

## Conditions d'utilisation des contenus du Conservatoire numérique

1- [Le Conservatoire numérique](#) communément appelé [le Cnum](#) constitue une base de données, produite par le Conservatoire national des arts et métiers et protégée au sens des articles L341-1 et suivants du code de la propriété intellectuelle. La conception graphique du présent site a été réalisée par Eclydre ([www.eclydre.fr](http://www.eclydre.fr)).

2- Les contenus accessibles sur le site du Cnum sont majoritairement des reproductions numériques d'œuvres tombées dans le domaine public, provenant des collections patrimoniales imprimées du Cnam.

Leur réutilisation s'inscrit dans le cadre de la loi n° 78-753 du 17 juillet 1978 :

- la réutilisation non commerciale de ces contenus est libre et gratuite dans le respect de la législation en vigueur ; la mention de source doit être maintenue ([Cnum - Conservatoire numérique des Arts et Métiers - https://cnum.cnam.fr](#))
- la réutilisation commerciale de ces contenus doit faire l'objet d'une licence. Est entendue par réutilisation commerciale la revente de contenus sous forme de produits élaborés ou de fourniture de service.

3- Certains documents sont soumis à un régime de réutilisation particulier :

- les reproductions de documents protégés par le droit d'auteur, uniquement consultables dans l'enceinte de la bibliothèque centrale du Cnam. Ces reproductions ne peuvent être réutilisées, sauf dans le cadre de la copie privée, sans l'autorisation préalable du titulaire des droits.

4- Pour obtenir la reproduction numérique d'un document du Cnum en haute définition, contacter [cnum\(at\)cnam.fr](mailto:cnum(at)cnam.fr)

5- L'utilisateur s'engage à respecter les présentes conditions d'utilisation ainsi que la législation en vigueur. En cas de non respect de ces dispositions, il est notamment passible d'une amende prévue par la loi du 17 juillet 1978.

6- Les présentes conditions d'utilisation des contenus du Cnum sont régies par la loi française. En cas de réutilisation prévue dans un autre pays, il appartient à chaque utilisateur de vérifier la conformité de son projet avec le droit de ce pays.

NOTICE BIBLIOGRAPHIQUE

Auteur(s)	Exposition universelle. 1893. Chicago
Auteur(s) secondaire(s)	Krantz, Camille (1848-1924)
Titre	Exposition internationale de Chicago en 1893. Rapports. Comité 15. La mécanique générale américaine à l'Exposition de Chicago. Les Machines à bois américaines
Adresse	Paris : Imprimerie nationale, 1894
Collation	2 vol. ([4]-VIII-630, [6]-148 p.) ; 28 cm
Nombre de vues	641 153
Cote	CNAM-BIB 8 Xae 379
Sujet(s)	Exposition internationale (1893 ; Chicago, Ill.) Bois, Travail du -- Machines -- Etats-Unis -- 19e siècle Machines -- Etats-Unis -- 19e siècle Industrie mécanique -- Etats-Unis -- 19e siècle
Thématique(s)	Expositions universelles Machines & instrumentation scientifique
Typologie	Ouvrage
Langue	Français
Date de mise en ligne	11/12/2008
Date de génération du PDF	02/02/2026
Recherche plein texte	Disponible
Notice complète	<a href="https://www.sudoc.fr/048256102">https://www.sudoc.fr/048256102</a>
Permalien	<a href="https://cnum.cnam.fr/redir?8XAE379.1">https://cnum.cnam.fr/redir?8XAE379.1</a>
LISTE DES TOMES	
TOME TÉLÉCHARGÉ	<a href="#">Tome 1</a>
	<a href="#">Tome 2</a>



**RAPPORTS**  
SUR  
**L'EXPOSITION INTERNATIONALE DE CHICAGO**  
**EN 1893**





*2 sol. en 1 - 8<sup>o</sup> Xae - 3 - Est en 13. ...*

MINISTÈRE DU COMMERCE, DE L'INDUSTRIE  
DES POSTES ET DES TÉLÉGRAPHES

*8<sup>o</sup> 579  
8<sup>o</sup> Xae 379*

EXPOSITION INTERNATIONALE DE CHICAGO EN 1893

# RAPPORTS

PUBLIÉS

SOUS LA DIRECTION

DE

M. CAMILLE KRANTZ

COMMISSAIRE GÉNÉRAL DU GOUVERNEMENT FRANÇAIS



COMITÉ 15

(PREMIER VOLUME)

La Mécanique générale américaine à l'Exposition de Chicago



PARIS

IMPRIMERIE NATIONALE

M DCCC XCIV



## INTRODUCTION.

La *mécanique générale* comprend, dans le vaste domaine qui lui était assigné par les onze groupes du département F de l'Exposition de Chicago<sup>(1)</sup>, un ensemble de sujets tellement étendus, multiples et variés qu'il était absolument impossible de songer à décrire avec quelque détail même les principales seulement des machines et industries ressortissant de ces groupes, et représentées à l'Exposition de Chicago. Ce serait une sorte d'encyclopédie mécanique, absolument hors de proportion avec le cadre de nos rapports et exigeant d'ailleurs, pour être convenablement traitée, la collaboration de plusieurs personnes d'une compétence toute spéciale dans les différentes branches de la mécanique. Je me suis, en conséquence, astreint à l'étude d'une faible partie seulement de ce programme comprenant les *machines à vapeur et les chaudières*, les *moulins à vent*, les *moteurs hydrauliques* : roues et turbines, les  *pompes*, les *appareils de levage* et ceux de *transmission* : paliers,

<sup>(1)</sup> Le département F comprenait les divisions suivantes :

GROUPE 69. — Moteurs, appareils de génération et de transmission de mouvement. Machines hydrauliques et pneumatiques.

GROUPE 70. — Pompes à incendie. Appareils et accessoires pour éteindre le feu.

GROUPE 71. — Machines-outils et machines à travailler les métaux.

GROUPE 72. — Machines pour l'industrie textile et pour la fabrication des tissus.

GROUPE 73. — Machines à travailler le bois.

GROUPE 74. — Machines pour la typographie, l'impression, l'estampage, la confection des livres et la fabrication du papier.

GROUPE 75. — Lithographie, zincographie et impression en couleur.

GROUPE 76. — Illustrations par la photographie et par les procédés qui en dérivent.

GROUPE 77. — Outillages divers, quincaillerie, outils et appareils usités dans les différentes professions.

GROUPE 78. — Machines à travailler la pierre, l'argile et les autres substances minérales.

GROUPE 79. — Machines employées pour la préparation des substances alimentaires.

Les groupes 69 et 70 sont traités en partie dans le présent rapport; le groupe 73 fait l'objet d'un très intéressant rapport de M. VAUTIER, des plus remarquable par sa nouveauté et sa clarté. (Comité 15, deuxième volume.)

courroies, câbles, engrenages, etc. En outre, je n'ai décrit, de ces moteurs et mécanismes, qu'une partie de ceux *d'origine américaine* qui m'ont paru les plus intéressants et les moins connus en France. Les expositions des autres pays ne présentaient, en effet, au point de vue de la nouveauté, que relativement peu d'intérêt, en ce sens que presque tous les appareils de quelque valeur exposés par la France, l'Allemagne et l'Angleterre sont, depuis longtemps, connus de nos ingénieurs et décrits dans nos publications techniques. Malgré ces restrictions, bien que condensé par l'emploi de nombreuses figures <sup>(1)</sup> et de légendes explicatives, et rédigé sans développements, non pour des élèves mais pour des hommes du métier, le texte de notre rapport a néanmoins pris des proportions qu'il eût été difficile de dépasser sans encombrement : c'est l'excuse que je présente au lecteur pour le prier de vouloir bien me pardonner le caractère incomplet et quelque peu décousu de cet ouvrage. Ce rapport n'est point, en effet, un traité de la mécanique générale américaine, on n'y trouvera guère de thèses générales ni de comparaisons systématiques entre la pratique américaine et la nôtre; le temps bien court que j'ai passé aux États-Unis ne m'a pas permis d'approfondir cette grande et complexe question avec assez de certitude et d'étendue pour m'autoriser à en tenter, ici, même l'ébauche. Je me suis donc borné à la partie purement technologique du sujet : à la description la plus exacte et la plus claire en mon pouvoir d'un certain nombre d'appareils américains choisis, comme je l'ai dit, parmi les plus intéressants et les moins connus, soit dans leur ensemble, soit surtout dans leurs détails de construction <sup>(2)</sup>.

<sup>(1)</sup> La plupart de ces figures nous ont été prêtées par la *Société d'encouragement pour l'industrie nationale*, avec une libéralité dont nous ne saurions trop la remercier.

<sup>(2)</sup> Parmi les divisions du groupe F qu'il m'a été impossible de traiter dans ce rapport, je citerai en premier lieu celle

des *machines-outils* à travailler les métaux, d'une extrême importance en elle-même, et parce que les Américains y sont véritablement supérieurs en bien des points; mais il faut, pour être véritablement utile dans l'étude d'un pareil sujet, employer à le traiter des figures assez nombreuses pour faire presque voir le fonctionne-

Ceci posé, je vais essayer de présenter le plus brièvement possible une sorte de tableau d'ensemble des principales divisions de ce rapport.

En ce qui concerne les *chaudières*, aucune nouveauté d'ensemble. Aux États-Unis, comme en Europe, et pour les mêmes raisons, exposées dans le texte du rapport, le domaine des chaudières à petits éléments, *tubulés*, ou à tube d'eau, s'étend de plus en plus, mais sans qu'aucun des types américains ne présente sur ses congénères d'Europe les éléments d'une supériorité de principe quelconque. Il n'en est pas de même pour la fabrication : c'est ainsi, par exemple, que certains détails de chaudières *Babcock-Wilcox* sont établis à l'aide de machines-outils spéciales, dont la description s'écarterait évidemment trop du cadre de ce rapport, mais dont l'emploi est des plus avantageux<sup>(1)</sup> en ce qu'il permet d'exécuter à bas prix et avec une grande précision des pièces d'une construction rationnelle mais trop coûteuse et difficile sans le secours de ces machines. Cette sorte d'harmonie préétablie entre la pièce spéciale et la machine spéciale aussi qui l'exécute constitue, pour le dire seulement en passant, l'une des particularités les plus heureuses que l'on rencontre si fréquemment dans la grande construction américaine, et trop rarement chez nous.

Parmi les détails et accessoires des chaudières, à côté d'un grand nombre de particularités ingénieuses, mais secondaires en somme : *soupapes*, *injecteurs*, *alimentateurs*, etc., il faut signaler, comme d'une grande originalité et particulièrement suggestif, *l'emploi du pétrole* comme combustible, fait à l'Exposition de Chicago sur une échelle absolument grandiose, avec une hardiesse des plus courageuses et

ment de ces machines. Il a donc fallu renoncer à en faire l'objet d'un rapport; mais j'ai tenté de traiter ce sujet avec quelque développement dans un ouvrage récent, auquel je me permets de renvoyer

le lecteur spécialement intéressé à connaître l'état actuel de la machine-outil américaine<sup>(2)</sup>.

<sup>(1)</sup> Voir page 6.

<sup>(2)</sup> *Traité des machines-outils*, 2 vol. grand in-4°, 1,100 pages et 6,000 figures. Paris, Baudry.

un succès éclatant, mais par des moyens en somme fort simples, bien connus en principe et appliqués en petit chez nous, et sur les détails desquels nous avons insisté comme ils le méritent.

Dans le domaine si étendu et si varié de la *machine à vapeur*, également aucune nouveauté de principe ou d'ensemble, aucune supériorité d'exécution <sup>(1)</sup>, mais un grand nombre de détails fort ingénieux : *des régulateurs* notamment, directs et spécialement adaptés aux machines rapides qui, en bloc, avec *Porter Allen*, nous viennent des États-Unis; *des tiroirs équilibrés*, dont l'emploi est trop systématiquement négligé chez nous; *des distributions* à déclics raffinés, bien dignes du pays de Corliss, ou, comme celles de Brown, de Buckeye, de Seymour, de Good et Lindroth, d'une cinématique à la fois élégante et pratique; *des procédés de graissage* abondant et d'équilibrage automatique combinés de manière à assurer le fonctionnement régulier et sûr de machines rapides abandonnées presque sans surveillance. J'ai décrit un certain nombre de ces détails, bien caractéristiques, pour la plupart, des machines américaines, et dont rien n'empêche d'appliquer aux nôtres les principes généraux.

Les *moulins à vent* américains diffèrent au contraire entièrement des nôtres par l'ensemble de leur construction, dont le principe consiste à utiliser non pas une faible partie du cercle des ailes, mais la presque totalité de la portion réellement efficace de ce cercle, en remplaçant les grandes ailes de nos moulins par une multitude de petites ailes, à éléments ou ailettes soit fixes, soit articulées de manière à offrir au vent une prise variable avec son intensité, et

<sup>(1)</sup> Les Américains le reconnaissent eux-mêmes. Voici, entre autres témoignages, comment s'exprime M. SWEET, l'inventeur de la *Straight Line Engine*, sur la machine à vapeur exposée par le *Creusot* : « C'était non seulement de beaucoup la plus belle pièce de construction que j'ai jamais vue, mais, jusqu'à présent, je crois qu'il

serait tout à fait impossible d'en exécuter une pareille dans ce pays » (Discussion du mémoire de M. Henneway : « *On the Development of Stationary Engines as illustrated by those exhibited at the Columbian Exhibition Chicago* », présenté à l'*American Society of Mechanical Engineers*, le 10 janvier 1894).



disposées de manière à en utiliser la puissance moyenne avec le plus de régularité et d'efficacité possible. Ces moulins américains sont certainement bien connus chez nous; on les voit figurer à presque toutes nos expositions agricoles, mais il semble néanmoins qu'on n'apprécie pas encore suffisamment les nombreux services qu'ils peuvent rendre, pourvu que le vent s'y prête un peu, à un grand nombre d'exploitations agricoles et, en outre, les détails de construction des nouveaux types de ces moulins sont encore peu connus et parfois très ingénieux; aussi, n'avons-nous pas hésité à consacrer à ces appareils un espace relativement considérable : une soixantaine de pages de notre rapport.

