que certains ont donnés, aucun ne s'est généralisé, soit qu'on en ait craint la complication, soit plutôt parce que le compoundage a procuré des résultats au moins équivalents et même supérieurs tout en s'accommodant des types usuels de distributions.

Les premiers essais d'amélioration des distributions effectués il y a déjà quarante ans par Polonceau et Meyer en France, Borsig en Allemagne, consistèrent à employer deux tiroirs superposés, le tiroir inférieur réglant l'ouverture de l'admission et l'échappement, le tiroir supérieur la détente. De cette façon, la durée de la compression était aussi faible qu'on voulait et fixe pour tous les crans de marche. Les applications de ce dispositif ont disparu depuis longtemps.

La distribution Bonnefond, appliquée de 1889 à 1894, à vingt machines des chemins de fer de l'État, comporte¹ pour l'admission deux tiroirs plans séparés, à déclié, placés à la partie supérieure et vers les extrémités du cylindre; pour l'échappement, un tiroir cylindrique à deux pistons placé à la partie inférieure. Tous les tiroirs sont conduits par un excentrique simple et une coulisse et fonctionnent avec la marche à fond de course; la fermeture de l'admission est obtenue par un déclié produit au moyen de cliquets venant rencontrer les hélices de déclenchement portées par une tige spéciale, dont la rotation fait varier le degré d'admission. La compression est fixe et égale à 10 % de la course du piston pour tous les crans de marche. Le volume et la surface de l'espace nuisible ont des valeurs réduites. Les machines munies de ce mécanisme un peu compliqué, il est vrai, donnent au point de vue de la consommation des résultats comparables à ceux des locomotives compound.

La Compagnie d'Orléans a appliqué avec succès, il y a une douzaine d'années, à vingt-deux machines la

¹ NADAL.

distribution Durant Lencan chez qui comprend quatre distributeurs genre Corliss, deux pour l'admission et deux pour l'échappement, actionnés par une coulisse de Gooch portant deux coulisseaux solidaires dont l'un, le plus rapproché du centre de la coulisse dans la position de marche avant, agit sur les tiroirs d'admission et dont l'autre agit sur les tiroirs d'échappement. Grâce à ce dispositif, la compression se trouve diminuée; ainsi pour l'admission de 20 %, la compression est de 18 % seulement, tandis que dans les distributions ordinaires elle est de 36 %. La marche arrière est sacrifiée, mais cela est sans inconvénient.

Une voie nouvelle est ouverte par l'adaptation aux locomotives des distributions par soupapes. La société de Hanovre a, en 1905, muni de la distribution par soupapes, système Lentz, deux petites machines à voie étroite et les cylindres à haute pression d'une locomotive atlantic compound à quatre cylindres des chemins de fer de l'État prussien. La distribution Lentz a été appliquée avec succès depuis 1900 à de nombreuses machines fixes; elle paraît fonctionner d'une façon satisfaisante à des vitesses élevées: 250 à 300 tours par minute, condition indispensable pour qu'elle puisse être adoptée sur les locomotives. On sait d'autre part que les soupapes sont les meilleurs distributeurs pour la vapeur surchauffée.

La distribution Lentz (fig. 47) comporte quatre soupapes à double siège placées verticalement dans une même boîte à vapeur, deux pour l'admission au milieu et deux pour l'échappement aux extrémités. Les tiges des soupapes traversent une garniture à labyrinthe G; elles sont chargées par des ressorts de rappel et portent

des galets **K** roulant sur une tige à cames **T** conduite soit par une distribution quelconque à excentriques et à coulisse, soit par un dispositif de variation de détente et de changement de marche tout à fait nouveau dû au même inventeur. Par suite du mouvement horizontal de va-et-vient de la tige à cames, les soupapes sont soulevées, puis retombent sous la pression des ressorts de rappel de façon à produire les phases d'admission et d'échappement, qui présentent les mêmes relations que dans une distribution ordinaire, et par conséquent la même exagération à admission réduite des périodes d'échappement anticipé et de compression.

Dans la locomotive atlantique de la Société de Hanovre, pour un diamètre de 150 millimètres les soupapes ne pèsent que 4^{kg},40, et par suite les ressorts de rappel peuvent être relativement faibles. La levée maximum des soupapes d'admission est de 12 millimètres, et les sections maxima de passage de la vapeur sont de :

28	centimètres carrés à 25 % d'admission,
56	id. 40 % id.
92	id. 66 % id.

Ces sections sont un peu plus élevées que celles données par les tiroirs plans et du même ordre de grandeur que celles obtenues avec les tiroirs cylindriques.

L'application des soupapes aux locomotives est trop récente pour qu'on puisse porter un jugement sur son avenir, mais la tentative offre un très grand intérêt.

CHAPITRE IV

MOLVEMENT ET STABILITÉ DES LOCOMOTIVES

46. **Action motrice de la vapeur.** — La vapeur agissant sur le piston produit dans le cylindre un travail moteur qui détermine la propulsion de la locomotive et du train. Soit p la pression effective moyenne sur le piston dont la surface est $\frac{\pi d^2}{4}$, et la course l ; le travail par cylindrée est $p \frac{\pi d^2 l}{4}$, et par tour de roue, dans une machine à deux cylindres, $p \pi d^2 l$. Soit d'autre part E l'effort moyen nécessaire pour faire avancer la machine et le train; le chemin parcouru pendant un tour de roue est πD , D étant le diamètre des roues motrices, et le travail résistant est : $\pi D E$. En l'égalant au travail moteur, on a :

$$E = p \frac{d^2 l}{D}. \quad (5)$$

Cette valeur E représente l'effort moteur moyen de la locomotive; la pression moyenne p n'est qu'une fraction de la pression de la chaudière, qui sera évaluée plus tard (§ 58).

La pression réelle sur le piston, égale à la différence des pressions sur les deux faces, est variable. Pendant la phase d'admission, elle est voisine de la pression dans la chaudière, puis elle diminue rapidement pendant la détente et devient à un moment donné négative par suite de la contrepression qui se produit pendant la phase de compression sur l'autre face du piston. Cette pression variable P est transmise par la crosse du piston et la bielle motrice au bouton de manivelle; celui-ci exerce sur le bielle une réaction contraire F . En raison de l'obliquité β de la bielle motrice, pour que la crosse du piston soit en équilibre, il faut que la glissière exerce sur elle une réaction φ . Les forces appliquées sont : P , F , φ , la résistance due au frottement des pièces, qui a pour effet de diminuer d'une certaine fraction la pression motrice P , et la force d'inertie des masses en mouvement alternatif : piston, tige, crosse et une partie du poids de la bielle comprenant la petite tête plus la moitié du corps de bielle. Soit M le poids de ces masses de chaque côté de la machine; leur déplacement x est le même que celui du piston, lequel a pour valeur, en négligeant l'obliquité de la bielle : $x = r(1 - \cos \alpha)$, r étant le rayon et α l'angle de la manivelle. La force d'inertie des masses M , par exemple du côté droit, est donc :

$$F_{\alpha} = \frac{M}{g} \frac{d^2x}{dt^2} = \frac{M}{g} \omega^2 r \cos \alpha, \quad (6)$$

ω étant la vitesse angulaire $\frac{d\alpha}{dt}$ supposée uniforme; $\frac{d\alpha}{dt} = 2\pi n$, n étant le nombre de tours par

seconde. Cette force d'inertie est dirigée en sens inverse de la pression P pendant la première moitié de la course du piston et dans le même sens pendant la seconde moitié. La manivelle du côté gauche étant en général en retard de 90° sur celle du côté droit, la force d'inertie du côté gauche est :

$$F_a'' = \frac{M}{g} \omega^2 r \cos(\alpha - 90^\circ) = -\frac{M}{g} \omega^2 r \sin \alpha. \quad (7)$$

En réalité, le déplacement du piston $x = AC$, A étant le point mort avant (fig. 48), n'est pas égal à

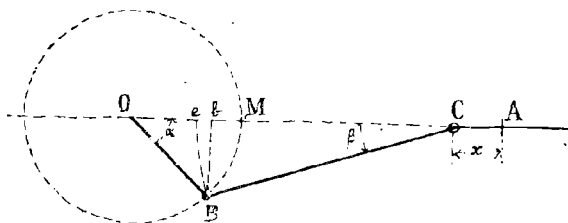


Fig. 48.

$Mb = r(1 - \cos \alpha)$, b étant la projection du bouton de manivelle, mais à Mc , e étant obtenu en décrivant de C comme centre une circonférence de rayon CB . On a : $Mc = r(1 - \cos \alpha) + l(1 - \cos \beta)$, l étant la longueur de la bielle, et les valeurs maxima à fond de course avant et arrière de la force d'inertie F_a sont non pas :

$$+\frac{M}{g} \omega^2 r \quad \text{et} \quad -\frac{M}{g} \omega^2 r,$$

mais :

$$\frac{1}{2} \frac{M}{g} \omega^2 r \left(1 + \frac{r}{l} \right) \quad \text{et} \quad - \frac{M}{g} \omega^2 r \left(1 - \frac{r}{l} \right).$$

L'équilibre des forces appliquées à la bielle motrice donne pour un côté :

$$\phi = (P - F_a) \operatorname{tang.} \beta \quad \text{et} \quad F = \frac{P - F_a}{\cos \beta}. \quad (8)$$

L'action de la vapeur produit donc sur les glissières un effort ϕ dirigé de bas en haut pendant la plus grande partie de la course du piston et vers le bas lorsque la pression $P - F_a$ change de sens avant la fin de la course.

Les forces agissant sur l'essieu moteur, supposé d'abord unique, sont : les réactions F et F' des bielles motrices de droite et de gauche sur les boutons de manivelle, les réactions tangentielles T et T' des rails sur les roues et les réactions t et t' des guides sur les boîtes d'essieu. Les équations d'équilibre sont les suivantes, R étant le rayon des roues motrices :

(9)

$$T + T' = \frac{r}{R} \left(F \sin (z + \beta) + F' \cos (z + \beta') \right),$$

$$(10) \quad t + t' = F \cos \beta + F' \cos \beta' - (T + T').$$

Ces équations restent valables lorsqu'il y a plusieurs essieux réunis par des bielles d'accouplement, mais alors $T + T'$ représente la somme des réactions tangentielles de toutes les roues accouplées et $t + t'$ la somme des réactions de tous les guides de boîtes.

Soit Q la charge ou pression verticale des roues accouplées sur les rails, f le coefficient de frottement

lorsque les roues commencent à glisser; à ce moment la réaction tangentielle totale des roues sur les rails est fQ . Par conséquent, tant que la réaction ΣT due à l'effort de la vapeur sera inférieure à fQ , les roues ne glisseront pas; au contraire, dès que ΣT devient supérieur à fQ , le glissement se produit et avec une vitesse croissante, tant que ΣT conserve sa valeur, car le coefficient de frottement diminue quand la vitesse relative des parties en contact augmente. Si ΣT est variable et à certains moments seulement supérieur à fQ , le glissement ne sera que partiel et disparaîtra dès que ΣT redeviendra inférieur à la force de frottement. Le glissement complet pendant un tour de roue, appelé patinage, par suite duquel la roue tourne sur place sans avancer, ne se produira donc que pour une valeur moyenne de ΣT voisine de fQ . Le produit du poids adhérent, c'est-à-dire de la charge des roues accouplées, par le coefficient de frottement à vitesse nulle ou d'adhérence, f , limite donc l'effort moteur de la locomotive. Le coefficient f varie suivant l'état du rail entre $\frac{1}{4}$ et $\frac{1}{10}$ et est le plus généralement

compris entre $\frac{1}{5^e}$ et $\frac{1}{7^e}$; il atteint sa plus grande valeur lorsque le rail est sec ou découpé par la pluie, et sa plus faible lorsque le rail est simplement humide.

Les forces extérieures appliquées à l'ensemble de la locomotive, en supposant la voie parfaitement droite et horizontale, sont, en outre du poids \square , l'effort E , dû à la résistance du train, s'exerçant au crochet de traction, et à celle de l'air, les réactions tangentielles des rails sur les roues et les forces d'inertie. Soit $(V + v)$ la

vitesse de marche, V étant la vitesse moyenne pendant un tour de roue et v un terme complémentaire; la force d'inertie de la locomotive est $\frac{\square}{g} \frac{d(V+v)}{dt}$; soit en outre $-F_m$ la composante horizontale de la force d'inertie des masses en mouvement relatif. L'équation du mouvement de la locomotive est :

$$(11) \quad \Sigma T = E_r + \frac{\square}{g} \frac{d(V+v)}{dt} - F_m.$$

Si, au lieu de considérer les valeurs instantanées des forces, nous prenons les valeurs moyennes pendant un tour de roue, la valeur moyenne de la réaction tangentielle ΣT est l'effort de traction E , la valeur moyenne de F_m est nulle, et on a :

$$E = E_r + \frac{\Pi}{g} \frac{dV}{dt}.$$

Lorsque $E = E_r$, $\frac{dV}{dt} = 0$ et la vitesse moyenne de la locomotive est constante. Dans cette hypothèse, l'équation générale (11) devient :

$$(12) \quad \Sigma T = E_r = \frac{\Pi}{g} \frac{dv}{dt} - F_m.$$

Le mouvement de la locomotive ne peut donc être que moyennement uniforme : pendant la durée d'un tour, il subit des perturbations dues à la variation de l'effort de la vapeur et aux mouvements relatifs des pièces du mécanisme; d'ailleurs la valeur de E_r subit elle-même des oscillations en raison de l'élasticité de l'attelage.

On peut, à l'aide des formules (8), (9) et (10), se rendre compte par une construction graphique très

simple des variations de la réaction tangentielle et des efforts exercés sur le mécanisme et le châssis d'une locomotive. La différence de pression P sur les deux faces du piston se déduit d'un diagramme d'indicateur de Watt.

La figure 49 se rapporte à une machine à deux cylindres extérieurs de 440 millimètres de diamètre pour une course du piston de 650 millimètres, à 4 roues accouplées de 2 mètres de diamètre, d'un poids total de 50 tonnes. On suppose que la vitesse est de 5 tours par seconde, soit 113 kilomètres à l'heure. Le poids des pièces en mouvement alternatif est de 272 kilogrammes de chaque côté; donc

$$F_a = \frac{272}{g} (2\pi n)^2 \cos \alpha = 8840 \cos \alpha \text{ pour } n = 5.$$

Dans la figure 49, l'origine correspond au point mort avant de la manivelle de droite; les abscisses sont proportionnelles aux angles de manivelle; les ordonnées sont proportionnelles aux valeurs réelles des forces; les ordonnées au dessus de l'axe représentent, sauf en ce qui concerne la pression effective P de la vapeur sur le piston, les forces dirigées vers l'avant, et celles au-dessous de l'axe les forces dirigées vers l'arrière.

On construit d'abord les courbes P et F_a pour le côté droit de la machine, P étant déduit du diagramme figuré à part. La valeur $P - F_a$, et par suite la tension de la bielle motrice, s'annule et change de sens au point a ; c'est en ce point que se produit le changement de portée du coussinet de la grosse tête de bielle. Des valeurs $P - F_a$ on déduit la courbe T représentant la réaction tangentielle due à l'action du piston de

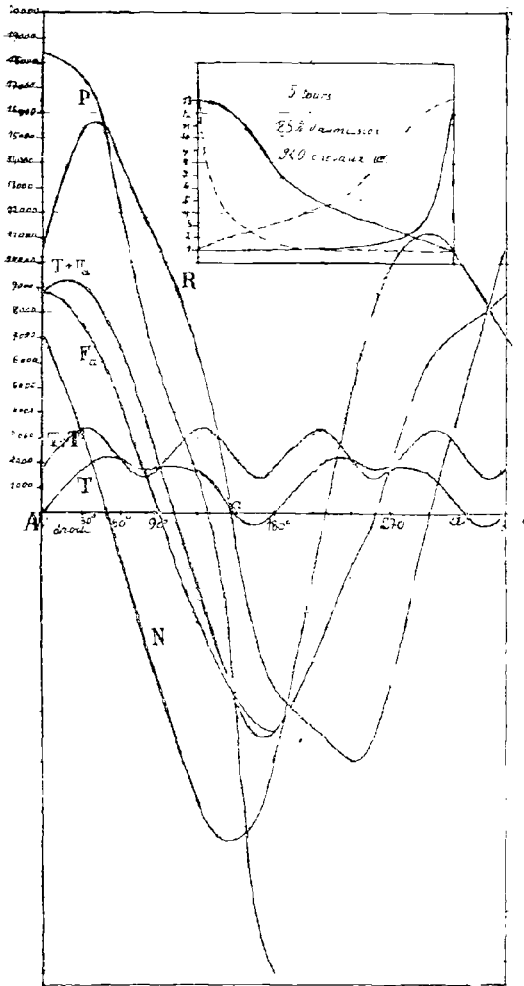


Fig. 49.

Forces développées dans une locomotive à deux cylindres extérieurs.

droite; en décalant cette courbe de 90° , on obtient la réaction T' due au cylindre de gauche et, en ajoutant les ordonnées de ces deux courbes, la réaction tangentielle totale $T + T'$, dont la période est de $\frac{1}{4}$ de tour et la valeur moyenne de 2250 kilogrammes; la valeur réelle oscille de 1290 à 3420 kilogrammes, soit de 57 % à 152 % de la moyenne. Cet écart est très important dans les machines à deux cylindres. Il serait beaucoup plus élevé s'il n'y avait pas l'action des masses alternantes qui tend à régulariser la tension de la bielle motrice.

Il est intéressant de connaître l'effort développé lorsque la locomotive étant arrêtée, on ouvre le régulateur pour démarrer. Il est donné dans la machine prise pour exemple par la courbe de la figure 50, en supposant que la vapeur est introduite sous la pression de 13 kilogrammes et que le degré d'admission maximum est de 75 % de la course, ce qui correspond à un angle de manivelle de 120° . On voit que l'effort varie considérablement, de 3200 kilogrammes à 8750 kilogrammes, suivant qu'il y a ou non admission dans les deux cylindres. Si le poids adhérent est de 30000 kilogrammes et l'adhérence de $\frac{1}{6}$, l'effort maximum permis par l'adhérence s'élève à 5000 kilogrammes. Cet effort ne sera pas atteint, et la machine pourra dans certains cas éprouver des difficultés pour démarrer son train. lorsque l'angle de l'une des manivelles à partir de son point mort sera compris entre 120 et 145° ; c'est pourquoi on est obligé parfois de faire machine en arrière, pour pouvoir ensuite partir en avant dans

une position plus favorable des manivelles. Au contraire, l'effort $T + T'$ dépasse beaucoup, dans d'autres

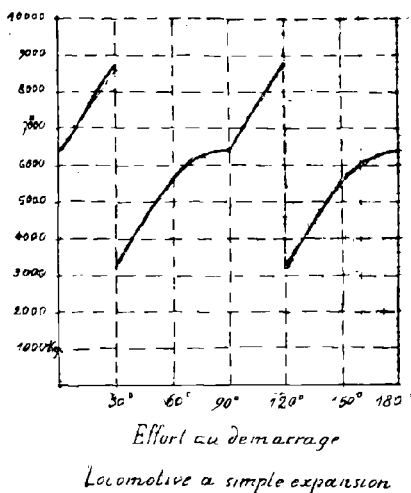


Fig. 50.

parties de la courbe, la limite de l'adhérence, et alors, pour ne pas faire patiner la machine, on ne doit ouvrir le régulateur que modérément et progressivement.

La figure 51 se rapporte à une machine compound à 4 cylindres, à roues de 2 mètres de diamètre, faisant 5 tours par seconde. Les cylindres ont 360 et 600 millimètres de diamètre pour une course de piston de 640 millimètres; les manivelles HP et BP sont à 180° l'une de l'autre. D'après le diagramme, les admissions sont de 40 % au HP et de 65 % au BP; la puissance

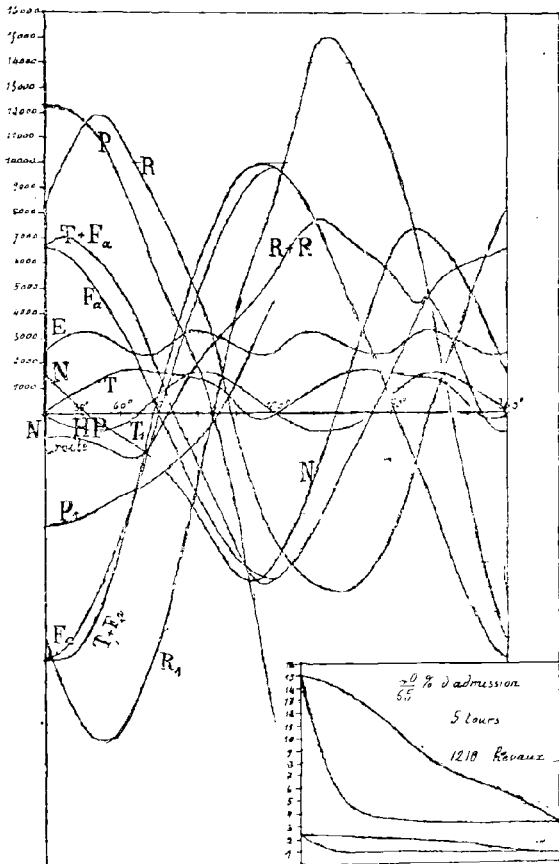


Fig. 51. — Forces développées dans une locomotive compound à quatre cylindres.

correspondante est de 1210 chevaux. Le poids des masses alternantes est de chaque côté de 210 kilogrammes au HP et de 312 kilogrammes au BP, ce qui donne : pour le HP. $F_a = 6720 \cos \alpha$; pour le BP.

$$F_{1a} = 9980 \cos \alpha.$$

La courbe T correspond au cylindre HP de droite, la courbe T_1 au cylindre BP de droite également. La courbe $E = T + T' + T_1 + T'_1$ montre que la réaction tangentielle totale a une valeur moyenne de 2900 kilogrammes et varie de 2440 à 3350 kilogrammes, soit de 84 % à 115,5 % de la moyenne. par conséquent beaucoup moins que dans une machine à deux cylindres. On remarquera que la réaction T_1 correspondant au cylindre BP est négative, c'est-à-dire dirigée vers l'arrière à partir du point mort jusqu'à un angle de manivelle de 70° environ, parce que la pression P_1 sur le piston a une valeur inférieure à la force d'inertie des masses alternantes.

L'effort au démarrage dans une machine compound à 4 cylindres dont les manivelles HP et BP sont à 180° présente des écarts du même ordre de grandeur que dans une machine à deux cylindres.

47. Équilibrage des pièces mobiles. — Les pièces en mouvement relatif sont les unes animées d'un mouvement circulaire autour de l'axe de chaque essieu : manivelles, tourillons, bielles d'accouplement, excenriques; les autres animées d'un mouvement rectiligne alternatif : piston et sa tige, crosse. La bielle motrice participe des deux mouvements; la petite tête a un mouvement rectiligne, la grosse tête un mouvement

circulaire; quant au corps de bielle, son poids peut être réparti par moitié entre la grosse et la petite tête.

Une masse tournante de poids M située à une distance r de l'axe de l'essieu donne lieu à une force cen-

trifuge égale à $\frac{M}{g} \omega^2 r$; ω est la vitesse angulaire $2\pi n$,

n étant le nombre de tours par seconde; la valeur de π^2 est sensiblement égale à g , accélération de la pesan-

teur. en sorte que : $\frac{M}{g} \omega^2 r = 4Mn^2 r$. Cette force cen-

trifuge donne une composante horizontale, qui tend à appliquer la boîte d'essieu contre ses guides, et à une

composante verticale qui tend à augmenter ou à diminuer la pression de la roue sur le rail. Dans la loco-

motive à deux cylindres extérieurs considérée au para-

graphe précédent, le poids total des masses tournantes sur les roues motrices rapporté au rayon de manivelle,

et non compris le contrepoids, atteint environ 278 kilo-

grammes de chaque côté; par conséquent, pour une vitesse de 5 tours par seconde, la force centrifuge

serait : $\frac{M}{g} \omega^2 r = 9035$ kilogrammes. et la charge de

la roue, qui est de 8000 kilogrammes à l'état statique, se trouverait annulée et au delà, quand la manivelle

passerait à son point haut, et plus que doublée, quand elle passerait à son point bas. La sécurité exige donc que les masses tournantes soient équilibrées sur chaque roue motrice et accouplée.

Une masse M placée à l'extrémité de la manivelle extérieure de droite de rayon r (fig. 52) sera équilibrée

par des masses M_1 et m_1 placées sur les roues voisine et opposée, à la distance r de l'axe de l'essieu, telles

qu'on ait, l étant la distance de M à la roue voisine et $2a$ l'écartement des plans de roulement des roues :

$$M_1 = M + m_1,$$

$$Ml = 2am_1;$$

d'où :

$$M_1 = M \left(1 + \frac{l}{2a} \right),$$

$$m_1 = M \frac{l}{2a}.$$

Si la manivelle est intérieure, la masse M sera équilibrée par deux contrepoids placés tous deux dans la direction opposée et dont la valeur sera :

$$M_1 = M \left(1 - \frac{l}{2a} \right), \quad m_1 = M \frac{l}{2a}.$$

La même masse M placée sur la manivelle de gauche, qui est en retard de 90° sur celle de droite, sera également équilibrée par des contrepoids M'_1 et m'_1 égaux aux précédents, mais placés à 90° en arrière.

En résumé, sur chaque roue se trouvera (fig. 53) un contrepoids M_1 placé à l'opposé de la manivelle, et un contrepoids m'_1 placé à 90° en arrière de la manivelle; ces deux contrepoids se composeront en un seul M , qui sera d'ailleurs reporté sur la jante de la roue et auquel on donnera la forme d'un croissant, afin de diminuer son poids le plus possible en augmentant sa distance au centre.

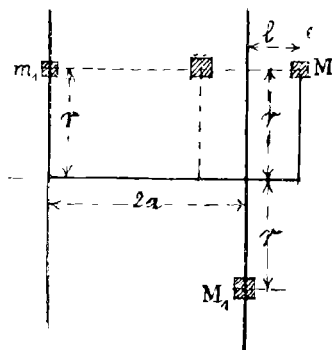


Fig. 52.

Toutes les masses à équilibrer ne sont pas à la même distance de la roue; il faut calculer séparément les contre-

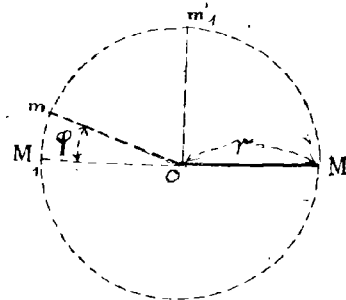


Fig. 53.

trepois des masses se trouvant dans un même plan vertical et ensuite les composer par le calcul ou graphiquement.

Quand les contrepois de chaque roue correspondent exactement aux pièces en mouvement circulaire, on dit qu'on réalise l'équilibre vertical.

Il y aurait également intérêt à réaliser l'équilibre horizontal; mais on ne peut songer pratiquement à employer des contrepois ayant un mouvement rectiligne alternatif, et si on a recours à des contrepois tournants placés, comme cela est nécessaire, à l'opposé de la manivelle motrice, on détruit l'équilibre vertical. Il est vrai que les contrepois de l'équilibre horizontal peuvent être répartis entre toutes les roues accouplées, ce qui diminue le trouble apporté dans l'équilibre vertical de chaque roue. Les avis ont été jusqu'ici très partagés au sujet de la proportion des masses alternantes à équilibrer; cette proportion varie en fait de 0 à 60 %. Pendant longtemps on a cru à tort que les masses alternantes étaient le facteur prépondérant du mouvement de lacet (voir § 57), et c'est pourquoi on cherchait à les équilibrer en grande partie; on sait maintenant que

leur influence à ce point de vue est relativement faible; par contre, la surcharge des roues due au suréquilibrage des masses tournantes présente de grands inconvénients, étant donné qu'on cherche de plus en plus à donner aux roues motrices une charge statique voisine de la limite compatible avec la voie afin d'augmenter le poids adhérent, facteur prépondérant de la puissance. Aussi la tendance actuelle est-elle d'équilibrer exactement les masses tournantes sans se préoccuper des autres.

La question est résolue dans les meilleures conditions par l'emploi de locomotives à 4 cylindres puisque, en plaçant les manivelles à 180° , les masses alternantes sont auto-équilibrées. sinon au point de vue du lacet, tout au moins au point de vue du recul, dans une large mesure, comme on va le voir.

48. Oscillations propres des locomotives. — Comme on l'a vu plus haut, les forces extérieures horizontales qui agissent sur la locomotive supposée en mouvement moyennement uniforme sont : la résistance du train à laquelle il faut ajouter celle de l'air sur l'avant de la machine et celle due au roulement des roues non accouplées, les réactions tangentiellles des rails sur les roues accouplées, la force d'inertie des masses alternantes, la composante horizontale de la force centrifuge des masses tournantes dans le cas où elles ne sont pas exactement équilibrées. Ces forces donnent une résultante horizontale et un moment par rapport à l'axe vertical passant par le centre de gravité. La distance des forces d'inertie au plan médian de la machine est celle du centre de gravité des pièces elles-

mêmes. Quant aux réactions tangentielles, pour connaître leur répartition entre les roues de droite et de gauche, il faut faire intervenir, comme l'a montré M. Herdner¹, la considération de la torsion de l'essieu. Si les cylindres sont extérieurs, l'effort exercé, par exemple, sur la manivelle de droite ne pourra être transmis à la roue de gauche que moyennant une torsion de l'essieu qui, si faible soit-elle, implique un glissement correspondant vers l'arrière de la roue de droite, glissement qui ne peut se produire que si la limite d'adhérence est dépassée; par conséquent, l'effort sur la manivelle de droite ne se transmet qu'aux roues de droite tant que la réaction tangentielle correspondante n'excède pas la limite d'adhérence. Quand les cylindres sont intérieurs, l'effort exercé sur chaque piston se transmet aux roues en raison inverse de la distance de son axe à chaque roue. Ces considérations permettent de calculer le moment autour de l'axe vertical passant par le centre de gravité.

Reprenons l'exemple de la machine à deux cylindres envisagée dans le § 46, et supposons qu'on ait réalisé exactement l'équilibre vertical. La force d'inertie des masses alternantes de droite est représentée par la courbe F_a (fig. 49). La résultante des forces de droite et de gauche est la courbe

$$R = T + T' + F_a + F'_a$$

et c'est cette résultante qui n'équilibre, d'après l'équation (12), l'effort résistant du train qu'en communiquant en même temps à l'ensemble de la machine une

¹ HERDNER.

certaine accélération tantôt en avant, tantôt en arrière. Ce phénomène est appelé le recul. La résultante R , dont la période est un tour de roue, varie de $+ 15\,600$ kilogrammes à $- 9880$ kilogrammes. Ces efforts considérables réagissent sur l'attelage de la locomotive et peuvent produire des mouvements saccadés désagréables, qui ne sont pas dangereux pour la marche de la locomotive, mais mettent en jeu la solidité du châssis.

Dans la machine à 4 cylindres (fig. 51), la résultante $R = T + T' + T_1 + T'_1 + F_a + F'_a + F_{1a} + F'_{1a}$ ne varie que de $+ 7\,600$ kilogrammes à $- 1\,800$ kilogrammes. Il n'y a pas équilibrage exact au point de vue du recul, mais les efforts sont bien moindres que dans les machines à deux cylindres.

Pour calculer le moment par rapport à un axe vertical situé dans le plan médian, toujours dans le cas où les masses tournantes sont exactement équilibrées, il suffit de multiplier T par la distance du plan de roulement des roues au plan médian, F_a par la distance de l'axe du cylindre à ce même plan médian, et de composer les moments pour les deux côtés de la locomotive. Le moment résultant, les unités étant le kilogramme et le mètre, est représenté (fig. 49 et 51) par les courbes N ; les ordonnées au-dessus de l'axe indiquent un sens de rotation de droite à gauche. Ce moment a pour période un tour de roue; il varie de $+ 11\,200$ à $- 13\,200$ dans la machine à deux cylindres et de $+ 7\,300$ à $- 6\,700$ dans la machine à quatre cylindres.

Il y a encore à considérer les forces intérieures qui agissent sur les longerons entre les cylindres et les

essieux moteurs. La vapeur, qui exerce un effort P sur le piston, exerce en même temps un effort de sens contraire sur les plateaux du cylindre et par suite sur le longeron; par contre, l'effort transmis par la bielle motrice donne lieu à une réaction t des boîtes d'essieux sur les guides dirigée en sens inverse de P et telle que la différence $P - t$ représente l'effort réel exercé sur la locomotive qui est, comme nous l'avons vu, $T + F_a$ à droite et $T' + F'_a$ à gauche. Dans la machine à deux cylindres extérieurs considérée, l'effort maximum P est de 18200 kilogrammes, et la valeur correspondante de t est de 9000 kilogrammes; par conséquent, chaque longeron subit entre le cylindre et l'essieu moteur des efforts alternatifs de traction et de compression atteignant au maximum 27200 kilogrammes dans le cas de la figure 49. Ces efforts considérables occasionnent l'ébranlement des attaches du cylindre et quelquefois la rupture du longeron. En outre ils ont pour effet d'appuyer tantôt dans un sens, tantôt dans l'autre les fusées contre les coussinets et les boîtes d'essieu contre les guides, ce qui fait cogner la machine quand il y a du jeu entre ces pièces.

Dans les locomotives à 4 cylindres, les forces agissant sur les longerons sont moindres que dans les machines à 2 cylindres. Les manivelles étant à 180° , les pressions sur les plateaux des cylindres extérieurs et intérieurs d'un même côté sont opposées. Prenons, par exemple, le cas de la machine compound à 4 cylindres du type de Glehn qui fait l'objet de la figure 51. Les efforts sur le longeron après le passage du point mort avant HP sont dirigés comme l'indique la figure 54; la réaction t_1 de la boîte de l'essieu BP est dirigée dans

le même sens que P_1 , c'est-à-dire vers l'arrière, parce que la force d'inertie des pièces alternantes BP est plus grande que la pression sur le piston. On a dans le cas des figures 51 et 54 : $P = 12300$ kilogrammes; $t = 5700$ kilogrammes; $P_1 = 4500$ kilogrammes; $t_1 = 5300$ kilogrammes. De A en B, le longeron travaille à la compression sous un effort total de

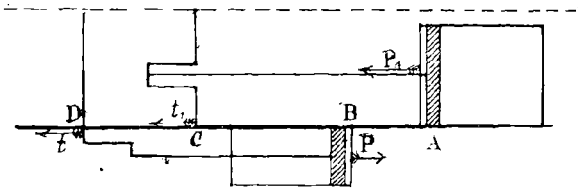


Fig. 54.

5800 kilogrammes; de B en C, à l'extension sous un effort de 18800 kilogrammes; de C en D, à l'extension sous un effort de 8200 kilogrammes. Si les cylindres étaient sur la même ligne transversale et commandaient tous deux le premier essieu, le longeron serait soumis au droit des cylindres à un effort de 7800 kilogrammes dirigé vers l'avant et aux guides de boîte à un effort de 11000 kilogrammes dirigé vers l'arrière, soit à un effort total d'extension de 18800 kilogrammes.

49. **Circulation en courbe.** — Supposons qu'un essieu circule en courbe de façon que son centre se maintienne à une distance ϵ_1 de l'axe de la courbe, c'est-à-dire de la circonférence équidistante des deux rails. Les bandages ayant une conicité γ et r étant

le rayon commun des roues lorsque le centre de l'essieu est sur l'axe de la voie. la roue extérieure roule sur un rayon : $r + \varepsilon_1 \gamma$, et parcourt dans le temps dt , en roulant parfaitement, un chemin : $\omega (r + \varepsilon_1 \gamma) dt$, ω étant la vitesse angulaire. Quand une roue roule parfaitement, la direction du chemin parcouru à chaque instant est celle de la roue; celle-ci fait avec le rail un angle α_1 , appelé angle de cisaillement. Il s'ensuit que le chemin parcouru dans la direction du rail est réellement :

$$\omega (r + \varepsilon_1 \gamma) \cos \alpha_1 dt,$$

expression dans laquelle on peut poser : $\cos \alpha_1 = 1$, parce que α_1 est toujours très petit, tandis que le chemin parcouru dans le sens perpendiculaire au rail est : $\Delta n_1 = \omega (r + \varepsilon_1 \gamma) \alpha_1 dt = \omega r \alpha_1 dt$, en négligeant les infiniment petits de second ordre. Si, comme cela est admis par hypothèse, le centre de l'essieu reste à la même distance de l'axe de la voie, il faut que la roue glisse normalement au rail de la quantité Δn_1 .

Quant à la roue intérieure, si elle roule parfaitement, elle parcourt dans sa direction un chemin :

$$\omega (r - \varepsilon_1 \gamma) dt,$$

et normalement au rail, avec lequel elle fait un angle α'_1 : $\omega (r - \varepsilon_1 \gamma) \alpha'_1 dt = \omega r \alpha'_1 dt$.

Soit V la vitesse de translation du centre de l'essieu sur la courbe, $2e$ la largeur de la voie, R le rayon de l'axe de la courbe; les chemins réellement parcourus par les roues extérieure et intérieure, dont la position relative par rapport aux rails est supposée ne pas changer, seront : $\frac{R + e}{R} V dt$ et $\frac{R - e}{R} V dt$. La roue exté-

rière devra donc glisser dans le sens du rail vers l'avant d'une quantité :

$$\Delta l_1 = \left[V \left(1 + \frac{e}{R} \right) - \omega (r + \varepsilon_1 \gamma) \right] dt,$$

et la roue intérieure, vers l'arrière, de :

$$\Delta l_2 = \left[\omega (r - \varepsilon_2 \gamma) - \left(1 - \frac{e}{R} \right) V \right] dt.$$

Le glissement réel d'une roue est la résultante des glissements élémentaires Δn et Δl . Il donne lieu à une force de frottement, de sens opposé à cette résultante, égale au produit fP de la charge de la roue par le coefficient de frottement; l'angle μ que fait cette force avec l'essieu (fig. 55) a pour tangente :

$$\text{tang. } \mu = \frac{\Delta l}{\Delta n}.$$

Les forces de frottement J et J' appliquées aux deux roues d'un essieu donnent dans le sens de la voie une résultante sensiblement nulle, puisque la circulation en courbe ne crée qu'une faible résistance à la traction, qui est d'ailleurs due surtout au frottement des boudins contre le rail. Par conséquent, les angles μ et μ' sont égaux, ce qui exige qu'on ait : $\Delta l_1 = \Delta l_2$ ou $V = \omega r$, c'est-à-dire que la vitesse de circulation corresponde au rayon moyen de roulement des roues. On en déduit

$$(13) \quad \text{tg } \mu = \frac{\Delta l}{\Delta n} = \frac{r}{x_1} \left(\frac{e}{R} - \frac{\varepsilon \gamma}{r} \right).$$

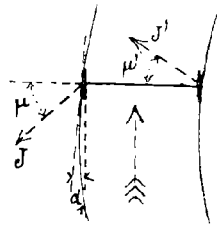


Fig. 55.

Cette formule suppose que la roue extérieure roule sur sa partie conique; si elle roule sur le congé du boudin, il n'y a pas de glissement normal Δn . On a supposé aussi que les angles α_1 de la roue extérieure et α'_1 de la roue intérieure avec les rails sont égaux; il n'en est pas tout à fait ainsi; on a :

$$\alpha'_1 = \alpha_1 \left(1 + \frac{2e}{R} \right);$$

le terme $\frac{2e}{R}$ est en général très petit et peut être négligé devant l'unité.

Dans un véhicule à plusieurs essieux rigides, les angles de cisaillement α peuvent s'exprimer en fonction d'une seule variable : l'angle que fait l'axe du véhicule avec le rayon de la courbe passant par l'un de ses points, par exemple par le centre de l'essieu d'arrière. Soit (fig. 56) $90^\circ + \theta$ ce dernier angle, θ pouvant être positif ou négatif; on voit sur la figure que :

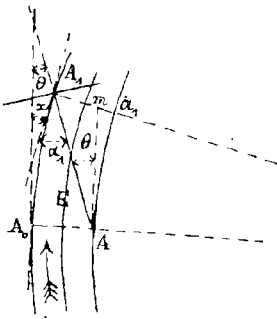


Fig. 56.

$$\alpha_1 = \theta + x,$$

x étant l'angle au centre de l'arc A_0A_1 , dont la longueur est égale, à un infiniment petit près, à la

distance l_1 de l'essieu A_1 à l'essieu d'arrière A . Donc :

$$\alpha_1 = \theta + \frac{l_1}{R}. \quad (14)$$

On a de même pour le deuxième essieu :

$$\alpha_2 = \theta + \frac{l_2}{R}, \text{ etc.}$$

Soient ε_1 , ε_0 les distances du centre A_1 de l'essieu d'avant et du centre A de l'essieu d'arrière à l'axe E de la voie, ces distances étant comptées à partir de l'axe E positivement vers l'extérieur de la courbe et négativement vers l'intérieur. La distance des centres des essieux considérés comptée normalement à la voie est : $\varepsilon_1 - \varepsilon_0$; elle est d'autre part égale à :

$$A_1a_1 = A_1m + ma_1$$

(fig. 56). Or : $A_1m = l_1\theta$ et ma_1 , distance à la circonférence du point m de la tangente en A , est égal à $\frac{l_1^2}{2R}$. Donc :

$$(15) \quad \varepsilon_1 - \varepsilon_0 = l_1\theta + \frac{l_1^2}{2R}, \quad \varepsilon_1 = \varepsilon_0 + l_1\theta + \frac{l_1^2}{2R}.$$

On a de même, pour le second essieu :

$$(16) \quad \varepsilon_2 = \varepsilon_0 + l_2\left(\theta + \frac{l_2}{2R}\right), \text{ etc.}$$

Soit ε le demi-jeu de la voie. L'obliquité maxima d'un véhicule, d'une locomotive à 4 essieux par exemple, se détermine facilement par la double condition : $\varepsilon_1 = \varepsilon$ et $\varepsilon_0 = -\varepsilon$; dans ce cas, ce sont la roue extérieure d'avant et la roue intérieure d'arrière qui sont au contact du rail, et on a : $\theta = \frac{\varepsilon}{l_1}\left(2\varepsilon - \frac{l_1^2}{2R}\right)$. L'essieu d'arrière est radial si $\theta = 0$. Pour que ce soit

bien la roue intérieure d'arrière qui soit au contact, il faut qu'on ait en valeur absolue : $\varepsilon_3 < \varepsilon$, condition qui, en appliquant les formules ci-dessus, se traduit par la suivante : $R > \frac{l_1(l_1 - l_3)}{2\varepsilon}$; si cette condition n'est pas remplie, c'est la roue intérieure du troisième essieu qui est au contact. Pour une machine à 4 essieux où :

$$l_1 = 4^m, 050, \quad l_3 = 1^m, 350$$

et avec un jeu de la voie de 15 millimètres de chaque côté, on trouve $R > 182$ mètres.

La connaissance des quantités $\alpha_1\varepsilon_1$, $\alpha_2\varepsilon_2$, etc., permet de déterminer au moyen de l'équation (13) les angles μ , c'est-à-dire la direction des forces de frottement au contact des roues et des rails. Ces forces tendent à placer le véhicule dans une position oblique. On peut le démontrer facilement en ce qui concerne les courbes raides. Pour la roue d'avant extérieure, en contact avec le rail, il faut faire $\varepsilon_1 = \varepsilon$ dans le facteur

$$\frac{e}{R} - \frac{\varepsilon_1\gamma}{r} \text{ de } \operatorname{tg} \mu_1.$$

Ce facteur est positif si $R \leq \frac{er}{\varepsilon\gamma}$. Par exemple, pour

$$\gamma = \frac{1}{15}, \quad \varepsilon = 0^m, 015, \quad 2r = 1^m, 270, \quad 2e = 1^m, 450, \text{ on}$$

a : $R = 460$ mètres. Or, si ce facteur est positif pour la roue extérieure d'avant, il le sera *a fortiori* pour les autres roues extérieures, car : $\varepsilon_2 \leq \varepsilon$, etc. D'autre part, la roue d'avant étant placée comme l'indique la figure 57, on considère α_1 comme positif. Pour la roue extérieure d'avant et pour celles des autres roues extérieures où α

est positif. les forces de frottement, d'après la formule (13), auront la direction J_1, J_2, J_3 (fig. 57). Les forces J'_1, J'_2 , etc., sont d'ailleurs alternes internes par rapport à J_1, J_2 , etc. Si α_1 est négatif, la force de frottement aura la direction J_1 . Le centre de gravité se trouvant en G, entre les essieux du milieu, on voit que toutes les forces, sauf J_3, J'_3 qui sont douteuses, tendent à faire tourner le véhicule de façon à porter l'avant

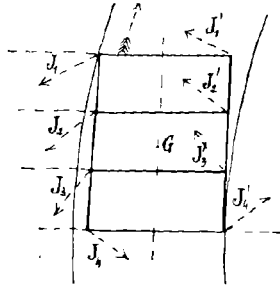


Fig. 57.

vers l'extérieur et l'arrière vers l'intérieur de la courbe, c'est-à-dire de façon à le placer dans la position la plus oblique que le permet le jeu de la voie. Par exemple, pour une machine à 4 essieux couplés rigides par rapport au châssis, où $l_1 = 4^m,050$, $l_2 = 2^m,700$, $l_3 = 1^m,350$, $\gamma = \frac{1}{15}$, $2r = 1^m,270$, $\varepsilon = 0^m,015$, $R = 200$ mètres, on trouve : $\mu_1 = 6^{\circ}41'$, $\mu_2 = 20^{\circ}36'$, $\mu_3 = 51^{\circ}33'$, $\mu_4 = \pi - 62^{\circ}25'$.

La position que prend la machine dépend d'ailleurs de l'ensemble des forces qui agissent sur elle. En dehors des forces de frottement, les diverses forces sont :

La force centrifuge due à la circulation en courbe ; elle est appliquée au centre de gravité et a pour valeur :

$$\frac{II}{g} \omega^2 R = \frac{II}{g} \frac{V^2}{R}, \quad R \text{ étant le rayon de la courbe,}$$

$V = \omega R$ la vitesse de marche et II le poids de la machine;

La pesanteur qui, en raison de l'inclinaison de la voie ou dévers, δ , donne une composante — $II \sin \delta$ parallèle à la voie et opposée à la force centrifuge qu'elle équilibre plus ou moins complètement;

Les réactions tangentielles de la voie s'exerçant vers l'avant sur les essieux moteurs et accouplés. La coexistence de ces réactions tangentielles avec les composantes dans le sens du rail des forces de frottement J demande une explication. Il n'est pas douteux que dans les courbes raides les roues ne peuvent pas rouler parfaitement et glissent d'une certaine quantité dans la direction des rails, les roues extérieures vers l'avant, les roues intérieures vers l'arrière. Le glissement vers l'avant des roues extérieures ne peut avoir d'influence sur la mise en jeu de la réaction tangentielle, laquelle est dirigée vers l'avant; le glissement des roues intérieures vers l'arrière n'en a pas non plus, puisqu'en fait les roues ne patinent pas. Donc, les forces de frottement J existent indépendamment des réactions tangentielles;

La réaction latérale X , ou poussée radiale, exercée par le rail sur le boudin de la roue d'avant et, s'il y a contact du boudin de l'une des roues intérieures d'arrière, la réaction latérale Y qui en résulte;

L'effort résistant du train appliqué au crochet de traction et les efforts dus au frottement des tampons.

Il y a équilibre entre toutes ces forces. En prenant donc la somme des projections sur un axe normal à la voie et la somme des moments par rapport à un axe vertical, on pourra déterminer les deux inconnues, qui

sont : si le boudin de l'une des roues intérieures d'arrière est au contact du rail, les réactions X et Y ; s'il n'est pas au contact, la poussée radiale X et l'angle θ que fait la locomotive avec l'axe de la voie. C'est dans le premier cas que la poussée X atteint sa plus grande valeur, et il est particulièrement intéressant de la connaître en vue d'apprécier la tendance au déraillement de la roue avant ainsi que l'action tendant à déformer la voie. Il suffit de prendre le moment des forces par rapport à l'axe vertical passant par le point de contact du boudin de celle des roues intérieures appuyée au rail. Pour une machine à 8 roues et en supposant qu'il y a équilibre entre l'action du dévers et celle de la force centrifuge, on a :

$$(17) \quad X = 2Pf \left[\cos \mu_1 + \frac{l_2}{l_1} \cos \mu_2 + \frac{l_3}{l_1} \cos \mu_3 \right. \\ \left. + \frac{e}{l_1} (\sin \mu_1 + \sin \mu_2 + \sin \mu_3 + \sin \mu_4) \right].$$

Dans l'exemple examiné plus haut de la machine à 4 essieux accouplés circulant dans une courbe de 200 mètres de rayon, cette relation devient :

$$(18) \quad X = 4,396 Pf.$$

Si on admet que la valeur maxima du coefficient de frottement f soit de 0,25, on voit que la poussée radiale peut dépasser légèrement la charge statique P de la roue. Mais, en marche, à cause des oscillations des ressorts (§ 53), la charge réelle de la roue peut être bien inférieure à P, tandis que la poussée X conserve à peu près la même valeur.

L'équation (17) suppose qu'il y a deux points de

contact entre la roue d'avant et le rail : l'un sur la surface de roulement par lequel se transmet la charge P, l'autre sur la face du boudin par lequel se transmet la poussée X. Quand la roue ne porte sur le rail que par le congé du boudin, la force J_1 est parallèle au rail, et on a :

$$X = 2Pf \left[\frac{\cos \mu_1}{2} + \frac{l_2}{l_1} \cos \mu_2 + \frac{l_3}{l_1} \cos \mu_3 \right. \\ \left. + \frac{e}{l_1} (1 + \sin \mu_2 + \sin \mu_3 + \sin \mu_4) \right].$$

Cette formule se réduit, pour notre cas de la machine à 4 essieux, à :

$$X = 3,716 Pf.$$

Quelle que soit la forme initiale donnée au profil du bandage, le congé du boudin finit par se creuser en raison de l'usure, et le double contact a lieu; c'est donc l'équation (17) qu'il convient d'appliquer. si l'on se préoccupe d'étudier le cas le plus défavorable.

Peut-il arriver que le boudin monte progressivement sur le rail par suite de la poussée radiale ?

Si le rayon du congé du boudin est suffisamment grand par rapport au rayon du congé du rail, la ligne de contact. lorsque le boudin est appuyé et que la roue fait un certain angle avec le rail, est telle que *ab* (fig. 58), le point *b* étant d'autant plus en avant du plan vertical passant par l'axe de l'essieu que l'angle de cisaillement est plus grand et que la face extérieure du boudin est plus rapprochée de la verticale.

Si au contraire le rayon du congé du boudin est plus petit que celui du congé du rail, il y a deux

lignes de contact distinctes, l'une sur la surface de roulement, l'autre sur la face extérieure du boudin.

Dans le mouvement de roulement de la roue, l'axe instantané de la rotation est la ligne horizontale xy (fig. 58) passant par a ; le déplacement élémentaire d'un point quelconque de la roue, de b par exemple, est un arc de cercle ayant son centre sur xy ; le point

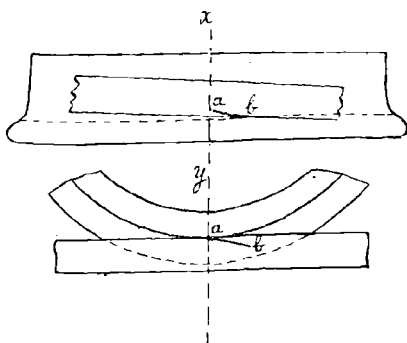


Fig. 58.

de contact b glisse donc sur le rail, et pour que ce déplacement puisse avoir lieu il faut surmonter la force de frottement due à la réaction normale aux surfaces en contact. Tant que le glissement se produira effectivement, la roue n'aura aucune tendance à monter sur le rail. Mais si la force de frottement atteint une valeur assez grande pour qu'il cesse de se produire, c'est le point b qui devient immobile et centre instantané de rotation; alors la roue se soulève par l'arrière en pivotant autour de ce point b , lequel devient le point d'appli-

cation à la fois de la charge P et de la résultante des forces de frottement horizontales de toutes les roues de la machine, c'est-à-dire de la poussée radiale X . Le point b peut se trouver d'abord sur le congé du boudin,

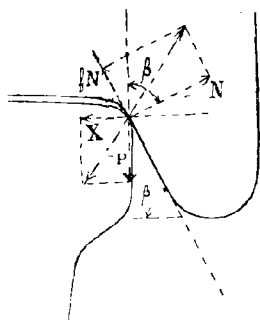


Fig. 59.

mais il viendra ensuite sur la partie conique d'inclinaison β (fig. 59). La roue transmet au rail la charge P et la poussée X ; elle en reçoit une réaction normale N à laquelle se joint, s'il y a glissement, un frottement fN . Pour qu'il y ait équilibre entre ces forces, il faut que la résultante de P et de X soit égale et directement opposée à la résultante de N et fN , ce qui donne la relation :

$$(20) \quad X = P \frac{\operatorname{tg} \beta - f}{1 + f \operatorname{tg} \beta}.$$

Ce n'est que lorsque la poussée radiale sera supérieure à cette valeur que le boudin pourra monter sur le rail.

Pour $f = 0,25$, $\beta = 60^\circ$, $\operatorname{tg} \beta = 1,732$, on a : $X = 1,034 P$.

Si la roue n'est pas déchargée, la poussée radiale donnée par les formules (17) et (18) ne dépassera qu'exceptionnellement la valeur à partir de laquelle le déraillement devient possible : d'ailleurs, à mesure que le boudin s'élève, P augmente en raison de la compres-

sion du ressort ; la hauteur du boudin étant de 30 millimètres, le coefficient d'élasticité des ressorts de machines de 6 à 10 millimètres par tonne, l'ascension du boudin correspond à une augmentation de tension du ressort de 5 à 3 tonnes.

Si la roue est déchargée par suite des oscillations du ressort, ce ne sera que pendant un temps très court ; la charge reprendra sa valeur normale et la dépassera avant que le boudin ait eu le temps de monter sur le rail.

Par conséquent, le déraillement du fait de la poussée radiale n'est pas à craindre ; le danger réside surtout dans les déformations de la voie qu'elle peut provoquer.

Il en est autrement si la roue subit une décharge permanente, comme cela peut arriver dans les machines à ressorts indépendants lorsqu'elles circulent sur une voie dégauchie. C'est pourquoi il est utile de relier l'essieu d'avant au second par des balanciers longitudinaux égalisant les charges des roues.

Enfin les oscillations se produisant à l'entrée et à la sortie des courbes, ainsi que celles résultant du mouvement de lacet (voir §§ 56 et 57), peuvent accroître dangereusement la poussée latérale exercée sur la voie.

C'est en vue d'atténuer cette poussée, tout en facilitant l'inscription dans les courbes, qu'on place à l'avant des machines des essieux mobiles, des essieux convergents (bissels) ou des bogies.

50. **Action d'un bissel.** — Dans les courbes raides, les essieux rigides d'une machine pourvue d'un

bissel à l'avant s'inscrivent comme si le bissel n'existant pas, à la condition que le jeu de celui-ci soit suffisant. Soit (fig. 60) a_1 la roue extérieure du premier essieu rigide, α_1 son angle de cisaillement, a_0 la roue extérieure du bissel en contact avec le rail et faisant avec lui un angle α_0 , ω l'articulation de la flèche du bissel, $y = a_1\omega$ la distance de l'articulation et l_0 celle du bissel au premier essieu rigide. x la corde a_0c ; la corde $a_1b = \lambda$, b étant le point d'intersection avec le cercle de la droite ωa_1 , est donnée par la relation : $\alpha_1 = \frac{\lambda}{2R}$. D'après le théorème des sécantes, on a :

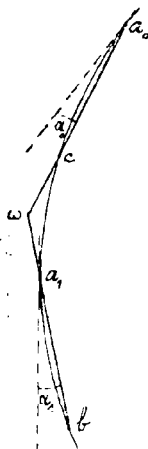


Fig. 60.

$$\omega c \times \omega a_0 = \omega a_1 \times \omega b,$$

c'est-à dire :

$$(l_0 - y - x)(l_0 - y) = y(y + \lambda);$$

d'où :

$$x = \frac{(l_0 - y)^2 - y(y + \lambda)}{l_0 - y};$$

on connaît ainsi l'angle de cisaillement : $\alpha_0 = \frac{x}{2R}$,

de la roue du bissel. On peut se proposer de chercher où doit se trouver l'articulation pour que le bissel occupe la position radiale. On a alors : $\alpha_0 = 0$, et par suite : $(l_0 - y)^2 - y(y + \lambda) = 0$; d'où : $y = \frac{l_0^2}{2l_0 + \lambda}$. D'ailleurs : $\lambda = 2R \alpha_1$ et, si la roue

intérieure de l'essieu rigide d'arrière est au contact du rail, d'après l'équation (15) :

$$\alpha_1 = \frac{2\varepsilon}{l_1} + \frac{l_1}{R}. \quad \text{Donc :}$$

$$y = \frac{l_0^2}{2(l_0 + l_1) + \frac{4R\varepsilon}{l_1}}.$$

Avec une courbe de 200 mètres de rayon, un empattement rigide : $l_1 = 4^m, 050$, $l_0 = 2^m$ et $\varepsilon = 0^m, 015$, on trouve : $y = 0^m, 166$. Pour des raisons de construction, la distance de l'articulation est en général plus grande que ce chiffre ; elle est d'environ $0^m, 70$; par conséquent, dans les courbes raides, le bissel dépasse ordinairement la position radiale.

La distance τ à l'axe de la voie du point de l'axe de la machine qui est au droit du bissel est donnée par la formule générale (15) :

$$(21) \quad \tau = \varepsilon_0 + (l_1 + l_0)\Theta + \frac{(l_1 + l_0)^2}{2R}.$$

L'essieu du bissel s'étant déplacé vers le rail extérieur d'une quantité égale au jeu de la voie ε , le jeu que doit avoir le bissel par rapport au châssis est finalement : $\tau - \varepsilon$. Pour un empattement rigide : $l_1 = 4^m, 050$, $l_0 = 2^m$, dans une courbe de 200 mètres de rayon, on trouve que le jeu du bissel $\tau - \varepsilon$ doit être de 45 millimètres de chaque côté. Dans les courbes où le jeu du bissel est épuisé, la roue extérieure du premier essieu rigide ne peut être au contact du rail, et la roue du bissel transmet au rail la poussée latérale de toute la machine, mais elle conserve l'avant-

tage de faire avec le rail un angle de cisaillement négatif, ce qui supprime tout danger de déraillement.

Tout bissel est muni d'un dispositif de rappel qui donne un effort F en général proportionnel à la déviation $\tau - \varepsilon$. La poussée radiale de la roue du bissel est, en appelant p sa charge :

$$(22) \quad Y = 2fp + F,$$

tandis que la poussée radiale de la roue du premier essieu rigide, en appelant M le second membre de l'équation (17), est :

$$(23) \quad X = M - \frac{l_1 + l_0}{l_1} F.$$

La poussée se répartit donc entre les deux roues plus ou moins inégalement suivant la valeur de F . L'effort de rappel produit, par exemple, par des ressorts antagonistes ayant 22 millimètres de flexibilité par tonne, atteint en pratique 4000 kilogrammes; la réaction X se trouve donc réduite de plus de moitié.

Il est facile d'apprécier la différence qui existe entre un essieu convergent, comme l'est un bissel, et un essieu assujéti à rester parallèle, mais possédant du jeu perpendiculairement à la voie avec ou sans appel. Si le jeu est suffisant, les boudins des roues du premier et du deuxième essieu sont au contact du rail. L'angle de cisaillement de la première roue étant d'ailleurs plus grand que celui de la seconde. S'il n'y a pas de rappel et que le jeu du premier essieu ne soit pas épuisé, le second essieu supporte toute la poussée radiale; s'il y a un rappel, la poussée se répartit comme l'indiquent les formules (22) et (23); il convient d'ailleurs que la

poussée Y sur le premier essieu ne soit pas trop grande à cause de la valeur élevée de l'angle de cisaillement.

51. Action d'un bogie. — Examinons d'abord le cas où le pivot du bogie peut prendre un déplacement transversal contrôlé par un dispositif de rappel.

L'effort de rappel F diminue la poussée radiale X du premier essieu rigide, comme dans le cas d'un bissel (équation 23). Le jeu transversal s'évalue au moyen de l'équation (21) ; il atteint fréquemment 50 millimètres de chaque côté, et une machine à bogie s'inscrit donc facilement dans les courbes raides.

Il est intéressant de savoir s'il y a contact avec le rail de la roue extérieure d'avant seule ou des deux roues extérieures du bogie. Celui-ci peut tourner librement autour du pivot ; il est en équilibre sous l'action des forces horizontales suivantes : la réaction de rappel — F , la poussée Y sur la roue extérieure d'avant et les forces de frottement au contact des roues et des rails. Soit p la charge de chaque roue, $2d$ l'entr'axe des essieux. En prenant la somme des projections des forces sur un axe transversal et la somme des moments par rapport à l'axe vertical passant par le point de contact de la roue extérieure d'avant, on a :

$$(24) \quad Y = F + 2fp(\cos \mu_1 + \cos \mu_2).$$

$$(25) \quad Fd = -4fpd \cos \mu_2 + 2fpe(\sin \mu_1 + \sin \mu_2).$$

Or, α_2 étant l'angle de la roue d'arrière avec le rail et ϵ_2 la distance du centre de l'essieu d'arrière à l'axe

de la voie, on a, d'après les équations (14) et (15) :

$$\alpha_1 = \alpha_2 + \frac{2d}{R},$$

$$\varepsilon = \varepsilon_2 + 2d\alpha_2 + \frac{4d^2}{2R}.$$

En prenant pour ε_2 une valeur arbitraire plus petite que le jeu de la voie, puisqu'on suppose jusqu'ici que la roue d'arrière n'est pas au contact, on pourra calculer α_2 , α_1 et, au moyen de l'équation (13), les angles μ_1 et μ_2 . L'équation (25) permettra ensuite de savoir quelle est la valeur de l'effort de rappel nécessaire pour maintenir le bogie en équilibre dans la position supposée.

Par exemple, pour un rayon de 200 mètres, des roues de 1 mètre de diamètre ayant une conicité de $\frac{1}{20}$, un jeu de la voie de 15 millimètres, un entr'axe de 2 mètres, supposons que la roue d'arrière soit éloignée du rail de 5 millimètres. On trouve :

$$F = 4,204 fp,$$

ou, pour la valeur moyenne, $f = 0,15$: $F = 0,63 p$.

Si la charge d'une roue est de 5000 kilogrammes, $F = 3150$ kilogrammes. L'effort de rappel est généralement plus grand; par conséquent, la roue d'arrière vient au contact du rail dans les courbes raides. Dans l'exemple ci-dessus, la condition pour qu'elle soit au contact est : $F = 4,814 fp$, ou, si $f = 0,15$, $F = 3610$ kilogrammes.

En résumé, dans les courbes raides la machine s'appuie sur le rail extérieur en trois points : les deux

roues du bogie et la roue du premier essieu rigide. La poussée radiale de la deuxième roue du bogie est d'ailleurs faible.

Lorsque le pivot n'a pas de déplacement transversal, la roue extérieure du premier essieu rigide ne peut venir au contact du rail; toute la poussée s'exerce au pivot du bogie et est transmise au rail par ses deux roues extérieures.

Le déplacement transversal n'est pas indispensable au point de vue de la circulation en courbe, mais il présente l'avantage d'adoucir les chocs de la machine contre les rails.

52. Répartition du poids sur les essieux.

— Une locomotive repose sur ses roues par l'intermédiaire de ressorts. Si ceux-ci sont indépendants les uns des autres, la pression de chaque roue sur le rail sera égale à son poids propre plus la tension du ressort. Soit h la flèche du ressort libre, z la flèche sous charge, k le coefficient de flexibilité; la tension est égale à : $-\frac{h-z}{k}$. Les quantités z dépendent les unes des autres; en effet, le châssis peut être assimilé à un plan, et il suffit de connaître trois des valeurs z pour que ce plan soit déterminé, ce qui donne les autres valeurs. D'ailleurs, les trois premières sont obtenues à l'aide des trois équations d'équilibre: somme des projections des forces sur un axe vertical, sommes des moments autour de deux axes horizontaux rectangulaires. Les forces appliquées sont les réactions verticales de la voie et la pesanteur.

Ce qui précède montre que les charges des roues

dépendent du réglage des ressorts et suppose que les points d'appui des roues sur la voie sont à une hauteur invariable; il en est souvent autrement par suite des dénivellations des rails, normales ou accidentelles; il s'ensuit que la flèche des ressorts ne reste pas toujours la même et que la répartition de la charge d'une locomotive à ressorts indépendants est indéterminée; certaines roues peuvent se trouver momentanément déchargées; cela est surtout dangereux quand ce sont celles d'avant.

Pour que la répartition à l'état statique soit déterminée, il faut que la suspension soit effectuée sur trois points seulement, puisque les équations d'équilibre sont au nombre de trois; la répartition est alors indépendante de la flexibilité et du réglage des ressorts. On obtient ce résultat en employant des balanciers longitudinaux et transversaux. Un balancier réunissant les ressorts de deux roues reçoit la charge du poids suspendu en un point qui le divise en deux bras de levier de longueur m et n ; pour qu'il soit en équilibre, en négligeant les frottements, il faut que cette charge se répartisse aux deux extrémités en raison inverse des bras de levier.

Considérons, par exemple, une locomotive à trois essieux accouplés et à bogie et supposons que le centre de gravité soit dans le plan vertical passant par l'axe de la voie, ce qui donne des charges égales de chaque côté et réduit à deux les équations d'équilibre. Soient N_1 la charge du bogie, N_2 , N_3 , N_4 les charges des autres essieux. En prenant le moment par rapport à l'axe passant par les points de contact des roues arrière, l_1 , l_2 , l_3 et z étant les abscisses du centre du bogie, des deux

premiers essieux accouplés et du centre de gravité, on a :

$$(26) \quad N_1 + N_2 + N_3 + N_4 = P.$$

$$(27) \quad N_1 l_1 + N_2 l_2 + N_3 l_3 = Pz.$$

Puisqu'il y a quatre inconnues N à déterminer, il nous faut deux équations de condition. Conjuguons les trois essieux par des balanciers longitudinaux, dont les rapports des bras de levier soient α et β ; il en résulte les deux relations suivantes, p_2, p_3, p_4 représentant pour chaque essieu le poids non suspendu :

$$\frac{N_2 - p_2}{N_3 - p_3} = \alpha, \quad \frac{N_3 - p_3}{N_4 - p_4} = \beta.$$

Le bogie est supposé jouer le rôle d'un balancier transversal, ce qui a lieu effectivement s'il reçoit la charge par un pivot central. Dans les machines sans bogie, pour que la suspension soit effectuée sur trois points, il faut qu'un essieu ou qu'un groupe de deux essieux soient munis de balanciers transversaux.

La pesanteur seule intervient dans les relations (26) et (27); elles ne s'appliquent donc qu'au cas où la machine est arrêtée. Quand elle est en marche, il y a d'autres forces appliquées provenant de l'action de la vapeur dans les cylindres et de l'inertie des pièces en mouvement relatif. Ces forces sont variables périodiquement et produisent des oscillations du poids suspendu ainsi que de la charge des roues. Les équations (26) et (27) ne sont plus applicables, parce qu'on ne peut y introduire des forces d'intensité variable sans tenir compte en même temps de la force d'inertie du poids suspendu. Le problème général des oscillations sera

étudié dans les paragraphes suivants; mais nous indiquerons ici brièvement l'influence des forces appliquées sur la répartition des charges des essieux d'une locomotive en marche sous vapeur.

Les crosses des pistons exercent sur les glissières une poussée verticale dirigée en général vers le haut (voir § 46) et tendant à soulever l'avant du poids suspendu; par contre, les bielles motrices exercent sur les boutons de manivelle une poussée vers le bas égale à la précédente et augmentant la charge de l'essieu moteur. Cette force est périodique, et sa période est égale à la durée d'un demi-tour. Son effet n'est pas négligeable; mais on verra, au § 54, que les oscillations du poids suspendu ne peuvent prendre une amplitude dangereuse que si la période de la force perturbatrice est égale à la période d'oscillation propre des ressorts. En ce qui concerne la poussée sur les glissières, le synchronisme ne se produit qu'à faible vitesse et n'est pas, par conséquent, dangereux.

Le train exerce dans l'attelage de la locomotive une tension E , (voir § 46) dirigée vers l'arrière et tendant en général à décharger l'avant de la machine. Cette force est, comme la poussée sur les glissières, une fonction de la pression de la vapeur dans les cylindres. Son action sur les variations de charge des essieux est négligeable. Lorsque deux machines sont attelées en tête d'un train, la tension de l'attelage d'arrière de la seconde machine se trouve augmentée; mais, par contre, le mouvement étant supposé uniforme, l'attelage d'avant subit sous l'action de la première machine une tension opposée, en sorte que la résultante est la même que si la deuxième machine était seule. S'il y a

action discordante des deux machines, les tensions des attelages toujours plus ou moins élastiques subissent des oscillations dont l'amplitude est au plus égale au double des variations des tensions statiques, et dont l'effet sur les oscillations du poids suspendu peut se calculer à l'aide de l'équation (31) du paragraphe suivant; cet effet est toujours de faible importance.

53. Oscillations des ressorts. — Il reste à examiner les variations de charge produites pendant la marche par les inégalités de la voie; ces variations peuvent, dans certaines conditions, atteindre des amplitudes considérables.

Lorsque les roues se déplacent verticalement par suite des dénivellations des rails, les points du châssis situés dans le plan des essieux moteurs ne peuvent éprouver que des déplacements verticaux, le châssis ne présentant aucun jeu, ou du moins qu'un jeu extrêmement faible, par rapport aux essieux moteurs. Une arête du solide suspendu perpendiculaire à ce plan avant déformation lui reste perpendiculaire après déformation, et un point quelconque du solide en dehors de ce plan subit à la fois un déplacement vertical et un déplacement horizontal. Le mouvement peut être décomposé en une translation verticale, une rotation autour d'un axe longitudinal et une rotation autour d'un axe transversal, ces deux axes étant situés dans le plan des essieux moteurs, qui constitue la base d'oscillation.

Soit (fig. 61) OXY le plan initial des essieux moteurs. Après déformation, ce plan vient en O'X'Y'; sa nouvelle position est déterminée par le déplacement

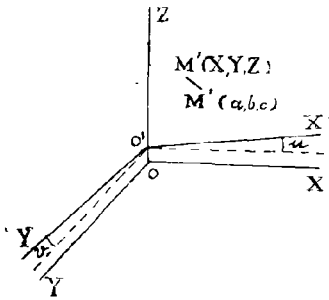


Fig. 61.