Quant aux *turbines* employées aux États-Unis en nombre prodigieux et souvent pour des puissances très considérables, nous n'avons fait qu'en rappeler ceux des principaux types qui, construits en France ou en Angleterre, sont bien connus de nos ingénieurs, en nous bornant à décrire avec détail quelques types nouveaux, qui n'ont pas encore pénétré en Europe et qui présentent, à notre avis, un grand intérêt. Il en est de même de la roue *Pelton* et de quelques-unes de ses variantes dont nous avons donné la monographie détaillée.

Les *pompes à vapeur* pour distribution d'eau, etc., diffèrent aussi beaucoup des nôtres : prédominance des types verticaux moins encombrants et plus rapides que les nôtres, et aussi des pompes à *action directe* sans volants, dont les types les plus répandus sont ceux de Worthington. Nous en avons décrit les derniers perfectionnements d'une façon aussi détaillée que possible. Nous avons aussi dit quelques mots des *pompes à incendie* américaines et de leurs accessoires; elles diffèrent des nôtres par un grand nombre de détails, notamment par l'emploi assez répandu de pompes rotatives fonctionnant sans chocs.

Les *ascenseurs* jouent dans la vie américaine un rôle beaucoup

plus important que chez nous. Dans les hôtels, les magasins et les bureaux à quinze et vingt étages, ils sont absolument indispensables et fonctionnent avec une activité dont nos ascenseurs ne donnent aucune idée. Ils constituent certainement l'une des branches les plus intéressantes de la mécanique américaine, mais ils ne sont pas tout à fait inconnus chez nous : notre presse technique a, en effet, publié de nombreuses descriptions d'ascenseurs américains hydrauliques et électriques, descriptions auxquelles je renvoie le lecteur, en les lui signalant dans les notes de la partie du texte de ce rapport où je me borne à décrire ceux des ascenseurs hydrauliques américains encore peu connus en Europe. On trouvera, en outre, dans le chapitre consacré aux *appareils de levage*, quelques descriptions des types les plus récents de *treuils*, de *ponts roulants*, de *grues*, de *derricks*, etc., complétées également par des renvois aux descriptions d'appareils analogues déjà parues en France. Nous insistons tout particulièrement, dans ce chapitre, sur les transports par câbles ou *cable-ways*, appliqués aux États-Unis, sur une échelle bien plus étendue qu'en Europe, à la manutention et au transport des charges dans les constructions et travaux publics, les mines, les carrières, les coupes de bois, etc., et nous le terminons par la description des principaux types de transporteurs pour magasins ou *cash-carriers*, d'un emploi universel aux États-Unis, et pratiquement ignorés chez nous.

Notre dernier chapitre est consacré principalement aux *mécanismes* usuels des *transmissions* : paliers, poulies, courroies, engrenages, embrayages, etc. Nous y insistons avec quelques détails sur l'emploi si fréquent et si divers que les Américains font des *billes* et *galets de roulement*, qu'ils utilisent certainement mieux que nous dans une foule de circonstances où l'application de ces réducteurs de frottement est véritablement tout indiquée, sur l'emploi des transmissions par *câbles cycliques* ou continus, et sur celui des *engrenages interchangeables* à pas diamétral, d'un usage presque universel aux États-Unis, et des plus pratiques.

Il est bien certain que notre rapport ne donne qu'un aperçu réduit et fort incomplet de l'état actuel de l'important sujet dont il traite. J'espère néanmoins qu'il pourra rendre quelques services à nos ingénieurs mécaniciens, soit par les descriptions mêmes qu'il renferme, soit surtout en les intéressant à poursuivre plus à fond, aux sources mêmes indiquées en notes de notre texte, l'étude des appareils qui les auront le plus spécialement intéressés.

GUSTAVE RICHARD.

**COMITÉ 15**

**(PREMIER VOLUME)**

**La Mécanique générale américaine à l'Exposition de Chicago**

---

**RAPPORT DE M. GUSTAVE RICHARD**

**INGÉNIEUR CIVIL DES MINES**

**MEMBRE HONORAIRE DU CONSEIL ET AGENT GÉNÉRAL DE LA SOCIÉTÉ D'ENCOURAGEMENT  
POUR L'INDUSTRIE NATIONALE**

**COMMISSAIRE RAPPORTEUR**



LA

# MÉCANIQUE GÉNÉRALE AMÉRICAINE

## A L'EXPOSITION DE CHICAGO <sup>(1)</sup>.

## I

## LES CHAUDIÈRES.

Les chaudières qui figuraient à l'Exposition de Chicago ne se distinguaient par aucune nouveauté de principe. On y remarquait non pas la grande importance, mais plutôt la prédominance presque absolue des chaudières à tubes d'eau, *tubulées*, ou à petits éléments, qui ont pris également en France, depuis la multiplication des stations électriques, un grand développement. Aux États-Unis, ce type de chaudières tend de plus en plus à prédominer là même où il ne s'impose par aucune condition d'emplacement; on les considère non seulement comme moins dangereuses que les chaudières à grand volume d'eau, mais, ce qui paraît contestable, comme aussi plus économiques de charbon et d'entretien.

Ainsi qu'on le verra par les descriptions suivantes, les chaudières tubulées exposées à Chicago ne différaient des types analogues connus en France que par des détails de construction précieux à connaître comme résultant d'une pratique très étendue <sup>(2)</sup>.

Les chaudières *Babcock* et *Wilcox* sont bien connues en France depuis

<sup>(1)</sup> Nous croyons devoir faire remarquer, de nouveau, que nous n'avons pas l'intention de présenter ici une monographie complète de la mécanique générale à l'Exposition de Chicago, ce qui exigerait des volumes, mais seulement quelques études sur les appareils américains qui nous ont paru les plus dignes d'intérêt.

<sup>(2)</sup> Voir aussi les chaudières américaines Ayer (brevet américain 498606, de 1893),

Caldwell (*American Machinist*, 2 avril 1891), Harrison (*id.*, 13 novembre 1883), Hallett (brevet américain 493612, de 1892), Packard (*id.*, 489495, de 1893), Pollock (*id.*, 482459, de 1892), Pratt (*id.*, 495682, de 1893), Thaun (*id.*, 489344, de 1893), Zell (*The Engineer*, 4 août 1893, p. 118) et la *Revue technique de l'Exposition de Chicago*, par MM. Grille, Falconet et Lelarge (Paris, Bernard, 1894).

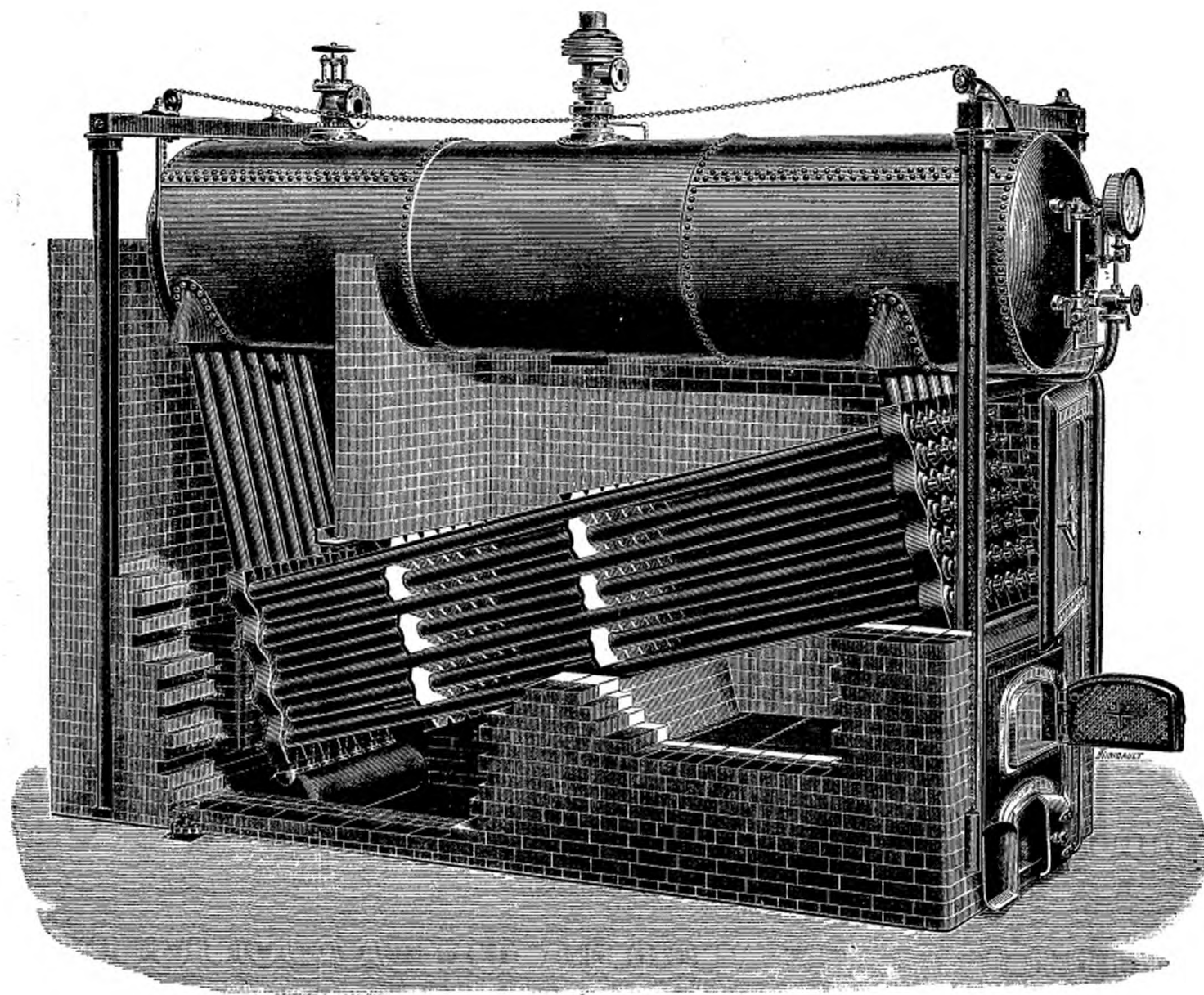


Fig. 1. — Chaudière Babcock-Wilcox. Type de 1893.

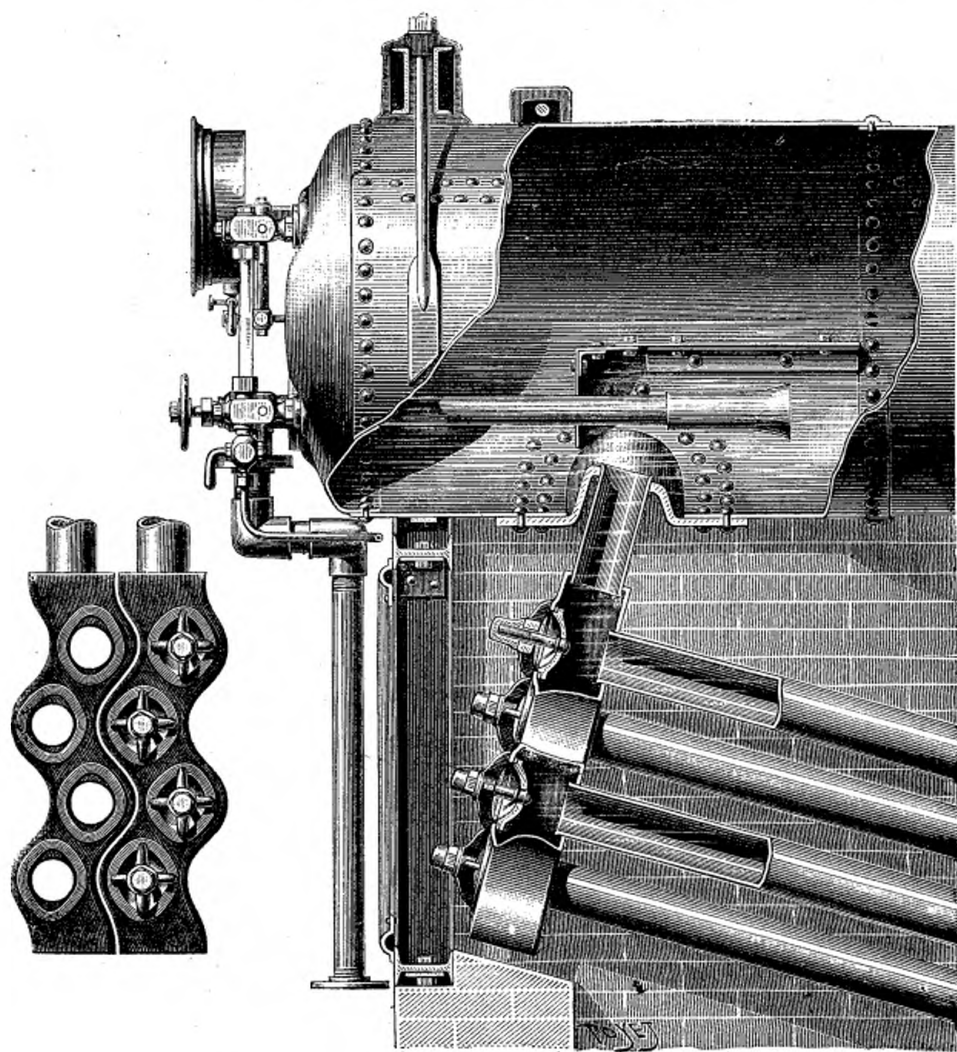


Fig. 2 et 3. — Chaudière Babcock-Wilcox. Détail d'une section et du réservoir de vapeur.

l'Exposition de 1889, où elles ont obtenu un grand prix. Leur origine est fort ancienne (1867) et on les compte aujourd'hui par centaines de mille aux États-Unis, où elles occupent incontestablement le premier rang <sup>(1)</sup>.

<sup>(1)</sup> Pour plus de détails, consulter l'ouvrage *La Vapeur*, de M. Babcock, publié par la Compagnie Babcock-Wilcox, et traduit par M. Dwelshauvers-Dery.



Ces chaudières, bien que ne présentant aucune nouveauté de principe, sont des plus intéressantes par de nombreux détails de construction, éprouvés par une longue pratique excessivement étendue. Ainsi qu'on le voit par les figures 1, 2 et 3, chacune des sections de ces chaudières est constituée par une série de tubes mandrinés dans de longues boîtes en acier forgé<sup>(1)</sup>, ondulées de manière que les tubes s'y disposent en quinconce. Les ouvertures de ces boîtes sont fermées par des autoclaves avec boulons à ancre formant joint par métal sur métal, éprouvés sous 20 atmo-

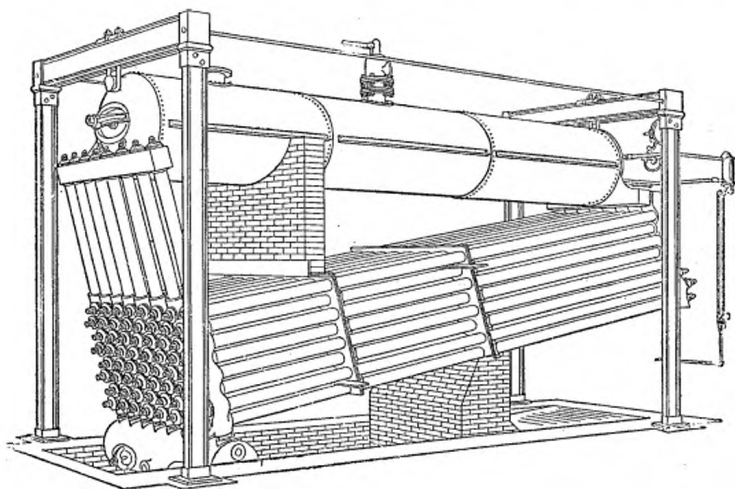


Fig. 4. — Montage d'une chaudière Babcock-Wilcox.

sphères à la presse hydraulique. Ce mode de construction des boîtes tubulaires en sections d'une seule pièce est excessivement simple et robuste, et il a l'avantage de ne présenter intérieurement aucun obstacle au dégagement de la vapeur. Aucun joint n'est exposé au feu. Toutes les parties de la chaudière sont en fer ou en acier, à l'exception, toutefois, du collecteur de boues, qui est en fonte, moins sensible que le fer aux corrosions.

Les chaudières sont, comme on le voit sur la figure 4, suspendues à des poutres en fer indépendantes de la maçonnerie, et qui laissent toute liberté à leurs dilatations.

<sup>(1)</sup> Ces boîtes sont embouties par une presse spéciale décrite au brevet anglais 16544 de 1893.

Il paraît résulter, de la moyenne d'un grand nombre d'essais, que l'on pourrait compter, avec ces chaudières, sur une vaporisation moyenne de 11 kilogr. 4 d'eau, prise à 100 degrés et sous la pression atmosphérique, par kilogramme de combustible (charbon réel, moins les cendres) brûlé au taux d'environ 1 kilogr. 60 par mètre carré de surface de chauffe, ou de 73 kilogr. 4 par mètre carré de grille et par heure. Nous donnons, comme type d'essai de ces chaudières, celui qui a été exécuté par MM. Ehrendorfer et Melhuish à la station centrale d'électricité de la *Imperial Gas-Association*, de Vienne.

ESSAIS FAITS SUR DES CHAUDIÈRES BABCOCK ET WILCOX, EN FONCTIONNEMENT AVEC DU COKE, À LA STATION CENTRALE D'ÉLECTRICITÉ DE LA *IMPERIAL CONTINENTAL GAS-ASSOCIATION*, À VIENNE,

par MM. l'inspecteur EHRENDORFER et T. W. MELHUISE.

1. Durée de l'essai en heures.....	6
2. Nombre de chaudières soumises à l'essai.....	2
3. Surface de chauffe totale des 2 chaudières, en mètres carrés.....	262
4. Surface de grille totale des 2 chaudières, en mètres carrés.....	5.88
5. Rapport de la surface de grille à la surface de chauffe	1 : 44.5
6. Poids total de coke brûlé sur les grilles (kilogrammes)	2,554
7. Coke brûlé par heure.....	425.7
8. Coke brûlé par heure et par mètre carré de surface de grille.....	72.4
9. Coke brûlé par heure et par mètre carré de surface de chauffe.....	1,624
10. Eau vaporisée, poids total.....	25,668
11. Eau vaporisée par heure.....	4,278
12. Eau vaporisée par heure et par mètre carré de surface de chauffe.....	16.32
13. Eau vaporisée par kilogramme de coke.....	10.05
14. Pression moyenne effective en atmosphères.....	9.75
15. Température de la vapeur en degrés centigrades....	183.48
16. Quantité de chaleur nécessaire pour transformer 1 kilogramme d'eau prise à 0 degré en vapeur à la pression effective de 9.75 atmosphères (calories).....	662.46
17. Température moyenne de l'eau à son entrée dans la chaudière, en degrés centigrades.....	85
18. Quantité de chaleur nécessaire pour transformer 1 kilogramme d'eau prise à 85 degrés centigrades en vapeur à la pression effective de 9.75 atmosphères (calories).....	577.46

19. Quantité de chaleur utile fournie par kilogramme de coke pour la vaporisation de 10.05 kilogrammes d'eau (calories)..... 5,803.47

20. Analyse du coke employé.

Sur 100 parties :

Carbone.....	90.16 (C)
Hydrogène.....	0.31 (H)
Azote.....	Traces.
Eau.....	0.47 (W)
Soufre.....	0.31
Cendres.....	7.43

21. La composition ci-dessus donne, pour la puissance calorifique du coke employé, en vertu de la formule

$$\frac{8080 C + 34\,462 H - 637 W}{100}$$

un nombre de calories égal à..... 7,326.1

22. Vaporisation théorique de 1 kilogramme de coke : eau prise à 0 degré et transformée en vapeur à 100 degrés centigrades..... 11.5

23. Quantité théorique d'air nécessaire à la combustion complète de 1 kilogramme de coke, sans excès d'air..... 10.7

24. Dans 100 parties de résidu sont compris :

Eau.....	0.36
Carbone.....	1.07
Matières minérales.....	98.57

25. Résidu net total : 209 kilogrammes ou 5 p. 100..... 8.2

26. Perte de calorique due à la non-combustion du carbone que renferme le résidu pour 1 kilogramme de coke (calories)..... 6.5

27. Analyse volumétrique moyenne des gaz de la combustion :

Oxyde de carbone.....	0.00
Acide carbonique.....	9.60
Oxygène.....	11.45

28. 1 kilogramme de coke donne lieu à un poids de gaz secs après combustion de :

Oxyde de carbone.....	0.00
Acide carbonique.....	3.3025
Air atmosphérique.....	12.2331
Azote.....	7.8265

29. Par kilogramme de coke brûlé, on a admis un poids d'air de kilogrammes..... 22.39

30. On a admis un excès d'air sur le poids théorique de p. 100)..... 209

31. Humidité par kilogramme de coke, cette humidité provenant :	
a) de l'air (déterminé au psychromètre) [kilogrammes] . . . . .	0.1746
b) de l'eau du cendrier (kilogrammes) . . . . .	0.1174
c) de la combustion de l'hydrogène (kilogrammes) . . . . .	0.0279
d) de l'eau contenue dans le coke (kilogrammes) . . . . .	0.0047
Humidité totale par kilogramme de coke . . . . .	0.3246
32. Poids des gaz de la combustion par kilogramme de coke (kilogrammes) . . . . .	23.6867
33. Chaleur spécifique du mélange gazeux par kilogramme de coke (calories) . . . . .	4.6820
34. Température moyenne des gaz dans le carneau . . . . .	275°
35. Nombres de calories perdues par les gaz allant à la cheminée . . . . .	1,287.55
36. Température moyenne de l'air admis sous la grille . . . . .	28°2
37. Chaleur apportée par kilogramme de coke :	
a) par l'air sec . . . . .	149.97
b) par la vapeur d'eau . . . . .	3.91
TOTAL (calories) . . . . .	153.88
38. Ce qui réduit la perte de calories par les gaz allant à la cheminée à . . . . .	1,133.67
39. Température initiale et théorique en degrés centigrades . . . . .	2,570
40. Température réelle et moyenne de la combustion . . . . .	1,262
La quantité de chaleur disponible par kilogramme de coke se répartit donc comme suit :	

	Calories p. 100.	
1. Sont utilisées pour la vaporisation . . . . .	5,803.5	79.21
2. Sont perdues . . . . .	1,522.6	20.79
	<u>7,326.1</u>	<u>100.00</u>
Les calories perdues se répartissent ainsi :		
1. Évacuation des gaz chauds par la cheminée . . . . .	1,133.7	15.47
2. Combustion incomplète :		
a) Oxyde de carbone . . . . .	0.0	0.0
b) Formation de carbone pulvérulent, suie, fumée . . . . .	0.0	0.0
c) Perte par le cendrier . . . . .	6.5	0.88
3. Perte par conductibilité et rayonnement (cette dernière déterminée par différence) . . . . .	382.4	4.44
	<u>4</u>	<u>20.79</u>

N. B. — L'installation se compose actuellement de 9 chaudières de 124 chevaux chacune, pour une production en marche normale de 18,000 kilogrammes de vapeur à l'heure.

Les chaudières Babcock sont parfois employées, aux États-Unis, dans des proportions tout à fait grandioses : nous citerons, entre autres, la

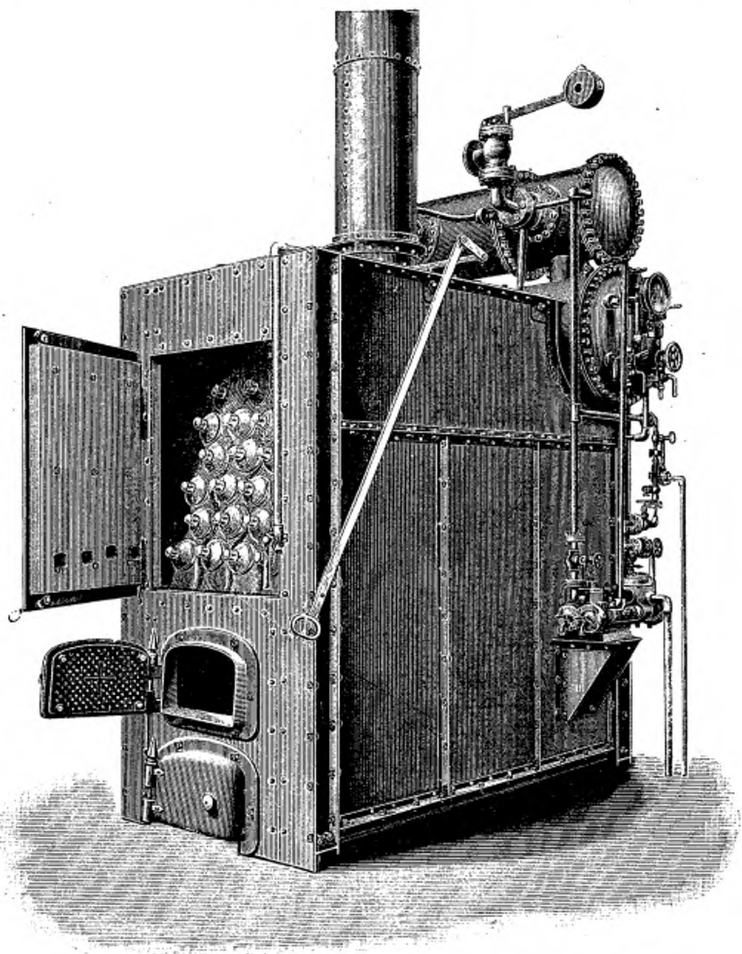


Fig. 5. --- Chaudière transportable Babcock-Wilcox.

station B de la *New-York Steam Company*, qui emploie 64 chaudières de 268 mètres carrés de surface de chauffe : en tout, 17,120 mètres carrés, et la grande raffinerie de Spreckels, qui en emploie 16,000 mètres carrés.

Enfin, cette chaudière se construit, comme la plupart de ses similaires, en des types spéciaux facilement transportables (fig. 5), pouvant se démonter en des pièces dont la plus lourde ne pèse que 135 kilogrammes environ.

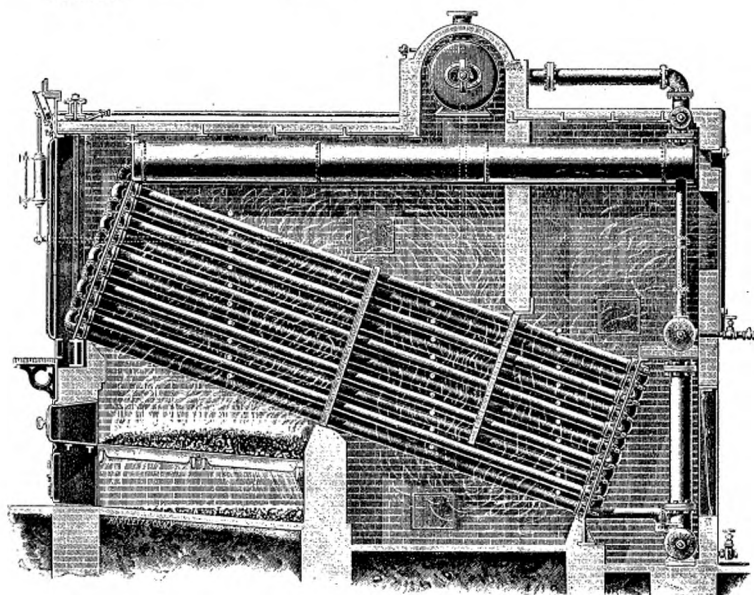


Fig. 6. — Chaudière Root. Élévation.

La Compagnie Babcock-Wilcox était représentée à l'Exposition de Chicago par 20 chaudières de 300 chevaux (10 dans le Palais des Machines et 10 à la station centrale de l'*Intramural Railway*), composées chacune de 126 tubes de 100 millimètres de diamètre sur 5 m. 50 de long, groupés en un faisceau de 4 m. 25 de haut sur 2 m. 75 de large, avec un seul collecteur de boues de 300 millimètres de diamètre sur 3 m. 60 de long et deux dômes de vapeur de 0 m. 915 sur 5 m. 50 de long.

La chaudière *Root*, construite par la maison *Abendroth et Root*, de New-York, date de 1867.