$OO' = \zeta$, l'angle u de OX' avec OX et l'angle v de OY' avec OY ; ζ , u et v sont les variables indépendantes du problème. Si a , b , c sont les coordonnées d'un point quelconque M avant déformation, les coordonnées X , Y , Z après déformation seront :

$$(28) \quad \begin{cases} X = a + cu, \\ Y = b + cv, \\ Z = c + \zeta + au + bv. \end{cases}$$

Les équations générales de la dynamique, exprimant qu'il y a équilibre entre les forces appliquées et les forces d'inertie, sont :

$$(29) \quad \left\{ \begin{array}{l} \sum m \frac{d^2 Z}{dt^2} = \text{somme des projections verticales} \\ \text{des forces appliquées;} \\ \sum m \left(\frac{d^2 Y}{dt^2} Z - \frac{d^2 Z}{dt^2} Y \right) = \text{somme des mo-} \\ \text{ments des forces par rapport à } OX; \\ \sum m \left(\frac{d^2 Z}{dt^2} X - \frac{d^2 X}{dt^2} Z \right) = \text{somme des mo-} \\ \text{ments par rapport à } OY. \end{array} \right.$$

En remplaçant X , Y , Z par leurs valeurs tirées

de (28), $\sum m(b^2 + c^2)$ par le moment d'inertie I_x autour de l'axe OX, $\sum m(a^2 + c^2)$ par le moment d'inertie I_y autour de l'axe OY, $\sum m$ par $\frac{P}{g}$, P étant le poids suspendu, tenant compte de ce que le plan OYZ est un plan de symétrie si on choisit pour axe OY l'axe longitudinal médian de la machine, ces équations deviennent :

1° dans le cas où l'axe OZ passe par le centre de gravité du poids suspendu :

$$(30) \quad \frac{P}{g} \frac{d^2z}{dt^2} = \text{somme des projections,}$$

(31) $I_x \frac{d^2v}{dt^2} = \text{somme des moments par rapport à OX,}$

(32) $I_y \frac{d^2u}{dt^2} = \text{somme des moments par rapport à OY.}$

2° dans le cas où l'axe OZ se trouve à une distance δ de l'axe vertical passant par le centre de gravité, les nouvelles variables étant désignées par ζ' , u' et v' :

$$(33) \quad \frac{P}{g} \left(\frac{d^2\zeta'}{dt^2} + \delta \frac{d^2v'}{dt^2} \right) = \text{somme des projections,}$$

(34) $I_x \frac{d^2v'}{dt^2} + \frac{P}{g} \delta \frac{d^2\zeta'}{dt^2} = \text{somme des moments par rapport à OX.}$

(35) $I_y \frac{d^2u'}{dt^2} = \text{somme des moments par rapport à OY.}$

La différence entre ces deux formes d'équations pro-

vient de ce que la résultante des forces d'inertie passe par le centre de gravité.

Dans le calcul des seconds membres, nous ferons abstraction des forces appliquées autres que les tensions des ressorts et la pesanteur. En introduisant les forces appliquées provenant de l'action de la vapeur dans les cylindres, on peut vérifier l'exactitude des conclusions émises à la fin du paragraphe précédent.

Le centre de gravité se trouvant à une hauteur h au-dessus de la base d'oscillation, ses coordonnées après déformation sont : $X = -hu$, $Y = -hv$, si l'axe OZ passe par le centre de gravité, et : $X = -hu$, $Y = \delta - hv$, si l'axe OZ se trouve à une distance δ du centre de gravité.

La variation de tension d'un ressort est égale, en négligeant le frottement des lames dont il sera tenu compte plus loin, à la variation de flèche divisée par le coefficient de flexibilité k . Si les extrémités d'un ressort s'élèvent de la quantité Z et que, par suite d'une dénivellation du rail, la bride s'élève également d'une quantité ε , la variation de flèche sera $\varepsilon - Z$ et

la variation de tension : $\Delta q = \frac{\varepsilon - Z}{k}$. Or, l étant

la distance d'un ressort à l'axe transversal OX et e la distance à l'axe longitudinal, on a : $Z = \zeta + eu + lv$ pour le ressort de droite, $Z = \zeta - eu + lv$ pour le ressort de gauche du même essieu ; par conséquent, la somme des variations de tension de tous les ressorts sera :

$$\sum \Delta q = \sum \frac{\varepsilon - Z}{k} = \sum \frac{\varepsilon}{k} - 2\zeta \sum \frac{1}{k} - 2v \sum \frac{l}{k}.$$

La somme des projections verticales des forces appliquées se réduit à $\sum \Delta q$, puisque la somme des tensions initiales des ressorts fait équilibre au poids suspendu; donc l'équation (30) devient :

$$(36) \quad \frac{P}{g} \frac{d^2\zeta}{dt^2} = \sum \frac{\varepsilon}{k} - 2\zeta \sum \frac{1}{k} - 2v \sum \frac{l}{k}.$$

On voit que le déplacement du centre de gravité dépend de v , c'est-à-dire de la rotation autour de l'axe transversal; cela tient à ce que la résultante $\sum \Delta q$ ne passe pas par le centre de gravité, mais s'en trouve à

une distance : $\delta = \frac{\sum \frac{l}{k}}{\sum \frac{1}{k}}$. M. Herdner a appelé

centre élastique de la suspension le point d'application de la résultante $\sum \Delta q$ ¹. Si on fait passer l'axe OZ par le centre élastique, l'équation (33) montre que le déplacement de ce centre dépend encore de la rotation autour de OX, parce que la résultante des forces d'inertie passe, elle, par le centre de gravité. Par conséquent le mouvement du poids suspendu ne s'effectue ni autour du centre élastique, ni autour de la projection du centre de gravité, mais autour d'un centre d'oscillation dont la position est constamment variable. Il en est autrement lorsque le centre élastique coïncide avec la projection du centre de gravité, c'est-à-dire lorsqu'on a : $\sum \frac{l}{k} = 0$; ce point commun est alors

¹ HERDNER, 2.

centre d'oscillation. La condition ci-dessus sera accomplie notamment lorsque les charges des ressorts seront en raison inverse de leurs flexibilités, puisque, à l'état statique, on a : $\sum lq = 0$. Elle n'est pas généralement satisfaite, dans la réalité ; mais le centre élastique est toujours peu éloigné de la projection du centre de gravité.

Le moment des forces par rapport à l'axe OX (équation 31) est :

(37)

$$I_x \frac{d^2v}{dt^2} = \sum l \Delta q + Phv = \sum \frac{l \varepsilon}{k} - 2 \sum \frac{l}{k} \\ - 2v \sum \frac{l^2}{k} + Phv.$$

Cette équation n'est applicable qu'au cas d'une machine à ressorts indépendants, sans bogie, tandis que l'équation (36) est applicable à tous les cas : à celui du bogie, pourvu que le ou les points d'appui du châssis soient sur le même axe transversal que le centre élastique du bogie, ce qui a presque toujours lieu ; à celui des balanciers, pourvu que les ressorts conjugués prennent des flexions égales sous leurs charges respectives. Il faut donc qu'on ait, aussi bien pour le bogie que pour les roues conjuguées, $\sum \frac{\lambda}{k} = 0$, les quantités λ étant les distances des essieux du bogie ou des essieux conjugués à leur centre élastique propre.

D'ailleurs, sous ces conditions, la forme générale de l'équation (31) est :

(38)

$$I_x \frac{d^2v}{dt^2} = \sum l \Delta q + Phv = \sum \frac{l \varepsilon}{k} - 2\zeta \sum \frac{l}{k} - 2v \left(\sum \frac{l^2}{k} - \sum \frac{\lambda^2}{k} \right) + Phv,$$

les quantités l étant comme précédemment les distances de tous les essieux sans exception à la verticale du centre de gravité du poids suspendu¹.

L'intégrale des équations (36) et (37) ou (38) est facile à trouver, mais compliquée; elle devient au contraire très simple lorsque le centre élastique de la suspension est sur la verticale du centre de gravité, c'est-à-dire lorsqu'on a : $\sum \frac{l}{k} = 0$, car alors le terme en v disparaît de (36) et le terme en ζ de (37) ou (38).

54. **Mouvement de galop.** — Dans l'hypothèse précédente, les équations (37) ou (38) prennent la forme :

$$(39) \quad \frac{d^2v}{dt^2} + m^2v = M,$$

où :

$$(40) \quad m^2 = \frac{1}{I_x} \left[2 \left(\sum \frac{l^2}{k} - \sum \frac{\lambda^2}{k} \right) - Ph \right],$$

le terme $\sum \frac{\lambda^2}{k}$ étant nul dans le cas de ressorts

¹ La relation $\sum l \Delta q = -2v \left(\sum \frac{l^2}{k} - \sum \frac{\lambda^2}{k} \right)$ a été démontrée par M. ΠΕΡΘΝΗΝ, dans le mémoire précité, pour le cas $\varepsilon = 0, \zeta = 0$.

indépendants ; M est une fonction du temps, en général périodique.

L'intégrale générale est de la forme :

$$(41) \quad v = \frac{\sin mt}{m} \int M \cos mt dt - \frac{\cos mt}{m} \int M \sin mt dt + A \sin mt + B \cos mt;$$

A et B sont les constantes d'intégration déterminées par les valeurs initiales de v et de $\frac{dv}{dt}$.

Dans le cas où la quantité M serait une constante et où les valeurs initiales seraient nulles, l'intégrale prend la forme très simple :

$$(42) \quad v = \frac{M}{m^2} (1 - \cos mt).$$

La période du mouvement est :

$$(43) \quad \tau = \frac{2\pi}{m}.$$

Si tous les ressorts d'un même côté étaient reliés par des balanciers, on aurait : $\sum \frac{l^2}{k} = \sum \frac{\lambda^2}{k}$ et la différentielle se réduirait à :

$$\frac{d^2v}{dt^2} - \frac{Ph}{I_x} v = M.$$

Pour $h > 0$, c'est-à-dire si le centre de gravité du poids suspendu est situé au-dessus de la base d'oscillation, ce qui a toujours lieu, la quantité v serait alors

une fonction exponentielle, et la suspension serait folle.

Le mouvement d'oscillation autour de l'axe transversal ou galop est produit principalement par les dénivellations de la voie aux joints des rails. D'après les expériences de M. Couïard, les rails présentent au passage d'une locomotive la forme courbe de la figure 62, avec un point bas au joint : la dénivellation atteint 4 millimètres sur les bonnes voies et jusqu'à 8 et 10 millimètres sur les voies médiocres.

Les oscillations ne deviennent d'ailleurs dangereuses que si elles s'ajoutent les unes aux autres, leur amplitude et par suite les variations de charge des essieux allant dans ce cas en croissant. Cette accumulation se produit, si les frottements ne suffisent pas à amortir les oscillations, lorsque la période de celles-ci est la même que la période de la force perturbatrice, qui, dans le cas des dénivellations aux joints, est égale à la durée du parcours d'un rail. En effet, lorsque le second membre de l'équation (39) est une fonction

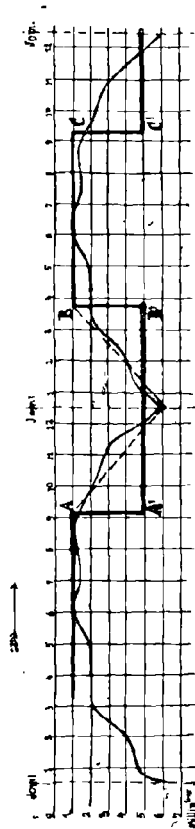


Fig. 62.

périodique de la forme : $M = N \cos(mt + \varphi)$, l'intégrale contient un terme de la forme :

$$v' = \frac{V}{2m} t \sin(mt + \varphi),$$

et l'amplitude de v' croît indéfiniment avec le temps.

Appliquons les formules à une machine à 3 essieux accouplés et à bogie, type très courant. Nous supposons que les dimensions principales sont les suivantes (machines des séries 1301, Midi; 3121, Nord; 3701, État) :

Diamètre des roues motrices : 1^m,750; écartement des essieux du bogie : 1^m,950; de l'essieu d'arrière du bogie au premier essieu moteur : 1^m,700; du premier essieu moteur au deuxième : 1^m,900; du deuxième au troisième : 2 mètres.

En ordre de marche, le poids suspendu est de 43640 kilogrammes; le poids non suspendu, de 15760 kilogrammes; le poids total, de 59400 kilogrammes.

Le centre de gravité du poids suspendu se trouve à 0^m,540 derrière le premier essieu moteur et à une hauteur d'environ 0^m,89 au-dessus du plan d'oscillation.

Le moment d'inertie par rapport à l'axe transversal passant par la projection du centre de gravité sur le plan des essieux moteurs est approximativement :

$$I_r = \frac{340}{g}$$

(g intensité de la pesanteur égale à 9,81), ce qui correspond à un rayon de giration de 2^m,600. Dans le calcul de I_r , les unités sont la tonne et le mètre.

Les flexibilités des ressorts sont : bogie et troisième

essieu moteur, $6^{\text{mm}},2$ par tonne; premier et deuxième essieu moteur, $7^{\text{mm}},1$ par tonne.

Le centre élastique de la suspension coïnciderait avec la projection du centre de gravité si, q étant la charge de chaque ressort de flexibilité k , on avait par tous les ressorts : $kq = \text{constante}$. Ce produit a une valeur sensiblement constante pour les essieux moteurs, mais il est un peu plus faible par ceux du bogie. Le centre élastique se trouve à $0^{\text{m}},50$ environ en avant du centre de gravité. Pour qu'il y eût coïncidence, il faudrait que la flexibilité des ressorts du bogie fût de 10 millimètres par tonne. Supposons qu'il en soit ainsi afin de pouvoir appliquer les formules simplifiées, et considérons deux cas : I. celui où les ressorts des essieux moteurs sont indépendants, et II, celui où ils sont conjugués par des balanciers longitudinaux de façon que la suspension soit effectuée par trois points.

Calculons d'abord la période par les formules (40) et (43). Dans le premier cas, la somme : $\sum \frac{\lambda^2}{k}$ ne comprend que les termes relatifs au bogie; dans le second cas, elle comprend en outre ceux relatifs aux essieux moteurs tous conjugués. On trouve :

$$\text{I.} \quad \tau = \frac{2\pi}{15,5} = \frac{40}{100} \text{ de seconde,}$$

$$\text{II.} \quad \tau = \frac{2\pi}{11,2} = \frac{56}{100} \text{ de seconde.}$$

Les balanciers augmentent la durée de la période.

La vitesse de synchronisme, V , donnée en mètres par seconde par la formule : $\tau = \frac{L}{V}$, L étant la longueur d'un rail, est :

I	{	rails de 5 ^m ,50. . . .	49,5	kilomètres à l'heure.
		» II	99,	»
II	{	rails de 5 ^m ,50. . . .	35.35	»
		» II	70.70	»

L'équation (42) montre que l'angle d'oscillation v est en raison inverse de m^2 . Les amplitudes des angles : v' , sans balanciers, et v , avec balanciers, sont dans le

$$\text{rapport : } \quad \frac{v}{v'} = \frac{4}{3}.$$

Les oscillations du poids suspendu sont donc environ $\frac{1}{3}$ plus grandes avec balanciers que sans balanciers.

Quelles sont les variations de charge des essieux? La variation de tension d'un ressort due au déplacement z de ses extrémités est donnée par la relation :

$$\Delta q = \frac{z}{k}. \quad \text{Dans le cas de ressorts indépendants et en ne tenant compte que des oscillations autour de l'axe transversal : } z = lv \quad \text{et} \quad \Delta q = -\frac{lv}{k}.$$

Dans le cas où les ressorts sont conjugués, la quantité z pour chacun d'eux dépend de l'inclinaison que prennent les balanciers.

Soient (fig. 63) d_1 et d_2 les distances au plan transversal OXZ des deux points d'appui du châssis sur les balanciers, a la demi-longueur commune des ressorts, α_1 et α_2 les angles des balanciers avec l'horizontale; m_1 et n_1 . m_2 et n_2 les bras de levier.

Le déplacement de l'extrémité A_1 du premier ressort

est $(l_1 + a)v$: celui du point d'appui du premier balancier est d_1v , et celui de l'extrémité B_1 du ressort $d_1v + m_1x_1$. La diminution de flèche du ressort est

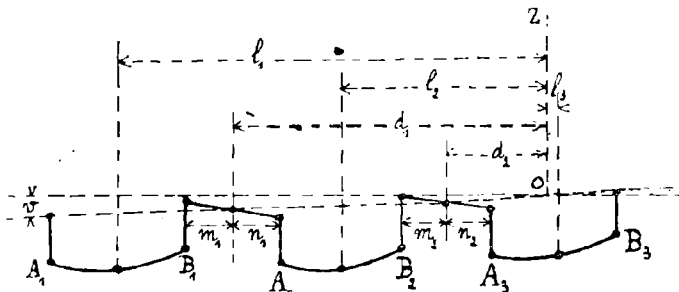


Fig. 63.

égale à la moyenne du déplacement de ses extrémités, soit à :

$$z_1 = \frac{1}{2} \left[(l_1 + a)v + d_1v + m_1x_1 \right],$$

ou en remplaçant d_1 par sa valeur $l_1 - a - m_1$ et posant $U_1 = 1 - \frac{x_1}{v}$:

$$(44) \quad \Delta q_1 = -\frac{z_1}{k_1} = -\frac{v}{k_1} \left(l_1 - \frac{m_1}{2} U_1 \right).$$

On voit de même qu'on a pour les autres ressorts en posant $U_2 = 1 - \frac{x_2}{v}$:

$$(45) \quad \Delta q_2 = -\frac{v}{k_2} \left[l_2 + \frac{n_1}{2} U_1 - \frac{m_2}{2} U_2 \right],$$

$$(46) \quad \Delta q_3 = -\frac{v}{k_3} \left(l_3 + \frac{n_2}{2} U_2 \right).$$

Or, les tensions statiques des ressorts conjugués, de même que leurs variations, sont en raison inverse des bras de levier des balanciers, abstraction faite des frottements des articulations; donc :

$$(47) \quad \begin{cases} m_1 \Delta q_1 = n_1 \Delta q_2, \\ m_2 \Delta q_2 = n_2 \Delta q_3. \end{cases}$$

A l'aide de ces deux relations, on peut éliminer les angles inconnus α_1 et α_2 , c'est-à-dire U_1 et U_2 dans les équations (44) à (46).

Cette élimination est particulièrement facile lorsque les bras de levier des balanciers sont proportionnels à la flexibilité des ressorts contigus, ce qui donne :

$$\frac{m_1}{k_1} = \frac{n_1}{k_2} \quad \text{et} \quad \frac{m_2}{k_2} = \frac{n_2}{k_3},$$

condition nécessaire, comme on l'a vu plus haut, pour que la translation verticale ζ du poids suspendu soit indépendante des balanciers. Cette condition n'est guère réalisée en pratique que lorsque les balanciers ont des bras égaux et les ressorts même flexibilité.

Supposons-la remplie; en éliminant U_1 et U_2 entre les équations (44) à (47), on a pour les variations de tension :

$$\begin{aligned} \Delta q_1 &= -\frac{v}{k_1} \left[l_1 - m_1 \frac{m_2(l_1 - l_3) + n_2(l_1 - l_2)}{m_1 m_2 + n_1 n_2 + m_1 n_2} \right], \\ \Delta q_2 &= -\frac{v}{k_2} \left[l_2 + n_1 \frac{m_2(l_1 - l_3) + n_2(l_1 - l_2)}{m_1 m_2 + n_1 n_2 + m_1 n_2} \right. \\ &\quad \left. - m_2 \frac{m_1(l_2 - l_3) + n_1(l_1 - l_3)}{m_1 m_2 + n_1 n_2 + m_1 n_2} \right], \\ \Delta q_3 &= -\frac{v}{k_3} \left[l_3 + n_2 \frac{m_1(l_2 - l_3) + n_1(l_1 - l_3)}{m_1 m_2 + n_1 n_2 + m_1 n_2} \right]. \end{aligned}$$

Pour des balanciers à bras égaux et des ressorts de même flexibilité, la variation de tension Δq_1 des ressorts extrêmes est :

$$\Delta q_1 = -\frac{v}{k} \left(l_1 - \frac{2l_1 - l_2 - l_3}{3} \right).$$

Comme l_1 est plus grand que l_2 et que l_3 , la valeur Δq_1 est moindre que s'il n'y avait pas de balanciers. Ainsi, dans l'exemple choisi, le centre de gravité du poids suspendu se trouvant à 0^m,540 derrière le premier essieu moteur, on a pour l'essieu d'arrière : $l_1 = 3^m,360$; pour l'essieu précédent : $l_2 = 1,360$; pour le premier essieu moteur : $l_3 = -0,540$. On en déduit :

$$\Delta q_1 = -0,41 \frac{l_1 v}{k}.$$

D'autre part : $v = \frac{4}{3} v'$, v' étant l'amplitude de l'oscillation angulaire dans le cas de ressorts indépendants. Finalement :

$$\Delta q_1 = -0,55 \frac{l_1 v'}{k}.$$

Dans cet exemple, l'intervention des balanciers diminue donc de près de moitié les variations de tension des ressorts des roues extrêmes. Par contre, les variations de charge sur les roues du bogie, données par la formule : $\Delta q_0 = -\frac{l_0 v}{k_0} = -\frac{4}{3} \frac{l_0 v'}{k_0}$, où l_0 est la distance du pivot du bogie au centre de gravité, sont plus importantes que quand les ressorts des roues motrices sont indépendants.

Cas d'une machine à trois essieux accouplés et à

bissel à l'avant. Dimensions principales : diamètre des roues motrices : 1^m,500 ; distance du bissel au deuxième essieu : 2^m,600 ; du deuxième au troisième essieu et du troisième au quatrième : 2 mètres. Poids suspendu : 38800 kilogrammes ; non suspendu : 11200 ; total : 50000 kilogrammes.

Le centre de gravité du poids suspendu se trouve à 1^m,02 en avant du troisième essieu. Le moment d'inertie du poids suspendu par rapport à l'axe transversal passant par la projection du centre de gravité sur le plan des essieux moteurs est approximativement :

$$I_x = \frac{268}{g}.$$

La flexibilité des ressorts des roues motrices étant de 7 millimètres, si la flexibilité des ressorts des roues du bissel est de 9 millimètres, le centre élastique de la suspension coïncide approximativement avec la projection du centre de gravité.

Période des oscillations du poids suspendu autour de l'axe transversal :

I. — Si tous les ressorts sont indépendants,

$$\tau = 0'',424 ;$$

vitesse de synchronisme avec rails de 11 mètres : 93^{km},6 à l'heure ;

II. — Si les trois roues accouplées d'un même côté sont conjuguées par des balanciers longitudinaux,

$$\tau = 0'',542 ;$$

vitesse de synchronisme avec rails de 11 mètres : 73 kilomètres à l'heure ;

III. — Si les roues du bissel sont conjuguées par

balanciers longitudinaux avec celles du premier essieu accouplé et de même les roues des deux autres essieux accouplés,

$$\tau = 0'',486;$$

vitesse de synchronisme avec rails de 11 mètres : 81^{km},3 à l'heure.

Rapport des angles d'oscillation : v_1 , à ressorts indépendants ; v_2 , les trois essieux accouplés étant conjugués ; v_3 , le bissel et le deuxième essieu d'une part, les deux autres essieux d'autre part étant conjugués :

$\frac{v_2}{v_1} = 1,62$; l'amplitude de l'angle est donc de 62 % plus grande dans le deuxième cas que dans le premier ; il en sera de même de la variation de la charge du bissel, celui-ci ayant des ressorts indépendants, car elle a pour expression dans les deux cas :

$$\Delta q_1 = -\frac{l_1 v}{k_1}.$$

La disposition consistant à conjuguer tous les essieux sauf celui d'avant est donc mauvaise, et il vaut mieux conserver les ressorts indépendants.

Les essieux étant conjugués deux à deux, on a :

$$\frac{v_3}{v_1} = 1,31,$$

soit une augmentation d'amplitude de l'angle de 31 %. Mais, malgré cela, la variation de charge du bissel représentée par l'expression :

$$\Delta q_1 = \frac{v_3}{k_1} \left[l_1 - \frac{m}{m+n} (l_1 - l_2) \right],$$

est de 21 % plus faible que lorsque les ressorts sont indépendants.

La conjugaison des essieux deux à deux avec, de plus, la suspension sur trois points est réalisée par le bissel du type américain, qui comporte un balancier longitudinal médian et, sur chaque essieu, un balancier transversal. On verra plus loin, dans l'étude du roulis, que cette disposition ne convient pas pour les machines à grande vitesse, parce qu'elle facilite les oscillations autour de l'axe longitudinal.

55. Frottement des ressorts à lames, convergentes des oscillations. — Lorsqu'un ressort à lames se déforme, celles-ci se déplacent les unes par rapport aux autres en produisant des forces de frottement qui constituent une résistance à la déformation et sont de nature à amortir les oscillations.

Ainsi que l'a montré M. Georges Marié, lorsqu'un ressort est chargé d'un poids P , la somme des frottements qu'il faut vaincre pour que le ressort se comprime sous sa charge P peut être représentée par le produit fP , f étant un coefficient égal à :

$$(48) \quad f = 2\varphi(n-1) \frac{c}{l},$$

où φ est le coefficient de frottement des lames, n leur nombre, c l'épaisseur d'une lame et l la longueur du ressort.

Considérons le cas théorique d'une roue unique supportant une charge P par l'intermédiaire d'un ressort de flexibilité k ; la réaction du ressort est : $\frac{a}{k}$, a étant la flexion, c'est-à-dire la différence de hauteur à l'état libre et sous charge, et on a : $P = \frac{a}{k}$. Suppo-

sons que la roue atteigne un point bas du rail et tombe d'une hauteur ε ; la flexion du ressort sera diminuée de ε , mais il se comprimera sous l'action du poids P d'une certaine quantité égale à ζ au bout d'un temps t_1 , en sorte que la flexion sera : $a - (\varepsilon - \zeta)$ et la réaction due au travail moléculaire : $\frac{a - (\varepsilon - \zeta)}{k}$; à cette réaction s'ajoutera, pour faire équilibre au poids P, celle du frottement fP et, la force d'inertie du poids suspendu étant d'autre part : $\frac{P}{g} \frac{d^2\zeta}{dt_1^2}$, l'équation du mouvement sera :

$$\begin{aligned} \frac{P}{g} \frac{d^2\zeta}{dt_1^2} &= P - \frac{a - (\varepsilon - \zeta)}{k} - fP = \frac{\varepsilon - \zeta}{k} \\ &- fP = \frac{\varepsilon - \zeta}{k} - \frac{fa}{k}. \end{aligned}$$

L'intégrale est [voir les équations (39) (41) (42)] :

$$(49) \quad \zeta = (\varepsilon - fa) (1 - \cos mt_1),$$

où :

$$m = \sqrt{\frac{g}{Pk}}.$$

Pour une demi-oscillation :

$$mt_1 = \pi \quad \text{et} \quad \zeta_1 = 2(\varepsilon - fa).$$

Supposons, ce qui est le cas le plus défavorable, que la voie présente un profil tel que $AA'BB'CC'DD'$ (fig. 62), AC correspondant à la longueur d'un rail, et qu'il y ait synchronisme entre l'oscillation propre du ressort et la force perturbatrice due à la voie; il s'en suivra que pour $mt_1 = \pi$, la roue arrivera en B' et remontera en B, c'est-à-dire reviendra à son niveau

primitif pour lequel la dénivellation ε est nulle. La réaction du ressort sera : $\frac{a}{k} - \frac{\zeta}{k} = \frac{a + \zeta}{k}$; elle fera détendre le ressort et devra non seulement soulever le poids P et lui communiquer une certaine force vive, mais encore surmonter le frottement fP , qui s'oppose toujours à la déformation. L'équation du mouvement, en comptant maintenant le temps à partir du moment où la roue remonte, est :

$$\frac{P}{g} \frac{d^2 \zeta}{dt^2} = P - \frac{a}{k} - \frac{\zeta}{k} + fP = -\frac{\zeta}{k} + \frac{fa}{k};$$

d'où :

$$\zeta = fa(1 - \cos mt_2) + A \cos mt_2,$$

A étant la valeur initiale de ζ pour la deuxième période de temps considérée, c'est-à-dire la valeur finale de la première période de temps obtenue en faisant $mt_1 = \pi$ dans l'équation (49); $A = \zeta_1 = 2(\varepsilon - fa)$.

Par conséquent :

$$\zeta = fa(1 - \cos mt_2) + 2(\varepsilon - fa) \cos mt_2.$$

Quand la roue arrive en C , on a :

$$mt_2 = \pi \quad \text{et} \quad \zeta_2 = 2fa - 2(\varepsilon - fa) = -2(\varepsilon - 2fa).$$

L'oscillation qui se sera développée dans le parcours ABC sera amortie si $\zeta_2 = -2(\varepsilon - 2fa) = 0$. La condition de convergence formulée par M. Marié est donc :

$$(50) \quad \varepsilon \leq 2fa.$$

Elle est remplie dans l'immense majorité des cas.

Prenons l'exemple de la machine à trois essieux accouplés et à bogie étudiée dans le paragraphe précédent.

La flexibilité des ressorts est de $7^{\text{mm}},1$ par tonne et leurs dimensions sont : nombre de feuilles, $n = 13$; épaisseur, $c = 12$ millimètres ; longueur, $l = 1$ mètre ; flexion sous la charge moyenne de 5500 kilogrammes, $a = 39^{\text{mm}},05$.

Pour le coefficient de frottement des lames, M. Marié admet la valeur $\varphi = 0,40$. Il est certain que, quand les ressorts sont neufs, la valeur de ce coefficient est très élevée, probablement plus grande que 0,40, parce que la surface des lames sortant de fabrication est toujours plus ou moins rugueuse. Il n'en est pas de même quand il s'agit de ressorts usagés, c'est-à-dire dans le cas général en pratique. Lorsqu'on démonte un vieux ressort, on constate en effet que les lames présentent par places assez irrégulièrement disposées des surfaces polies séparées par des parties brutes, ce qui indique évidemment que les lames ne s'appuyaient les unes sur les autres et ne jouaient qu'à l'endroit de ces surfaces polies. Il est donc probable que dans un ressort usagé le coefficient de frottement peut descendre à la valeur de 0,25 à 0,30 ordinairement admise comme un maximum pour les surfaces polies. Il est d'autre part évident que la condition de sécurité (50) devrait être remplie dans le cas le plus défavorable, c'est-à-dire pour

$$\varphi = 0,25.$$

En admettant cette valeur minima dans l'exemple considéré, on a :

$$f = 2 \times 0,25 \times 12 \times \frac{12}{1000} = 0,072.$$

La valeur de ε pour laquelle $\varepsilon = 2fa$, est :

$$\varepsilon = 2 \times 0,072 \times 39,05 = 5^{\text{mm}},62.$$

Locomot. à vapeur.

7

D'après M. Couard, les dénivellations sur les bonnes voies ne dépassent pas 4 millimètres. La condition de sécurité y est donc satisfaite. Mais il peut se rencontrer des inégalités de la voie supérieures à la limite déterminée par la condition précédente. Si elles sont isolées, elles ne sont pas dangereuses; mais si, accidentellement, plusieurs se succèdent en synchronisme avec les oscillations propres des ressorts, le mouvement de galop peut devenir inquiétant et certaines roues peuvent se trouver momentanément déchargées.

56. Mouvement de roulis. — Le roulis ou mouvement d'oscillation autour de l'axe longitudinal situé dans le plan des essieux moteurs est représenté par l'équation (32), qui devient en développant le second membre :

$$(51) \quad I_v \frac{d^2 u}{dt^2} = \sum e(\Delta q - \Delta q') + Phu + M,$$

Δq et $\Delta q'$ étant les variations de tension des ressorts à droite et à gauche, e la demi-distance des ressorts de chaque essieu, M le moment des forces extérieures.

Soient ε et ε' les dénivellations des rails à droite et à gauche, z et z' les dénivellations des extrémités des ressorts, on a, comme on l'a vu plus haut :

$$z = \zeta + eu + lv,$$

$$z' = \zeta - eu + lv,$$

$$\Delta q - \Delta q' = \frac{\varepsilon - z}{k} - \frac{\varepsilon' - z'}{k} = \frac{\varepsilon - \varepsilon'}{k} - \frac{2eu}{k}.$$

Cette dernière relation suppose que les deux ressorts d'un même essieu ont une flexibilité égale; il n'en est

pas réellement ainsi en raison du frottement des lames, qui a, en somme, pour effet de modifier la flexibilité. Dans ce qui suit nous ne tiendrons pas compte du frottement, les conclusions générales n'en seront d'ailleurs pas affectées.

L'équation (51) devient :

$$(52) \quad \frac{d^2 u}{dt^2} + u \left[\frac{1}{I_y} \left(2 \sum \frac{e^2}{k} - Ph \right) \right] \\ = \frac{1}{I_y} \left[\sum \frac{\varepsilon - \varepsilon'}{k} + M \right].$$

En posant :

$$n^2 = \frac{1}{I_y} \left(2 \sum \frac{e^2}{k} - Ph \right). \quad (53)$$

l'intégrale rentre dans la forme connue, et la période d'oscillation est :

$$(54) \quad \tau = \frac{2\pi}{n}.$$

Les équations précédentes sont valables dans le cas de bogies à appuis latéraux, et il faut alors comprendre les ressorts du bogie dans l'expression :

$$\sum e (\Delta q - \Delta q').$$

Quand le bogie est à appui sphérique central, ses ressorts n'interviennent plus pour s'opposer à la rotation; il en est de même des ressorts reliés par des balanciers transversaux. Si on convient que l'expression $\sum \frac{e^2}{k}$ comprend toujours tous les ressorts, il faut dans les équations ci-dessus la remplacer par $\sum \frac{e^2}{k} - \sum \frac{\delta^2}{k}$,

le dernier terme s'appliquant aux ressorts du bogie à appui central ou des roues à balanciers transversaux.

Les oscillations du roulis sont provoquées d'abord par les dénivellations inégales des deux files de rails. Elles seraient permanentes sur une voie à joints chevauchés, mais amorties, comme les oscillations du galop, par le frottement intérieur des ressorts. Quand les joints sont concordants, les oscillations ne se produisent que sur les points bas non symétriques des voies médiocres, au passage des appareils de changement de voie des gares, enfin et surtout aux entrées et aux sorties de courbes sans raccordements. Dans ce dernier cas, le surhaussement du rail extérieur ne joue pas un rôle important pourvu que le raccordement du dévers soit fait sur une longueur notablement supérieure à celle correspondant à la durée d'une oscillation. Par exemple, dans la machine à 3 essieux accouplés et à bogie à appuis latéraux étudiée au § 54, le moment d'inertie par rapport à l'axe longitudinal situé dans le plan des essieux moteurs est approximativement : $I_n = \frac{62,5}{g}$ (unités : tonne, mètre); $e = 0^m,61$; $h = 0,89$; d'où il résulte, en appliquant les formules (53) et (54), pour la période : $\tau = 0'',69$. A la vitesse de 110 kilomètres à l'heure ou de $30^m,55$ par seconde, le chemin parcouru pendant une oscillation est de 21 mètres. Le dévers est toujours raccordé sur une longueur notablement plus grande.

Comme l'a montré M. Georges Marié, les oscillations, parfois violentes, aux entrées en courbe sont dues à l'application brusque de la force centrifuge, quand il n'y a pas raccordement en plan. La force centrifuge du

pois suspendu, appliquée au centre de gravité et horizontale, est : $F = \frac{P}{g} \frac{V^2}{R}$, V étant la vitesse en mètres par seconde et R le rayon de la courbe; le moment par rapport à l'axe d'oscillation est : $M = -Fh \cos \alpha$, α inclinaison du dévers. Par suite, l'équation du mouvement à partir de l'entrée en courbe est :

$$(55) \quad I_y \frac{d^2 u}{dt^2} = \sum e (\Delta q - \Delta q') + Ph u - Fh \cos \alpha;$$

$\sum e (\Delta q - \Delta q')$ se réduit à $-2u \sum \frac{e^2}{k}$, si on fait abstraction de l'effet des dénivellations des rails, et l'équation ci-dessus devient :

$$\frac{d^2 u}{dt^2} + u \frac{1}{I_y} \left(2 \sum \frac{e^2}{k} - Ph \right) = - \frac{Fh \cos \alpha}{I_y}.$$

L'intégrale est, en supposant qu'il n'y a pas d'oscillation préalable :

$$(56) \quad u = - \frac{Fh \cos \alpha}{I_y n^2} (1 - \cos nt).$$

On en déduit, en faisant $nt = \pi$, la tension maximum des ressorts :

$$(57) \quad \Delta q = - \Delta q' = \frac{-eu}{k} = \frac{e}{k} \frac{2Fh \cos \alpha}{2 \sum \frac{e^2}{k} - Ph}.$$

Cette variation de tension peut acquérir des valeurs très importantes; elle s'ajoute à la variation de charge statique qui provient de ce que la force centrifuge n'est pas complètement équilibrée, en général, par l'action du dévers. Par conséquent, il est désirable que le dévers soit complet à l'entrée en courbe.

L'oscillation de roulis produit un autre effet dangereux en augmentant la réaction latérale de la machine sur la voie. Seule, la composante parallèle à la voie de la force d'inertie due à l'oscillation donnera lieu à une réaction des plaques de garde sur les boîtes d'essieu, réaction qui sera transmise par la roue à la voie. Cette composante parallèle à la voie de la force d'inertie du poids suspendu est : $\sum m \frac{d^2X}{dt^2}$, où $X = a + cu$, d'après les équations (28).

On a donc :

$$(58) \quad \sum m \frac{d^2X}{dt^2} = \frac{d^2u}{dt^2} \sum mc = \frac{P}{g} h \frac{d^2u}{dt^2} = \\ - \frac{P}{g} h \frac{Fh \cos \alpha}{I_y} \cos nt.$$

La dernière expression est obtenue en prenant la dérivée seconde de (56).

La réaction maxima s'obtient en faisant $nt = \pi$; elle agit dans le même sens que la force centrifuge pour appuyer la machine contre le rail extérieur, et la réaction totale S due au poids suspendu est au maximum :

$$(59) \quad S = F \cos \alpha \left(1 + \frac{P}{g} \frac{h^2}{I_y} \right) - P \sin \alpha \\ = F \cos \alpha \left(1 + \frac{1}{1 + \frac{\rho^2}{h^2}} \right) - P \sin \alpha;$$

on peut en effet remplacer I_y par $\frac{P}{g} (h^2 + \rho^2)$, ρ étant le rayon de giration du poids suspendu autour de l'axe longitudinal passant par le centre de gravité.

Étant donnée la position que prend une machine dans une courbe (voir § 49), la réaction S est appliquée à la roue extérieure d'avant et augmente la poussée radiale.

Pour diminuer S , il y a intérêt à réaliser à l'entrée en courbe le dévers complet pour lequel on a :

$$F \cos \alpha - P \sin \alpha = 0.$$

La suppression brusque de la force centrifuge à la sortie d'une courbe produit des oscillations en sens inverse de celles d'entrée en courbe. Tant que la machine reste sur la courbe, l'équation d'équilibre entre les forces appliquées et les forces d'inertie est :

$$(60) \quad I_y \frac{d^2 u}{dt^2} = \sum e (q + \Delta q - q' - \Delta q') \\ + Ph \sin \alpha + Phu - Fh \cos \alpha.$$

Si on suppose que les oscillations d'entrée en courbe se soient amorties, ce qui a lieu effectivement à cause du frottement des ressorts, on a : $u = 0$, $\frac{d^2 u}{dt^2} = 0$, $\Delta q = \Delta q' = 0$, et l'équation de l'équilibre statique du poids suspendu est :

$$(61) \quad \sum e (q - q') + Ph \sin \alpha - Fh \cos \alpha = 0.$$

À la sortie de la courbe, la force centrifuge disparaissant, l'équilibre statique est rompu et l'équation du mouvement est :

$$(62) \quad I_y \frac{d^2 u}{dt^2} = \sum e (q + \Delta q - q' - \Delta q') \\ + Phu + Ph \sin \alpha,$$

c'est-à-dire l'équation (60) moins le terme contenant la force centrifuge.

En tenant compte de (61), (62) devient :

$$(63) \quad I_v \frac{d^2 u}{dt^2} = \sum e (\Delta q - \Delta q') + Phu + Fh \cos \alpha.$$

Cette dernière équation ne diffère de (55) que parce que le terme $Fh \cos \alpha$ a changé de signe. L'intégrale est donnée par (56) en changeant le signe du second membre. Il se produit une oscillation dirigée du côté du centre de la courbe; la roue extérieure est déchargée, la roue intérieure surchargée; la poussée latérale R due à la force vive de l'oscillation s'exerce sur la file intérieure de rails et on a, au lieu de (59) :

$$(64) \quad R = - \frac{P}{g} \frac{h^2}{I_v} F \cos \alpha - P \sin \alpha.$$

La valeur de R est minima pour $\alpha = 0$; il y aurait donc intérêt à avoir un dévers nul à la sortie des courbes.

L'analyse qui précède fait ressortir la nécessité de disposer entre les courbes et les contre-courbes des alignements droits suffisants pour que les oscillations aient le temps de s'amortir ainsi que l'imminence d'un déraillement lorsqu'il arrive que, par suite des réactions latérales, une voie soit déformée en lacet, c'est-à-dire avec courbures brusques de sens contraire.

Quelle est l'influence de la hauteur du centre de gravité sur la stabilité? Pendant longtemps, on a pensé que cette influence était nuisible et qu'il fallait tenir le centre de gravité aussi bas que possible. Mais la nécessité de donner aux chaudières une capacité de plus en plus grande a conduit forcément à surélever le centre

de gravité. Il n'a paru en résulter aucun inconvénient au point de vue de la stabilité, et même plusieurs ingénieurs ont émis l'avis que cette surélévation était avantageuse, parce qu'elle tend à rapprocher de la verticale la résultante des réactions verticales et latérales des roues sur les rails.

Ces réactions sont exprimées par les équations (57) et (59).

Il est évident que la variation de tension des ressorts Δq augmente lorsque h augmente. Il en est de même de la réaction latérale S pour les motifs suivants. Le moment d'inertie I_y par rapport à l'axe longitudinal situé dans le plan des essieux moteurs peut être considéré comme se composant de deux parties : le moment d'inertie du châssis et celui de la chaudière. Soit Q_1 le poids du châssis, h_1 la hauteur de son centre de gravité; Q_2 et h_2 les mêmes éléments pour la chaudière. Le moment d'inertie du châssis est égal à

$$I_1 + \frac{Q_1}{g} h_1^2,$$

I_1 étant le moment d'inertie par rapport à l'axe longitudinal passant par son centre de gravité; il ne change pas quand on surélève l'axe de la chaudière. Quant au moment d'inertie de celle-ci, il est de même égal à

$$I_2 + \frac{Q_2}{g} h_2^2.$$

La quantité h_2 augmente d'ailleurs proportionnellement à h , hauteur du centre de gravité de l'ensemble du poids suspendu, puisqu'on a :

$$h = \frac{Q_1 h_1}{Q_1 + Q_2} + \frac{Q_2}{Q_1 + Q_2} h_2.$$

Il s'ensuit que l'expression du moment d'inertie est de la forme : $I_y = A + Bh^2$ et que le premier terme de la valeur de S peut s'écrire :

$$F \cos \alpha \left(1 + \frac{P}{g} \frac{h^2}{A + Bh^2} \right) \\ = F \cos \alpha \left(1 + \frac{P}{g} \frac{1}{\frac{A}{h^2} + B} \right).$$

Il est visible qu'il augmente en même temps que h .

La surélévation du centre de gravité a donc pour effet d'accroître la réaction latérale en même temps que la réaction verticale. On ne saurait considérer cet effet comme avantageux au point de vue de la stabilité; mais il est, en fait, très limité.

Appliquons, par exemple, les formules aux locomotives atlantique des types semblables 3000 Paris-Orléans et 2950 État. Le poids total est de 73000 kilogrammes, suspendu de 56000 kilogrammes; la hauteur de l'axe de la chaudière au-dessus des rails de 2^m,700; la hauteur du centre de gravité du poids suspendu de 1^m,865, c'est-à-dire, les roues motrices ayant 2 mètres de diamètre, de 0,865 au-dessus du plan d'oscillation;

$$e = 0,595, \quad k = 6^{\text{mm}}, 2 \text{ par tonne.}$$

Le moment d'inertie du poids suspendu est approxi-

mativement : $I_y = \frac{92,22}{g}$ (unités : tonne, mètre). Si nous supposons que l'axe de la chaudière soit surélevé de 0^m.30, sans modification de poids, le moment d'inertie devient : $I_y = \frac{123,51}{g}$. La période d'oscillation

est dans le premier cas : $\tau = \frac{2\pi}{n} = 0'',84$. En admettant que la machine aborde à 120 kilomètres à l'heure une courbe de 500 mètres de rayon, sans raccordement parabolique, on a, pour la force centrifuge du poids suspendu, $F = \frac{P}{g} \frac{V^2}{R} = 12600$ kilogrammes. Le maximum de l'angle d'oscillation est :

$$u = \frac{2Fh \cos \alpha}{2 \sum \frac{e^2}{k} - Ph} = 0,043;$$

maximum de la variation de charge d'une roue :

$$\Delta q = \frac{e}{k} u = 4123 \text{ kilogrammes.}$$

Dans le cas où la chaudière serait surélevée de 0^m,30, on aurait : $u = 0,0525$; $\Delta q = 5039$ kilogrammes; la variation de la charge serait augmentée d'un quart.

Réaction latérale. Dans l'expression de S, le terme qui varie avec la hauteur du centre de gravité est :

$\frac{P}{g} \frac{h^2}{I_y}$. Sa valeur dans la locomotive considérée est approximativement de 0,486; en supposant une surélévation de l'axe de la chaudière de 0^m,30, on a :

$$\frac{P}{g} \frac{h^2}{I_y} = 0,516 \text{ au lieu de } 0,486.$$

L'augmentation est peu importante, et par suite la surélévation du centre de gravité de peu d'influence sur la réaction latérale. En admettant pour le dévers la formule

$\frac{75}{R}$, on a : $\alpha = \frac{75}{1,50 R} = 0,10$. La réaction

$S = 13\ 123$ kilogrammes; si l'axe de la chaudière était surélevé de $0^m,30$, on aurait : $S = 13500$ kilogrammes.

Pour avoir la réaction totale sur la voie, il faudrait ajouter à S la réaction due au poids non suspendu. On voit, d'après les chiffres ci-dessus, que la poussée de la machine sur les rails, qui peut n'être transmise que par le bogie ou que par l'essieu d'avant des machines sans bogie, atteint des valeurs considérables.

57. Mouvement de lacet. — En raison des inégalités de la voie, de la conicité des bandages, des jeux des essieux, de la flexibilité de la suspension, un véhicule quelconque circulant en alignement droit ne se déplace pas exactement dans l'axe de la voie. Les inégalités de la voie sont la cause principale de la déviation.

Si un véhicule à essieux rigides fait un angle θ avec l'axe de la voie, il en résulte un effet analogue à celui qui se produit dans la circulation en courbe (§ 49). Supposons l'avant du véhicule dévié vers la gauche; le centre de l'essieu d'avant se trouve déplacé de ε_1 par rapport à l'axe de la voie. Soit ω la vitesse de rotation, r le rayon moyen de la roue, γ la conicité des bandages. La roue gauche, si elle roule parfaitement, parcourt un chemin élémentaire $\omega (r + \varepsilon_1 \gamma) dt$ dans la direction θ , c'est-à-dire un chemin $\omega (r + \varepsilon_1 \gamma) \cos \theta dt$ ou, puisque $\cos \theta$ est très voisin de l'unité, $\omega (r + \varepsilon_1 \gamma) dt$ dans le sens de l'axe de la voie et un chemin

$$\omega (r + \varepsilon_1 \gamma) \sin \theta dt$$

ou $\omega r \theta dt$ dans le sens normal à la voie. Pour la roue de droite, on a un déplacement, parallèlement à l'axe :

$\omega(r - \varepsilon_1 \gamma) dt$, normalement : $\omega r \theta dt$ et, pour les autres roues, des valeurs analogues obtenues en remplaçant ε_1 par $\varepsilon_2, \varepsilon_3$, etc. La roue avant de gauche roulant sur un rayon plus grand et la roue avant de droite sur un rayon plus petit que le rayon moyen, l'essieu d'avant tend à ramener le véhicule dans l'axe de la voie. Au contraire, l'essieu d'arrière, tant que son centre est à droite de l'axe, tend à augmenter la déviation. Mais le véhicule entier, qui se déplace dans la direction θ , est transporté vers le rail de gauche avec une vitesse normale à la voie $\omega r \theta$, et par suite l'action de l'essieu d'arrière diminue, s'annule, puis concorde avec celle de l'essieu d'avant. L'angle θ tend donc à diminuer; mais, en raison de la vitesse latérale $\omega r \theta$, le boudin de la roue avant gauche arrive en général au contact du rail avant que l'angle θ se soit annulé. Ce contact donne lieu à un choc plus ou moins violent qui amortit tout ou partie de la force vive latérale du véhicule, laquelle est, soit totalement absorbée par la voie, si celle-ci fléchit suffisamment, soit, dans le cas contraire, plus ou moins complètement restituée au véhicule, qui reçoit ainsi une impulsion en sens inverse. Il résulte, tant de cette impulsion que de l'effet de la conicité des bandages, que le véhicule est non seulement redressé mais dévié en sens contraire, qu'il se porte sur l'autre file de rails de la même façon que précédemment et ainsi de suite, en décrivant une ligne sinueuse allongée. Si aucune cause particulière de déviation n'intervient, le mouvement de lacet ira en s'atténuant, l'action des roues sur les rails tendant à faire revenir le véhicule dans l'axe.

Le lacet est d'autant plus important et dangereux

que la vitesse de marche ωr est plus grande. Dans les essais de vitesse effectués en octobre 1903 sur la ligne de Berlin à Zossen, des voitures automotrices électriques portées par des bogies à trois essieux présentaient un mouvement de lacet très accentué à la vitesse de 150 kilomètres à l'heure.

Les jeux des essieux, l'usure des bandages qui fait disparaître la conicité, les réactions des véhicules attelés ensemble, l'effet des pièces en mouvement relatif des locomotives modifient d'une façon très variée les circonstances du mouvement de lacet. Quand les essieux ont du jeu par rapport au châssis principal, ils peuvent prendre un mouvement sinueux différent de celui du reste de la machine; tel est, par exemple, le cas des avant-trains à un ou deux essieux; l'expérience montre notamment que, si le dispositif de rappel des bogies n'a pas une force suffisante, ceux-ci sont flottants sur la voie. Mais les bissels et les bogies présentent le très grand avantage d'atténuer les chocs et la poussée sur le rail de l'avant de la locomotive; leur masse est en effet relativement faible et la réaction latérale est seulement égale, jusqu'à épuisement du jeu, à la tension des ressorts de rappel, laquelle agit d'ailleurs très efficacement pour redresser la machine en raison de la grandeur de son bras de levier.

L'amplitude du mouvement de lacet dépend du jeu de la voie, auquel on donnait autrefois une valeur trop élevée : 15 millimètres de chaque côté en alignement, et qu'on réduit actuellement à 8 ou 10 millimètres.

Le meilleur moyen d'éviter le lacet ou du moins de le rendre inoffensif est de donner aux véhicules le plus grand empattement possible; l'obliquité θ ainsi que la

vitesse latérale et le choc sur le rail sont diminués, le pas de l'oscillation est plus allongé. Les essieux mobiles permettent d'avoir un grand empattement sans nuire à la facilité d'inscription en courbe; il est vrai qu'ils s'opposent moins aux déviations que les essieux rigides.

On évite les mouvements de lacet des véhicules d'un train en serrant les tampons. Le tender s'oppose de même au mouvement de la locomotive dans une mesure qui dépend du serrage de l'attelage. On a voulu aller plus loin et rendre le tender solidaire de la machine au moyen d'attelages spéciaux dits convergents (voir § 71); ces attelages n'offrent pas des avantages bien décisifs et donnent lieu à de violentes secousses dans les courbes.

Les forces d'inertie provenant des masses en mouvement relatif, qui donnent, comme on l'a vu au § 48, un moment N autour de l'axe vertical passant par le centre de gravité, ne pourraient, si elles étaient seules à agir, produire une rotation de la locomotive sur les rails, parce qu'elles ne suffiraient pas pour vaincre le frottement des roues. Elles n'interviennent dans le mouvement de lacet que comme une cause secondaire tendant tantôt à accroître, tantôt à restreindre la déviation de la machine. Elles ont d'ailleurs comme période la durée d'un tour de roue, tandis que la période du lacet est beaucoup plus grande, et il ne peut y avoir synchronisme. Leur action n'est réellement nuisible que lorsque, la machine s'appuyant contre l'une des files de rails, elles concordent avec les autres forces produisant la poussée radiale, dont l'intensité se trouve alors augmentée.

CHAPITRE V

PUISSANCE ET RENDEMENT DES LOCOMOTIVES

58. Locomotives à simple expansion à vapeur saturée. Effort et travail indiqués. —

Ainsi qu'on l'a vu au § 46, l'effort-moteur moyen indiqué dans les deux cylindres d'une locomotive à simple

expansion est : $E = p \frac{d^2 l}{D}$, où d et l sont le diamètre et la course du piston, D le diamètre des roues motrices, p la pression effective moyenne sur le piston.

Le travail indiqué est Ev , où v est la vitesse de marche en mètres par seconde égale à $\frac{V}{3,6}$, V vitesse en kilomètres à l'heure; la puissance en chevaux-vapeur est

$$\text{donc : } \bar{C} = \frac{Ev}{75} = \frac{EV}{270}.$$

On étudie la variation de la pression moyenne p en relevant, au moyen d'indicateurs, des diagrammes de la pression dans le cylindre.

De la chaudière jusqu'au tuyau d'échappement, la vapeur traverse une série de passages plus ou moins étranglés à chacun desquels elle subit une perte de charge. C'est d'abord le régulateur, dont le mécanicien

règle l'ouverture selon la pression qu'il veut faire agir sur le piston. Cette ouverture peut atteindre en général 80 centimètres carrés, quelquefois plus; dès qu'elle dépasse environ 60 centimètres carrés, la pression dans les boîtes à vapeur des machines actuelles est, même à grande vitesse, sensiblement égale à la pression dans la chaudière. Il peut y avoir intérêt à étrangler la vapeur au régulateur, par exemple quand il y a des entraînements d'eau ou pour ne pas abaisser le degré d'admission au-dessous d'une valeur à partir de laquelle la distribution fonctionne mal; mais, normalement, le rendement diminue lorsque la pression initiale sur le piston n'est qu'une fraction de celle de la chaudière, et on perd ainsi les avantages d'un timbre élevé. Il en est autrement dans les machines à vapeur surchauffée.

La pression dans la boîte à vapeur subit des oscillations plus ou moins grandes, atteignant sur certaines machines plus d'un kilogramme; pour que ces variations soient faibles, il faut que le volume du tuyau d'admission et de la boîte à vapeur soit au moins égal à cinq fois le volume d'une cylindrée.

Pendant l'admission, la chute de pression entre la boîte à vapeur et le cylindre va en s'accroissant parce que, à mesure que le piston s'éloigne du point mort, il engendre un volume de plus en plus grand pour un même angle de manivelle, tandis que l'ouverture du tiroir, qui va d'abord en augmentant pendant une faible partie de l'admission, diminue ensuite rapidement. La chute de pression augmente avec la vitesse du piston. Dans les machines à tiroir plan, la longueur des lumières varie de 350 à 450 millimètres, l'ouverture maxima du tiroir est de 8 à 10 millimètres pour 25 %

d'admission. Avec des cylindres de 440 millimètres de diamètre, la pression à la fin de l'admission aux vitesses de 1 — 4 et 5 tours par seconde n'est plus respectivement que 0,90 — 0,70 et 0,65 de la pression dans la boîte à vapeur. Ces coefficients sont un peu plus grands avec les tiroirs plans à double entrée et les tiroirs cylindriques, ceux-ci permettant de donner aux lumières un développement de 600 millimètres environ.

D'après des mesures faites sur de nombreux diagrammes¹, la courbe de détente, lorsque les tiroirs sont pratiquement étanches, correspond à la relation $pv = \text{constante}$, tandis que, si la détente était adiabatique, cette courbe serait donnée par la formule de Zenner : $pv^\mu = \text{constante}$, où $\mu = 1,045 + 0,1m$, m étant la proportion de vapeur sèche à la fin de l'admission. La courbe $pv = \text{constante}$ se trouve au-dessus de l'adiabatique; il s'ensuit que le poids de vapeur apparente se trouve augmenté pendant la détente, ce qui est dû à la réévaporation d'une partie de l'eau provenant de la condensation de la vapeur sur les parois métalliques pendant l'admission. Lorsque, dans un diagramme pris dans des conditions correctes, c'est-à-dire avec des tuyaux de communication entre l'indicateur et le cylindre courts, de moins d'un mètre de longueur, de grand diamètre, 15 millimètres au moins, et sans coudes brusques, la courbe de détente se trouve au-dessus de la courbe $pv = \text{constante}$, cela est l'indice que le tiroir présente des fuites.

La contre-pression dans le cylindre pendant l'échap-

¹ NADAL, 1.

pement est d'autant plus élevée que la valve de l'échappement variable est plus serrée et que la vitesse est plus grande. La section de l'échappement peut varier en général de 60 à 250 centimètres carrés. Avec une grande section, 200 centimètres carrés, on peut admettre que la contre pression, qui est de $0^{\text{kg}},2$ à la vitesse d'un tour par seconde, augmente d'un dixième de kilogramme par tour. Avec une section moitié moindre, la contrepression est à peu près doublée.

La pression se relève dans le cylindre un peu avant la fermeture de l'échappement, alors que l'ouverture du tiroir se réduit de plus en plus; cette augmentation de pression dépend de la vitesse; elle est de $0^{\text{kg}},3$ environ à la vitesse de 4 tours par seconde.

La courbe de compression, de même que la courbe de détente, correspond, à peu de chose près, à la relation $p v = \text{constante}$.

En partant de ces données pratiques, on peut établir une formule donnant d'une façon suffisamment exacte le travail dans le cylindre.

Soient p_o , p_a , p_e , p_c les pressions absolues dans la boîte à vapeur, à la fin de l'admission, pendant l'échappement et au commencement de la compression, p_a dé pendant de p_o , p_e et p_c de la pression atmosphérique, comme il est indiqué ci-dessus;

a , b , e les fractions de course du piston correspondant à la fin de l'admission, de la détente et de l'échappement proprement dit;

ϵ l'espace nuisible évalué en fraction de course du piston;

$$\lambda = \frac{b + \epsilon}{a + \epsilon} \text{ le rapport de détente, } \gamma = \frac{c + \epsilon}{\epsilon} \text{ le}$$

rapport de compression, c étant égal à $1 - e$; $\frac{\pi d^2 l}{4}$ le volume engendré par le piston dont le diamètre est d et la course l .

Le travail par cylindrée est en kilogrammètres :

$$\tau = \frac{\pi d^2 l}{4}$$

$$\left[a \frac{p_o + p_a}{2} + (a + \varepsilon) p_a \text{Log. } \lambda + \frac{p_a + p_e}{\lambda} (1 - b) - c p_o - p_c (1 - e + \varepsilon) \text{Log. } \gamma \right] \quad (65)$$

expression dans laquelle $\text{Log. } \lambda$ signifie logarithme népérien de λ .

Le premier terme représente (fig. 64) la surface $A_o A o a$; le deuxième, la surface $A D a d$; le troisième, la surface $D E d e$; le quatrième, avec une très faible erreur, la surface $E C e c$; enfin le cinquième, la surface $C A_o c o$. La formule suppose que la détente et la compression s'effectuent suivant la loi : $pv = \text{constante}$.

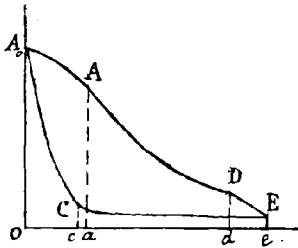


Fig. 64.

D'autre part, p étant la pression effective moyenne sur le piston, le travail par cylindrée a aussi pour expression : $\tau = \frac{\pi d^2 l}{4} p$, et on voit que la pression

moyenne p a pour valeur le terme entre parenthèses de l'équation (65).

Le travail en un tour est 4π et est égal au produit πDE de l'effort moteur indiqué E par le chemin parcouru par les roues motrices de diamètre D .

$$\text{Donc : } E = \frac{4\pi}{\pi D}$$

Au démarrage, lorsque l'admission à fond de course est comprise entre 75 et 80 %, la pression moyenne p dans le cylindre peut atteindre 85 % de la pression à la chaudière, et par conséquent l'effort moteur maximum est donné par : $E_0 = 0,85 p_0 \frac{d^2 l}{D}$, p_0 étant le timbre de la chaudière.

Étant donné que, en raison du laminage, la pression p_a à la fin de l'admission diminue et la contre-pression p_e augmente quand la vitesse augmente, l'effort moteur, pour des conditions de marche données : pression de régime et degré d'admission, est d'autant plus petit que la vitesse est plus grande.

La figure 65 représente, d'après les diagrammes d'indicateur, les variations de l'effort moteur E et de la puissance en chevaux T , pour des admissions de 22 à 34 % et une pression dans la boîte à vapeur de 12 kilogrammes; diamètre du piston : 440 millimètres; course : 650 millimètres; diamètre des roues motrices : 2 mètres.

A 100 kilomètres à l'heure, l'effort moteur n'est que les $\frac{6}{10}$ de l'effort à faible vitesse; sa variation en fonction du degré d'admission est de plus en plus faible quand la vitesse augmente.

La puissance passe par un maximum pour une vitesse qui dépend des données caractéristiques de la machine. Il semble en outre que, à une vitesse qui pour le cas

*Effort moteur et travail indiqués
pour des degrés d'admission de 22, 26, 30 et 34%
à la pression effective de régime de 12 $\frac{kg}{cm^2}$.*

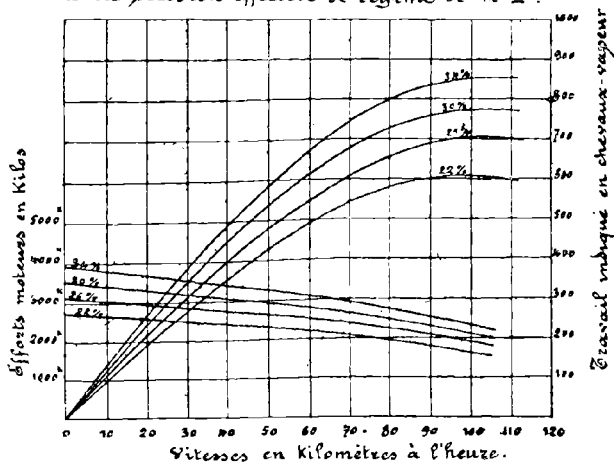


Fig. 65.

de la figure 67 serait de 160 à 180 kilomètres à l'heure, l'effet moteur serait voisin de zéro.

59. **Consommation de vapeur.** — Les diagrammes d'indicateur font connaître la pression et le volume ; on trouve dans les tables de la vapeur saturée la valeur de la densité en fonction de la pression ; on peut donc calculer pour chaque position du piston le

poids de vapeur apparente, c'est-à-dire le poids de fluide réellement à l'état de vapeur qui se trouve dans le cylindre. Au début de la compression, il reste dans le cylindre un poids de vapeur : $V(c + \varepsilon)\delta_c$, V volume engendré par le piston, c fraction de course restant à parcourir, ε espace nuisible, δ_c densité de la vapeur ; à la fin de l'admission, le poids de vapeur est, pour une densité δ_a : $V(a + \varepsilon)\delta_a$. La différence m entre ces deux quantités, soit :

$$(66) \quad m = V[(a + \varepsilon)\delta_a - (c + \varepsilon)\delta_c]$$

représente la consommation apparente. En réalité, le poids total de vapeur qui est entré dans le cylindre est plus élevé. On sait en effet, depuis les travaux de Hirn et de Reech, que la vapeur saturée arrivant au contact des parois métalliques relativement froides se condense partiellement en élevant leur température sur une épaisseur de métal qui, quoique très faible, suffit pour emmagasiner une quantité notable de chaleur. Lorsque, pendant la détente puis pendant l'échappement, la température de la vapeur s'est abaissée au-dessous de celle des parois, celles-ci restituent la chaleur emmagasinée et réévaporent l'eau qui s'était déposée sur elles en gouttelettes, comme une pluie ou comme une rosée. Il y a d'ailleurs équilibre, quelle que soit la vitesse de la machine, entre l'absorption et la restitution de chaleur, car la température reste fixe dans l'épaisseur de la paroi.

En résumé, à chaque cylindrée, il disparaît sous forme d'eau de condensation une certaine quantité de vapeur m' .

Diverses considérations théoriques¹ conduisent pour les locomotives à vapeur saturée à la formule suivante des condensations :

$$(67) \quad m' = \frac{\lambda \sigma \Theta}{r \sqrt{n}},$$

où σ est la surface condensante composée de la surface de l'espace nuisible plus la moitié de la surface cylindrique découverte pendant l'admission ; la surface de l'espace nuisible varie de 4 à 6 fois la section du cylindre ; il y a intérêt à la diminuer le plus possible ;

Θ l'écart entre la température maximum et la température minimum de la vapeur dans le cylindre ;

n le nombre de tours par seconde ;

r la chaleur latente de vaporisation à la température d'admission ;

λ un coefficient numérique donné par le tableau suivant en fonction du degré d'admission :

DEGRÉ D'ADMISSION	COEFFICIENT λ
20 %	0,62
30	0,72
40	0,78
50	0,83
60	0,87
70	0,90

La consommation réelle de vapeur sèche par cylindrée, fuites non comprises, est : $m + m'$, et la con-

¹ NADAL, 2.

sommation de vapeur sèche par cheval et par heure est :

$$(68) \quad \Delta = \frac{3\,600(m+m')}{\frac{\tau}{75}} = 270\,000 \frac{m+m'}{\tau}.$$

De nombreux essais effectués sur diverses machines¹ ont vérifié l'exactitude de cette formule.

Il serait sans doute plus correct de considérer la quantité de calories dépensée pour produire un travail donné; mais on est plus habitué à évaluer la consommation en kilogrammes de vapeur sèche par cheval-heure, et cela est suffisamment exact tant qu'il s'agit de vapeur saturée. Il en est autrement si la vapeur est surchauffée, parce que la quantité de chaleur contenue dans un poids donné de vapeur varie notablement avec le degré de surchauffe.

L'application des formules (65) et (68) permet d'apprécier l'influence des divers éléments de la machine sur la consommation, ainsi que les conditions de fonctionnement les plus économiques. On voit ainsi que, dans la généralité des machines à simple expansion et vapeur saturée :

la consommation diminue quand la pression de régime augmente ;

elle passe par un minimum à la vitesse de trois tours environ par seconde ;

pour une pression de régime de 10 à 12 kilogrammes, l'admission la plus favorable est de 20 %.

La quantité de vapeur condensée, m' , varie de 30 à 50 % de la quantité de vapeur apparente, m , et la

¹ NADAL, 4.

Locomot. à vapeur,

7*

consommation totale de vapeur par cheval-heure indiqué, lorsqu'il n'y a pas de fuites aux tiroirs ou aux pistons, est comprise entre $11^{\text{kg}},5$ et $12^{\text{kg}},5$.

60. Locomotives compound. Fonctionnement. — La double expansion consiste à fractionner la détente de la vapeur entre deux cylindres. Admettons que la courbe de détente soit représentée par la formule : $pv = \text{constante}$; soit, dans un cylindre unique, v_a , v_1 les volumes occupés par la vapeur à la fin de l'admission et à la fin de la détente; $p_a = 12$ kilogrammes, la pression absolue à la fin de l'admission. Pour que la détente soit complète, il faut que la pression absolue tombe à $1^{\text{kg}},5$ environ; d'où :

$$\frac{v_a}{v_1} = \frac{1,5}{12} = \frac{1}{8},$$

ce qui donne un degré d'admission trop faible pour une locomotive. En thèse générale, on ne peut donc faire une détente complète dans un seul cylindre. Mais supposons que la vapeur, après avoir été partiellement détendue dans un premier cylindre de volume v_1 , soit envoyée dans un deuxième cylindre de volume plus grand, double par exemple. Le volume occupé finalement par la vapeur sera $2v_1$, et on aura :

$$\frac{v_a}{2v_1} = \frac{1,5}{12} = \frac{1}{8}, \quad \text{ou :} \quad \frac{v_a}{v_1} = \frac{1}{4}.$$

On réalisera ainsi la détente complète avec une admission de 25 % dans le petit cylindre et de 50 % dans le grand.

Les machines à double expansion fonctionnent suivant le mode Woolf ou suivant le mode compound

proprement dit. On réalise le premier lorsque les cylindres à haute pression (HP) et à basse pression (BP) sont soit l'un derrière l'autre sur le même axe, en tandem, soit l'un au-dessus de l'autre, comme dans le système Vauclain. De courts canaux réunissent les deux cylindres, et par conséquent, lorsque la vapeur s'échappe du cylindre HP, elle doit trouver ouverte l'entrée au cylindre BP, ce qui exige que les points morts coïncident ou tout au moins soient voisins. La figure 66

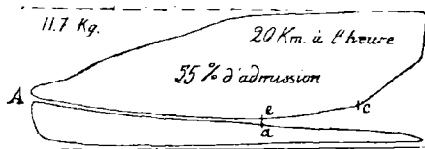


Fig. 66.

représente un diagramme relevé sur une locomotive Vauclain où, comme on le sait, les deux tiges de piston sont clavetées sur une même crosse. La ligne d'échappement au cylindre HP, Ae , et celle d'admission au cylindre BP, Aa , sont inclinées parce que, pour un même angle de manivelle, la diminution de volume dans le cylindre HP est moindre que l'augmentation dans le cylindre BP, et par suite la vapeur se détend. Quand l'admission est coupée au BP, en a , le piston HP comprime de e en c la vapeur dans l'espace formé par le cylindre HP et le canal réunissant les deux cylindres. Enfin quand, en c , le tiroir HP ferme l'échappement, la compression continue dans le seul cylindre HP.

Bien qu'il existe d'excellents types de locomotives à cylindres en tandem, le système Woolf est peu répandu.

Dans le fonctionnement compound proprement dit, les cylindres HP et BP sont réunis par un réservoir intermédiaire ayant une assez grande capacité, au moins deux fois le volume du cylindre HP ; dans ce réservoir la pression varie relativement peu, d'autant moins que la capacité est plus grande. Aucune dépendance n'est nécessaire entre les positions des manivelles, et on peut notamment les mettre à angle droit, comme cela a lieu dans les machines compound à deux cylindres. Dans les compound à quatre cylindres, les manivelles HP et BP d'un même côté sont de préférence placées à 180° en vue de réaliser l'auto-équilibrage des masses alternantes.