Chacun des éléments de cette chaudière est (fig. 6 et 7) constitué par deux tubes mandrinés et réunis, à chacune de leurs extrémités, dans une boîte en fonte. Ces boîtes, superposées comme des briques, sont (fig. 8, n° 1 à 6) reliées verticalement par des coudes de circulation, de manière

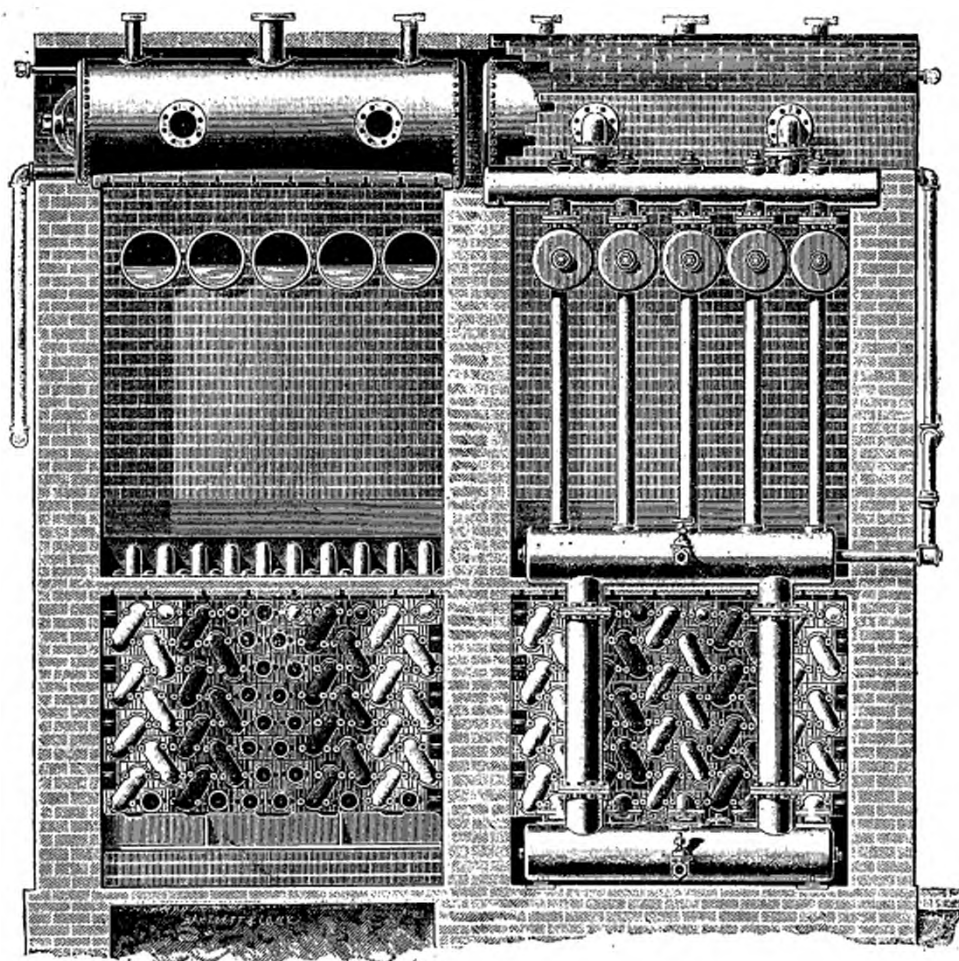


Fig. 7. — Chaudière Root. Vues d'arrière, en coupe partielle et de face.

à constituer, par leur juxtaposition, une section formée de deux rangées de tubes disposés en quinconce, dont le type supérieur aboutit, par son dernier coude, à l'avant du collecteur d'eau et de vapeur correspondant. Ces collecteurs, dont le diamètre ne dépasse pas 360 millimètres, sont reliés chacun, à l'arrière, d'une part, à un tube transversal commun, raccordé par deux tubulures au dôme de vapeur, et, d'autre part, au moyen de tubes

verticaux, au collecteur d'alimentation, situé à mi-hauteur de la chaudière. Ce collecteur est relié au collecteur de boues, situé tout au bas et à l'arrière, par deux tubes assez gros pour que l'eau s'y écoule lentement, en précipitant une partie de ses impuretés par son échauffement, grâce à son contact suffisamment prolongé avec l'eau chaude de la circulation descendante.

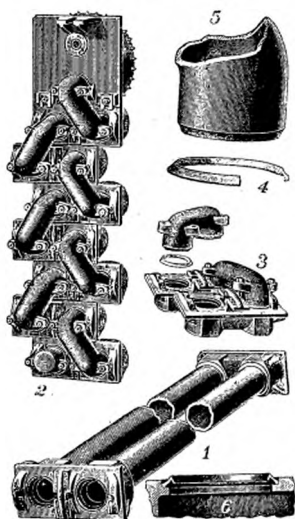


Fig. 8. — Chaudière Root.  
Détail d'une section.

1, détail d'un élément; 2, avant d'une section;  
3, détail d'une face; 4, 5 et 6, détail d'un  
joint de raccord.

Enfin, le collecteur de boues est relié, par autant de tubulures, à chacune des sections de la chaudière; et ce collecteur est, ainsi que ses raccords, isolé de la chambre de combustion, de manière que l'on puisse y accéder facilement, même avec la chaudière en feu.

Les joints des coudes avec les boîtes des tubes se font (fig. 8) par le serrage d'une garniture en bronze 4, parfaitement étanche, et suffisamment élastique pour ne pas s'opposer aux dilatations individuelles des tubes; et l'avant du faisceau repose, par ses boîtes inférieures, sur une poutre en fer suspendue par deux boulons verticaux, qui lui laissent toute liberté de céder aux dilatations du faisceau.

Ainsi qu'on le voit (fig. 6), les gaz du foyer sont obligés, par des panneaux en briques réfractaires, de changer de direction trois fois avant d'atteindre la cheminée, de manière à frapper le plus normalement possible le faisceau tubulaire.

Le remplacement d'une section peut se faire en deux heures environ, en partant d'une chaudière en plein feu. La circulation y est très active; des plombs fusibles placés immédiatement au-dessus du foyer, à 0 m. 30 de l'autel, dans les tubes du bas d'une chaudière Root soumise à un feu de 200 kilogrammes de charbon par mètre carré de grille, auraient parfaitement résisté pendant une marche ininterrompue durant trois semaines.

La chaudière Root se vend, comme presque toutes les chaudières améri-



caines, au cheval, évalué conventionnellement à une vaporisation, par heure, de 13 kilogr. 600 d'eau prise à 38 degrés (100 degrés Fahrenheit) sous la pression effective de 4 kilogr. 9, et avec une surface de chauffe

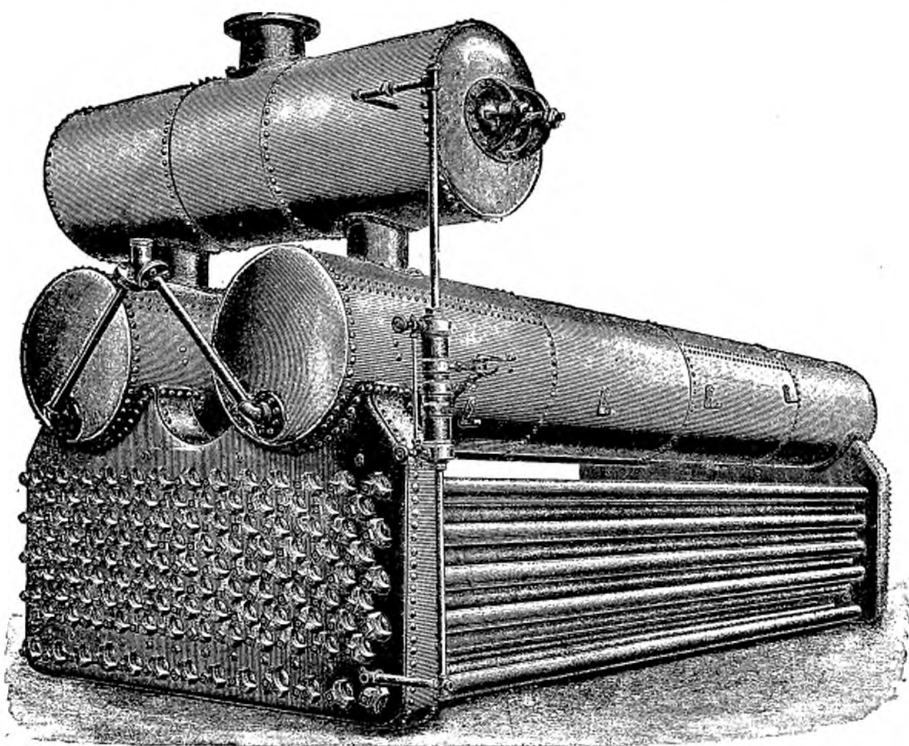


Fig. 9. — Chaudière Heine de 350 chevaux. 140 tubes de 4 m. 90 sur 0 m. 090 de diamètre.

effective de 1 m. q. 02 par cheval. La longueur des tubes varie de 3 m. 60 à 5 m. 40 suivant la puissance de la chaudière et l'emplacement dont on dispose : les tubes de 5 m. 40 sont ceux qui donnent les meilleurs résultats.

La chaudière *Heine*, aussi très répandue, se distingue par plusieurs particularités intéressantes <sup>(1)</sup> :

<sup>(1)</sup> Pour plus de détails, voir l'ouvrage intitulé *Helios*, de M. G. Meir, 421, Oliver Street, Saint-Louis (Missouri).

1° Ses tubes ne sont pas frappés, mais (fig. 11) léchés par les gaz du foyer, contrairement à la pratique presque universelle;

2° Le dôme de vapeur B, incliné parallèlement aux tubes afin de faciliter le dégagement de la vapeur, est (fig. 10) pourvu d'un déflecteur anti-primeur et d'un tube d'alimentation D, ouvert à l'avant, assez large, afin que l'eau y séjourne suffisamment pour y précipiter une partie de ses impuretés;

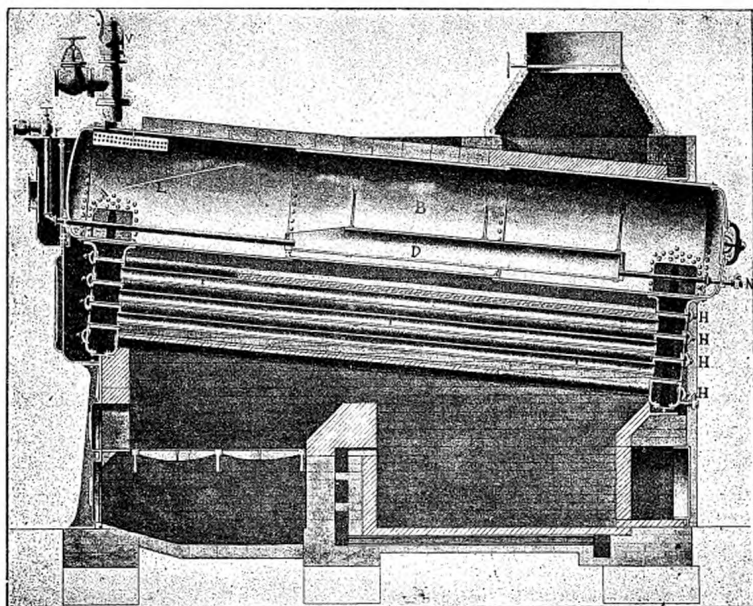


Fig. 10. — Chaudière Heine. Coupe verticale par un réservoir de vapeur B.

3° L'avant et l'arrière de la chaudière sont constitués par deux caisses en tôles d'acier, écartées de 300 millimètres et réunies par des entretoises creuses (fig. 10 et 12) dans lesquelles on a mandriné les tubes. Cette disposition présente l'avantage de faire déboucher la vapeur dans les dômes par une section égale ou supérieure à celle de l'ensemble des tubes; mais elle n'offre pas la même sécurité que les dispositions sectionnées. Les autoclaves sont à joint métallique intérieur, bien préférable aux joints extérieurs,

que l'on rencontre sur la majorité des chaudières américaines. La caisse d'arrière repose (fig. 10) sur des rouleaux qui laissent au faisceau des tubes toute liberté de dilatation.

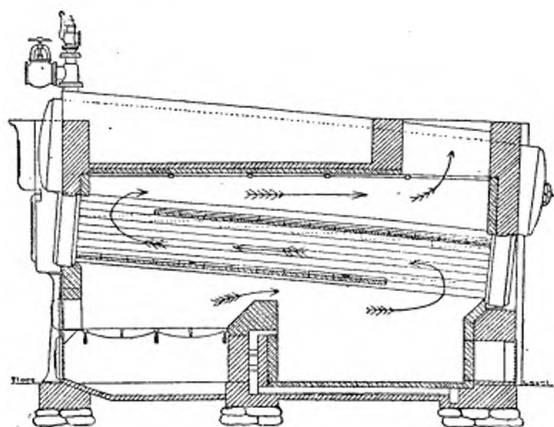


Fig. 11. — Trajet des flammes dans la chaudière Heine.

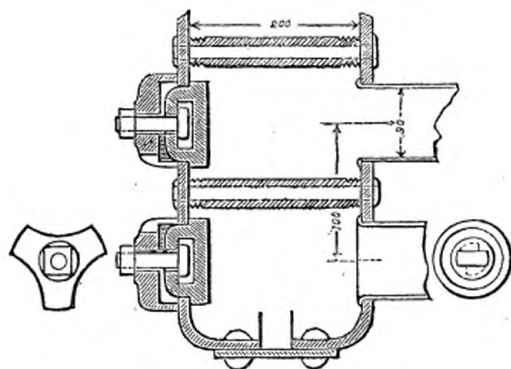


Fig. 12. — Détail d'un autoclave de tube de chaudière Heine.

Il y avait, à l'Exposition, 12 chaudières Heine de 375 chevaux, ayant chacune 171 tubes de 90 millimètres sur 4 m. 90 de long, inclinés d'environ  $1/12$ , et 2 dômes de 0 m. 90 sur 5 m. 90, reliés en avant à un second dôme transversal de 0 m. 76 de diamètre sur 2 m. 44 de long. Poids, 12,800 kilogrammes; volume de l'eau, 10 m. c. 500; surface de

grille, 5 m. q. 90; surface de chauffe, 257 mètres carrés, ou de 43.5 fois la grille.