Les cylindres travaillent comme dans une machine à simple expansion, sauf que la pression d'échappement au cylindre HP et la pression d'admission au cylindre BP sont réglées par la pression au réservoir, en tenant compte du laminage de la vapeur. Il y a, du fait de ce laminage, comme on le voit sur le diagramme de la figure 67, une diminution de la pression moyenne p , qui est un défaut du système compound. La différence entre la pression d'échappement au cylindre HP et la pression pendant l'admission au cylindre BP, ou perte au réservoir, est d'environ $0^{\text{kg}},4$ à la vitesse de 2 tours par seconde et de $0^{\text{kg}},8$ à celle de 4 tours par seconde.

Dans des conditions de marche — pression dans la boîte à vapeur HP, crans d'admission, vitesse — déterminées et constantes, la pression moyenne ne varie

pas dans le réservoir intermédiaire, et par suite le poids de vapeur qui sort du cylindre HP est égal à celui qui entre dans le cylindre BP. La consommation de vapeur apparente et de vapeur condensée au cylindre HP est $m + m'$; elle est de même $m_1 + m'_1$ au cylindre BP; ces deux quantités sont égales s'il n'y a ni condensa-

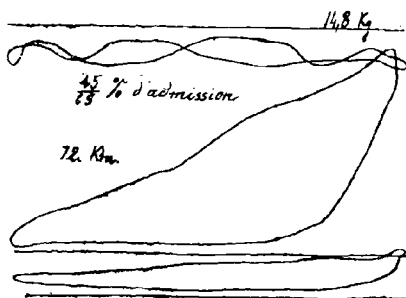


Fig. 67.

tion, ni réchauffement de la vapeur dans le réservoir intermédiaire, et la relation :

$$m + m' = m_1 + m'_1$$

détermine la pression au réservoir; on calcule ces valeurs comme cela est indiqué au paragraphe précédent.

Connaissant la pression au réservoir, on peut évaluer au moyen de la formule (65) le travail τ au cylindre HP et le travail τ_1 au cylindre BP. Le travail total est $\tau + \tau_1$, et la consommation de vapeur par cheval et par heure :

$$(69) \quad \Delta = 270\,000 \frac{m + m'}{\tau + \tau_1}.$$

On a jusqu'ici supposé implicitement que le volume du cylindre HP et celui du cylindre BP étaient donnés, alors que ce sont précisément les inconnues lorsqu'on établit un projet de machine. Mais la discussion de la formule (69) permettra de déterminer quel doit être le rapport entre ces volumes pour obtenir le meilleur rendement¹. En thèse générale, il est désirable que le cylindre à basse pression soit aussi grand que possible, afin de réaliser le maximum de détente; mais la question à résoudre se présente différemment selon qu'il s'agit d'une machine compound à deux cylindres ou d'une machine à quatre cylindres. Dans le premier cas, on est assujéti à des conditions spéciales : il faut que les travaux soient peu différents dans chacun des cylindres et que, pour obtenir un effort suffisant au démarrage, le diamètre du cylindre HP soit assez grand, au moins aussi grand que celui des cylindres d'une machine à simple expansion ayant même chaudière; d'un autre côté, que les cylindres soient intérieurs ou extérieurs, le cylindre BP ne peut avoir un trop grand diamètre parce que l'espace est restreint soit entre les longerons, soit dans le gabarit. Pratiquement, le diamètre du cylindre BP ne peut guère dépasser 0^m,80; aux États-Unis, où le gabarit des voies ferrées est un peu plus grand qu'en Europe, on trouve exceptionnellement des diamètres de 0,85 à 0,90. Pour ces motifs le rapport des volumes ne dépasse pas 2,4 et est compris en général entre 2,2 et 2,3, valeurs d'ailleurs suffisantes pour obtenir un bon fonctionnement.

Dans les machines à quatre cylindres on ne ren-

¹ NADAL, 3.

contre aucune de ces sujétions, et le rapport des volumes, qui, au début, était de 2,40 à 2,50, atteint dans les plus récentes machines 2,80 et 3. On place, si cela est nécessaire, les cylindres à basse pression à l'extérieur des longerons, quoiqu'il soit préférable, en principe, de les mettre à l'intérieur parce que, les masses alternantes BP étant les plus lourdes, l'équilibrage est meilleur lorsqu'elles sont les plus rapprochées du plan médian.

61. **Effort moteur.** — Soient p et p_1 les pressions effectives moyennes dans les cylindres HP et BP. d et d_1 les diamètres des pistons, l leur course commune. Dans une machine compound à deux cylindres, le travail par tour est :

$$\frac{\pi d^2 l}{2} p + \frac{\pi d_1^2 l}{2} p_1,$$

et l'effort moteur :

$$E = \frac{p d^2 l + p_1 d_1^2 l}{2D}.$$

Dans une machine compound à quatre cylindres, il faut remplacer d^2 et d_1^2 par $2d^2$ et $2d_1^2$, puisqu'il y a deux cylindres HP et deux BP. Donc :

$$E' = \frac{p d^2 l + p_1 d_1^2 l}{D}.$$

Les appareils de démarrage, que nous décrirons plus loin, permettent soit simplement d'admettre la vapeur de la chaudière dans le réservoir intermédiaire sous une pression limitée généralement à 6 kilogrammes, soit en outre de faire échapper le cylindre à haute

pression directement dans l'atmosphère en interceptant sa communication avec le réservoir. Dans le premier cas, p_0 étant la pression à la chaudière, le cylindre HP travaille entre les limites de pression p_0 et p'_0 , p'_0 pression au réservoir, et, si l'admission maximum au démarrage est au moins égale à 75 %, l'effort moteur d'une compound à deux cylindres sera, par analogie avec ce qui a lieu dans les machines à simple expansion, donné par la relation :

$$E_0 = 0,85 \frac{(p_0 - p'_0) d^2 l}{2D} + 0,85 p'_0 \frac{d_1^2 l}{2D}$$

$$= 0,85 \frac{d^2 l}{D} \left[p_0 + \frac{(\alpha - 1) p'_0}{2} \right],$$

en appelant α le rapport $\frac{d_1^2}{d^2}$ des volumes. Si $\alpha = 2,2$

et $p'_0 = 6$ kilogrammes, $p_0 + \frac{(\alpha - 1) p'_0}{2} = p_0 + \frac{7,2}{2}$

et on voit que pour une même pression à la chaudière l'effort au démarrage de la machine compound est notablement inférieur à celui de la machine à simple expansion dont les cylindres auraient le même diamètre que le cylindre HP. Il faut donc, pour réaliser en compound le même effort qu'en simple expansion, augmenter soit le timbre de la chaudière, soit le diamètre du cylindre HP, ou bien adopter un dispositif de démarrage donnant l'échappement direct du cylindre HP.

Le même raisonnement s'applique à une compound à quatre cylindres; mais, comme le rapport des volumes est plus grand, égal à 3 par exemple, on a,

pour $p'_0 = 6$ kilogr. : $\frac{p_0 + (2-1)p'_0}{2} = p_0 \frac{1}{2} 1^2$.

Si p_0 est supérieur à 12 kilogrammes, ce qui a lieu en général, la locomotive à quatre cylindres sera, au démarrage avec admission au réservoir sans échappement, direct, un peu moins puissante que la locomotive à simple expansion dont la surface du piston serait égale au double de la surface du piston HP. Pratiquement, les machines compound à quatre cylindres ne présentent pas d'infériorité à ce point de vue même lorsqu'on n'a pas recours à l'échappement direct, parce que la pression de régime est de 15 ou de 16 kilogrammes et que les diamètres des cylindres sont suffisamment grands. A la haute pression le diamètre est compris entre 0^m,34 et 0^m,40, ce qui équivaut à un cylindre unique de 0^m,48 à 0^m,57 ; pour un rapport des volumes égal à 3, les diamètres correspondants des cylindres BP sont de 0,59 et 0,69.

A mesure que la vitesse augmente, l'effort moteur diminue et en même temps varie de moins en moins pour des degrés d'admission différents ; il diminue un peu plus rapidement que dans les machines à simple expansion, à cause de la perte spéciale de pression au réservoir intermédiaire. Pour l'admission moyenne de 40 % au cylindre HP et 65 % au cylindre BP, l'effort moteur à la vitesse de 5 tours par seconde n'est que la moitié de l'effort à faible vitesse.

La pression moyenne p au cylindre HP peut se calculer par la formule (65) en remplaçant p_r par $p'_0 + q$, p'_0 étant la pression au réservoir et q la perte de pression ; on calcule de même la pression moyenne p_1 au cylindre BP en partant de la pression p'_0 au réservoir.

L'admission restant constante au cylindre HP, le travail total augmente quand on allonge l'admission au cylindre BP. Ainsi pour une vitesse de 4 tours par seconde et une admission au cylindre HP de 35 %, lorsque l'admission au cylindre BP passe successivement de 45 % à 55 % et à 65 %, le travail croît comme les nombres 1 — 1,10 — 1,15⁴. Cette progression, mise en lumière par M. Barbier dans ses essais des locomotives de la Compagnie du Nord, s'explique facilement : l'admission au cylindre BP augmentant, la pression au réservoir diminue, la ligne d'échappement du diagramme HP s'abaisse, et par suite l'aire de ce diagramme augmente ; le diagramme BP subit deux tendances contraires à peu près équivalentes, l'une dans le sens de la diminution : l'abaissement de pression au réservoir, l'autre dans le sens de l'augmentation : l'allongement de l'admission.

Une conséquence de ce qui précède, c'est que, en établissant une différence convenable entre les crans d'admission HP et BP, il est possible d'égaliser les travaux. Cela est surtout désirable dans les locomotives compound à deux cylindres. La différence entre les crans réalisant l'égalité des travaux dépend principalement du rapport des volumes et très peu de la pression de régime ou de la vitesse. Pour des valeurs de ce rapport de 2,25 et de 2,5, l'admission au cylindre BP doit être respectivement de 12 % et de 8 % supérieure à l'admission au cylindre HP ; pour un rapport des volumes égal à 3, les admissions doivent être égales.

⁴ BARBIER.

On réalise facilement une différence entre les degrés d'admission sensiblement constante pour tous les crans de marche usuels, soit, dans le cas de la distribution Stephenson, en donnant des angles de calage différents aux poulies d'excentrique HP et BP, soit, dans le cas de la distribution Walschaerts, en établissant les leviers d'avance avec des bras de levier différents ; on peut en outre donner aux tiroirs BP un moindre recouvrement qu'aux tiroirs HP.

62. **Consommation de vapeur.** — En marche uniforme, la quantité de vapeur qui passe dans chacun des cylindres HP et BP est la même ; on peut prendre comme mesure de la consommation celle du cylindre HP, et on tient compte ainsi des pertes qui peuvent se produire au réservoir.

La raison principale qui a conduit à adopter les machines compound, c'est l'économie qu'elles présentent par rapport aux locomotives à simple expansion. Les avis ont longtemps différé sur les causes et même sur la réalité de cette économie ; ils diffèrent encore sur sa quotité, ce qui n'a d'ailleurs rien d'étonnant, car elle est variable selon les circonstances. Considérons le diagramme en trait plein (fig. 68) d'une machine à simple expansion ; la quantité apparente de vapeur qui évolue pendant la détente dépend de la pression au point A, fin de l'admission. Si, en employant un second cylindre, au lieu de couper la détente au point D nous la prolongeons jusqu'en D', nous gagnons, pour une même quantité de fluide évolutant, l'aire à hachures horizontales ; mais, s'il y a une perte de pression au passage d'un cylindre à

l'autre, nous perdons l'aire à hachures verticales. Suivant l'importance relative de ces deux surfaces, nous ferons donc une économie ou une perte. A faible vitesse la chute de pression au réservoir est très faible, et il y a certainement économie; celle-ci diminue quand la vitesse augmente; elle s'annule pour une certaine vitesse qui, dans les conditions d'établissement des

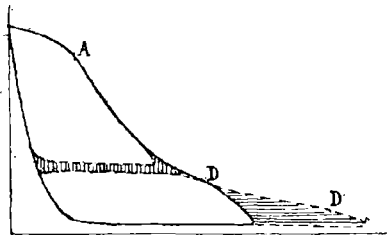


Fig. 68.

locomotives actuelles, est comprise entre 4 et 5 tours par seconde; au delà, il y a perte sur la quantité de vapeur apparente, mais il y a toujours économie sur la quantité de vapeur condensée.

En effet, la détente s'effectuant dans deux cylindres, l'écart Θ des températures de la vapeur dans chacun d'eux, écart dont dépend la quantité de vapeur condensée, formule (67), est environ moitié moindre que lorsque la détente s'effectue dans un seul cylindre. Supposons que la pression à l'admission dans le cylindre HP soit de 13 kilogrammes, ce qui correspond à une température de 194° , et la pression à

l'échappement BP de $0^{\text{kg}},6$, ce qui correspond à une température de 113° ; pour que l'écart total de $194^{\circ} - 113^{\circ} = 81^{\circ}$ se répartisse également entre les deux cylindres il faut que la pression ou réservoir soit de $4^{\text{kg}},3$. Dans les machines à quatre cylindres, elle est le plus souvent inférieure à ce chiffre et oscille autour de 3 kilogrammes, température correspondante : 143° , en sorte que l'écart des températures au cylindre HP représente $\frac{5}{8}$ et l'écart au cylindre BP $\frac{3}{8}$ de l'écart total. Dans la formule des condensations (67) appliquée au cylindre HP, le facteur Θ est donc réduit de $\frac{3}{8}$ par rapport à une machine à simple expansion. Mais le facteur σ , surface condensante, reste-t-il le même dans les deux cas? Il en est à peu près ainsi dans les machines compound à deux cylindres, mais dans celles à quatre cylindres il y a une majoration de la surface condensante; le rapport de la surface de l'espace nuisible à la surface du piston augmente quand le diamètre de celui-ci diminue; avec un diamètre HP de 0,34, la surface de l'espace nuisible est égale à un peu plus de 6 fois la surface du piston, tandis que ce rapport ne dépasse pas en général 5 dans les machines à simple expansion ou dans les compound à deux cylindres. La réduction du poids de vapeur condensée est donc un peu moindre dans une compound à quatre cylindres que dans une compound à deux cylindres.

En résumé, l'économie des machines compound tient à deux causes essentielles : l'allongement de la détente, qui permet en outre d'utiliser de plus hautes pressions,

et la diminution des écarts de température dans chaque cylindre ; mais d'autres facteurs accessoires interviennent, notamment les dimensions des orifices d'écoulement de la vapeur et celles des surfaces refroidissantes des cylindres, qui peuvent faire varier notablement le pourcentage de l'économie. Il diminue en tout cas toujours quand la vitesse augmente. D'après les résultats de la pratique, en comparant de bonnes machines à tiroirs plans ayant mêmes chaudières et même poids total, on peut admettre en moyenne que celles du système compound consomment à faible vitesse de 15 à 20 % de moins que celles à simple expansion, et à grande vitesse 6 à 10 % de moins.

La consommation de vapeur sèche par cheval-heure indiqué varie de 9 à 10 kilogrammes jusqu'à 3 tours par seconde et de 10 à 11 kilogrammes entre 3 et 5 tours.

Au point de vue pratique, les machines compound présentent une autre cause d'économie de grande importance. Dans toute machine les tiroirs plans et encore plus les tiroirs cylindriques cessent d'être étanches au bout d'un certain temps d'usage. De même que la détente dans deux cylindres coupe en deux parties à peu près égales les écarts de température de la vapeur, de même elle diminue l'importance relative des fuites parce que celles-ci consistent surtout en un écoulement direct de vapeur des boîtes des tiroirs dans les conduits d'échappement et dépendent par conséquent des différences de pression dans ces deux enceintes, différences moindres dans les machines compound que dans celles à simple expansion.

63. Particularités du fonctionnement. — Le fonctionnement des machines compound présente une difficulté spéciale tenant à l'exagération de la compression. Comme on l'a vu au § 58, la pression γ à la fin de la compression est donnée par la relation :

$$\gamma = \frac{c + \varepsilon}{\varepsilon} p_c = \gamma p_c.$$

Dans une machine à simple expansion la pression absolue p_c au début de la compression ne dépasse pas $2^{\text{kg}},5$ à grande vitesse ; pour une admission de 20 %, la compression est de 36 % au plus (voir § 38) ; si, d'autre part, l'espace nuisible est de 10 % du volume engendré, on a :

$$\frac{c + \varepsilon}{\varepsilon} = \frac{0,36 + 0,10}{0,10} = 4,6 \quad \text{et} :$$

$\gamma = 4,6 p_c = 4,6 \times 2,5 = 11^{\text{kg}},50$, pression ne dépassant pas par conséquent celle de la boîte à vapeur lorsque le timbre de la chaudière est de 10 kilogrammes ou plus. Dans une machine compound aux crans usuels de 40 % HP et de 60 % BP, pour lesquels la compression est respectivement de 23 % et 14 %, si l'espace nuisible est toujours de 10 % dans

chaque cylindre, on a : $\gamma = \frac{0,23 + 0,10}{0,10} = 3,3$,

$\gamma_1 = \frac{0,14 + 0,10}{0,10} = 2,4$; mais, d'autre part, pour

une pression absolue au réservoir de 4 kilogrammes, la pression absolue au début de la compression HP atteint 5 kilogrammes, et celle au début de la compression BP est comme dans la machine à simple expansion de $2^{\text{kg}},5$. On a donc : $\gamma = 3,3 \times 5 = 16^{\text{kg}},5$ absolus et $\gamma_1 = 2,4 \times 2,5 = 6$ kilogrammes absolus,

pressions supérieures à celles régnant dans les boîtes à vapeur HB et BP. C'est surtout au cylindre HP que se produisent de fortes contrepressions, parce que la pression au réservoir est, notamment dans les compound à deux cylindres, souvent supérieure à la valeur admise ci-dessus.

Pour remédier à cette exagération de la compression il existe plusieurs moyens. On peut, par exemple, augmenter le volume de l'espace nuisible ou diminuer la phase de compression.

On a hésité, au début de l'introduction des machines compound, à augmenter le volume de l'espace nuisible dans la crainte qu'il n'en résultât une augmentation de dépense de vapeur. Ainsi, dans les premières compound à quatre cylindres, ce volume n'était que de 10 à 12 % aux cylindres HP et de 6 % aux cylindres BP. Les contrepressions étant trop élevées, on l'a augmenté peu à peu jusqu'à 18 % aux cylindres HP et 12 à 14 % aux cylindres BP et on a eu raison d'agir ainsi, car il se trouve que l'agrandissement du volume de l'espace nuisible, à la condition que sa surface reste la même, ce qu'il est facile d'obtenir, ne produit pas une augmentation de la consommation mais plutôt une légère diminution. Ce résultat est dû au rôle joué par les condensations. Lorsqu'on agrandit l'espace nuisible, la courbe de détente se relève et le travail mesuré par l'expression : $(a + \epsilon)p_a \text{Log } \lambda$ de l'équation (65) augmente ; la consommation de vapeur apparente, m , croît aussi et plus rapidement ; au total le rapport $\frac{m}{\tau}$, τ travail par cylindrée, augmente, mais d'autant moins que la détente est plus longue. D'autre part, la con-

sommation de vapeur condensée reste la même, puisque écarts de température et surface de l'espace nuisible n'ont pas changé, d'où il résulte que le rapport $\frac{m'}{\tau}$ diminue. Dans les machines à simple expansion, où le rapport de détente est toujours trop faible, la première influence prédomine sur la seconde, tandis que c'est le contraire qui a lieu pour les machines compound. On peut rechercher au moyen de la formule (68), dans laquelle on introduira diverses valeurs de l'espace nuisible ε , quelles sont celles de ces valeurs donnant la consommation minimum. On trouve qu'elles s'élèvent à 15 % au cylindre HP et à 12 % au cylindre BP, mais il n'y a pas d'inconvénient à augmenter légèrement ces chiffres. Le meilleur moyen de réduire la contrepression sur le piston est donc d'augmenter suffisamment le volume de l'espace nuisible.

On a vu au § 37 que dans les distributions ordinaires par coulisses la phase de compression est invariablement liée aux autres phases et augmente de durée quand la période d'admission est réduite. On diminue un peu la compression en donnant au tiroir un certain découverturement du côté de l'échappement. ce qui a l'inconvénient, peu appréciable, il est vrai, à grande vitesse, d'allonger la phase d'émission anticipée ; le découverturement est limité en général à 3 ou 5 millimètres.

Dans les machines compound à quatre cylindres, et en cela elles sont supérieures aux machines compound à deux cylindres, on dispose d'un autre moyen pour limiter les effets de la compression. Comme il n'est pas nécessaire que les travaux soient égaux dans les cylindres

HP et BP, on peut allonger la marche aux cylindres BP, de façon d'une part à réduire la durée de la compression dans ces cylindres (par exemple, à 70 % d'admission, la compression n'est plus que de 10 %) et d'autre part à diminuer la pression au réservoir intermédiaire ainsi par conséquent que la contrepression au cylindre HP. Il se trouve justement que cet allongement de la marche au cylindre BP est favorable au rendement. M. Barbier a mis ce fait en lumière ; il a montré qu'en allongeant la marche au cylindre BP, le rapport entre la surface du diagramme réel et celle du diagramme théorique augmente, ce qui est la preuve d'une meilleure utilisation de la vapeur. Ce fait s'explique, comme celui concernant l'augmentation de l'espace nuisible, par l'intervention des condensations. Lorsqu'on allonge l'admission au cylindre BP, on abaisse la pression au réservoir ainsi que l'écart des températures dans le cylindre BP ; par conséquent, la quantité absolue m'_1 de vapeur condensée diminue également ; cependant la consommation totale de vapeur $m_1 + m'_1$ augmente, car, comme on l'a vu plus haut, le travail total augmente ; il s'ensuit donc, pour une double raison, que le rapport $\frac{m'_1}{m_1 + m'_1}$ diminue et que l'utilisation de la vapeur est meilleure. Toutefois cette conclusion cesserait d'être exacte pour une admission trop longue au cylindre BP, parce que le travail total, après avoir d'abord augmenté avec l'admission BP, finit ensuite par diminuer. En fait, l'étude de la consommation par la formule (68), en y considérant l'admission BP comme seule variable, montre qu'il y a une valeur de cette admission, 65 à 70 % en général,

donnant le meilleur résultat, de même d'ailleurs qu'il y a une admission HP (40 % environ) plus économique que toutes les autres.

Ceci nous permet d'apprécier l'utilité d'avoir des distributions HP et BP indépendantes. On sait que la première locomotive compound à quatre cylindres, machine n° 701 de la Compagnie du Nord, fut construite en 1885 par M. de Glehn¹. Dans cette locomotive les deux mécanismes de distribution HP pouvaient être liés ou non avec les deux mécanismes BP au moyen d'un changement de marche à deux vis dans le prolongement, du type employé par M. Mallet sur les locomotives compound à deux cylindres du chemin de fer de Bayonne à Biarritz; l'essieu moteur d'avant, actionné par les cylindres HP intérieurs, n'était pas accouplé avec l'essieu moteur d'arrière commandé par les cylindres BP; le démarrage s'effectuait en envoyant de la vapeur vive dans le réservoir intermédiaire sans faire évacuer les cylindres HP dans l'atmosphère. Dans le type suivant (locomotives 2121 et 2122 de la Compagnie du Nord, construites en 1891), les deux essieux moteurs, toujours commandés séparément, furent réunis par des bielles d'accouplement; les distributions indépendantes furent conservées, et, sur les indications de M. du Bousquet, les cylindres HP furent munis d'un dispositif permettant l'échappement direct dans l'atmosphère de façon que chaque groupe de cylindres pût fonctionner en simple expansion. En 1889, la Compagnie Paris-Lyon-Méditerranée avait mis en service des locomotives compound à quatre cylindres

¹ PULIN.

dans lesquelles les deux essieux moteurs accouplés étaient commandés séparément par chaque groupe de cylindres HP et BP avec quatre mécanismes de distribution distincts mais non indépendants, une disposition spéciale du changement de marche établissant une certaine relation entre les crans d'admission HP et BP; ce dernier système a été modifié dans les récentes machines PLM de telle façon que le degré d'admission BP soit fixe et égal à 63 % quel que soit le cran HP; en outre, dans les locomotives PLM, les cylindres HP ne sont pas munis de l'échappement direct. Toutes les machines compound à quatre cylindres des autres réseaux français sont du type Nord ou de Glehn; mais à l'étranger, et notamment en Allemagne et en Amérique, on n'emploie qu'une distribution pour chaque groupe formé d'un cylindre HP et d'un cylindre BP d'un même côté; en Allemagne, le tiroir de l'un de ces cylindres est actionné au moyen d'un dispositif de renvoi par le mécanisme de distribution de l'autre; en Amérique, ou bien il n'y a qu'un seul tiroir pour les deux cylindres (type Baldwin), ou bien les deux tiroirs sont dans le prolongement (type Cole). Le mécanisme avec arbre de renvoi (type von Borries) est établi de façon qu'il existe une relation entre les crans d'admission telle que, par exemple, pour 40 % d'admission HP on a 65 % d'admission BP, et l'échappement direct des cylindres HP est supprimé, le démarrage s'effectuant simplement par admission de vapeur vive dans le réservoir intermédiaire. Au point de vue du fonctionnement économique de la machine, ce dernier système est parfaitement suffisant, comme on l'a vu plus haut; il l'est aussi au point de vue de la puissance de démar-

rage, car l'admission directe aux cylindres BP suffit pour utiliser toute l'adhérence. Les distributions indépendantes donnent toutefois un peu plus de souplesse à la machine et, jointes à l'échappement direct des cylindres HP, permettent, en cas de besoin, de marcher avec un seul groupe de cylindres.

Un autre trait distingue le type de Glehn du type allemand. Dans le premier, les cylindres intérieurs, qui sont en général les cylindres BP, placés sous la boîte à fumée, actionnent le premier essieu, et les cylindres HP, placés à 1^m,50 environ en arrière, actionnent le second essieu; dans le type allemand, les quatre cylindres sont placés sur la même ligne transversale, en batterie, et actionnent tous les quatre le même essieu. On a vu, à la fin du § 48, que les efforts sur les longerons sont un peu moindres dans le premier type, mais les pièces du mécanisme intérieur sont plus accessibles dans le second en raison de la suppression du caissonnement spécial des cylindres extérieurs.

64. **Appareils de démarrage.** — C'est M. Mallet qui a le premier appliqué le système compound aux locomotives; sur ses plans fut construite en 1876 une locomotive compound à deux cylindres pour la ligne de Bayonne à Biarritz. Ce nouveau type fut introduit en 1880 par von Borries en Allemagne et ne tarda pas à s'y généraliser. Divers autres pays : l'Autriche, la Suisse, les États-Unis, etc., ont mis également en service un nombre important de locomotives compound à deux cylindres. Ce n'est qu'en 1899 qu'un réseau français, celui du Midi, est entré dans cette voie en procédant par voie de transformation d'anciennes machines

dont les chaudières ont été remplacées par des chaudières neuves timbrées à 15 kilogrammes; en présence des excellents résultats obtenus, d'autres réseaux : l'Orléans, l'Est, l'État, ont suivi cet exemple.

En 1881, Webb construisit en Angleterre les premières locomotives compound à trois cylindres, qui comportaient à l'origine deux cylindres extérieurs à haute pression et un cylindre intérieur à basse pression placé dans l'axe de la machine; plus tard, cette disposition fut renversée. Ce type de locomotive a reçu un certain nombre d'applications en Angleterre, mais n'a pas donné des résultats bien marquants; il paraît aujourd'hui abandonné.

Enfin, comme on l'a dit plus haut, c'est en France qu'a été essayée en 1885 et que s'est développée à partir de 1889 la locomotive compound à quatre cylindres. Depuis une dizaine d'années, presque toutes les locomotives mises en service sur les chemins de fer français sont de ce système, tandis que l'Angleterre et les États-Unis restent fidèles à la simple expansion et que l'Allemagne adopte la vapeur surchauffée.

Les locomotives compound, surtout celles à deux cylindres, exigent un appareil spécial pour le démarrage. Un grand nombre d'appareils de ce genre ont été imaginés. Tous impliquent l'envoi de la vapeur vive dans le réservoir intermédiaire sous une pression limitée à 5 ou 6 kilogrammes, mais il y a ou non échappement direct des cylindres HP dans l'atmosphère. Ils sont soit manœuvrables à la main ou au moyen d'un servo-moteur, soit solidaires du changement de marche, soit automatiques. Ces derniers n'ont pas donné de bons résultats et ne se sont pas généralisés.

Les démarreurs sans échappement direct sont les plus simples, les moins sujets aux fuites, les plus sûrs dans leur fonctionnement; mais l'effort dans le cylindre HP est notablement réduit par la contrepression derrière le piston qui est un peu plus grande que la pression au réservoir intermédiaire. Afin d'éviter que le piston HP, quand il a légèrement dépassé la position où cesse l'admission, ne soit soumis qu'à la contrepression du réservoir, et ne donne par suite un effort négatif, il faut, en même temps qu'on admet directement la vapeur au réservoir, l'admettre également dans le cylindre HP de l'autre côté du piston, par exemple au moyen d'une ouverture placée vers le milieu de la longueur du cylindre.

Le démarreur Lindner, très employé en Allemagne, se compose d'un robinet relié au levier de changement de marche, de façon à n'envoyer la vapeur vive dans la boîte à vapeur du cylindre BP que lorsque la marche est à fond de course. Les deux faces du piston HP sont mises en communication, lorsque la manivelle HP a dépassé la position correspondant à l'admission maxima, au moyen de petits canaux pratiqués dans le tiroir du côté de l'arête d'échappement¹.

Le démarreur appliqué par la Compagnie du Midi aux locomotives compound à deux cylindres se compose (fig. 69) d'un tiroir plat manœuvré à la main ou au moyen d'un servo moteur à air comprimé, qui découvre une lumière ayant une section de 125 millimètres carrés faisant communiquer la boîte à vapeur HP avec le réservoir intermédiaire, et une autre lumière de

¹ VON BORRIES, BRÜCKMANN, etc.

875 millimètres carrés aboutissant vers le milieu du cylindre HP.

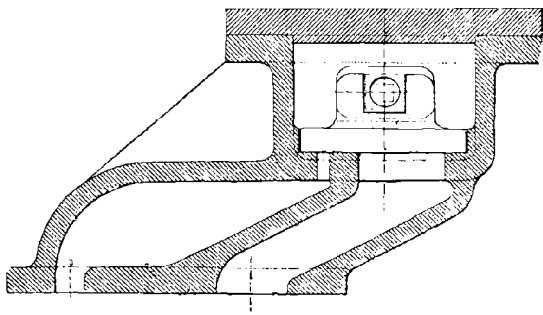


Fig. 69.

Dans le dispositif Gölsdorf, d'une très grande simplicité, la table du tiroir BP est percée de deux petites ouvertures *mm* (fig. 70) communiquant par deux petits tuyaux avec la conduite d'admission de vapeur au cylindre HP; ces ouvertures sont placées sous la nervure centrale du tiroir, à une distance du bord extérieur de la lumière d'admission telle qu'elles ne sont découvertes par le tiroir que lorsque la course de celui-ci correspond à une admission supérieure à 60 %; il y a alors automatiquement admission directe de vapeur dans le cylindre BP. Dans ce système, afin de pouvoir démarrer dans toutes les positions, l'admission maxima au cylindre HP doit être très grande, au moins 85 %, ce qui est facilement réalisable avec la distribution Walschaerts.

Les démarreurs comportant l'échappement direct des

cylindres HP ont été aussi beaucoup appliqués en Allemagne. Les types principaux sont ceux de von Borries, Dultz, Henschel et Sohn¹. Le principe en est basé sur l'emploi d'un tiroir double, cylindrique en

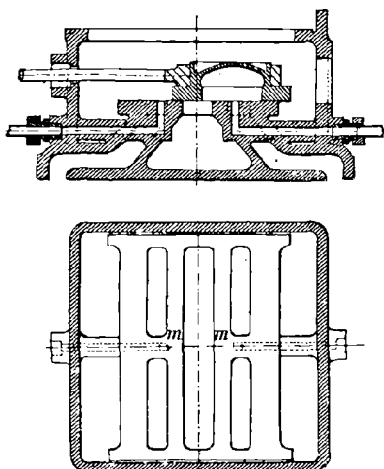


Fig. 70.

général, qui dans la position de démarrage intercepte la communication du cylindre HP avec le réservoir et ouvre la communication avec l'atmosphère, en même temps que la vapeur vive est envoyée au cylindre BP.

Ces deux actions sont indépendantes dans le dispositif employé sur les locomotives compound à quatre cylindres de Glehn. Le robinet cylindrique d'échappement direct (voir fig. 45) est manœuvré au moyen

¹ VON BORRIES, BRÜCKMANN, etc.

d'un servo-moteur à air comprimé, et l'admission de vapeur vive au réservoir se fait au moyen d'un régulateur auxiliaire.

65. Locomotives à vapeur surchauffée. -

Dans les surchauffeurs l'augmentation de température de la vapeur s'effectue à pression constante. La quantité de chaleur contenue dans un kilogramme de vapeur surchauffée à la température t' , t étant la température de la vapeur saturée à la même pression, est, d'après une formule connue de la thermodynamique ;

$$R = 606,5 + 0,305t + c(t' - t).$$

Les deux premiers termes du second membre représentent la quantité de chaleur nécessaire pour vaporiser à la température t un kilogramme d'eau dont la température initiale est 0° , et le terme $c(t' - t)$ la quantité de chaleur nécessaire pour surchauffer la vapeur produite. La chaleur spécifique c à pression constante n'est pas exactement connue. D'après Regnault, sa valeur serait de $0,48$ à 160° . Des expériences effectuées en 1905 à Munich, par MM. Knoblauch et Jakob¹, ont montré que la chaleur spécifique varie avec la pression et la température. Ainsi, à la pression de 8 kilogrammes, température de saturation : $174^\circ,5$, la chaleur spécifique aurait pour valeur :

0,582	à la température de saturation,
0,538	à 200°
0,499	à 250°
0,494	à 300°
0,503	à 350° .

¹ Engineering, 22 février 1907.

Pour des pressions moindres, la chaleur spécifique serait un peu plus faible.

Il semble résulter de ces expériences que la chaleur totale dans la vapeur surchauffée à une température donnée est indépendante de la pression, ce qui expliquerait la variation de la chaleur spécifique et sa valeur élevée près du point de saturation. La chaleur totale contenue dans un kilogramme de vapeur surchauffée serait, quelle que fût la pression :

	de 680 calories à 200°
703	id. à 250°
727	id. à 300°
751	id. à 350°.

Du fait de la surchauffe, le volume de la vapeur est notablement augmenté sans augmentation de pression. La vapeur suffisamment surchauffée se comporterait en effet comme un gaz parfait et obéirait aux lois de Mariotte et de Gay-Lussac; son équation caractéristique serait :

$$pv = RT.$$

où p est la pression absolue en kilogrammes par mètre carré,

v le volume d'un kilogramme de vapeur en mètres cubes,

T la température absolue en degrés centigrades,

et R un coefficient égal à environ 50.

D'après Zeuner, la surchauffe ne serait jamais suffisante en pratique pour que l'équation ci-dessus soit applicable, et il faudrait prendre comme équation caractéristique :

$$(66) \quad pv = 50.93 T - 192,5 p^{0,25}.$$

Cette relation permet, la pression de régime p étant

donnée, de déterminer le volume v de l'unité de poids en fonction de la température et par conséquent la densité $\frac{1}{v}$, c'est-à-dire le poids en kilogrammes d'un mètre cube.

Par exemple, pour une pression absolue de treize atmosphères, les valeurs de v et de $\gamma = \frac{1}{v}$ sont les suivantes :

TEMPÉRATURE	VOLUME SPÉCIFIQUE v	DENSITÉ γ
190° (saturation)	0,155	6,45
250°	0,177	5,65
300°	0,196	5,10
350°	0,216	4,63

La loi de la détente adiabatique de la vapeur sur chauffée est :

$$(67) \quad pv^{\frac{4}{3}} = \text{constante.}$$

tandis que la loi de la détente adiabatique de la vapeur saturée est :

$$(68) \quad pv^{\mu} = \text{constante,}$$

où $\mu = 1.035 + 0,1m$, m étant la proportion de vapeur sèche au début de la détente; si la vapeur est saturée sèche, $m = 1$ et la loi de la détente est :

$$pv^{1,135} = \text{constante.}$$

L'abaissement de la courbe de détente à partir d'un point donné est d'autant plus rapide que l'exposant de v est plus grand.

Pour calculer le travail produit dans un cylindre par un volume donné de vapeur surchauffée, il faudrait connaître la courbe de détente, c'est-à-dire savoir si la vapeur est toujours surchauffée à la fin de l'admission, si elle le reste pendant toute la durée de la détente, auquel cas l'équation (67) serait applicable, ou bien à quel moment elle cesse d'être surchauffée, auquel cas il faudrait appliquer d'abord l'équation (67), puis l'équation (68). Il faudrait, en outre, que le fluide fût constamment homogène, ce qui n'est pas du tout certain; il n'est pas impossible, par exemple, qu'il y ait des gouttelettes d'eau sur les parois métalliques tandis que la partie centrale de la masse de vapeur reste surchauffée. Ces divers points ne pourraient être élucidés que par des expériences, qui font encore défaut même en ce qui concerne les machines fixes, où cependant la vapeur surchauffée est employée depuis longtemps.

Dans l'hypothèse où la détente serait adiabatique, hypothèse qui est d'autant plus voisine de la réalité que la vapeur est plus fortement surchauffée, on peut se rendre compte jusqu'à quel moment la vapeur reste surchauffée en appliquant la loi de l'équivalence: la variation de chaleur interne de la vapeur est égale au travail produit. Celui-ci, d'après la formule (67), a pour expression:
$$\mathcal{G} = \frac{1}{0,33} (p_a v_a - p v),$$
 p_a et v_a , p et v étant la pression et le volume au commencement et en un point quelconque de la détente. Quant à la chaleur interne U' de la vapeur surchauffée à la température t' , elle est égale à:

$$U' = U + c(t' - t),$$

U étant la chaleur interne de la vapeur saturée à la même pression et t la température de saturation.

Voici les résultats du calcul pour divers cas :

I. Pression absolue au commencement de la détente, 80000 kilogrammes par mètre carré;

Température de saturation, 169°,6;

Température de la vapeur surchauffée, 300°.

	Température de la vapeur à la fin de la détente.	Pression absolue à la fin de la détente.	Température de saturation.	Degrés de surchauffe.
Pour une détente de :				
2 volumes	215°	31 820 kg.	134°,8	80°,2
3 volumes	169°	18 560	117°,2	51°,8
4 volumes	137°	12 660	105°,8	31°,2

II. Pression absolue au commencement de la détente, 130000 kilogrammes par mètre carré;

Température de saturation, 190°,6;

Température de la vapeur surchauffée 300°.

	Température de la vapeur à la fin de la détente.	Pression absolue par m ² à la fin de la détente.	Température de saturation.	Degrés de surchauffe.
Pour une détente de :				
2 volumes	217°	51 700 kg.	152°,2	61°,8
3 volumes	170°	30 100	133°,0	37°,0
4 volumes	140°	20 600	120°,4	19°,6

Ces chiffres montrent que, si la détente est adiabatique, la vapeur ayant une température initiale de 300°

reste constamment surchauffée pour une détente de plus de quatre volumes. Dans le cas où la température de la vapeur au commencement de la détente n'est que de 250°, la vapeur cesse d'être surchauffée pour une détente un peu inférieure à trois volumes.

En supposant que la vapeur surchauffée évolue dans un cylindre imperméable à la chaleur, la quantité de calorique dépensée pour produire un travail donné est d'autant moindre que le degré de surchauffe est plus élevé, parce que, comme on le sait, le rendement est proportionnel à l'écart des températures du fluide évoluant. Toutefois cette cause d'économie n'a qu'une importance secondaire dans les machines à piston.

L'avantage réel de la vapeur surchauffée provient de la diminution ou même de la suppression des pertes par condensation de la vapeur sur les parois des cylindres. Le coefficient de transmission de la chaleur entre la vapeur saturée et les parois est très grand lorsque celles-ci sont recouvertes d'humidité sous forme de rosée ou de gouttelettes, et très petit si elles sont sèches. Quand la vapeur est uniformément surchauffée, elle peut se refroidir sans se condenser, et, tant qu'il ne se dépose pas d'humidité sur les parois, les échanges de chaleur n'ont qu'une très faible valeur. Toutefois il faut pour cela que le degré de surchauffe soit suffisamment élevé dans toute la masse, de façon que même les molécules de vapeur qui se trouvent à la périphérie en contact avec les parois conservent une température supérieure à celle de saturation. On conçoit donc que, si la vapeur n'est que faiblement surchauffée, il y a encore des condensations, tandis que la vapeur hautement surchauffée se comporte comme un gaz et échange

avec les parois une si faible quantité de calorique que la détente est pratiquement adiabatique; ce résultat sera atteint si la vapeur reste surchauffée jusqu'à la fin de la détente.

Dans les machines à simple expansion, à vapeur saturée, les pertes par les condensations représentent de 30 à 40 % de la quantité totale de vapeur consommée. En supprimant ces pertes par l'emploi de la vapeur surchauffée, on peut donc réaliser une économie de vapeur de 30 à 40 %. L'économie de charbon est naturellement moindre en raison de la quantité de chaleur supplémentaire qu'il faut fournir pour surchauffer la vapeur.

Dans les machines compound à vapeur saturée, les pertes sont de 15 à 25 % de la consommation totale; mais, toutes choses égales d'ailleurs, la surchauffe en simple détente ne pourra donner qu'une économie inférieure à ces chiffres parce que l'expansion de la vapeur sera moins complète qu'avec le fonctionnement compound.

La suppression des condensations par l'emploi de la vapeur surchauffée modifie considérablement les conditions de fonctionnement des cylindres. Avec la vapeur saturée et la détente simple il est peu économique de marcher avec des admissions trop réduites, des pressions faibles, ou d'avoir des cylindres trop grands, et cela uniquement à cause de l'importance que prennent alors les pertes par les condensations. Au contraire, avec la vapeur fortement surchauffée, il y a intérêt, sans aucun inconvénient, à donner aux cylindres un très grand diamètre, parce que la puissance de la machine s'en trouve augmentée, sans qu'on ait jamais à

avoir recours à de longues admissions, et le fonctionnement des cylindres sous des pressions modérées est aussi économique qu'avec de hautes pressions, ce qui permet de réduire le timbre et par suite la fatigue des chaudières.

On peut se demander si les locomotives à vapeur surchauffée doivent être établies en simple détente ou en compound. Presque toutes celles construites jusqu'ici sont à simple détente; les partisans de ce système estiment que, du moment que les condensations sont supprimées, le fractionnement de la détente entre deux cylindres n'a plus de raison d'être; que, d'autre part, si l'on ne surchauffe la vapeur qu'à son entrée au cylindre HP, il subsistera encore des condensations au cylindre BP. En réalité, tant avec la vapeur surchauffée qu'avec la vapeur saturée, la détente dans un seul cylindre, à cause des sujétions qu'entraînent les distributions ordinaires des locomotives et les difficultés d'obtenir, surtout avec les tiroirs cylindriques, des degrés d'admission inférieurs à 20 %, est notablement moins complète que la détente dans deux cylindres, d'où résulte une perte appréciable de travail. Les calculs établis plus haut au sujet de la détente adiabatique de la vapeur surchauffée montrent d'autre part que, si la surchauffe est suffisamment forte, elle peut subsister dans les cylindres BP, de façon qu'il n'y ait pas de condensations dans ces derniers. Il semble donc possible que, en prenant des précautions pour éviter le refroidissement de la vapeur dans son passage des cylindres HP aux cylindres BP, la surchauffe à plus de 300° donne de meilleurs résultats en compound qu'en simple détente et s'adapte donc par-

faitement au type de locomotives compound à quatre cylindres qui, à n'en pas douter, est supérieur au type à deux cylindres à simple expansion au point de vue de la stabilité.

Naturellement l'emploi de la vapeur surchauffée ne présente pas que des avantages; il entraîne aussi quelques inconvénients, et il n'est pas encore tout à fait sûr que ceux-là l'emportent sur ceux-ci.

Les difficultés qu'on craignait en ce qui concerne le graissage peuvent être surmontées assez facilement en employant des huiles à point d'inflammation élevé et des graisseurs envoyant sûrement l'huile aux points à lubrifier, par exemple des pompes à huile dans lesquelles le refoulement de l'huile est complètement assuré pour chaque départ. Néanmoins, il se produit une forte usure des organes.

L'addition du surchauffeur constitue une complication de la chaudière, de même que l'introduction du compoundage avec quatre cylindres a compliqué le mécanisme. Le surchauffeur nécessitera évidemment un supplément de frais d'entretien qu'on n'a pas encore évalué, étant donnée la nouveauté du système. En particulier, on peut reprocher au surchauffeur de tubes à fumée Schmidt, actuellement le plus répandu, la facilité avec laquelle se produisent les obstructions des gros tubes en raison de l'espace restreint et de formes étranglées offert au passage des gaz chauds. Si on obtient de bons résultats quand les tubes surchauffeurs sont parfaitement propres, l'efficacité du système diminue au fur et à mesure que les tubes à air chaud s'encrassent, et il est indispensable d'effectuer un nettoyage après chaque parcours; on emploie

à cet effet une lance à vapeur ou à air comprimé.

Le manque d'étanchéité des tiroirs cylindriques atténue aussi sensiblement le bénéfice à attendre théoriquement de l'emploi de la vapeur surchauffée. Des essais d'étanchéité effectués en Allemagne¹ sur des machines en stationnement, les tiroirs étant placés dans la position moyenne, sous une pression de onze atmosphères, ont donné des pertes de 400 à 450 kilogrammes de vapeur avec des tiroirs cylindriques à segments, de 860 kilogrammes avec des tiroirs Schmidt sans segments, tandis qu'un tiroir plan équilibré d'une compound à deux cylindres n'a donné qu'une perte de 150 kilogrammes de vapeur par heure.

Le nombre de locomotives à vapeur surchauffée en service ou en construction est déjà considérable : 1600 en Europe, dont un millier sur les chemins de fer de l'État prussien ; 260 en Amérique, dont 200 sur le Canadian Pacific. Rappelons que l'une des premières locomotives de ce système est celle à surchauffeur de boîte à fumée Schmidt ayant figuré à l'exposition de Paris en 1900.

De nombreux essais comparatifs ont été faits avec les locomotives à vapeur surchauffée. Les premiers furent assez contradictoires, tout en restant favorables dans leur ensemble à la surchauffe ; le montant de l'économie qu'ils faisaient ressortir par rapport aux machines à vapeur saturée à simple détente variait dans des limites assez étendues et, par rapport aux machines compound, était peu appréciable ou même parfois négatif ; par exemple, dans les essais effectués en 1902 à

¹ VON BORRIES, BRÜCKMANN, etc., page 414.

Hanovre par von Borries, les locomotives à vapeur surchauffée se montrèrent légèrement supérieures aux compound à deux cylindres et un peu inférieures aux compound à quatre cylindres. Mais les locomotives à vapeur surchauffée ont été progressivement perfectionnées, et les essais effectués en 1905 et 1906 sur les chemins de fer prussiens, dont M. Garbe rend compte dans son très instructif ouvrage *Die Dampflokotiven der Gegenwart*, sont tout à fait à leur avantage tant au point de vue de l'économie qu'à celui de la puissance. Ces essais ont été dirigés, il est vrai, de façon à obtenir le maximum de rendement, et en service courant les résultats sont un peu moins favorables. Toutes les locomotives essayées sont munies du surchauffeur Schmidt de tubes à fumée ou de boîte à fumée; la température de la vapeur dans les cylindres distributeurs a été constamment maintenue entre 320° et 350°. Les résultats obtenus sont résumés dans le tableau II.

En France, la surchauffe est encore peu répandue, mais tous les réseaux ont entrepris ou sont sur le point d'entreprendre des essais. Notamment la Compagnie d'Orléans a appliqué le surchauffeur Schmidt de tubes à fumée¹ à cinq locomotives américaines du type² 4—6—0, à simple expansion. Des essais effectués entre Paris et Orléans, en août et septembre 1906, entre

¹ *Revue générale des chemins de fer*, décembre 1906.

² Notation américaine, qui consiste à désigner une locomotive par trois chiffres : A—B—C signifiant que la locomotive possède B roues accouplées comprises entre A roues porteuses à l'avant et B roues porteuses à l'arrière; quatre roues porteuses constituent un bogie.

TABLEAU II

Type de locomotive (2).	Surface de grille m ²	Surface de surchauffe m ²	Poids total en service tonnes	Poids adhérent tonnes	Tonnage remorque tonnes	Profil de la ligne	Vitesse moyenne en km. à l'heure	Consommation de charbon par km.	Consommation de charbon par 100 tonnes kilométriques remorquées
4-4-0	2,29	37,36	57,6	32	306 361 431	Facile. rampe maxima de 0,005	93,2 82,3 77,3	13,92 15,78 12,40	4,55 4,38 2,88
4-6-0	2,60	49,38	69,5	47,7	335 400 471	Un peu accidenté, rampes de 0,010	73,5 68,0 65,1	16,24 17,32 15,92	4,84 4,33 3,38
2-6-0	2,25	31,70	58	45	304 367 431 514 632 834	Assez facile, rampe maxima de 0,008	78,5 75 71 46 46,5 38	16,41 20,00 20,55 20,00 27,50 20,00	5,30 5,45 4,77 3,89 4,22 2,40
0-8-0	2,25	31,70	56	56	1637	Profil très facile, rampes de 0,0033	42,6	25,8	1,57
2-6-0 (machine-tender)	1,73	29,50	61,5	47,3	127 234 286	Assez facile, rampe maxima de 0,008	70,4 70,0 69,8	9,03 13,33 14,72	7,10 5,70 5,14
0-10-0 (machine-tender)	2,25	31,70	73,6	73,6	1535	Assez facile, rampe maxima de 0,008	31	28,33	1,85

Locomot. à vapeur.

8*

locomotives avec et sans surchauffe de construction identique, ont montré en faveur de la surchauffe une économie de 16,6 % de charbon et de 20,8 % d'eau.

66. Résistance à la traction, charges normales. — L'aptitude d'une locomotive à remorquer un train est déterminée par trois conditions.

I. Il faut que l'effort E à la jante des roues motrices, E étant égal à la somme des réactions tangentielles des roues accouplées sur les rails, soit inférieur à la limite fP , P étant la charge totale des roues accouplées ou poids adhérent et f le coefficient d'adhérence. Pour calculer l'effort maximum de la locomotive par la relation : $E = fP$, on admet généralement que la valeur de f est de $\frac{1}{6}$; quelquefois on prend $f = \frac{1}{5}$, mais les charges des trains ainsi calculées sont un peu fortes et peuvent amener des détresses pour patinage sur les rampes.

II. En fonction des dimensions des cylindres, l'effort moteur est donné par la relation : $E = p \frac{d^2 l}{D}$, d et l , diamètre et course du piston, D , diamètre des roues motrices; la pression effective moyenne p sur le piston est égale à faible vitesse aux huit dixièmes du timbre de la chaudière; elle diminue rapidement avec la vitesse (voir § 58).

III. Enfin, l'effort moteur dépend de la production de la chaudière. Avec les dimensions relatives de la surface de chauffe et de la surface de grille actuellement en usage sur presque toutes les locomotives, la quantité de vapeur, Q kilogrammes, produite normalement et d'une façon continue par heure est donnée

par la formule : $Q = 4000 g$, g étant la surface de grille en mètres carrés (§ 21). Connaissant d'autre part par expérience la consommation de vapeur, Δ kilogrammes, par cheval-heure indiqué, on en déduit la puissance en chevaux : $\mathcal{C} = \frac{Q}{\Delta}$, et l'effort moteur :

$$E = \frac{270 \mathcal{C}}{V}, \quad V \text{ étant la vitesse en kilomètres à l'heure.}$$

En réalité, la consommation Δ varie un peu avec la vitesse; mais, en ce qui concerne le calcul des charges remorquées, on obtiendra des résultats convenables en prenant simplement $\Delta = 12^{\text{kg}},5$ pour les machines à simple expansion, $\Delta = 10^{\text{kg}},5$ pour les machines compound et $\Delta = 10$ kilogrammes pour les machines à vapeur surchauffée. Ce dernier chiffre n'est pas définitif, attendu qu'on ne possède encore qu'une connaissance pratique insuffisante des locomotives à vapeur surchauffée.

Si on représente graphiquement l'effort moteur en fonction de la vitesse (fig. 71). les trois conditions ci-dessus sont traduites par la ligne horizontale I et les courbes II et III. La figure s'applique à une locomotive compound à 4 cylindres de 350 et 550 millimètres de diamètre sur 640 millimètres de course du piston, à 6 roues accouplées de $1^{\text{m}},75$ et à bogie, ayant une surface de grille de $2^{\text{m}^2},38$ et un poids adhérent de 43100 kilogrammes. La valeur de l'effort moteur à considérer pour le calcul de la charge maxima pouvant être remorquée à une vitesse donnée est représentée par la courbe en trait plein.

La position relative des courbes I, II, III varie suivant le poids adhérent, les dimensions des cylindres et

les proportions de la chaudière; mais dans toutes les machines l'allure de ces courbes est la même. La production de la chaudière n'intervient qu'à partir d'une certaine vitesse. Les cylindres doivent être assez grands pour qu'on n'ait pas à tenir compte de la courbe II, en sorte que l'effort moteur ne soit limité à faible

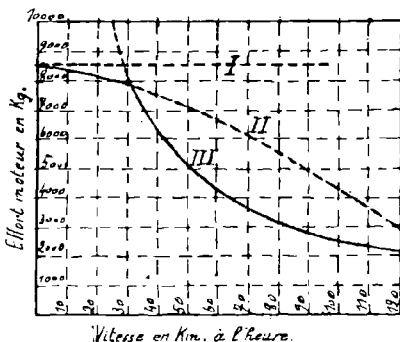


Fig. 71.

vitesse que par l'adhérence et aux vitesses élevées que par la capacité de vaporisation.

Pour une vitesse uniforme, l'effort moteur indiqué est égal à la somme des efforts résistants de la machine et du train. De très nombreux essais ont été effectués pour déterminer ces résistances. Le procédé le plus précis, mais aussi le plus laborieux, consisterait à relever à de courts intervalles des diagrammes d'indicateur sur les cylindres, tandis qu'un wagon dynamomètre se trouverait intercalé entre le tender et le train; on mesurerait ainsi, en même temps et pendant toute la durée

d'un trajet, l'effort au crochet du tender, duquel se déduit la résistance du train, et l'effort indiqué dans les cylindres dont la différence avec l'effort au crochet du tender représente la résistance de la locomotive et du tender. Bien que cela puisse paraître surprenant, de pareils essais n'ont jamais été faits d'une façon méthodique et complète; on s'est toujours contenté de procédés approximatifs, mais plus facilement applicables. L'un des plus simples consiste, après avoir lancé sur une pente, à une certaine vitesse, d'abord une machine seule, puis un train, à étudier la variation de vitesse à régulateur fermé. Il y a à chaque instant équilibre entre l'action de la gravité, l'accélération et les résistances de la machine ou du train; cette relation permettra de déterminer la résistance, celle-ci pouvant être supposée constante dans des intervalles de temps suffisamment petits, pendant lesquels la vitesse varie peu. La résistance de la machine ainsi obtenue est, il est vrai, celle à régulateur fermé, c'est-à-dire en général un peu plus faible de 5 à 10 % que la résistance à régulateur ouvert.

La résistance varie assez notablement suivant les types de locomotives et de véhicules.

M. Barbier a établi en 1897¹ la formule empirique suivante pour des machines compound à 4 cylindres à 4 roues accouplées d'un peu plus de 2 mètres de diamètre et à bogie :

$$(69) \quad \rho = 3,8 + 0,9 \sqrt{\left(\frac{V + 30}{1000}\right)},$$

où V est la vitesse en kilomètres à l'heure et ρ la résis-

¹ BARBIER.

tance par tonne de machine et de tender, le poids du tender représentant du tiers aux quatre dixièmes du poids total.

Dans les machines de même type (4 — 4 — 0) à deux cylindres, la résistance est un peu plus faible, soit :

$$(70) \quad \rho = 3,8 + 0,66 V \left(\frac{V + 40}{1000} \right).$$

Lorsque le nombre des essieux accouplés augmente et que le diamètre des roues diminue, la résistance est plus grande. Ainsi celle des machines compound à 4 cylindres à 6 roues accouplées de 1^m,75 de diamètre est :

$$(71) \quad \rho = 4 + V \left(\frac{V + 30}{1000} \right).$$

Enfin, la résistance de machines à deux cylindres à 8 roues accouplées de 1^m,300 de diamètre et bissel à l'avant est donnée par la formule :

$$(72) \quad \rho = 6,5 + 0,66 V \left(\frac{V + 200}{1000} \right).$$

La résistance des voitures et wagons ordinaires à court empattement peut être représentée par :

$$(73) \quad r = 1,6 + 0,30 V \left(\frac{V + 90}{1000} \right),$$

et celle des voitures à bogies par :

$$(74) \quad r = 1,4 + 0,20 V \left(\frac{V + 80}{1000} \right).$$

Les voitures à deux ou à trois essieux à grand empattement, 8 mètres environ, offrent une résistance comprise entre les valeurs ci-dessus.

La charge normale P d'une machine est déterminée par la formule :

$$(75) \quad P = \frac{E - 11(\rho + i)}{r + i},$$

où E est l'effort moteur indiqué maximum donné par la courbe en trait plein de la figure 71, 11 le poids et ρ la résistance en kilogrammes par tonne de la machine et du tender, r la résistance par tonne de train, i l'inclinaison de la voie en millimètres par mètre.

67. Types divers de locomotives. Machines à grande vitesse. — A l'origine des chemins de fer, les machines à voyageurs n'avaient qu'un seul essieu moteur, à roues de grand diamètre, compris entre deux essieux porteurs. Le poids adhérent, élément essentiel de la puissance, ne dépassait pas 12 à 14 tonnes et ne tarda pas à se trouver trop faible. On accoupla alors l'essieu d'arrière à l'essieu du milieu, ce qui doubla à peu près le poids adhérent, et ainsi fut créé le type de locomotive à deux essieux accouplés et essieu porteur à l'avant qui pendant longtemps a assuré le service des trains de voyageurs et l'assure encore sur les lignes secondaires. Ce type, à trop faible empatement, est peu stable à grande vitesse. L'addition d'un essieu porteur à l'arrière (anciens types de machines d'express des Compagnies d'Orléans, de P. L. M., etc.) permet d'avoir un foyer plus grand et supprime le porte-à-faux à l'arrière, mais la stabilité laisse toujours à désirer. Enfin, à l'exemple des Américains et des Anglais, on a adopté partout le type à deux essieux accouplés avec bogie à l'avant, qui a fait des progrès rapides grâce à l'introduction d'abord du système compound à deux

et à quatre cylindres, puis de la vapeur surchauffée. On a en outre augmenté constamment les dimensions de la chaudière, mais dans cette voie on s'est trouvé arrêté par la limite de charge des essieux et par la présence, à l'arrière, des roues accouplées de grand diamètre qui empêchent le développement du foyer; la surface de grille ne peut guère dépasser $2^{\text{m}^2}.50$ et le poids total en service 58 tonnes. On a donc été conduit à placer le foyer derrière les roues accouplées et à ajouter un cinquième essieu, porteur, ce qui donne le type 4 — 4 — 2 généralement appelé Atlantic, dont le premier exemplaire a été mis en service en 1896 pour la remorque des trains rapides de New-York à Atlantic-City. Jusqu'à ces dernières années, le foyer était placé entre ou sur les longerons, qui sont eux-mêmes à l'intérieur des roues et dont l'écartement est par conséquent limité à $1^{\text{m}},20$ environ, ce qui ne donne comme largeur intérieure du foyer que 1 mètre au plus; quant à la longueur du foyer, elle ne peut guère dépasser 3 mètres pour ne pas rendre trop difficile le chargement du feu. La surface de grille des machines à foyer étroit plongeant entre les roues est donc limitée à 3 mètres carrés environ; elle atteint $2^{\text{m}^2},76$ dans les locomotives atlantic de la Compagnie du Nord et $3^{\text{m}^2},10$ dans celles de la Compagnie d'Orléans. Comme l'essieu porteur d'arrière a un assez faible diamètre, $1^{\text{m}},20$ à $1^{\text{m}},40$, rien ne s'oppose à ce que le foyer soit placé au-dessus, et on peut alors lui donner une largeur intérieure de $1^{\text{m}},60$ à 2 mètres, ce qui, pour une longueur de $2^{\text{m}},30$ à $2^{\text{m}},80$, donne des surfaces de grille de 4 à 5 mètres carrés et plus. Toutes les locomotives atlantic construites depuis quelques années en Amérique sont à

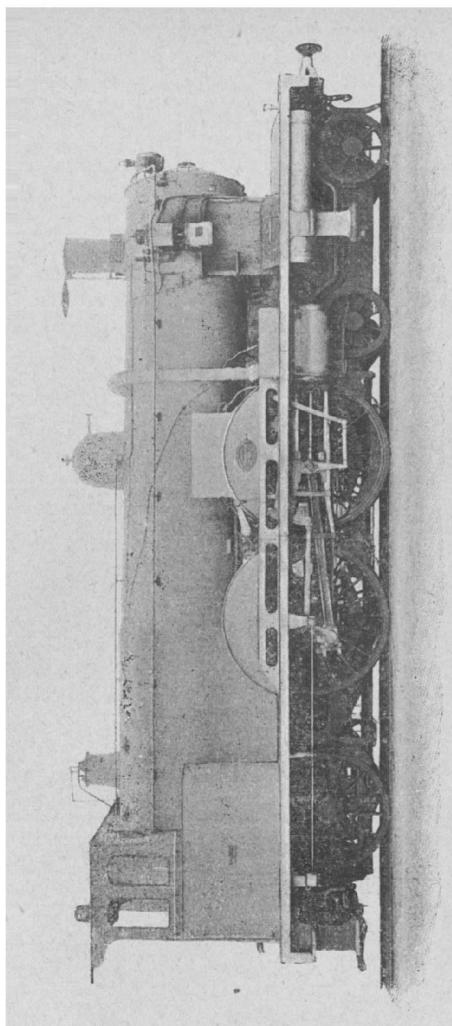


Fig. 72. — Locomotive atlantique compound à quatre cylindres des chemins de fer d'Orléans et de l'état.

foyer large; quelques exemplaires de pareils foyers se rencontrent aussi en Angleterre et en Allemagne (machines atlantic du Great Northern, du London Brighton, des chemins de fer bavarois, badois, du Palatinat).

La limitation de la charge par essieu fait obstacle à l'augmentation de la puissance. La limite est en France de 16 à 18 tonnes selon les types de voie, en Allemagne de 16 tonnes, en Belgique de 19 tonnes, en Angleterre de 20 tonnes; aux Etats-Unis, on atteint couramment des charges d'essieux de 25 à 26 tonnes, et c'est ce qui explique la plus grande puissance des locomotives américaines.

La figure 72 représente une atlantic française compound à 4 cylindres pesant 73 tonnes en service; la charge par essieu accouplé est de 18 tonnes, l'empattement total de 8^m,700, la surface de grille de 3^{m²},10. Les machines américaines du même type sont bien plus puissantes; par exemple, le poids d'une récente machine compound à 4 cylindres du type Cole est de 93 tonnes, la charge par essieu accouplé de 26 tonnes, la surface de grille de 5^{m²},23.

Dans les locomotives atlantic européennes, en raison de la limitation de la charge par essieu, la valeur du poids adhérent n'est pas en rapport avec la puissance de la chaudière. On s'en rend compte en traçant les courbes I et III définies au paragraphe précédent. Ainsi, pour la machine de la figure 72, si l'adhérence est de $\frac{1}{6}$, l'effort moteur est indépendant de la production de la chaudière jusqu'à la vitesse de 56 kilomètres à l'heure et limité à 6000 kilogrammes; si l'adhérence

est de $\frac{1}{7}$, valeur considérée comme moyenne, l'effort est limité à 5 140 kilogrammes, et toute la capacité de vaporisation n'est utilisée qu'à partir de la vitesse de 65 kilomètres à l'heure. Par suite, avec des trains lourds les démarrages sont souvent pénibles et la mise en vitesse n'est pas aussi rapide que le permettrait la capacité de vaporisation.

Pour éviter ce défaut, on a accouplé l'essieu d'arrière (type 4 — 6 — 0), ce qui ne permet d'employer que des foyers plongeant entre les longerons. L'accouplement d'un troisième essieu augmente un peu la résistance de la machine, mais n'empêche pas d'atteindre, à égal diamètre des roues, des vitesses presque aussi élevées qu'avec les machines à deux essieux accouplés. Ce type est très en faveur en France; il se prête aux services les plus divers, depuis les trains rapides jusqu'aux trains de marchandises. Parmi les modèles les plus puissants, nous citerons les locomotives de la série 3 100 de la Compagnie de l'Est, de la série 4 000 de la Compagnie d'Orléans et de la série 2 600 de la Compagnie P. L. M. Dans les premières (fig. 73) le diamètre des roues motrices est de 2^m,090, la surface de grille de 3^{m²},10, le poids adhérent de 53 240 kilogrammes, le poids total en service de 76 790 kilogrammes et l'empattement de 8^m,890. Dans les locomotives de la Compagnie d'Orléans, la surface de grille est aussi de 3^{m²},10, le diamètre des roues motrices de 1^m,850, le poids adhérent de 53 400 kilogrammes, le poids total de 75 000 kilogrammes et l'empattement de 8^m,250. Ces locomotives remorquent des trains de 350 tonnes à des vitesses moyennes de 80 à 90 kilomètres à l'heure.

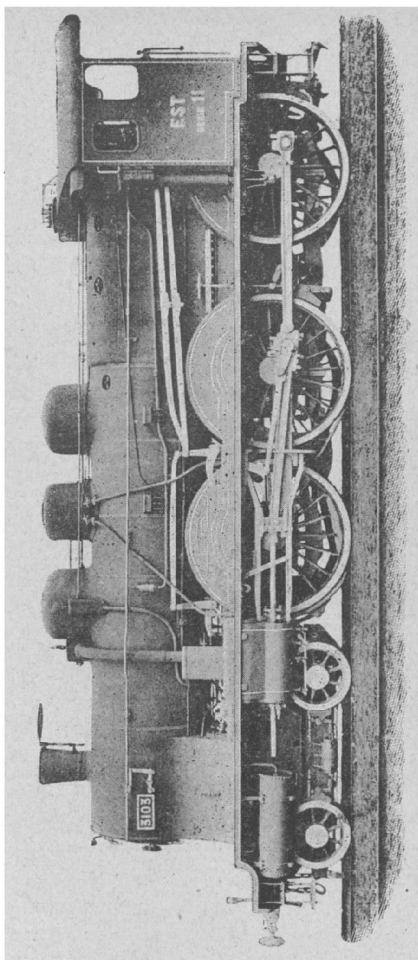


Fig. 73. — Locomotive compound à quatre cylindres de la Compagnie de l'Est.

De puissantes machines du type 4 — 6 — 0 sont aussi en service en Angleterre, en Belgique et dans l'Europe centrale. En Amérique, au contraire, ce type est délaissé parce qu'il ne permet pas de donner au foyer et à la grille une grandeur suffisante. Aussi, tout en conservant trois essieux couplés, les Américains placent-ils à l'arrière un essieu porteur sur lequel déborde le foyer; on obtient ainsi le type exceptionnellement puissant 4 — 6 — 2 appelé Pacific; il a reçu aux États-Unis une extension très rapide depuis 1903. La longueur de la machine et son poids deviennent très élevés; l'empattement dépasse 10 mètres; la longueur totale de la machine et du tender hors tampons atteint plus de 22 mètres; le poids en service varie entre 90 et 110 tonnes. La figure 74 représente une locomotive récente du Baltimore & Ohio RR. Le poids adhérent est de 68 100 kilogrammes, soit 22 700 kilogrammes par essieu, le poids total de 104 tonnes, la surface de grille de 5^{m²},25, la surface de chauffe totale de 318 mètres carrés, le diamètre des roues de 1^m,880. Cette machine est à simple expansion avec des cylindres de 560 millimètres de diamètre pour une course de piston de 710 millimètres. L'essieu porteur d'arrière est du type bissel à fusées extérieures (§ 31), en sorte que l'empattement rigide est réduit à celui des roues accouplées, soit à 4^m,016, tandis que l'empattement total est de 10^m,408. L'empattement de la machine et de son tender est de 19^m,900 et la longueur hors tampons de 22^m,620.

Les locomotives Pacific commencent à se répandre en Europe. L'État badois a mis en service, en 1905, une machine de ce type, compound à 4 cylindres. Le dia-

mètre des roues motrices est de $1^m,860$, la surface de grille de $4^{m^2},50$, la surface de chauffe de 260 mètres carrés, le poids en service de 82 500 kilogrammes, l'empattement de la machine seule de $11^{m^2},100$, celui de la machine avec son tender à bogies de $18^m,100$, la longueur totale hors tampons de $20^m,650$. Les cylindres HP, intérieurs, ont un diamètre de 400 millimètres pour une course de 610 millimètres; ils attaquent le deuxième essieu accouplé de même que les cylindres BP, extérieurs, dont le diamètre est de 610 millimètres pour une course de 650 millimètres. Les longerons sont en barres, du type américain. L'essieu porteur d'arrière, à fusées intérieures, est muni de boîtes radiales à glissières courbes du type Adams (§ 28). Les roues accouplées et porteuses d'arrière sont réunies par des balanciers longitudinaux, en sorte que la machine est suspendue sur trois points, comme cela est de règle en Amérique.

La Compagnie d'Orléans vient de mettre en service dans le courant de l'été 1907 des locomotives Pacific compound à 4 cylindres, type de Glehn, dont la surface de grille est de $4^{m^2},27$.