Les chaudières de la *National Water Tube Boiler Co*, de New-York<sup>(1)</sup>, sont caractérisées parce que chacun de leurs éléments est constitué (fig. 14

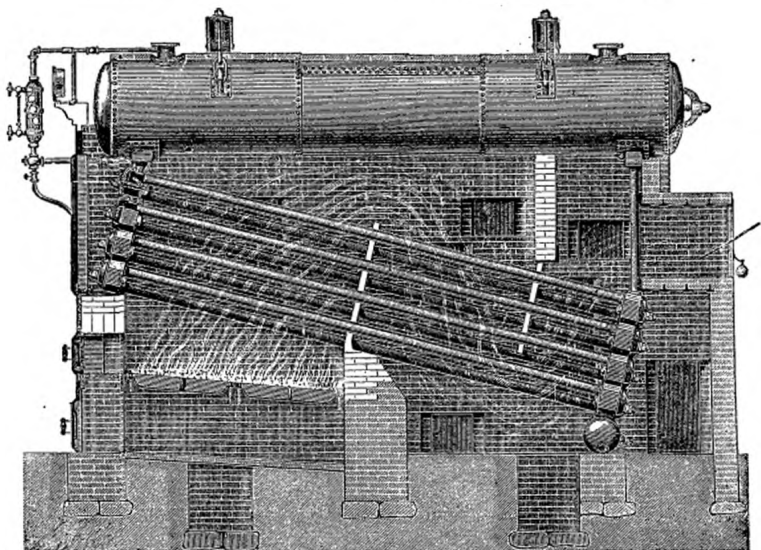


Fig. 13. — Chaudière de la *National Water Tube Boiler Co*.

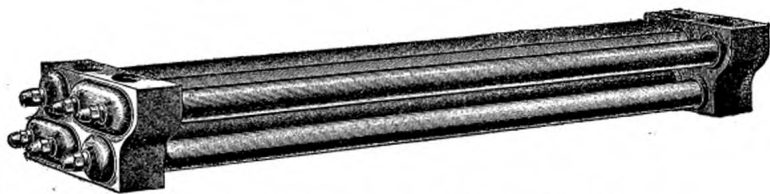


Fig. 14. — Chaudière de la *National Water Tube Boiler Co*. Détail d'un élément.

et 15) par six tubes mandrinés dans des boîtes en fonte à quatre tampons, dont deux allongés, serrés par des boulons à ancre.

<sup>(1)</sup> Brevets américains Moore 483731 et 487073, de 1892.

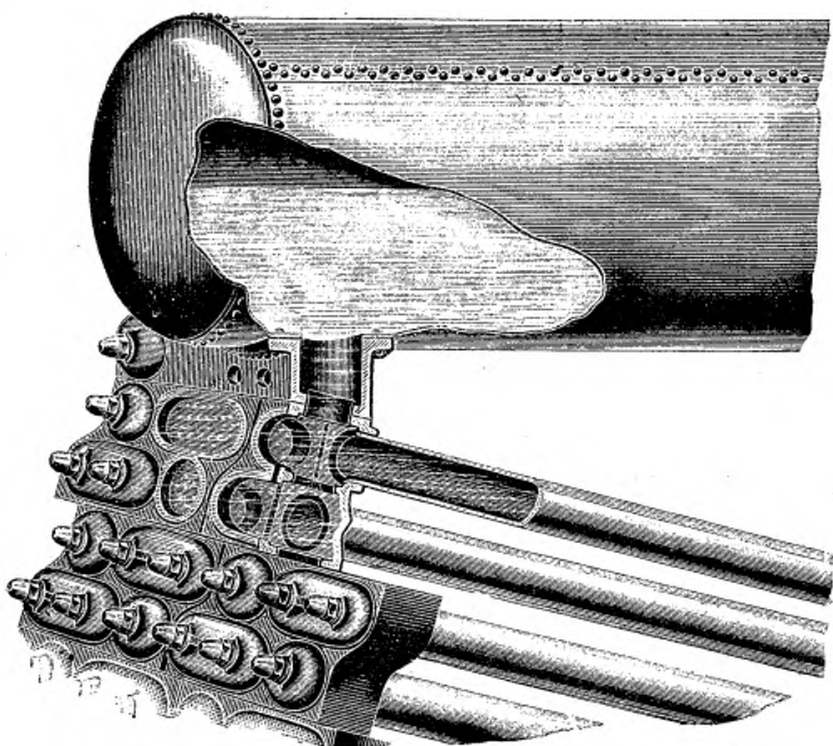


Fig. 15. — Chaudière de la *National Water Tube Boiler Co.* Détail d'une caisse.

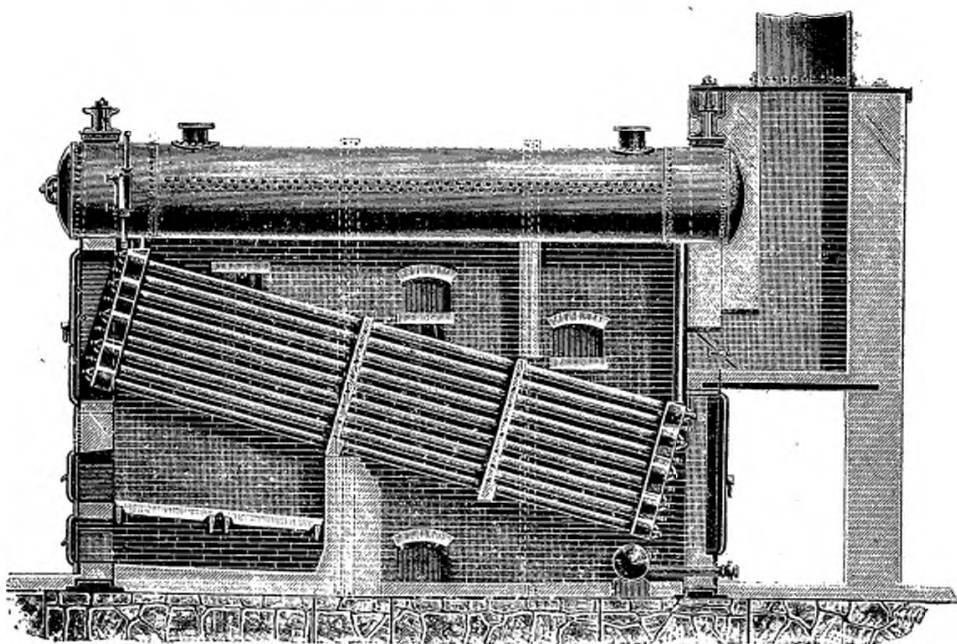


Fig. 16. — Chaudière Gill, de 100 chevaux : 54 tubes, de 0 m. 100 sur 5 m. 20 de long. Surface de chauffe,  $89^{\text{m}^2}5$ ; de grille,  $2^{\text{m}^2}70$ . Diamètre du dôme, 1 m. 07; longueur, 6 m. 20.

Chacune des chaudières de l'Exposition avait 180 tubes de 100 millimètres sur 5 m. 50 de long, avec 3 dômes de vapeur de 0 m. 90 de diamètre sur 6 m. 10 de long, et vaporisait environ 45 mètres cubes d'eau par heure. Les dômes étaient reliés aux caisses, à l'arrière et à l'avant, chacun par 4 tubes de 100 millimètres; et les chaudières étaient, comme d'habitude, suspendues à des charpentes en fer indépendantes des maçonneries.

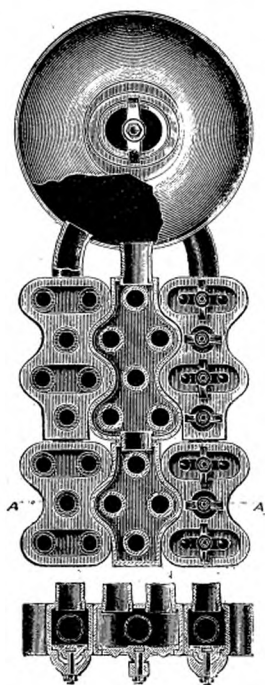


Fig. 17. — Chaudière Gill.  
Détail des caisses.

Les boîtes à tubes de la chaudière Gill, construites par la *Stearns Manufacturing Co*, d'Érié, sont (fig. 17) de trois types différents, recevant respectivement 4, 5 et 6 tubes, avec joints autoclaves au caoutchouc. Rien ne paraît justifier cette complication de boîtes dissemblables.

Les quatre chaudières de ce type qui fonctionnaient à l'Exposition avaient, en tout, 720 tubes de 100 millimètres sur 5 m. 50 de long, avec une surface de chauffe totale de 1,350 mètres carrés, y compris la moitié de celle des 6 dômes de vapeur, de 1 m. 07 de diamètre et 6 m. 40 de long, avec 70 mètres cubes d'eau. Vaporisation probable : 23 mètres cubes par heure.

La chaudière *Stirling*<sup>(1)</sup>, représentée par la figure 18, rappelle immédiatement, par son ensemble, les chaudières express *Du Temple*, *Normand*, *Thornycroft*, etc.

Elle se compose de trois dômes supérieurs transversaux, reliés entre eux et à un réservoir inférieur commun par des tubes de circulation et de vaporisation.

<sup>(1)</sup> Brevets américains 407260 (1889) et 479678 (1892). — Voir aussi les Chaudières Field et Clark (brevet américain 502025, de 1893).

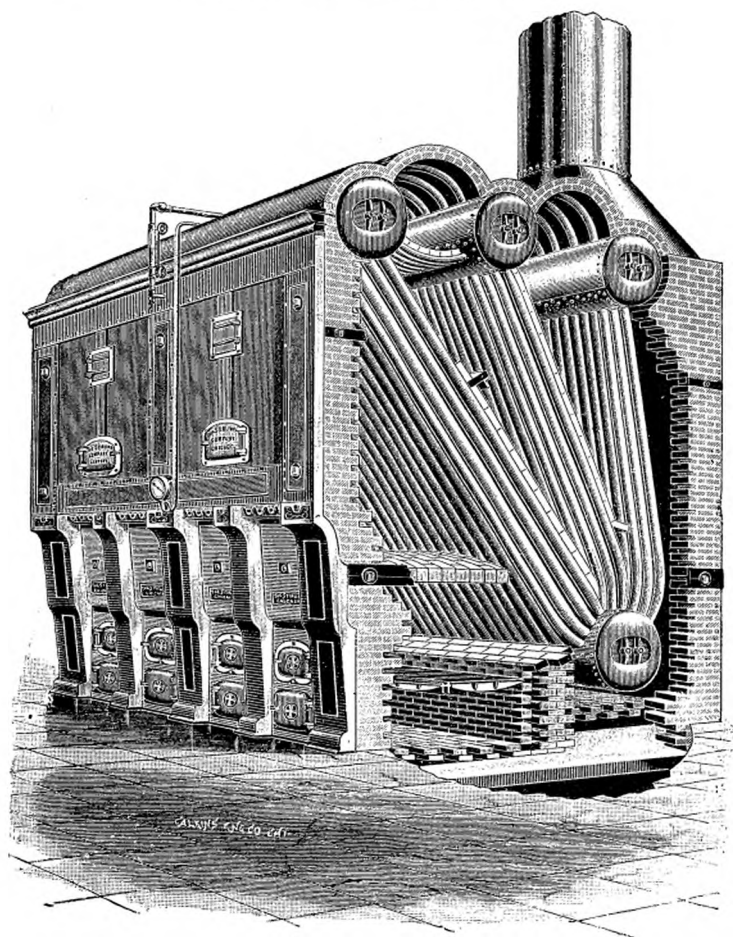


Fig. 18. — Chaudière Stirling.

Le premier de ces dômes, le plus en arrière du foyer, reçoit l'eau d'alimentation ; il communique par une rangée de tubes recourbés avec le haut du second dôme, et avec le réservoir inférieur par trois rangées de tubes



presque verticaux. Le second dôme communique avec le haut et le bas du troisième par deux rangées de tubes arqués, et avec le réservoir inférieur,

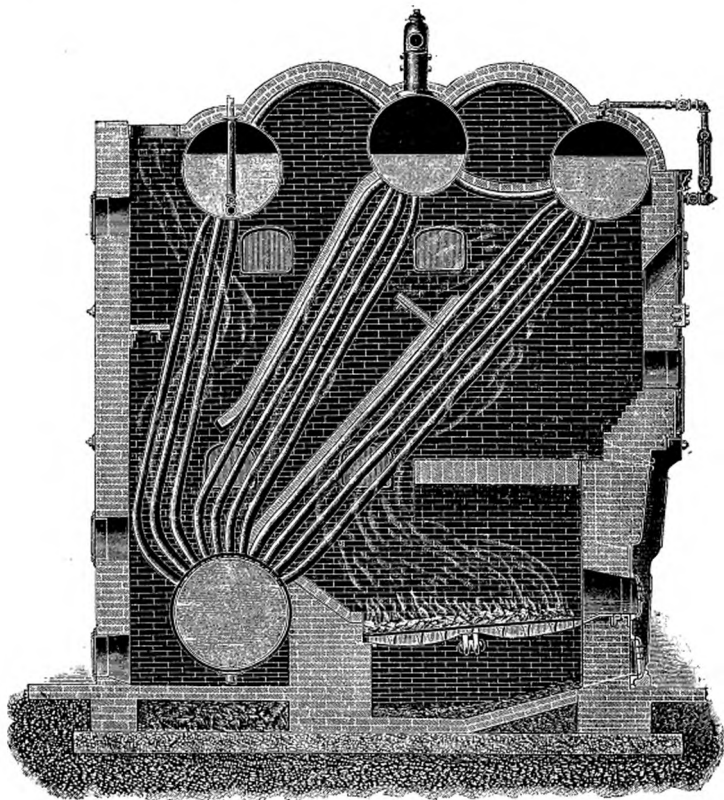


Fig. 19. — Trajet des flammes dans la chaudière Stirling.

de même que le troisième dôme, par quatre rangées de longs tubes faiblement inclinés sur la verticale. Des plaques réfractaires obligent les gaz du foyer à parcourir le trajet indiqué sur la figure 19.

L'eau descend dans le collecteur inférieur, où elle dépose une partie de



ses impuretés précipitées par son échauffement; puis la circulation s'établit plus ou moins méthodiquement entre les deux dômes d'avant et le collecteur.