Quelques réseaux américains emploient, même pour les trains de grande vitesse, au lieu du type Pacific, le type Prairie, 2 — 6 — 2, dans lequel un bissel se trouve substitué au bogie d'avant ordinaire. On réduit ainsi à des valeurs modérées la longueur de la machine et celle du faisceau tubulaire, qui atteint 6 mètres environ dans le type Pacific, tout en continuant à profiter de la facilité que procure l'essieu porteur d'arrière pour employer un foyer large. Mais la substitution d'un bissel au bogie diminue la stabilité, et ce type

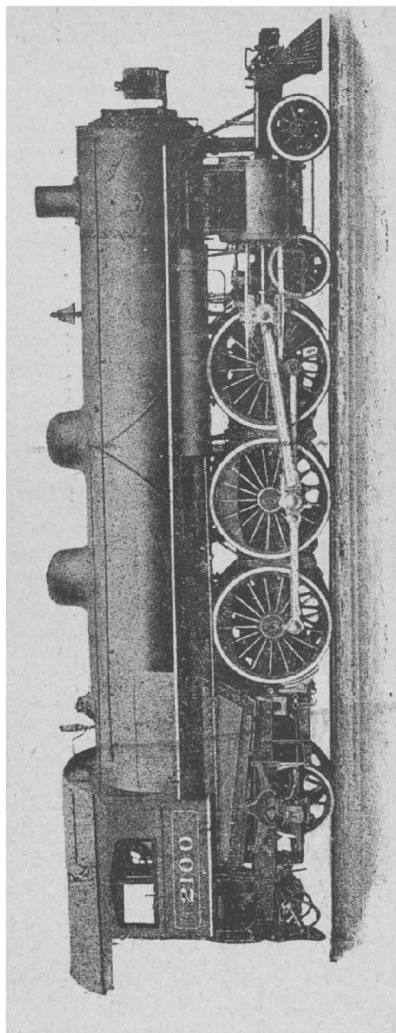


Fig. 74. — Locomotive Pacific du Baltimore and Ohio R.

paraît surtout convenir aux trains lourds de voyageurs de vitesse modérée ou aux trains accélérés de marchandises.

Les chemins de fer autrichiens ont récemment construit des locomotives Prairie.

68. Locomotives mixtes et à marchandises.

— Le type courant de machine pour trains mixtes ou de marchandises a été pendant longtemps la locomotive à trois essieux accouplés; suivant le service auquel elle était plus spécialement destinée, on donnait aux roues un diamètre variant de 1^m.30 à 1^m.60, le poids en ordre de marche, totalement adhérent, étant compris entre 35 et 45 tonnes.

Les machines de ce type, en raison de leur trop faible empâttement et du porte-à-faux des cylindres à l'avant, du foyer à l'arrière, manquent de stabilité aux vitesses un peu élevées, supérieures à 60 kilomètres à l'heure. Pour remédier à ce défaut sans nuire à la facilité d'inscription dans les courbes, les machines modernes à trois essieux accouplés sont munies d'un bogie ou d'un bissel à l'avant; le bissel est plus simple que le bogie et parfaitement suffisant lorsque la vitesse maxima ne dépasse pas 80 kilomètres à l'heure. Le bissel se trouve en général en avant des cylindres, et le foyer plonge entre les deux essieux d'arrière, ou bien est placé au-dessus du dernier essieu. Le type à trois essieux accouplés et à bissel (2 — 6 — 0), à simple expansion ou compound à deux cylindres, est très répandu en Amérique (il y porte le nom de Mogul) et dans l'Europe centrale. La Compagnie du Midi l'a introduit en France en 1900 par voie de transformation d'anciennes ma-

chines en locomotives compound à deux cylindres, et cet exemple a été suivi par les réseaux d'Orléans, de l'Est et de l'État. Le poids adhérent est de 38 à 42 tonnes, le poids total en service de 48 à 52 tonnes; la chaudière est puissante avec une surface de grille de 2^{m²},20 environ. Ces machines donnent d'excellents résultats pour la remorque des trains de marchandises accélérés ou des trains lourds de voyageurs à vitesse moyenne.

Pour les trains lourds de marchandises, l'accouplement de trois essieux ne suffit pas à donner un poids adhérent convenable, et on a recours à des machines à quatre essieux accouplés. En Europe, jusqu'à ces dernières années, ces machines n'avaient pas de bissel à l'avant et la charge par essieu ne dépassait pas 14 tonnes. En Amérique, beaucoup de machines à quatre essieux couplés sont munies d'un bogie à l'avant (type 4 — 8 — 0); mais on a reconnu que le bogie était inutile, et on ne construit plus depuis 1900 que des machines à bissel (type Consolidation 2 — 8 — 0). Les machines modernes européennes sont de ce dernier type. L'augmentation de stabilité que procure le bissel est telle, que des machines à roues de 1^m,30 peuvent sans inconvénient et sans difficulté atteindre la vitesse de 80 kilomètres à l'heure. Pour faciliter le passage dans les courbes raides, on donne en outre parfois un certain jeu longitudinal, de 10 à 15 millimètres de chaque côté, soit à l'essieu d'arrière seulement, soit au second et au dernier des essieux accouplés. Ces machines sont soit à simple expansion, soit compound à deux cylindres (type autrichien de Gölsdorf), soit compound à quatre cylindres (type français de Glehn). Ce dernier

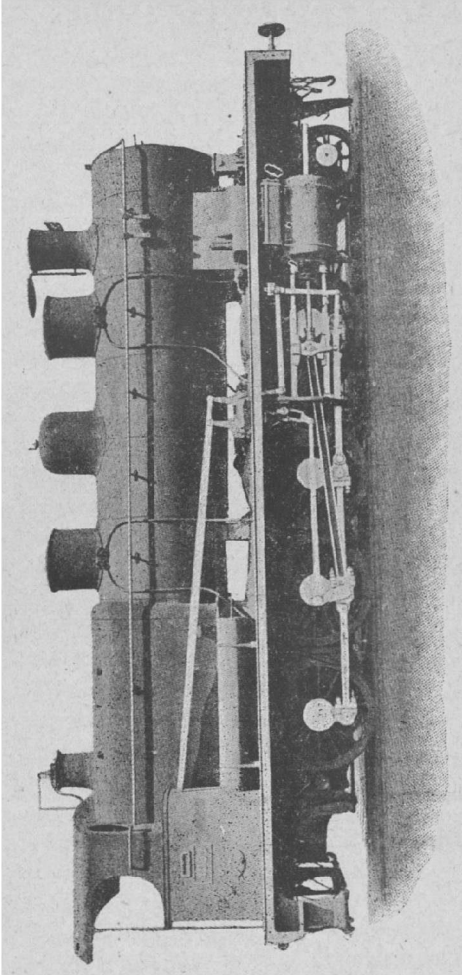


Fig. 75. — Locomotive à marchandises compound à quatre cylindres de la Compagnie du Midi.

type (fig. 75) a été inauguré en 1903 par la Compagnie du Midi. Les quatre cylindres sont placés sur la même ligne entre le bissel et le premier essieu accouplé ; les cylindres HP, intérieurs, sont inclinés de $\frac{125}{1000}$ et attaquent le deuxième essieu accouplé ; les cylindres BP attaquent le troisième essieu accouplé ; un robinet d'échappement direct des cylindres HP permet, pour les démarrages, de faire fonctionner chaque groupe en simple expansion, la pression d'admission aux cylindres BP étant limitée à 6 kilogrammes. Le bissel, du type américain, est conjugué par un balancier longitudinal avec le premier essieu accouplé. La chaudière timbrée à 15 kilogrammes a une surface de grille de $2^{\text{m}^2},80$, une surface de chauffe (tubes Serve) de $240^{\text{m}^2},44$; le diamètre des cylindres est de 390 et 600 millimètres pour une course du piston de 650 millimètres ; le diamètre des roues motrices de $1^{\text{m}},400$, l'empattement rigide de $4^{\text{m}},900$, l'empattement total de $7^{\text{m}},050$, le poids adhérent de 64 600 kilogrammes, le poids total de 71 600 kilogrammes.

La Compagnie d'Orléans a construit récemment des locomotives de même type, mais un peu plus puissantes ; la surface de grille est de $3^{\text{m}^2},10$.

Les chemins de fer autrichiens ont des machines d'un type analogue, compound à deux cylindres de 540 et 800 millimètres de diamètre, ayant une surface de grille de $3^{\text{m}^2},37$, des roues de $1^{\text{m}},300$, 59 900 kilogrammes de poids adhérent et 68 100 kilogrammes de poids total.

Ces machines sont comme puissance de beaucoup dépassées en Amérique grâce à la valeur beaucoup plus

élevée de la charge par essieu. Le New-York central RR a mis en service en 1906 des locomotives Consolidation (2 — 8 — 0) dont le poids total est de 105',5 et le poids adhérent de 94 tonnes, soit 23500 kilogrammes par essieu. Le foyer est placé au-dessus des roues; la surface de grille est de 5^{m²},10; le diamètre des cylindres, à simple expansion, de 584 millimètres, et celui des roues motrices de 1^m,600.

On construit aussi en Amérique des machines avec bissels à l'avant et à l'arrière, du type 2 — 8 — 2; le foyer placé sur le bissel peut ainsi avoir une profondeur plus grande que lorsqu'il se trouve au-dessus des roues accouplées.

Les machines à quatre essieux accouplés ayant été trouvées parfois insuffisantes pour remorquer des trains lourds de marchandises sur les sections accidentées, on a porté à cinq le nombre des essieux accouplés.

En Amérique, l'Atchison Topeka and Santa-Fé RR a fait construire de 1900 à 1903 un certain nombre de machines du type 2 — 10 — 0 et du type 2 — 10 — 2. Le poids total atteint jusqu'à 130 tonnes, et le poids adhérent 106 tonnes avec une surface de grille de 5^{m²},50; toutes ces machines sont du système compound tandem.

Les chemins de fer d'Alsace-Lorraine ont fait construire en 1905 des locomotives 2 — 10 — 0 compound à 4 cylindres, dont le poids adhérent est de 66 250 kilogrammes et le poids total 74 750 kilogrammes.

Les chemins de fer de l'État prussien ont mis en service en 1905, pour remorquer les trains lourds de marchandises sur les lignes accidentées, des locomotives-tenders, à vapeur surchauffée, à 5 essieux

accouplés, dont le poids en charge complète est de 73 900 kilogrammes et le poids moyen en service de 68 000 kilogrammes.

69. Locomotives articulées. — Afin de combiner un poids adhérent élevé avec une facilité suffisante de circulation dans les courbes raides et une charge modérée par essieu, on a depuis longtemps tenté de construire des locomotives à deux trains moteurs. Les premiers dispositifs viables établis il y a près de quarante ans furent celui de Meyer, avec une seule chaudière, et celui de Fairlie, avec deux chaudières dos à dos réunies par leurs boîtes à feu. Dans chacun d'eux, les deux trains de roues étaient mobiles par rapport au châssis principal, et chaque bogie portait deux cylindres fonctionnant en simple expansion. Les conduites de vapeur étaient munies d'articulations et de brides à garnitures, qui donnaient lieu à beaucoup d'incidents.

Le système compound à 4 cylindres convient particulièrement aux locomotives à deux trains moteurs, l'un d'eux portant les cylindres à haute pression et l'autre les cylindres à basse pression. Les chemins de fer saxons possèdent des locomotives Meyer du type compound à 4 cylindres. Dans le système Mallet, le bogie d'avant portant les cylindres BP est seul mobile autour d'un axe vertical, tandis que le train de roues arrière portant les cylindres HP est solidaire du châssis principal, ce qui supprime toute difficulté pour les conduites de vapeur à haute pression; il n'y a d'articulation qu'à la conduite reliant les cylindres HP et BP, dans laquelle ne règne qu'une pression réduite;

le bogie d'avant est mobile autour d'une cheville ouvrière placée entre les deux trains de roues.

Dans les locomotives du type Hagans, dont l'État prussien possède quelques exemplaires, c'est au contraire le train des roues d'avant qui est invariablement lié à la chaudière, tandis que le groupe des roues arrière constitue un train mobile. Ces locomotives n'ont que deux cylindres à l'avant fonctionnant en simple expansion; les crosses de piston actionnent les roues du train avant à la façon ordinaire et aussi les roues du train arrière par l'intermédiaire de balanciers.

Seul, le type Mallet a reçu des applications nombreuses non seulement sur les lignes à voie normale, mais aussi sur les lignes à voie étroite. Les Américains ont depuis 1903 construit un certain nombre de locomotives Mallet de dimensions colossales; elles servent de renfort sur les fortes rampes aux trains de marchandises, dont le tonnage atteint et dépasse souvent 2000 tonnes. La première machine fut celle du Baltimore & Ohio RR, à adhérence totale, avec deux trains moteurs de trois essieux chacun, qu'on peut désigner par la notation (0 — 6 — 0) — (0 — 6 — 0); le poids en service est de 152 tonnes, la surface de grille de 6^m2,75, le diamètre des roues de 1^m,420, les diamètres des cylindres de 510 et 813 millimètres pour une course du piston de 813 millimètres. Le Great Northern RR a mis en service en 1906 des locomotives avec bissel à l'avant et à l'arrière du type (2 — 6 — 0) — (0 — 6 — 2), dont le poids total est de 161 tonnes et le poids adhérent 143 tonnes.

La Compagnie du Nord, revenant au système Meyer, a construit en 1904 des locomotives-tenders à deux

bogies moteurs compound à 4 cylindres du type (0 — 6 — 2) — (2 — 6 — 0). Les cylindres HP sur le bogie d'arrière et BP sur le bogie d'avant sont placés entre l'essieu porteur et l'essieu accouplé voisin, de sorte qu'ils se font face vers le milieu de la machine. La chaudière est portée par une poutre centrale qui repose sur le bogie d'avant par un pivot sphérique et sur le bogie d'arrière par un pivot à collerette d'appui plane et par quatre appuis latéraux plans. Les conduites de vapeur HP et BP sont articulées; la première passe par le pivot du bogie arrière. Le poids total en charge complète est de 102 tonnes; le poids adhérent est au maximum de 87 tonnes et au minimum de 72 tonnes; le diamètre des roues de 1^m,455, la surface de grille de 3 mètres carrés. Cette locomotive peut remorquer 1000 tonnes en rampe de 10 millièmes à la vitesse de 20 kilomètres à l'heure.

70. **Locomotives-tenders.** — Les locomotives-tenders sont employées soit aux manœuvres de gare, soit au service des trains sur les lignes secondaires, soit surtout au service beaucoup plus intéressant et important des trains de banlieue des grandes villes, trains parfois très chargés et devant réaliser une vitesse moyenne assez élevée malgré des arrêts très fréquents, ce qui exige une grande puissance de démarrage.

Les locomotives pour manœuvres de gare doivent être à adhérence totale, puisqu'elles sont appelées à manœuvrer des trains de marchandises sur les voies de triage par la gravité.

Les locomotives des lignes secondaires doivent être relativement légères et pouvoir être conduites par un

seul agent. Le réseau de l'État français a en service des locomotives-fourgons (fig. 76) qui répondent parfaitement aux nécessités d'un service économique. Elles sont à quatre roues accouplées de 1^m,320 de diamètre avec essieu porteur à l'avant et à l'arrière; l'empattement total est de 4^m,64. Un fourgon de 2^m,06 de longueur, dans lequel se tient le conducteur du train, fait suite à l'abri du mécanicien avec une porte de communication au milieu. Le timbre de la chaudière est de 12 kilogrammes, la surface de grille de 1 mètre carré, le poids adhérent de 20700 kilogrammes, le poids total de 33500 kilogrammes, la puissance maxima de 330 chevaux environ.

Ces locomotives-fourgons forment en quelque sorte un terme intermédiaire entre les locomotives proprement dites et les voitures automotrices; elles paraissent d'ailleurs supérieures à celles-ci à tous les points de vue : puissance, endurance et frais de traction.

On a fait des locomotives-tenders pour trains de banlieue de tous les types :

à deux essieux couplés et un essieu porteur tantôt à l'avant, tantôt à l'arrière, ou avec deux essieux porteurs, ou avec un ou deux bogies, types 2 — 4 — 0, 0 — 4 — 2, 2 — 4 — 2, 4 — 4 — 0, 4 — 4 — 4;

à trois essieux couplés des types

0 — 6 — 0, 2 — 6 — 0, 0 — 6 — 2, 2 — 6 — 2,
4 — 6 — 0, 4 — 6 — 4;

enfin à quatre essieux couplés,

2 — 8 — 0, 4 — 8 — 0,

types employés notamment dans la banlieue de Londres,

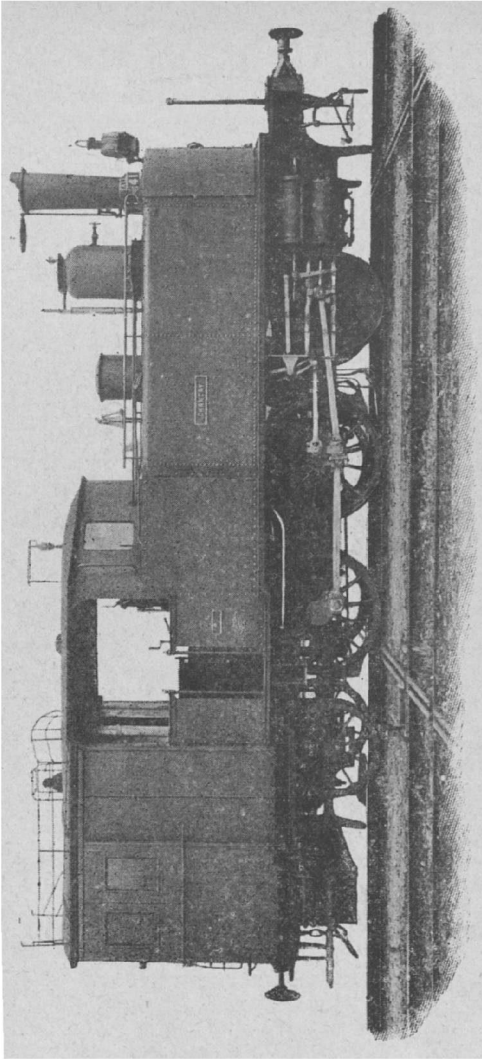


Fig. 76. — Locomotives-fourgons des chemins de fer de l'État.

à cause de la rapidité qu'ils permettent d'obtenir dans les démarrages, et à Paris pour la remorque des trains de marchandises sur les lignes de ceinture.

Depuis quelques années, un courant se manifeste pour faire des locomotives marchant dans les deux sens et de plus en plus puissantes. La Compagnie du Nord a mis en service en 1900 des locomotives à deux essieux accouplés avec bogies à l'avant et à l'arrière, type 4—4—4, à simple expansion, dont les roues motrices ont 1^m,664 de diamètre; le poids en charge complète est de 63 tonnes, le poids adhérent de 32 tonnes. la surface de grille de 1^m².700. Pour que dans les deux sens de la marche le mécanicien soit toujours tourné du côté de la voie à parcourir. les organes de manœuvre et de sécurité : levier du régulateur, volant de changement de marche, robinet de frein et de la sablière, manomètres, sont en double.

En 1905, la Compagnie de l'Est a fait construire des locomotives-tenders très puissantes du type 4—6—4, compound à 4 cylindres; le diamètre des roues motrices est de 1^m,580, la surface de grille de 2^m²,57, le poids total en charge complète de 90 tonnes, le poids adhérent de 47 tonnes, l'empattement rigide de 3^m,900, l'empattement total de 10^m,800. Ces locomotives devant circuler dans les deux sens, les organes de commande sont en double.

Les bogies ne paraissent pas en général nécessaires pour des locomotives de banlieue, qui n'atteignent jamais des vitesses très élevées; les types 2—6—2 et 2—8—2, avec bissels à l'avant et à l'arrière, semblent les plus rationnels parce qu'ils donnent la valeur la plus grande du rapport entre le poids adhé-

rent et le poids total et que, pour des machines à démarrages fréquents, le poids adhérent a une importance prépondérante.

71. Tenders. — Toute locomotive doit être accompagnée d'un tender dès que les approvisionnements dépassent 6 mètres cubes d'eau et 1500 kilogrammes de charbon, à l'exception de certaines locomotives-tenders exceptionnellement puissantes, telles que celle à deux bogies moteurs de la Compagnie du Nord, où la contenance des soutes est de 12800 litres d'eau et 5000 kilogrammes de charbon. La capacité des tenders varie de 6 à 20 mètres cubes d'eau et de 3000 à 8000 kilogrammes de charbon. Jusqu'à 12 mètres cubes d'eau deux essieux suffisent; au delà, on emploie trois essieux ou deux bogies.

Le châssis est constitué par deux longerons en tôle extérieurs aux roues, entretoisés par des traverses. Les caisses à eau, en tôle de 5 à 6 millimètres d'épaisseur, sont disposées en fer à cheval sur les côtés et à l'arrière. La paroi intérieure de la caisse d'arrière forme un plan incliné vers l'avant. Les parois des caisses à eau sont entretoisées par des tôles qui servent de brise-lames pour réduire les mouvements d'oscillation de la masse d'eau. Les caisses reposent sur le châssis par l'intermédiaire d'un plancher en bois. Pour le remplissage aux grues d'alimentation, les caisses portent de chaque côté à leur partie supérieure soit à l'arrière, soit plutôt à l'avant, une ouverture rectangulaire munie d'un panier métallique destiné à retenir les impuretés.

L'eau est amenée du tender à la locomotive par un accouplement flexible, appelé rotule, formé soit par

un tuyau métallique articulé, soit par un tuyau en toile et caoutchouc armé par un fil de fer en hélice. A l'origine du tuyau dans le tender se trouve un clapet d'arrêt.

Le tender contient des coffres à vêtements et à outils placés les uns sur l'avant, les autres à l'arrière.

L'attelage de la locomotive et du tender se fait généralement par une barre rigide reliant deux chevilles. Quelquefois on substitue à la barre rigide un tendeur à vis réglable, comme celui des véhicules. Le tender porte deux tampons latéraux à ressorts qui s'appuient sur la traverse d'arrière de la machine. L'attelage doit être suffisamment serré pour établir une solidarité étroite entre la machine et le tender, ce qui diminue les mouvements perturbateurs de lacet et de galop. On a cherché, principalement en Allemagne, à rendre cette solidarité complète au moyen d'attelages dits convergents, caractérisés par cette condition que les axes des deux véhicules se coupent toujours en un même point autour duquel ils peuvent librement tourner, comme s'il y avait en ce point une articulation simple. Tel est le système Edmond Roy, appliqué à un certain nombre de locomotives de l'Ouest et de l'État; la locomotive et le tender portent chacun deux tampons latéraux obliques; ceux de la locomotive ont une surface sphérique ayant pour centre la cheville d'attelage; ceux du tender ont leur face plane; les tampons n'ont pas de ressorts, ni la barre de traction.

Comme le point de convergence théorique des axes de la locomotive et du tender diffère suivant le rayon des courbes, lesattelages convergents ont l'inconvénient de provoquer, lors de l'inscription dans les courbes, de

violentes secousses qui entraînent la dislocation des châssis. Pour ce motif, on préfère généralement et avec raison l'attelage ordinaire.

Les tenders d'une contenance de 20 mètres cubes d'eau, qu'on n'a guère dépassée jusqu'ici, constituent un poids mort considérable tout en ne permettant pas, surtout avec les trains lourds actuels, de faire plus de 200 kilomètres sans arrêt. Pour pouvoir effectuer de plus longs parcours, l'ingénieur anglais Ramsbottom a eu l'idée de munir les tenders d'un appareil de prise d'eau pendant la marche. A cet effet, dans une partie de voie en palier on place au milieu des rails sur les traverses une rigole en tôle de 0^m,20 de largeur, 0^m,15 de profondeur et 500 mètres de longueur environ, qui est automatiquement maintenue pleine d'eau. Le tender porte un gros tuyau à peu près vertical qui débouche à sa partie supérieure au moyen d'un col de cygne dans la caisse à eau et qui se prolonge vers le bas par un autre tuyau articulé se terminant par une écope et pouvant se déplacer verticalement; ce tuyau à écope est manœuvré de la plate-forme. Lorsque la machine arrive à une rigole d'alimentation, on abaisse l'écope de façon à la faire plonger dans l'eau, et par l'effet de la vitesse l'eau monte dans le tender. La vitesse la plus favorable est d'environ 50 kilomètres à l'heure; à cette vitesse et avec une rigole de 500 mètres on peut embarquer 10 mètres cubes d'eau. Les prises d'eau sans arrêt sont assez nombreuses en Angleterre et en Amérique. Il en existe une sur le réseau de l'État, près de Château-du-Loir.

INDEX BIBLIOGRAPHIQUE

- ASPINALL. Résultat de diverses expériences exécutées sur le frottement des tiroirs de locomotives. *Revue générale des chemins de fer*, septembre 1890.
- BARRIER. 1. Expériences faites en service courant sur la locomotive compound à grande vitesse 2158 de la Compagnie du Nord. *Revue générale des chemins de fer*, mars, juin, juillet 1898.
— 2. Résistance à la traction des trains de voyageurs à grande vitesse en alignement droit. *Revue générale des chemins de fer*, avril 1897.
- COËARD. Recherches expérimentales des conditions de stabilité des voies en acier. *Revue générale des chemins de fer*, décembre 1887.
- COUCHE. *Matériel roulant des chemins de fer*. Dunod, Paris.
- DEHARME et PULIN. 1. *Résistance des trains, traction*. Gauthier-Villars, Paris.
— 2. *Etude de la locomotive, mécanisme, châssis, type de machines*.
— 3. *La chaudière*.
- DEMOULIN. 1. *Traité de la machine locomotive*. Baudry, Paris.
— 2. *La locomotive actuelle*.
- DUBOST. Expériences sur la combustion dans les foyers de locomotives. *Revue générale des chemins de fer*, février 1891.
- FRÉMONT. Mesure de la pression maximum instantanée résultant d'un choc. *Revue de métallurgie*, juin 1904.
- GARBE. *Die Dampflokomotiven der Gegenwart*. Julius Springer, Berlin.

- GUÉDON. *Le mécanicien de chemin de fer*. Dunod et Pinat, Paris.
- HENRY. Étude expérimentale de la vaporisation dans les chaudières de locomotives. *Annales des Mines*, 8^e livraison de 1904.
- HERDNER. 1. Les locomotives à l'exposition de Liège. *Mémoire de la Société des Ingénieurs civils*, septembre 1906.
— 2. Fonctionnement des organes de la suspension des locomotives. *Revue générale des chemins de fer*, juin 1905.
- JAPIOT. Les chemins de fer américains, matériel et traction. *Annales des Mines*, 1^{er} semestre 1907.
- KÉROMNÈS. Note sur les expériences faites au chemin de fer du Nord sur les tubes à ailerons système Serve. *Mémoire de la Société des Ingénieurs civils*, juillet 1893.
- KNEASS. The modern locomotive Injector. *The daily Railway Age*, 21 juin 1906.
- LEDoux. Enveloppes de chaudières. *Revue générale des chemins de fer*, février 1903.
- Georges MARIÉ. 1. Les dénivellations de la voie et les oscillations du matériel de chemins de fer. *Annales des Mines*, 1^{er} et 2^e semestre 1905, 1^{er} semestre 1906.
— 2. Les oscillations du matériel à l'entrée et à la sortie des courbes. *Mémoires de la Société des Ingénieurs civils*, nov. 1905, avril 1906.
- MAYR. Feuerbüchsen-Rohrwände aus Kupfer und Flusseisen. *Organ für die Fortschritte des Eisenbahnwesens*, 9^e fascicule, 1906.
- NADAL. 1. Expériences sur le rendement des locomotives. *Revue générale des chemins de fer*, mai 1903, mars et septembre 1904.
— 2. Formule du rendement des machines à vapeur. *Revue de mécanique*, février et mars 1900.
— 3. Rendement des locomotives. *Revue générale des chemins de fer*, septembre 1901.
- PHILLIPS. Théorie des ressorts à lames. *Annales des Mines*, 5^e série, tome I, 1852.
- PICHAULT. *Appareils de distribution*. Bernard, Paris.

- PULIN. Expériences de traction faites en service courant sur la locomotive compound à quatre cylindres, n° 701, du chemin de fer du Nord. *Revue générale des chemins de fer*, mai et juin 1887.
- SAUSSOL. Locomotive avec chaudière à tubes d'eau système ROBERT. *Revue générale des chemins de fer*, avril 1905.
- SAUVAGE. *La machine locomotive*. Baudry, Paris.
- SCHUBERT. Le matériel roulant des chemins de fer à l'exposition de Liège en 1905. *Revue générale des chemins de fer*, févr. 1906.
- VICAIRE et MAISON. *Cours de chemins de fer professé à l'École des Mines*. Gauthiers-Villars, Paris.
- VAUGHAN. Locomotive front ends ; rapport présenté à la réunion annuelle de l'American railway master mechanics association à Atlantic-city par une commission composée de MM. H.-H. Vaughan, F.-H. CLARK, R. QUAYLE, A.-W. GIBBS, W.-F.-M. GOSS, G.-M. BASFORD. *Railway age*, 20 juin 1906.
- VON BORRIES. Essais sur le tirage des locomotives. *Organ für die Fortschritte des Eisenbahnwesens*, fascicules 1, 2, 3 et 7, 1896.
- VON BORRIES, BRÜCKMANN, etc. *Die Lokomotiven der Gegenwart*, 2^e édition. Kreidel, Wiesbaden.
-

TABLE ALPHABÉTIQUE

A	B
<p>Action d'un bissel, 187. — d'un bogie, 191. — motrice de la vapeur, 156. Adhérence, 160. Agrafes de la plaque tubulaire, 13. Allongement proportionnel des lames de ressort, 92. Aluminate de baryum, 20. Angle d'avance des excentriques, 123, 130. Angles des forces de frottement en courbe, 177, 181. Angle de cisaillement, 176. Antitartrique, 20. Anthracite, 55. Appareils de démarrage, 261. Arbre de relevage, 131. Armatures de la boîte à feu, 10. Articulation d'un bissel, 188. Attaches des bandages, 82. Attaches des bandages avec cercle de retenue, 82. Attaches des bandages Mausell, 82. Attaches des bandages Salmon, 82. Attelages convergents, 231, 299. Avance à l'admission, 125. Avance linéaire du tiroir, 125. Augmentation du volume de l'espace nuisible dans les locomotives compound, 256. Autoclaves, 35.</p>	<p>Bagues de fond des garnitures, 114. Balanciers de suspension, 96. Bandages, 80. Barre de relevage, 131. Barres d'excentriques, 128. Bielles, 116. Bilan thermique d'une chaudière, 57. Bissels, 96. — américains, 97. — à fusées extérieures des locomotives Pacific, 101. Bogies, 101. — américains, 101. — anglais, 103. — des chemins de fer prussiens, 103. — des machines françaises à quatre cylindres, 103. — de la C^{ie} P.-L.-M., 104. — de l'État belge, 105. Bogies moteurs des locomotives-tenders de la C^{ie} du Nord, 105. Boîte à feu, 2. — Belpaire, 6, 41. — à berceau cylindrique, 6, 41. — à fumée, 36. Boîtes à garnitures, 112. — à huile, 86. — à plans inclinés, 89. — radiales, 89.</p>

Boîtes à vapeur, 110.
 Bombe de Malher, 56.
 Bouchons fusibles, 31.
 Boudin des bandages, 81.
 Bouilleur Tenbrinck, 26.
 Boutous de manivelle, 80.
 Briquettes, 56.
 Broches des boîtes à huile, 88.

C

Cadre du foyer, 7.
 Cages des boîtes à huile, 85.
 Caissonnements des longerons, 83.
 Calage des excentriques, 123.
 Cendres, 56.
 Cendrier, 24.
 Centre de gravité du poids suspendu, 206.
 Centre élastique de la suspension, 201.
 Chaleur spécifique de la vapeur surchauffée, 266.
 Chambre de combustion, 43.
 Changement de marche, 131.
 Charges normales, 278.
 Châssis, 83.
 Chaudière Brotan, 47.
 — Robert, 47.
 Cheminée, 36.
 Circulation en courbe, 175.
 Coefficient d'adhérence, 278.
 — de frottement des lames de ressort, 217.
 Coin de rattrapage de jeu, 85.
 Colliers d'excentriques, 131.
 Combustible, 54.
 Combustion, 57.
 Composition des houilles, 55.
 Compression, 126.
 Condensation de la vapeur dans les cylindres, 239.

Condition de convergence de Marié, 216.
 Conductibilité, 69.
 Consommation apparente de vapeur, 238-251.
 Consommation de vapeur des locomotives à simple expansion, 241.
 Consommation de vapeur des locomotives compound, 254.
 Contact des boudins avec les rails, 81.
 Contre-boîte à huile, 86.
 Contrepoids, 169.
 Contrepression, 234.
 Contre-vapeur, 138.
 Convergence des oscillations des ressorts, 214.
 Corps cylindrique, 13.
 — de boîte à huile, 86.
 — d'essieu, 75.
 Grosse de piston, 116.
 Coulisse, 131.
 Coulisseau, 131.
 Courbe de compression, 235.
 Courbe de détente de la vapeur saturée, 234.
 Courbe de détente de la vapeur surchauffée, 269.
 Courbes des efforts dans une locomotive à deux cylindres, 162.
 Courbes des efforts dans une locomotive à quatre cylindres, 166.
 Coussinets, 86.
 Cuivre arsénical, 5.
 — manganésé, 10.
 Cylindres, 109.

D

Découvrement des tiroirs, 126.
 Défecteur de boîte à fumée, 38.

- Démarrateurs**, 261.
Démarrateur Lindner, 263.
 — de la C^{ie} du Midi, 263, 234.
Démarrateur Gölsdorf, 264.
Dénivellations de la voie, 205.
Déplacement de la bielle ma-
trice, 158.
Déplacement du tiroir, 121.
Déraillement, 186.
Désincrustants, 18.
Déteute adiabatique, 234, 269.
Dévers, 182.
Diagrammes d'indicateur, 140,
 234.
Dilatation des chaudières, 12.
Dimensions des lumières des
cylindres, 111.
Direction des forces de frotte-
ment en courbe, 181.
Distribution Stephenson, 138.
 — Gooch, 132.
 — Allan, 133.
 — Walschaerts, 134.
 — Joy, 138.
 — Polonceau, 152.
 — Bonnefond, 152.
 — Durant - Lencan -
 chez, 153.
 — Lentz à soupapes,
 153.
Distributions indépendantes des
locomotives compound à
quatre cylindres, 260.
Dôme, 21.
Double traction, 196.
Dudgeon, 17.
- E**
- Eau entraînée par la vapeur**, 67.
Échappement, 36.
Échappement anticipé de la va-
peur, 126.
Économie due au compoundage,
 253.
- Économie due à la surchauffe**,
 272.
Écote Ramsbottom, 300.
Effort au démarrage, 165.
 — de freinage, 107.
 — de rappel, 103.
 — indiqué, 232.
 — moléculaire dans les la-
 mes de ressort, 92.
 — moteur, 232.
 — moteur dans les locomo-
 tives compound, 247.
 — résistant du train, 161, 282.
Égalisation des travaux dans
les cylindres des locomotives
compound, 250.
Éjecteurs de pétrole, 54.
Embattage des roues, 82.
Empattement des locomotives,
 230.
Encastrement des cylindres,
 84.
Entretoises, 8.
Enveloppe du foyer, 6.
Enveloppes isolantes, 35.
Épuration des eaux, 18.
Épure circulaire de Zeuner, 125.
Équation caractéristique de la
vapeur surchauffée, 267.
Équations générales du mou-
vement du poids suspendu,
 198.
Équilibrage des pièces mobiles
 167.
Équilibre horizontal, 170.
 — vertical, 170.
Espace nuisible, 256.
Essais d'injecteurs, 31.
Essais de locomotives à l'expo-
sition de Saint-Louis, 57.
Essais de locomotives à vapeur
surchauffée, 276.
Essais de locomotives com-
compound par M. Barbier, 250.