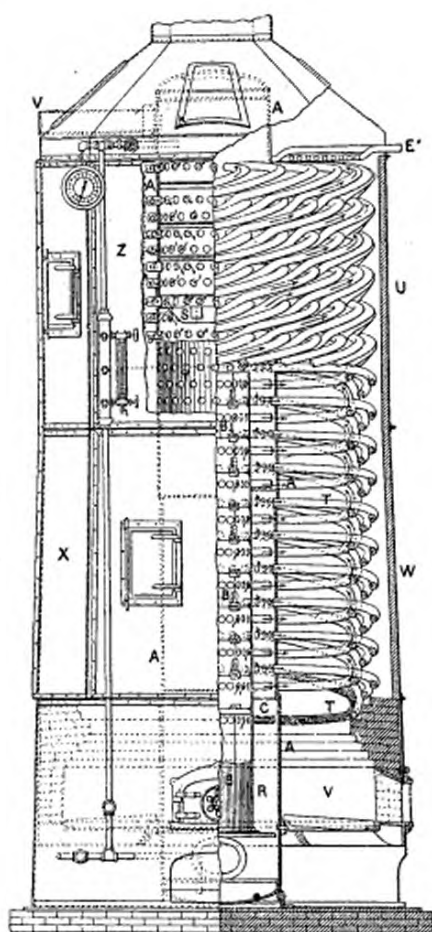
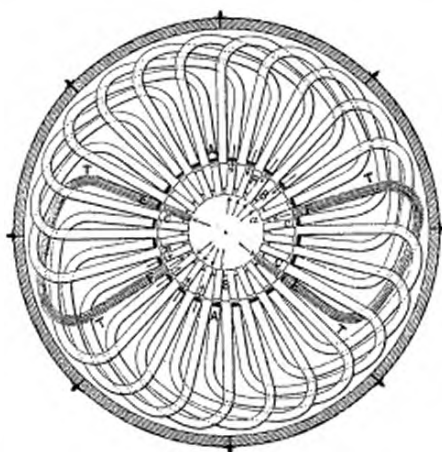


Fig. 20 et 21. — Chaudière Climax.

A, tube allant du haut en bas de la chaudière, sur lequel se fait la prise de vapeur V, et dans lequel se trouve un second tube concentrique B, débouchant un peu au-dessus du niveau de l'eau; T, tubes en spirale, disposés au-dessous du niveau de l'eau, indiqués en noir sur la figure 21, dont l'une des extrémités, F, débouche dans A, et l'autre, E, dans B, par une virole c; U, tubes en spirale, au-dessus du niveau de l'eau, dont les deux extrémités *ec*, *db*, *cd*, débouchent dans A, de part et d'autre de diaphragmes en tôle, qui forcent la vapeur à parcourir ces tubes; V, foyer à brûleurs Larkin; W, enveloppe démontable; E', réchauffeur d'eau d'alimentation.



Il y avait, à l'Exposition, 6 chaudières *Stirling* de 400 chevaux, vaporisant chacune environ 5 m. c. 400 par heure, avec 308 tubes en acier doux, soudés à recouvrement, de 0 m. 082 de diamètre extérieur sur environ 3 m. 90 de long, et 54 tubes arqués de 1 m. 30; 3 dômes de 0 m. 90 sur 4 m. 95 de long, et un collecteur de 1 m. 05 de diamètre. Surface de chauffe des tubes : 297 mètres carrés; surface totale : 371 mètres carrés.

Ces chaudières sont assez répandues aux États-Unis, bien qu'elles ne paraissent présenter aucun avantage sur les chaudières tubulées à éléments détachables et facilement accessibles.

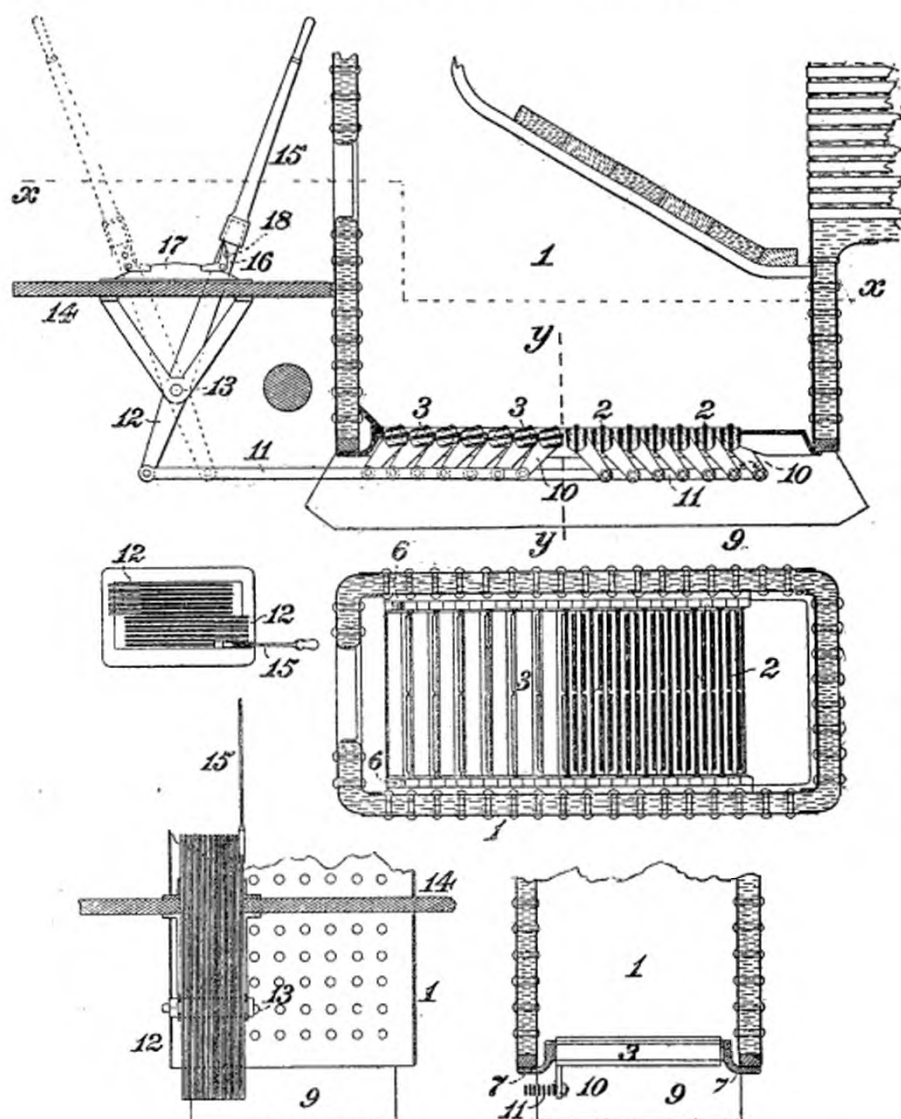


Fig. 22 à 25. — Grille à secousses Forney. Application à une locomotive. Coupes horizontale *xx*, et verticale *yy*. Vue d'arrière et détail des leviers 12.

1, Foyer avec voûte réfractaire à tubes d'eau; 3 et 2, barreaux pivotés en 6, sur les côtés 7, articulés, par les leviers 10, aux tringles 11, manœuvrées à l'aide du bras détachable 15, par les leviers 12, pivotés en 13, avec crans 16, 17; 18, goupilles permettant de solidariser entre eux plusieurs leviers; 12-14, plate-forme.

Il semble en être de même pour la chaudière *Climax*<sup>(1)</sup> représentée par les figures 20 et 21.

<sup>(1)</sup> Brevets américains Morrin n° 309727 (1884), 407940 (1889), 463307 (1890).

Cette chaudière se compose : 1° d'un gros tube central A, allant du haut en bas de la chaudière, et sur lequel se fait la prise de vapeur V; 2°, d'un second tube B, concentrique à A, débouchant un peu au-dessus du niveau de l'eau, et recevant l'eau d'alimentation par le bas; 3°, d'un double système de tubes recourbés en hélice. Le premier système de tubes, au-dessous du niveau, se compose de tubes T, dont l'une des extrémités C débouche dans le tube central ou alimentateur B, et dont l'autre extrémité, E, débouche à environ 0 m. 40 au-dessus, dans le tube de vapeur A. Les extrémités de chacun de ces tubes sont écartées d'environ 50 degrés.

Les tubes du second système, analogue au premier, mais au-dessus de la ligne d'eau, débouchent par leurs deux extrémités dans le tube de vapeur A. Le tout est enveloppé d'une chemise isolante W, en plusieurs panneaux X, détachables pour faciliter l'accès des tubes.

En réalité, les tubes du premier système, ou tubes vaporisateurs, ne vont pas jusqu'en B, mais ils lui sont raccordés par des tubulures C, forcées en E, et simplement posées dans la tôle de B, qui est très mince, 0 m. 003.

L'eau, admise en B, circule dans les tubes vaporisateurs de bas en haut; puis la vapeur produite s'échappe, par l'espace annulaire AB, dans le haut du tube A, où elle se sépare de la majorité de son eau entraînée par le défecteur S; enfin elle se sèche dans les tubes supérieurs, qu'elle est obligée de traverser par une série de diaphragmes de A.

L'eau d'alimentation arrive, par E', dans un serpentin placé au haut de la chaudière, et qui la réchauffe.

L'une des trois chaudières *Climax* de l'Exposition, tarée à 1,000 chevaux, avait 4 m. 50 de diamètre, 11 m. 30 de haut, 864 tubes de 0 m. 75 de diamètre sur 3 m. 80 de long, avec une surface de chauffe totale de 930 mètres carrés, et une vaporisation d'environ 13 m. c. 300 par heure. Son foyer était alimenté par quatre brûleurs *Larkin* au pétrole (fig. 33).

Les deux autres chaudières, de 500 chevaux chacune, avaient 475 tubes et 465 mètres carrés de surface de chauffe, avec environ 10 mètres cubes d'eau.

On commence, aux États-Unis, à se préoccuper beaucoup, comme chez nous, de la question des chaudières à vaporisation extra-rapide, ou *chaudières express*. Les types essayés présentent, pour la plupart, de grandes

analogies avec ceux de *Du Temple*, *Normand*, *Thornycroft* et *Yarrow*, et ne leur paraissent pas supérieurs<sup>(1)</sup>.

## DÉTAILS DE CONSTRUCTION.

*Le foyer.* — On emploie fréquemment aux États-Unis, surtout pour les houilles collantes, des grilles à secousses<sup>(2)</sup>. L'une des plus usitées sur les locomotives est celle de *M. N. Forney*, l'auteur du célèbre *Catechism of the Locomotive*; les figures 22 à 27 en représentent le dernier modèle.

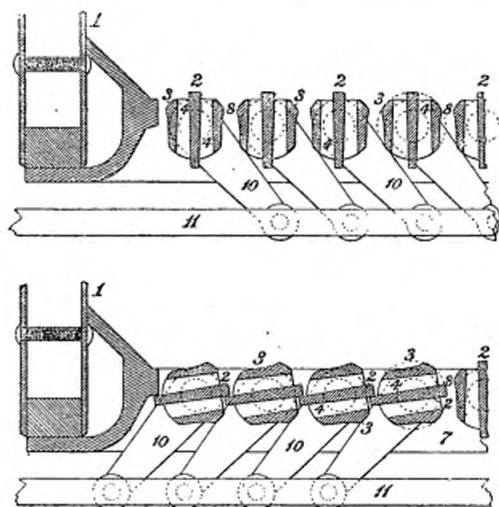


Fig. 26 et 27. — Grille à secousses Forney. Détail de la bascule des barreaux.

Comme on le voit par les figures 26 et 27, les barreaux de cette grille peuvent, en pivotant d'à peu près 90 degrés, fermer complètement l'entrée de l'air, que l'on peut ainsi régler en fonction du travail de la locomotive,

<sup>(1)</sup> Herreshoff, Ward, Towne (*Railroad and Engineering Journal*, août 1890, *Engineering*, 5 août 1889, p. 322, et 23 mars 1894, p. 385). Almy (*American Machinist*, 17 décembre 1891). Cowles (brevet américain, 508410, de 1893). Mosher (*id.*, 472309, de 1891). Sturtevant (*id.*, 487792, de 1892). Seabury (*id.*, 523489, de 1894). Warrington (*id.*, 459028, de 1891). Maxim (brevet anglais, 19254, de 1892). Worthington (*id.*, 524877, de 1894).

<sup>(2)</sup> Exemples : Grilles de Poole, Bannister, Howe... (G. Richard, *La chaudière locomotive*, p. 81). Dunning (*Scientific American*, 18 février 1888, p. 99). Hine (*Electrical World*, 7 octobre 1893, p. 270). Kirkwood (*the Engineer*, 13 janvier 1893, p. 26). Pratt et Babcock (brevet anglais, 20085, de 1892). Standard (*American Machinist*, 21 août 1890). Stirling (*id.*, 4 septembre 1886). Robertson (*El. World*, 7 octobre 1893, p. 279).

concurrentement avec l'échappement. La section des entrées 4 est normalement égale à celle des entrées 8, et les barreaux sont inscrits dans un cylindre décrit de leur axe d'oscillation de manière que les espaces 8 n'aient pas de tendance à s'engorger, parce que leur largeur reste ainsi à peu près invariable pendant les oscillations de la grille. Chacun des barreaux est relié, par son bras 10, à une tringle 11, à levier 12 (fig. 22),

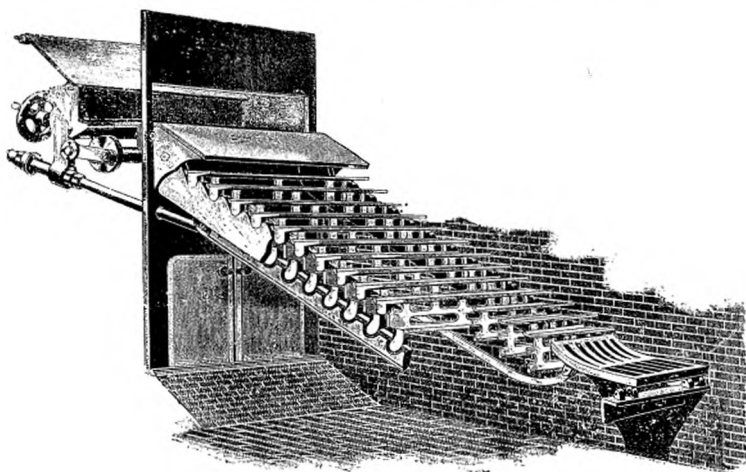


Fig. 28. — Grille automatique Roney.

que l'on actionne par le manche détaché 15. Des trous 18, percés dans les leviers 12, permettent de solidariser plusieurs barreaux en un seul groupe, par une cheville passée en 18.

Parmi les grilles à chargement mécanique, l'une des plus répandues, aux États-Unis, est celle de *Roney*<sup>(1)</sup>, dont l'ensemble est clairement représenté par la figure 28. Partant de la position fig. 29, la manivelle motrice pousse le chargeur dans la position fig. 30; puis, vers la fin de sa course et de la décharge du charbon sur la grille, elle ramène vivement la grille de la position fig. 30 à celle fig. 29, où la grille retient cette charge nouvelle, et

(1) Voir l'Annexe, p. 473.

arrête la descente. Ce mouvement se répète sept à dix fois par minute, et l'amplitude des oscillations de la grille peut se régler par les taquets filetés de sa tige de manœuvre. De temps en temps, on lâche la tringle du jette-feu, qui, tombant de lui-même, purge la grille.

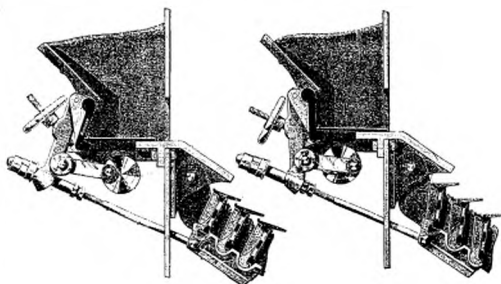


Fig. 29 et 30. — Grille mécanique Roney. Détail d'un chargement.

On peut, comme installation de cette grille, citer, entre autres, celle de 16 foyers de chaudières Babcock-Wilcox (2,250 chevaux) à l'*American Glucose C<sup>e</sup>*, de Peoria (Illinois), où elle fonctionne depuis quatre ans d'une façon régulière et économique<sup>(1)</sup>.

Parmi les différents systèmes disposés pour l'utilisation des combustibles inférieurs, il faut citer, au premier rang, celui de *M. C. Eckley Cox*, ancien élève de l'École des mines de Paris, dont la figure 31 représente l'un des types les plus récents, étudié spécialement pour l'utilisation des menus d'antracite les plus fins, et qui, par son ensemble, rappelle la grille *Taifer*.

La caractéristique de ce système est d'alimenter la grille sans fin G en plusieurs points H, H', H'', de manière à y former une série de couches d'antracite : 2, 3, 4. La couche H'' s'enflamme en 50, sous une épaisseur relativement considérable, et avec, en B', un passage de l'air assez faible pour ne l'amener que graduellement au point d'incandescence parfaite : en 51, par exemple, à partir duquel elle laisse, en raison de sa plus faible épaisseur, l'air passer en plein, et se brûle rapidement jusqu'en 52, en A', où elle reçoit la couche de H, laquelle y réduit, en B<sup>2</sup>, le passage de l'air

<sup>(1)</sup> Voir aussi la grille mécanique Jones (*American Machinist*, 28 décembre 1893, p. 10).

comme en B', puis laisse, en A<sup>2</sup>, l'air passer à peu près comme en A'. Les mêmes phénomènes se reproduisent en B<sup>3</sup> et en A<sup>3</sup>, avec la troisième couche, fournie par H', jusqu'en C', où les cendres des trois couches achèvent de se brûler. Le passage de l'air se trouve ainsi réglé à peu près suivant les états successifs de l'anthracite<sup>(1)</sup>.

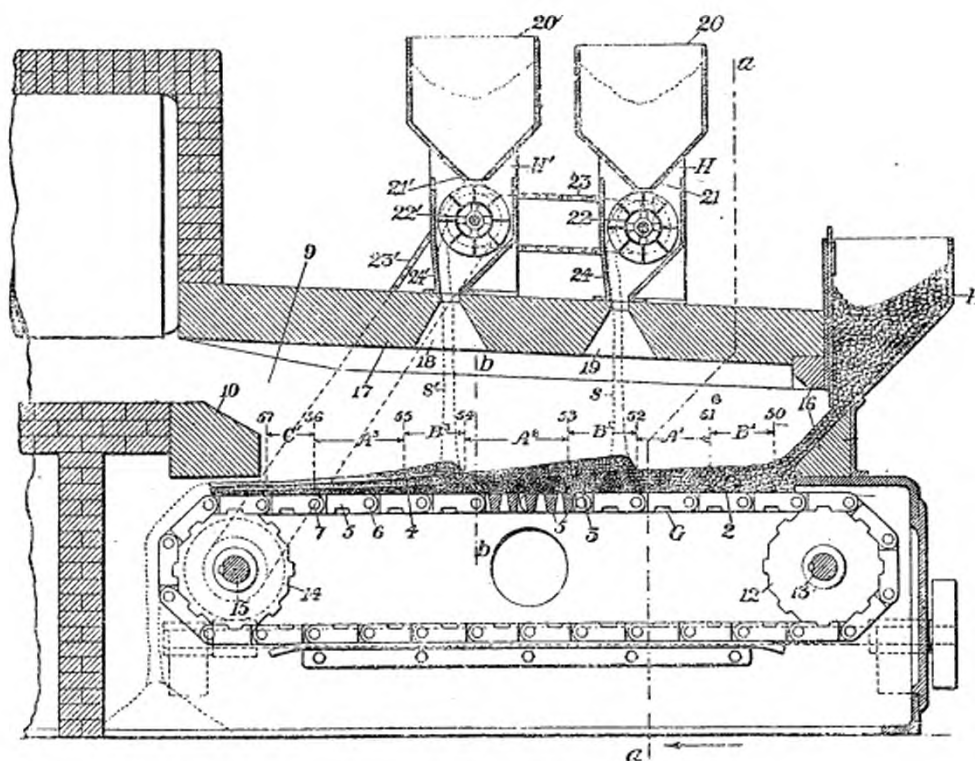


Fig. 31. — Grille mécanique Eckley Cox. Coupe par l'axe du foyer.

20, 21, 20', 21', trémie à distributeurs H et H', avec tambours 22, 22', conjugués par une chaîne 23, distribuant l'anthracite, suivant S et S', en 52 et en 54, sur la grille G, formée des barreaux 5, disposés par groupes de trois sur maillons articulés en 6, 7, et commandée par les tambours 12, 13, 14; 15, H'', trémie chargeant en 50.

*Foyers au pétrole.* — Toutes les chaudières du Palais des machines à l'Exposition de Chicago étaient chauffées par du pétrole amené directement des puits de Lima (Ohio), par un tuyau de 385 kilomètres, dans des ré-

<sup>(1)</sup> Brevets américains 517067, 518578, 627645, de 1893. Voir aussi les grilles à air Hooper (*American Machinist*, 4 décembre 1886), Godey (*Scientific American*, 6 janvier

1894, p. 5), et à eau. *Water Grate Circulating C* (*Scientific American*, 21 octobre 1893, p. 261, et 14 juillet 1894, p. 21). Ferris et Gage (brevet américain 517567, de 1893).



servoirs de 550 mètres cubes, situés à 1,200 mètres des chaudières<sup>(1)</sup>. Ces chaudières, divisées en deux groupes, l'un de 34 chaudières et l'autre de 9, étaient conduites par quelques chauffeurs : deux ou trois. L'un d'eux, posté au dehors, dans un observatoire, pressait, lorsque l'une des chaudières fumait, le bouton électrique correspondant de son poste, et signalait

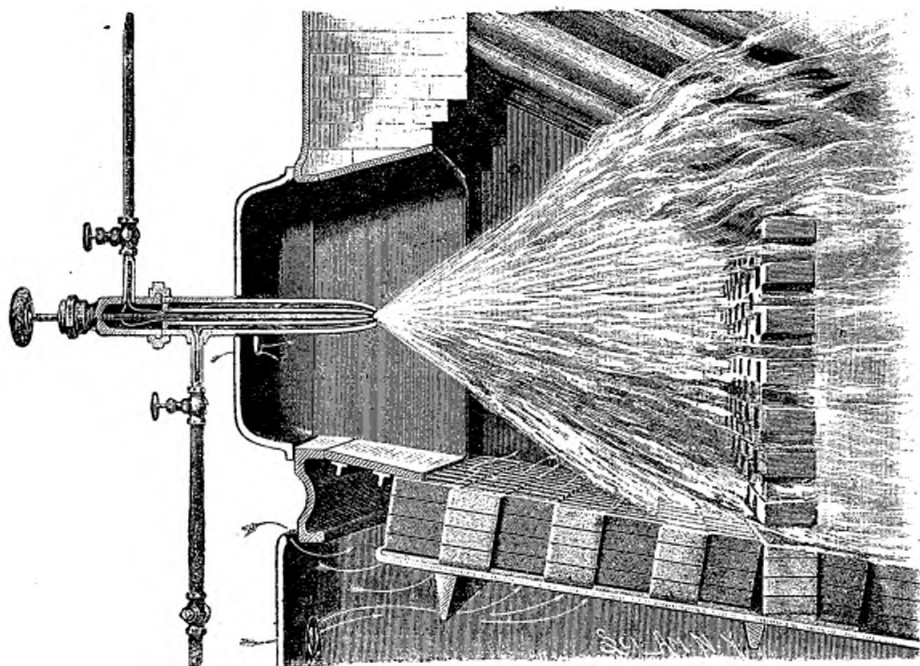


Fig. 3a. — Brûleur Burton.

Le pétrole arrive par le tube vertical du bas, sous une pression de 0 kilogr. 40, autour du tube horizontal, qui reçoit la vapeur et en règle l'admission par une aiguille. L'air arrive par l'avant du foyer et sous la grille. Un écran en briques réfractaires protège les tubes de l'attaque immédiate de la flamme.

ainsi le fait sur un tableau placé dans la salle des chaudières. Le réglage des foyers se faisait avec la plus grande facilité. Les chaudières ont vaporisé, en moyenne, en plein travail, 340 mètres cubes d'eau par heure, avec une dépense de 22 tonnes de pétrole : soit une vaporisation d'environ 15 kilogrammes d'eau par kilogramme de pétrole.

<sup>(1)</sup> Voir l'Annexe, p. 476, et *Revue technique de l'Exposition de Chicago*, 2<sup>e</sup> partie, p. 159. *Génie civil*, 3 février 1894, p. 216. *American Machinist*, 17 novembre 1890. *Scientific American*, supp. 8 juillet 1893.



Dans tout l'ensemble de l'Exposition, il y avait 52 chaudières chauffées par 210 brûleurs à pétrole, qui ont dépensé environ 48,000 mètres cubes, ou 34,000 tonnes de pétrole, pour 32 millions de chevaux-heure : soit environ 1 kilogramme par cheval-heure. Le pétrole coûtait 0 fr. 02 le litre. On estime à 27 p. 100 l'économie réalisée par la substitution du pétrole au charbon. Le total du personnel comprenait 42 hommes, divisés en trois équipes de huit heures chacune.

Tous les brûleurs à pétrole appartenaient au type général des pulvérisateurs à vapeur plus ou moins surchauffée : ils recevaient (fig. 32) leur pétrole, sous une pression de 0 atm. 4, par un tuyau de 0 m. 125 de diamètre, courant tout le long des chaudières, et leur vapeur d'un tuyau de 0 m. 060, parallèle au premier, à la partie supérieure des chaudières.

Ces brûleurs, dont les plus employés étaient ceux de *Reed*, de *Burton*, de *Meyer* et de *Larkin* (fig. 33), ne présentaient rien de bien particulier,

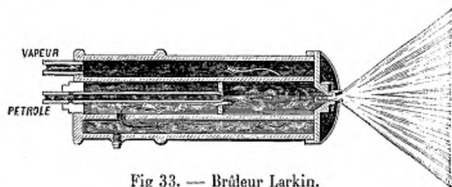


Fig 33. — Brûleur Larkin.

et aucune supériorité sur ceux employés en Europe (*Urquhart*, d'*Allest*, *Deutsch*, *Holden*, *Etchell*, etc.)<sup>(1)</sup> et ne se souciaient guère d'économiser la vapeur : condition essentielle, comme on le sait, pour l'emploi du pétrole à la mer. Mais il n'en est pas moins vrai que la très remarquable installation du chauffage au pétrole de l'Exposition de Chicago a été des plus importantes, par la démonstration pratique et tout à fait éclatante qu'elle a fournie de la possibilité d'appliquer ce mode de chauffage, pendant six mois, sans aucun accroc, et avec un personnel extrêmement réduit, à une batterie de chaudières de 25,000 chevaux. On peut dire que l'on n'avait encore jamais fait ressortir avec autant d'évidence les principaux avantages du chauffage au pétrole : simplicité, sécurité, économie de combustible et de personnel, facilité de conduite et propreté incomparables.

Le brûleur à pétrole de *M. F. A. Convert*, qui ne figurait pas à l'Expo-

<sup>(1)</sup> *Gustave Richard, La chaudière locomotive et son outillage*, p. 104. Voir l'Annexe, p. 480.

sition, est pourvu d'un régulateur ingénieux, qui proportionne, dans une certaine mesure, sa flamme à la pression de la vapeur dans la chaudière.

Le pétrole, emmagasiné dans un réservoir G, est (fig. 34) mis en communication, par le tuyau  $c$ , avec le brûleur B, et, par le tuyau  $c^1$ , avec l'air comprimé d'un réservoir D. Ce réservoir reçoit, d'un éjecteur ou souffleur E, un mélange d'air comprimé et de vapeur, et communique aussi avec le brûleur par un tuyau  $d^2$ ; la vapeur condensée s'écoule par un purgeur  $d^3$ .