- Essais sur la combustion de la
Cie de l'Est, 58.
- Essais sur la combustion de la
Cie P.-L.-M., 59.
- Essieux coudés, 76.
— droits, 75.
- Essieu porteur d'arrière radial
des locomotives Pacific, 90.
- Exagération de la compression,
256.
- Excentriques, 131.
- Expériences de M. Coillard sur
les dénivellations de la voie,
205.
- Expériences de MM. Knoblauch
et Jakob sur la chaleur spéci-
fique de la vapeur surchauffée,
266.
- F**
- Face d'application des cylin-
dres, 84.
- Fernes des boîtes à feu, 12.
- Flèche de fabrication des res-
sorts, 94.
- Flexibilité des ressorts, 93.
- Force centrifuge, 168.
- Force d'inertie des masses alter-
nantes, 158.
- Forces agissant sur les longes-
rons dans les locomotives à
deux et à quatre cylindres,
172.
- Forces de frottement en courbe,
177.
- Forme des rails sous les roues
d'une locomotive en marche,
205.
- Formule de Pécelet, 69.
— des ressorts de Phillips,
93.
— de vaporisation, 74.
- Formules des résistances des
machines et des véhicules, 281.
- Foyer, 46.
— au pétrole, 53.
— débordant, 46.
— Drummond, 46.
— Holden, 54.
— Smith, 46.
— Urquhard, 54.
— Vanderbilt, 47.
— Wooten, 43.
- Frein à vapeur, 108.
- Freinage des bogies, 108.
- Freinage des locomotives, 106.
- Freins à air comprimé et à
vide, 106.
- Frottement des tiroirs, 143.
- Fumivores, 27.
— Thierry, 27.
— Langer - Marcotty,
28.
— Staby, 28.
- Fusées d'un essieu, 75.
- G**
- Galop, 203.
- Garnitures, 111.
— Duterne, 112.
— Kubler, 112.
— flexibles, 115.
- Glissement des roues en courbe,
176.
- Glissières de crose, 116.
- Graissage des boîtes, 88.
- Graisseur à pointeau, 120.
- Grille, 24.
— à secousses, 24.
— mobile, 24.
- Guides des boîtes à huile, 85.
- H**
- Houilles, 55.
- Hydrocarbures, 59.

- I**
- Inconvénients des surchauffeurs, 52, 274.
- Influence de la hauteur du centre de gravité, 224.
- Influence de la tension de l'attelage, 196.
- des balanciers, 208.
- des réactions sur les glissières, 196.
- Injecteurs à vapeur d'échappement Davies et Metcalfe, 33.
- Injecteurs Friedman, 28.
- Giffard, 28.
- Sellers, 28.
- Inscription dans les courbes des locomotives à bissel, 187.
- Inscription dans les courbes des locomotives à bogie, 191.
- J**
- Jeu de la voie, 230.
- des essieux, 89.
- d'un bissel, 187.
- d'un bogie, 191.
- L**
- Lacet, 228.
- Lames d'eau, 7.
- Lames des ressorts, 92.
- Laminage de la vapeur, 142.
- Lever d'avance, 134.
- Locomotives à grande vitesse, 283.
- à grande vitesse, type 4-4-0, 283.
- Locomotives à grande vitesse, type 4-4-2 des réseaux du Nord, d'Orléans, de l'État, 284.
- Locomotives à grande vitesse, type 4-6-0 des réseaux de l'Est, d'Orléans, du P.-L.-M., 286.
- Locomotives à marchandises, 289.
- à marchandises, type 0-6-0, 289.
- à marchandises, type 2-6-0, 289.
- à marchandises, type 0-8-0, 290.
- Locomotives à marchandises, type 2-8-0 des réseaux du Midi, d'Orléans, de l'État autrichien, du New-York Central, 291.
- Locomotives à marchandises, type 0-10-0 à vapeur surchauffée des chemins de fer de l'État prussien, 266, 292.
- Locomotives à marchandises, type 2-10-0 des chemins de fer d'Alsace-Lorraine, de l'Atchison, Topeka et Santa-Fé RR., 292.
- Locomotives articulées type Meyer, 293.
- articulées type Fairlie, 293.
- articulées type Hagans, 294.
- articulées type Mallet, 294.
- Locomotives articulées type de la Cie du Nord, 294.
- Locomotives atlantic américaines, 284.
- atlantic à foyer large, 285.
- Locomotives atlantic compound à 4 cylindres type de Glehn, 286.
- Locomotives atlantic compound à 4 cylindres de la Société de Hanovre, 62.
- Locomotives atlantic compound à 4 cylindres type Cole, 62, 285.

- Locomotives atlantic compound à 4 cylindres type Baldwin, 71, 260.
- Locomotives à vapeur surchauffée, 266.
- compound de la C^{ie} P.-L.-M., 259.
- compound de Glehn, 260.
- compound Vauclain, 243.
- compound Woolf, 242.
- Locomotives compound à 2 cylindres Mallet, 261.
- Locomotives compound à 2 cylindres de la C^{ie} du Midi, 261.
- Locomotives compound à 3 cylindres Webb, 262.
- Locomotives-fourgons des chemins de fer de l'État français, 297.
- Locomotives Pacific américaines, 287.
- Pacific de l'État badois, 287.
- Pacific de la C^{ie} d'Orléans, 288.
- Locomotives Prairie (2-6-2), 288.
- Locomotives pour trains de banlieue de la C^{ie} du Nord, 297.
- Locomotives pour trains de banlieue de la C^{ie} de l'Est, 297.
- Longerons en tôle, 84.
- américains en barres, 85.
- M**
- Mâchefers, 56.
- Manivelles, 79.
- Masses en mouvement relatif, 168.
- Matage, 5.
- Maximum de puissance, 238.
- Métal anti-friction, 88.
- Moment de lacet, 173.
- d'inertie du poids suspendu, 206.
- Moyeu, 77.
- Multiplication de la timonerie, 105.
- N**
- Notation américaine des locomotives, 276.
- O**
- Obliquité maximum d'un véhicule en courbe, 179.
- Oscillations d'une locomotive à l'entrée et à la sortie d'une courbe, 220.
- Oscillations des ressorts, 197.
- Oscillations des ressorts à amplitude croissante, 206.
- Oscillations d'une locomotive à trois essieux accouplés et à bogie, 206.
- Oscillations d'une locomotive à trois essieux accouplés et à bissel à l'avant, 211.
- Oscillations de la pression dans la boîte à vapeur, 233.
- Oscillations propres des locomotives, 171.
- Oxyde de carbone, 58.
- P**
- Pantin de distribution, 128.
- Pararingard, 8.
- Particularités du fonctionnement des machines compound, 255.
- Patinage, 160.

- Patins de crosse, 116.
 Pattes d'araignée, 87.
 Périodes des oscillations, 207.
 Perte de pression au réservoir, 244, 251.
 Pertes de chaleur des chaudières, 63.
 Pinces des tôles, 5.
 Pistons, 111.
 Plaques tubulaires, 13.
 Plans inclinés, 89.
 Portée de calage, 75.
 Porte du foyer, 7.
 Position des bogies dans les courbes, 192.
 — d'une locomotive en courbe, 181.
 — moyenne du tiroir, 122.
 Poulies d'excentriques, 131.
 Poussée radiale, 182.
 — d'un bissel, 190.
 — d'un bogie, 191.
 Poussée sur le rail due au roulis, 222.
 Pouvoir calorifique des combustibles, 57.
 Presse-garniture, 144.
 Pression de calage, 77.
 Pression effective moyenne sur le piston, 156, 232, 236.
 Prise d'eau en marche, 300.
 Profil des bandages, 81.
- Q**
- Qualité des eaux, 18.
 Queue de bissel, 97.
- R**
- Rapport des volumes dans les locomotives compound, 247.
 Rayon d'excentricité, 130.
 Rayonnement, 68.
 Rayons des roues, 81.
 Réactions de la crosse du piston sur les glissières, 159.
 Réactions des guides sur les boîtes d'essieu, 159.
 Réactions tangentielles, 159.
 Recouvrement du tiroir, 123.
 Recul, 171.
 Régulateur, 21.
 Régule, 88.
 Rendement thermique d'une chaudière, 57.
 Répartition de l'effort de freinage, 106.
 Répartition de l'effort moteur sur les roues d'un même essieu, 172.
 Répartition du poids sur les essieux, 193.
 Réservoir intermédiaire, 244.
 Résistance à la traction, 278.
 Ressorts à lames, 92.
 — en hélice, 92.
 — de rappel, 103.
 Résultante des tensions des ressorts, 201.
 Robinet de vidange, 35.
 Robinets de jauge, 34.
 Rocking-shaft, 110.
 Rotules, 298.
 Roulis, 218.
 Roues, 77.
- S**
- Section de l'échappement, 235.
 Segments de piston, 111.
 Selle des cylindres, 86.
 Sommier de grille, 24.
 Souffleur, 27.
 Soupapes de sûreté, 21.
 Supports de dilatation, 35.
 Suppression des condensations, 271.

Surchauffeurs, 49.
 — Pielock, 52.
 — Schmidt, 49.
 — Shenectady, 52.
 Surface de chauffe directe, 72.
 — de chauffe tubulaire,
 73.
 Surface de l'espace nuisible,
 240.
 Suspension folle, 205.
 Synchronisme des oscillations
 et de la force perturbatrice,
 205.

T

Table de friction, 144.
 Talmage (procédé), 20.
 Tampon graisseur, 88.
 Tender, 298.
 Température de la boîte à fumée,
 71.
 — du foyer, 71.
 Tension des ressorts, 193.
 Têtes de bielle, 117.
 — à chapeau, 120.
 — à chape ou-
 verte, 118.
 — à chape rappor-
 tée, 120.
 Tiges de pistons, 112.
 — de suspension, 95.
 Timonerie, 105.
 — à balanciers, 106.
 Tirants, 10.
 — à dilatation, 11.
 Tiroir cylindrique américain,
 146.

Tiroir cylindrique de la Cie de
 l'Est, 147.
 Tiroir cylindrique de l'État
 belge, 149.
 Tiroir cylindrique Ricour, 146.
 — Schmidt, 149.
 Tiroirs équilibrés Adams, 145.
 — Richardson,
 144.
 Tiroirs plans, 141.
 Tiroir Trick à canal, 142.
 Tourillons de manivelle, 118.
 Travail par cylindrée, 236.
 — indiqué, 232.
 Tube de niveau, 34.
 Tubes Serve, 16.
 Tubulure, 15.
 Types de locomotives, 283.

V, W

Vaporisation, 68.
 — dans le foyer,
 70.
 Vaporisation dans le faisceau
 tubulaire, 73.
 Variation de la charge des
 essieux, 211.
 Variation de la surchauffe pen-
 dant la détente, 269.
 Variation de l'effort moteur et
 de la puissance, 237.
 Vitesse angulaire, 157.
 Vitesse de la vapeur, 142.
 Voûte, 26.
 Wagon-top, 14.

TABLE SYSTÉMATIQUE DES MATIÈRES

CHAPITRE I

CHAUDIÈRE

1. — Boîte à feu.	2
2. — Cadre, porte	7
3. — Entretoises.	8
4. — Armatures	10
5. — Corps cylindrique, plaque tubulaire de boîte à fumée.	13
6. — Tubulure.	15
7. — Qualité des eaux, épuration, désincrustants.	18
8. — Dôme, régulateur.	21
9. — Grilles, cendriers.	24
10. — Voûtes en briques, bouilleurs	26
11. — Fumivores	27
12. — Appareils d'alimentation, injecteurs	28
13. — Appareils de sécurité et divers	34
14. — Boîte à fumée, échappement	36
15. — Principaux types de chaudières.	41
16. — Types spéciaux de foyers, chaudières à tubes d'eau.	46
17. — Surchauffeurs.	49
18. — Foyers au pétrole	53
19. — Combustibles.	54
20. — Combustion, essais de locomotives à l'exposition de Saint-Louis	57
21. — Vaporisation	68

CHAPITRE II

ROUES, CHASSIS, SUSPENSION

22. — Essieux.	75
23. — Roues	77
24. — Manivelles	79
25. — Bandages.	80

26. — Châssis	83
27. — Boîtes à huile	86
28. — Boîtes radiales	89
29. — Ressorts	92
30. — Balanciers	96
31. — Bissels	96
32. — Bogies	101
33. — Freins, timonerie	105

CHAPITRE III

MÉCANISME

34. — Cylindres	109
35. — Pistons, garnitures	111
36. — Crosses de pistons, glissières, bielles	116
37. — Fonctionnement des tiroirs de distribution	121
38. — Distribution Stephenson	128
39. — Distribution Gooch	132
40. — Distribution Allan	133
41. — Distribution Walschaerts	134
42. — Contre-vapeur	138
43. — Tiroirs plans, tiroirs équilibrés	141
44. — Tiroirs cylindriques	146
45. — Distributions spéciales	151

CHAPITRE IV

MOUVEMENT ET STABILITÉ DES LOCOMOTIVES

46. — Action motrice de la vapeur	156
47. — Équilibrage des pièces mobiles	167
48. — Oscillations propres des locomotives, recul	171
49. — Circulation en courbe	175
50. — Action d'un bissel	187
51. — Action d'un bogie	191
52. — Répartition du poids sur les essieux	193
53. — Oscillations des ressorts	197
54. — Mouvement de galop	203
55. — Frottements des ressorts à lames, convergence des oscillations	214
56. — Mouvement de roulis	218
57. — Mouvement de lacet	228

CHAPITRE V

PUISSANCE ET RENDEMENT, TYPES DIVERS DE LOCOMOTIVES

58. — Locomotives à simple expansion à vapeur saturée.	
Effort et travail indiqués	232
59. — Consommation de vapeur	238
60. — Locomotives compound, fonctionnement	242
61. — Effort moteur	247
62. — Consommation de vapeur	251
63. — Particularités du fonctionnement	255
64. — Appareils de démarrage	261
65. — Locomotives à vapeur surchauffée	266
66. — Résistance à la traction, charges normales	278
67. — Types divers de locomotives, machines à grande vitesse	283
68. — Locomotives mixtes et à marchandises	289
69. — Locomotives articulées	293
70. — Locomotives-tenders	295
71. — Tenders	298
INDEX BIBLIOGRAPHIQUE	301
TABLE ALPHABÉTIQUE	305

ENCYCLOPÉDIE SCIENTIFIQUE

Publiée sous la direction du D^r TOULOUSE

Nous avons entrepris la publication, sous la direction générale de son fondateur, le D^r Toulouse, Directeur à l'École des Hautes-Études, d'une ENCYCLOPÉDIE SCIENTIFIQUE de langue française dont on mesurera l'importance à ce fait qu'elle est divisée en 40 sections ou Bibliothèques et qu'elle comprendra environ 1000 volumes. Elle se propose de rivaliser avec les plus grandes encyclopédies étrangères et même de les dépasser, tout à la fois par le caractère nettement scientifique et la clarté de ses exposés, par l'ordre logique de ses divisions et par son unité, enfin par ses vastes dimensions et sa forme pratique.

I

PLAN GÉNÉRAL DE L'ENCYCLOPÉDIE

Mode de publication. — L'*Encyclopédie* se composera de monographies scientifiques, classées méthodiquement et formant dans leur enchaînement un exposé de toute la science. Organisée sur un plan systématique, cette Encyclopédie, tout en évitant les inconvénients des Traités, — massifs, d'un prix global élevé, difficiles à consulter, — et les inconvénients des Dictionnaires, — où les articles scindés irrationnellement, simples chapitres alphabétiques, sont toujours nécessairement incomplets, — réunira les avantages des uns et des autres.

Du Traité, l'*Encyclopédie* gardera la supériorité que possède

un ensemble complet, bien divisé et fournissant sur chaque science tous les enseignements et tous les renseignements qu'on en réclame. Du Dictionnaire, l'*Encyclopédie* gardera les facilités de recherches par le moyen d'une table générale, l'*Index de l'Encyclopédie*, qui paraîtra dès la publication d'un certain nombre de volumes et sera réimprimé périodiquement. L'*Index* renverra le lecteur aux différents volumes et aux pages où se trouvent traités les divers points d'une question.

Les éditions successives de chaque volume permettront de suivre toujours de près les progrès de la science. Et c'est par là que s'affirme la supériorité de ce mode de publication sur tout autre. Alors que, sous sa masse compacte, un traité, un dictionnaire ne peut être réédité et renouvelé que dans sa totalité et qu'à d'assez longs intervalles, inconvénients graves qu'atténuent mal des suppléments et des appendices, l'*Encyclopédie scientifique*, au contraire, pourra toujours rajeunir les parties qui ne seraient plus au courant des derniers travaux importants. Il est évident, par exemple, que si des livres d'algèbre ou d'acoustique physique peuvent garder leur valeur pendant de nombreuses années, les ouvrages exposant les sciences en formation, comme la chimie physique, la psychologie ou les technologies industrielles, doivent nécessairement être remaniés à des intervalles plus courts.

Le lecteur appréciera la souplesse de publication de cette *Encyclopédie*, toujours vivante, qui s'élargira au fur et à mesure des besoins dans le large cadre tracé dès le début, mais qui constituera toujours, dans son ensemble, un traité complet de la Science, dans chacune de ses sections un traité complet d'une science, et dans chacun de ses livres une monographie complète. Il pourra ainsi n'acheter que telle ou telle section de l'*Encyclopédie*, sûr de n'avoir pas des parties dépareillées d'un tout.

L'*Encyclopédie* demandera plusieurs années pour être achevée ; car pour avoir des expositions bien faites, elle a pris ses collaborateurs plutôt parmi les savants que parmi les professionnels de la rédaction scientifique que l'on retrouve généralement dans les œuvres similaires. Or les savants écrivent peu et lentement : et il est préférable de laisser temporairement sans attribution certains ouvrages plutôt que de les confier à des auteurs insuffisants. Mais cette lenteur et ces vides ne présenteront pas d'in-

convénients, puisque chaque livre est une œuvre indépendante et que tous les volumes publiés sont à tout moment réunis par l'*Index de l'Encyclopédie*. On peut donc encore considérer l'Encyclopédie comme une librairie, où les livres soigneusement choisis, au lieu de représenter le hasard d'une production individuelle, obéiraient à un plan arrêté d'avance, de manière qu'il n'y ait ni lacune dans les parties ingrates, ni double emploi dans les parties très cultivées.

Caractère scientifique des ouvrages. — Actuellement, les livres de science se divisent en deux classes bien distinctes : les livres destinés aux savants spécialisés, le plus souvent incompréhensibles pour tous les autres, faute de rappeler au début des chapitres les connaissances nécessaires, et surtout faute de définir les nombreux termes techniques incessamment forgés, ces derniers rendant un mémoire d'une science particulière inintelligible à un savant qui en a abandonné l'étude durant quelques années ; et ensuite les livres écrits pour le grand public, qui sont sans profit pour des savants et même pour des personnes d'une certaine culture intellectuelle.

L'*Encyclopédie scientifique* a l'ambition de s'adresser au public le plus large. Le savant spécialisé est assuré de rencontrer dans les volumes de sa partie une mise au point très exacte de l'état actuel des questions ; car chaque Bibliothèque, par ses techniques et ses monographies, est d'abord faite avec le plus grand soin pour servir d'instrument d'études et de recherches à ceux qui cultivent la science particulière qu'elle représente, et sa devise pourrait être : *Par les savants, pour les savants*. Quelques-uns de ces livres seront même, par leur caractère didactique, destinés à devenir des ouvrages classiques et à servir aux études de l'enseignement secondaire ou supérieur. Mais, d'autre part, le lecteur non spécialisé est certain de trouver, toutes les fois que cela sera nécessaire, au seuil de la section, — dans un ou plusieurs volumes de généralités, — et au seuil du volume, — dans un chapitre particulier, — des données qui formeront une véritable introduction le mettant à même de poursuivre avec profit sa lecture. Un vocabulaire technique, placé, quand il y aura lieu, à la fin du volume, lui permettra de connaître toujours le sens des mots spéciaux.

II

ORGANISATION SCIENTIFIQUE

Par son organisation scientifique, l'*Encyclopédie* paraît devoir offrir aux lecteurs les meilleures garanties de compétence. Elle est divisée en Sections ou Bibliothèques, à la tête desquelles sont placés des savants professionnels spécialisés dans chaque ordre de sciences et en pleine force de production, qui, d'accord avec le Directeur général, établissent les divisions des matières, choisissent les collaborateurs et acceptent les manuscrits. Le même esprit se manifestera partout : éclectisme et respect de toutes les opinions logiques, subordination des théories aux données de l'expérience, soumission à une discipline rationnelle stricte ainsi qu'aux règles d'une exposition méthodique et claire. De la sorte, le lecteur, qui aura été intéressé par les ouvrages d'une section dont il sera l'abonné régulier, sera amené à consulter avec confiance les livres des autres sections dont il aura besoin, puisqu'il sera assuré de trouver partout la même pensée et les mêmes garanties. Actuellement, en effet, il est, hors de sa spécialité, sans moyen pratique de juger de la compétence réelle des auteurs.

Pour mieux apprécier les tendances variées du travail scientifique adapté à des fins spéciales, l'*Encyclopédie* a sollicité, pour la direction de chaque Bibliothèque, le concours d'un savant placé dans le centre même des études du ressort. Elle a pu ainsi réunir des représentants des principaux Corps savants, Établissements d'enseignement et de recherches de langue française :

Institut.

Académie de Médecine.

Collège de France.

Muséum d'Histoire naturelle.

École des Hautes-Études.

Sorbonne et École normale.

Facultés des Sciences.

Facultés des Lettres.

Facultés de Médecine.

Instituts Pasteur.

École des Ponts et Chaussées.

École des Mines.

École Polytechnique.

Conservatoire des Arts et Métiers.

École d'Anthropologie.

Institut National agronomique.

École vétérinaire d'Alfort.

École supérieure d'Électricité.

École de Chimie industrielle de Lyon.

École des Beaux-Arts.

École des Sciences politiques.

Observatoire de Paris.

Hôpitaux de Paris.

III

BUT DE L'ENCYCLOPÉDIE

Au XVIII^e siècle, « l'Encyclopédie » a marqué un magnifique mouvement de la pensée vers la critique rationnelle. A cette époque, une telle manifestation devait avoir un caractère philosophique. Aujourd'hui, l'heure est venue de renouveler ce grand effort de critique, mais dans une direction strictement scientifique; c'est là le but de la nouvelle *Encyclopédie*.

Ainsi la science pourra lutter avec la littérature pour la direction des esprits cultivés, qui, au sortir des écoles, ne demandent guère de conseils qu'aux œuvres d'imagination et à des encyclopédies où la science a une place restreinte, tout à fait hors de proportion avec son importance. Le moment est favorable à cette tentative; car les nouvelles générations sont plus instruites dans l'ordre scientifique que les précédentes. D'autre part la science est devenue, par sa complexité et par les corrélations de ses parties, une matière qu'il n'est plus possible d'exposer sans la collaboration de tous les spécialistes, unis là comme le sont les producteurs dans tous les départements de l'activité économique contemporaine.

A un autre point de vue, l'*Encyclopédie*, embrassant toutes les manifestations scientifiques, servira comme tout inventaire à mettre au jour les lacunes, les champs encore en friche ou abandonnés, — ce qui expliquera la lenteur avec laquelle certaines sections se développeront, — et suscitera peut-être les travaux nécessaires. Si ce résultat est atteint, elle sera fière d'y avoir contribué.

Elle apporte en outre une classification des sciences et, par ses divisions, une tentative de mesure, une limitation de chaque domaine. Dans son ensemble, elle cherchera à refléter exactement le prodigieux effort scientifique du commencement de ce siècle et un moment de sa pensée, en sorte que dans l'avenir elle reste le document principal où l'on puisse retrouver et consulter le témoignage de cette époque intellectuelle.

On peut voir aisément que l'*Encyclopédie* ainsi conçue, ainsi réalisée, aura sa place dans toutes les bibliothèques publiques, universitaires et scolaires, dans les laboratoires, entre les mains

des savants, des industriels et de tous les hommes instruits qui veulent se tenir au courant des progrès, dans la partie qu'ils cultivent eux-mêmes ou dans tout le domaine scientifique. Elle fera jurisprudence, ce qui lui dicte le devoir d'impartialité qu'elle aura à remplir.

Il n'est plus possible de vivre dans la société moderne en ignorant les diverses formes de cette activité intellectuelle qui révolutionne les conditions de la vie ; et l'interdépendance de la science ne permet plus aux savants de rester cantonnés, spécialisés dans un étroit domaine. Il leur faut, — et cela leur est souvent difficile, — se mettre au courant des recherches voisines. A tous, l'*Encyclopédie* offre un instrument unique dont la portée scientifique et sociale ne peut échapper à personne.

IV

CLASSIFICATION DES MATIÈRES SCIENTIFIQUES

La division de l'*Encyclopédie* en Bibliothèques a rendu nécessaire l'adoption d'une classification des sciences, où se manifeste nécessairement un certain arbitraire, étant donné que les sciences se distinguent beaucoup moins par les différences de leurs objets que par les divergences des aperçus et des habitudes de notre esprit. Il se produit en pratique des interpénétrations réciproques entre leurs domaines, en sorte que, si l'on donnait à chacun l'étendue à laquelle il peut se croire en droit de prétendre, il envahirait tous les territoires voisins ; une limitation assez stricte est nécessitée par le fait même de la juxtaposition de plusieurs sciences.

Le plan choisi, sans viser à constituer une synthèse philosophique des sciences, qui ne pourrait être que subjective, a tendu pourtant à échapper dans la mesure du possible aux habitudes traditionnelles d'esprit, particulièrement à la routine didactique, et à s'inspirer de principes rationnels.

Il y a deux grandes divisions dans le plan général de l'*Encyclopédie* : d'un côté les sciences pures, et, de l'autre, toutes les technologies qui correspondent à ces sciences dans la sphère des applications. A part et au début, une Bibliothèque d'introduc-

tion générale est consacrée à la philosophie des sciences (histoire des idées directrices, logique et méthodologie).

Les sciences pures et appliquées présentent en outre une division générale en sciences du monde inorganique et en sciences biologiques. Dans ces deux grandes catégories, l'ordre est celui de particularité croissante, qui marche parallèlement à une rigueur décroissante. Dans les sciences biologiques pures enfin, un groupe de sciences s'est trouvé mis à part, en tant qu'elles s'occupent moins de dégager des lois générales et abstraites que de fournir des monographies d'êtres concrets, depuis la paléontologie jusqu'à l'anthropologie et l'ethnographie.

Étant donnés les principes rationnels qui ont dirigé cette classification, il n'y a pas lieu de s'étonner de voir apparaître des groupements relativement nouveaux, une biologie générale, — une physiologie et une pathologie végétales, distinctes aussi bien de la botanique que de l'agriculture, — une chimie physique, etc.

En revanche, des groupements hétérogènes se disloquent pour que leurs parties puissent prendre place dans les disciplines auxquelles elles doivent revenir. La géographie, par exemple, retourne à la géologie, et il y a des géographies botanique, zoologique, anthropologique, économique, qui sont étudiées dans la botanique, la zoologie, l'anthropologie, les sciences économiques.

Les sciences médicales, immense juxtaposition de tendances très diverses, unies par une tradition utilitaire, se désagrègent en des sciences ou des techniques précises ; la pathologie, science de lois, se distingue de la thérapeutique ou de l'hygiène, qui ne sont que les applications des données générales fournies par les sciences pures, et à ce titre mises à leur place rationnelle.

Enfin, il a paru bon de renoncer à l'anthropocentrisme qui exigeait une physiologie humaine, une anatomie humaine, une embryologie humaine, une psychologie humaine. L'homme est intégré dans la série animale dont il est un aboutissant. Et ainsi, son organisation, ses fonctions, son développement, s'éclairent de toute l'évolution antérieure et préparent l'étude des formes plus complexes des groupements organiques qui sont offerts par l'étude des sociétés.

On peut voir que, malgré la prédominance de la préoccupation pratique dans ce classement des Bibliothèques de l'*Encyclopédie scientifique*, le souci de situer rationnellement les sciences dans leurs rapports réciproques n'a pas été négligé. Enfin il est à peine besoin d'ajouter que cet ordre n'implique nullement une hiérarchie, ni dans l'importance ni dans les difficultés des diverses sciences. Certaines, qui sont placées dans la technologie, sont d'une complexité extrême, et leurs recherches peuvent figurer parmi les plus ardues.

Prix de la publication. — Les volumes, illustrés pour la plupart, seront publiés dans le format in-18 jésus et cartonnés. De dimensions commodes, ils auront 400 pages environ, ce qui représente une matière suffisante pour une monographie ayant un objet défini et important, établie du reste selon l'économie du projet qui saura éviter l'émiettement des sujets d'exposition. Le prix étant fixé uniformément à 5 francs, c'est un réel progrès dans les conditions de publication des ouvrages scientifiques, qui, dans certaines spécialités, coûtent encore si cher.

TABLE DES BIBLIOTHÈQUES

DIRECTEUR : D^r TOULOUSE, Directeur de Laboratoire à l'École des Hautes-Études.

SECRETÉAIRE GÉNÉRAL : H. PIÉRON, agrégé de l'Université.

DIRECTEURS DES BIBLIOTHÈQUES :

1. *Philosophie des Sciences.* P. PAINLEVÉ, de l'Institut, professeur à la Sorbonne.

I. SCIENCES PURES

A. Sciences mathématiques :

2. *Mathématiques* J. DRACH, professeur à la Faculté des Sciences de l'Université de Poitiers.
3. *Mécanique* J. DRACH, professeur à la Faculté des Sciences de l'Université de Poitiers.

B. Sciences inorganiques :

4. *Physique* A. LEDUC, professeur adjoint de physique à la Sorbonne.
5. *Chimie physique* J. PERRIN, chargé de cours à la Sorbonne.
6. *Chimie* A. PIGTET, professeur à la Faculté des Sciences de l'Université de Genève.
7. *Astronomie et Physique céleste* J. MASCART, astronome adjoint à l'Observatoire de Paris.
8. *Météorologie* J. RICHARD, directeur du Musée Océanographique de Monaco.
9. *Minéralogie et Pétrographie* A. LACROIX, de l'Institut, professeur au Muséum d'Histoire naturelle.
10. *Géologie* M. BOULE, professeur au Muséum d'Histoire naturelle.
11. *Océanographie physique* J. RICHARD, directeur du Musée Océanographique de Monaco.

C. Sciences biologiques normatives :

- | | | | |
|---|--------------------------------|--|---|
| | 12. <i>Biologie</i> | A. <i>Biologie générale.</i> | M. CAULLERY, professeur adjoint à la Sorbonne. |
| | | | B. <i>Océanographie biologique.</i> |
| 13. <i>Physique biologique.</i> | | | A. IMBERT, professeur à la Faculté de Médecine de l'Université de Montpellier. |
| 14. <i>Chimie biologique.</i> | | | G. BERTRAND, chargé de cours à la Sorbonne. |
| 15. <i>Physiologie et Pathologie végétales.</i> | | | L. MANGIN, professeur au Muséum d'Histoire naturelle. |
| 16. <i>Physiologie.</i> | | | J.-P. LANGLOIS, professeur agrégé à la Faculté de Médecine de Paris. |
| 17. <i>Psychologie.</i> | | | E. TOULOUSE, directeur de Laboratoire à l'École des Hautes-Études, médecin en chef de l'asile de Villejuif. |
| 18. <i>Sociologie.</i> | | | G. RICHARD, professeur à la Faculté des Lettres de l'Université de Bordeaux. |
| 19. <i>Microbiologie et Parasitologie.</i> | | | A. CALMETTE, professeur à la Faculté de Médecine de l'Université, directeur de l'Institut Pasteur de Lille. |
| 20. <i>Pathologie.</i> | A. <i>Pathologie médicale.</i> | M. KLIPPEL, médecin des Hôpitaux de Paris. | |
| | | B. <i>Neurologie.</i> | E. TOULOUSE, directeur de Laboratoire à l'École des Hautes-Études, médecin en chef de l'asile de Villejuif. |
| | | C. <i>Path. chirurgicale.</i> | L. PICQUÉ, chirurgien des Hôpitaux de Paris. |

D. Sciences biologiques descriptives :

- | | | |
|---------------------------|--|--|
| 21. <i>Paléontologie.</i> | | M. BOULE, professeur au Muséum d'Histoire naturelle. |
| 22. <i>Botanique.</i> | A. <i>Généralités et phanérogames.</i> | H. LECOMTE, professeur au Muséum d'Histoire naturelle. |
| | B. <i>Cryptogames.</i> | L. MANGIN, professeur au Muséum d'Histoire naturelle. |
| 23. <i>Zoologie.</i> | | G. LOISEL, directeur de Laboratoire à l'École des Hautes-Études. |

TABLE DES BIBLIOTHÈQUES

XI

- | | |
|--|--|
| 24. <i>Anatomie et Embryologie</i> | G. LOISEL, directeur de Laboratoire à l'École des Hautes-Études. |
| 25. <i>Anthropologie et Ethnographie</i> | G. PAPILLAULT, professeur à l'École d'Anthropologie. |
| 26. <i>Economie politique</i> | D. BELLET, professeur à l'École des Sciences politiques. |

II. SCIENCES APPLIQUÉES

A. Sciences mathématiques :

- | | |
|---|---|
| 27. <i>Mathématiques appliquées</i> | M. D'OCAGNE, professeur à l'École des Ponts et Chaussées, répétiteur à l'École polytechnique. |
| 28. <i>Mécanique appliquée et génie</i> | M. D'OCAGNE, professeur à l'École des Ponts et Chaussées, répétiteur à l'École polytechnique. |

B. Sciences inorganiques :

- | | |
|---|--|
| 29. <i>Industries physiques</i> | H. CHAUMAT, sous-directeur de l'École supérieure d'Électricité de Paris. |
| 30. <i>Photographie</i> | A. SEYEWETZ, sous-directeur de l'École de Chimie industrielle de Lyon. |
| 31. <i>Industries chimiques</i> | J. DERÔME, professeur agrégé de physique au collège Chaptal, inspecteur des Établissements classés. |
| 32. <i>Géologie et minéralogie appliquées</i> | L. CAYEUX, professeur à l'Institut national agronomique, professeur de géologie à l'École des Mines. |
| 33. <i>Construction</i> | J. PILLET, professeur au Conservatoire des Arts et Métiers et à l'École des Beaux-Arts. |

C. Sciences biologiques :

- | | |
|---|--|
| 34. <i>Industries biologiques</i> | G. BERTRAND, chargé de cours à la Sorbonne. |
| 35. <i>Botanique appliquée et agriculture</i> | H. LECOMTE, professeur au Muséum d'Histoire naturelle. |
| 36. <i>Zoologie appliquée</i> | R. BARON, professeur à l'École vétérinaire d'Alfort. |

37. *Thérapeutique générale et pharmacologie.* . . . G. POUCHET, membre de l'Académie de médecine, professeur à la Faculté de Médecine de l'Université de Paris.
38. *Hygiène et médecine publiques* A. CALMETTE, professeur à la Faculté de Médecine de l'Université, directeur de l'Institut Pasteur de Lille.
39. *Psychologie appliquée.* . . . E. TOULOUSE, directeur de Laboratoire à l'École des Hautes-Études, médecin en chef de l'asile de Villejuif.
40. *Sociologie appliquée.* . . . TH. RUYSSSEN, professeur à la Faculté des Lettres de l'Université de Dijon.

M. ALBERT MAIRE, bibliothécaire à la Sorbonne, est chargé de l'Index de l'Encyclopédie scientifique.