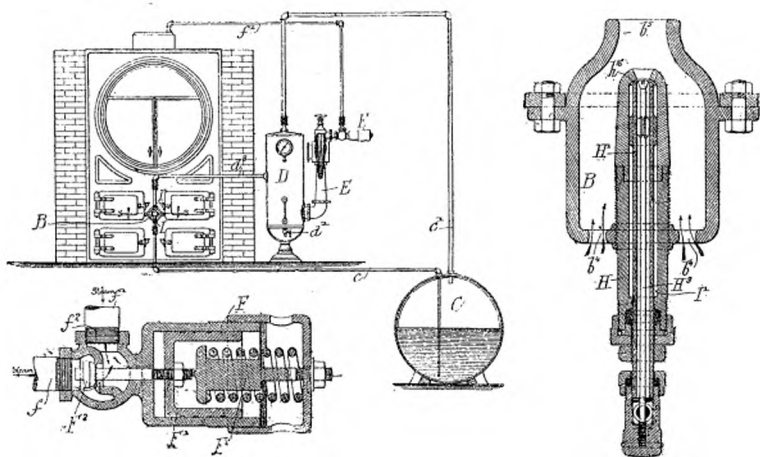


Fig. 34 à 37. — Brûleur Convert (*Liquid Carbonic Acid Co., Chicago*). Ensemble de l'installation. Détail du régulateur automatique et du brûleur.

C'est au souffleur E que se trouve annexé le régulateur automatique. F (fig. 37). Dans la position figurée, la soupape  $F^2$  de ce régulateur laisse la vapeur de la chaudière passer au souffleur E par le trajet  $f^1 F^2 f$ ; mais, si la pression augmente, la poussée exercée par la vapeur sur le piston  $F^1$  le repousse, malgré son ressort  $F^6$ , et ferme la soupape  $F^2$ : l'inverse a lieu quand la pression baisse, de sorte que l'admission de l'air, de la vapeur et du pétrole au brûleur se trouve ainsi automatiquement réglée par la tension du ressort  $F^6$ , qui détermine la pression normale de la chaudière.

Le brûleur reçoit (fig. 36) le pétrole de  $c$  autour de l'aiguille  $H^3$ , et le

mélange d'air comprimé et de vapeur de  $Dd^3$  en  $I'$ , autour du tube  $H'$ , d'où il va, par  $h^{16}$ , frapper presque normalement, pulvériser et vaporiser en partie le jet de pétrole, qui entraîne dans le foyer, en  $b^5$ , le complément d'air aspiré par  $b^4$ . On peut, comme on le voit, régler par des vis les positions respectives de  $H$  dans  $B$ , de  $H'$  dans  $H$ , et de  $H^3$  dans  $H'$ .

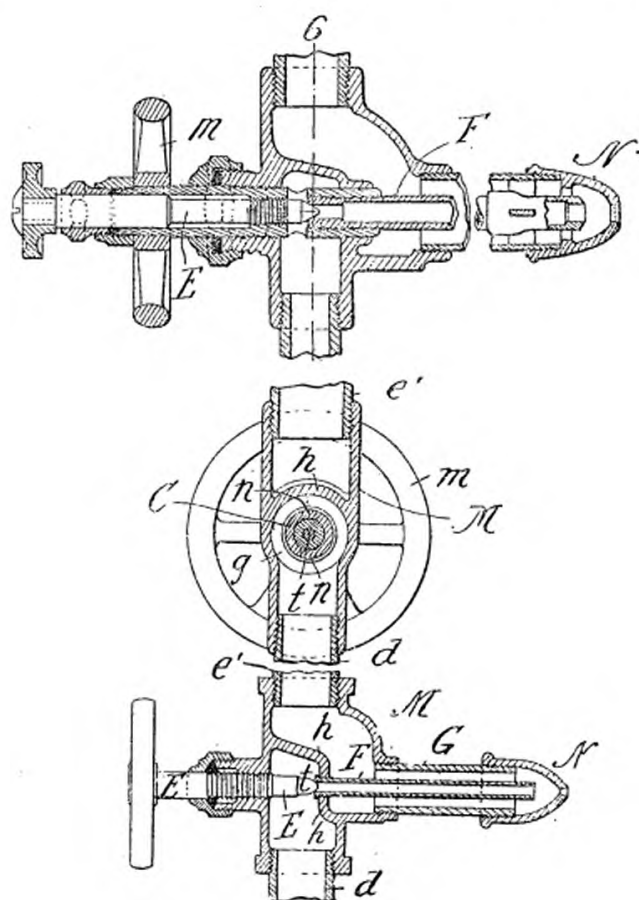


Fig. 38 à 40. — Brûleurs de l'Aerated Fuel C<sup>e</sup>.

Fig. 38 et 39. — Coupe longitudinale et transversale par  $6, d$ , arrivée du pétrole, réglée par le pointeau  $E$  et les trous  $n, n$ , au tube  $F$ , vissé en  $h$ , et solidaire du tube  $C$ , que l'on tourne, par  $m$ , pour régler l'admission de l'air, par  $e'$ , en  $N$ .

Fig. 40. — L'admission seule du pétrole est réglable par  $E$ , le tube  $F$  étant vissé à demeure dans  $h$ .

L'Aerated Fuel Company, de Springfield (Ohio), est l'une de celles qui se sont le plus occupées de la combustion du pétrole sans emploi de vapeur.

Nous n'insisterons pas ici sur le principe des appareils de cette société, qui se trouve exposé dans le *Bulletin de la Société d'encouragement pour l'industrie nationale*, de juin 1893<sup>(1)</sup>.

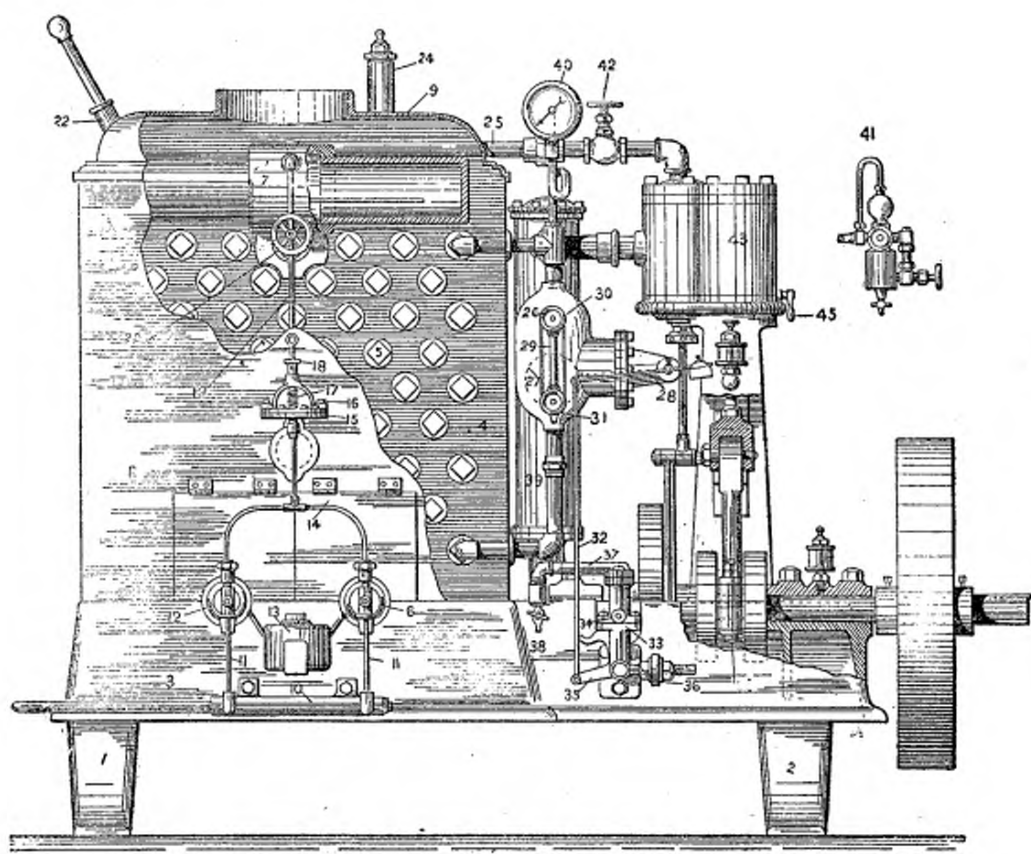


Fig. 41. — Chaudière à pétrole Shipman.

4, corps de la chaudière, de 560 × 560 × 60 millimètres d'épaisseur, pour un moteur de 2 chevaux, avec 68 tubes 5 (fig. 42) de 330 millimètres de long sur 45 millimètres de diamètre. — 6 et 12, brûleurs (fig. 43). 7, sécheur de vapeur. 8 et 9, enveloppe de la chaudière. 10, 11, 11, tuyauterie amenant le pétrole aux brûleurs. 14, tuyau leur amenant la vapeur en quantité réglée, suivant la pression de la chaudière, par la tension du ressort 17 du diaphragme 16-17, qui reçoit la vapeur de 20 et 19. 26, chambres à niveau d'eau 29 et à flotteur 27, commandant, par 32, 35, l'aspiration 36 de la pompe alimentaire, 33, 34, 37. — 40, manomètres. — 25, 42, 41, prise de vapeur, purgeur et graisseur du cylindre 43. 22, leviers de la pompe à air, pour refouler de l'air comprimé aux brûleurs, jusqu'à ce que la pression de la vapeur atteigne environ 0<sup>h</sup>4. 13, lampes chauffant les brûleurs à la mise en train.

La figure 38 représente l'un des types de pulvérisateurs de cette Compagnie, remarquable par sa simplicité. On y règle l'admission du pétrole

<sup>(1)</sup> P. 423. Brevets anglais 9501, de 1887; 5020, de 1891; américain, 483100, de 1892. (Voir l'Annexe pages 473 et suivantes.)

par le pointeau E, et celle de l'air comprimé par la manette *m*, laquelle rapproche ou écarte plus ou moins l'extrémité du tube F de celle du tube N, qui reçoit l'air par la tubulure *c*. D'après M. W. J. Collins, la compression de l'air nécessaire à la pulvérisation du pétrole ne dépenserait que 2 p. 100 de la vapeur produite par la chaudière. Mais c'est un chiffre à vérifier. Nous citerons, avec la même réserve, la vaporisation de 17 kilogrammes par kilogramme de pétrole brut, qui aurait été obtenue aux ateliers du *Boston and Albany Railway*, à Springfield, avec une batterie de quatre chaudières de 300 chevaux, tubulaires et à retour de flammes<sup>(1)</sup>.

Ces brûleurs sont aussi employés avec succès pour les travaux de métallurgie et de forge<sup>(2)</sup>.

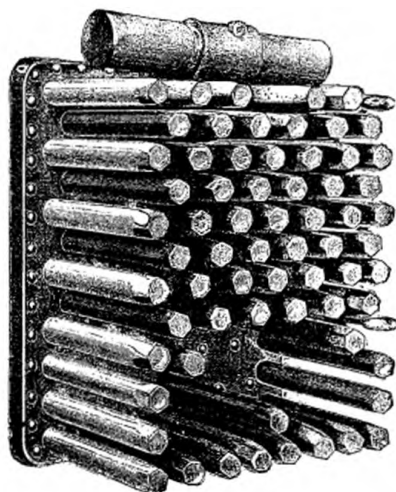


Fig. 42. — Chaudière Shipman simple. Vue du côté des tubes. Les grandes chaudières, à partir de 8 chevaux, sont à deux faisceaux de tubes : un de chaque côté de la caisse.

La chaudière à foyer chauffée au pétrole de *Shipman* est l'une des plus répandues aux États-Unis pour les canots et les petits bateaux de plaisance.

L'admission du pétrole est, comme l'explique la légende de la figure 41, réglée automatiquement en fonction de la pression de la vapeur par un diaphragme qui en commande le robinet, et le niveau de la chaudière est

<sup>(1)</sup> *American Machinist*, 17 octobre 1889, p. 4. — <sup>(2)</sup> *American Machinist*, 14 août 1888, p. 5. *Scientific American*, 11 mai 1889, p. 297.

maintenu par un flotteur qui commande la soupape d'aspiration de la pompe alimentaire. La mise en train se fait par une petite pompe à main, qui injecte momentanément de l'air comprimé dans les pulvérisateurs, à la place de la vapeur qui vient ensuite, une fois la chaudière en pression.

Le brûleur débouche dans une chambre de vaporisation ou de gazéification C (fig. 43), à garniture réfractaire F, plongée dans le foyer, et la vapeur s'échappe non seulement autour de l'aiguille du pulvérisateur, mais

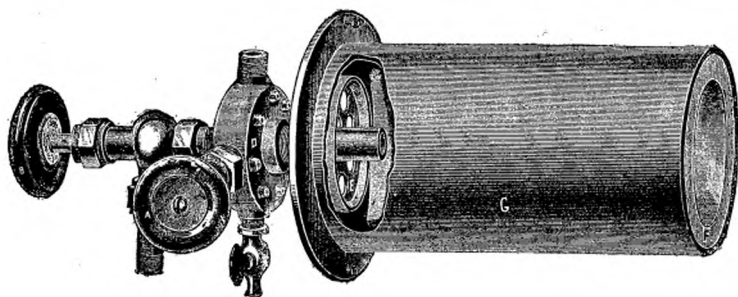


Fig. 43. — Brûleur Shipman.

aussi par les petits ajutages D, placés devant les trous de la plaque E, par lesquels ils entraînent et brassent en G l'air nécessaire à la combustion <sup>(1)</sup>.

Ainsi que l'indique la figure 42, la chaudière est constituée par une chambre plate en acier, dans laquelle débouche un faisceau de tubes fermés à un bout.

Dans le brûleur de *Harper*, représenté par la figure 45, le jet de pétrole sous pression D, amené du tube F, débouche, par une ouverture centrale *d*, au centre d'un faisceau de jets de vapeur amené, de GC, aux ouvertures *d'*; puis ce mélange est saisi, en avant de *d*, par un jet d'air chaud aspiré de H en *b'*, et de vapeur amenée en *b'*, par F et les trous obliques *b*, *b*. Cette disposition permet de régler très exactement la flamme en A, d'où les gaz s'échappent avec une vitesse relativement modérée, ce qui dispenserait, d'après l'inventeur, de l'emploi des voûtes ou écrans en briques réfractaires.

<sup>(1)</sup> En Angleterre on emploie, avec les chaudières Shipman, les brûleurs Rider.

Le brûleur de *M. C. W. Claybourne* est (fig. 46) remarquable par la facilité de son nettoyage et la douceur de sa marche.

Le pétrole, amené en  $a^3$ , est pulvérisé par le jet de vapeur  $a^1$ , dans le vaporisateur  $a^5$ , à l'extrémité duquel il brûle sans bruit. L'air surchauffé arrive par  $c^2c$  et le filtre B.

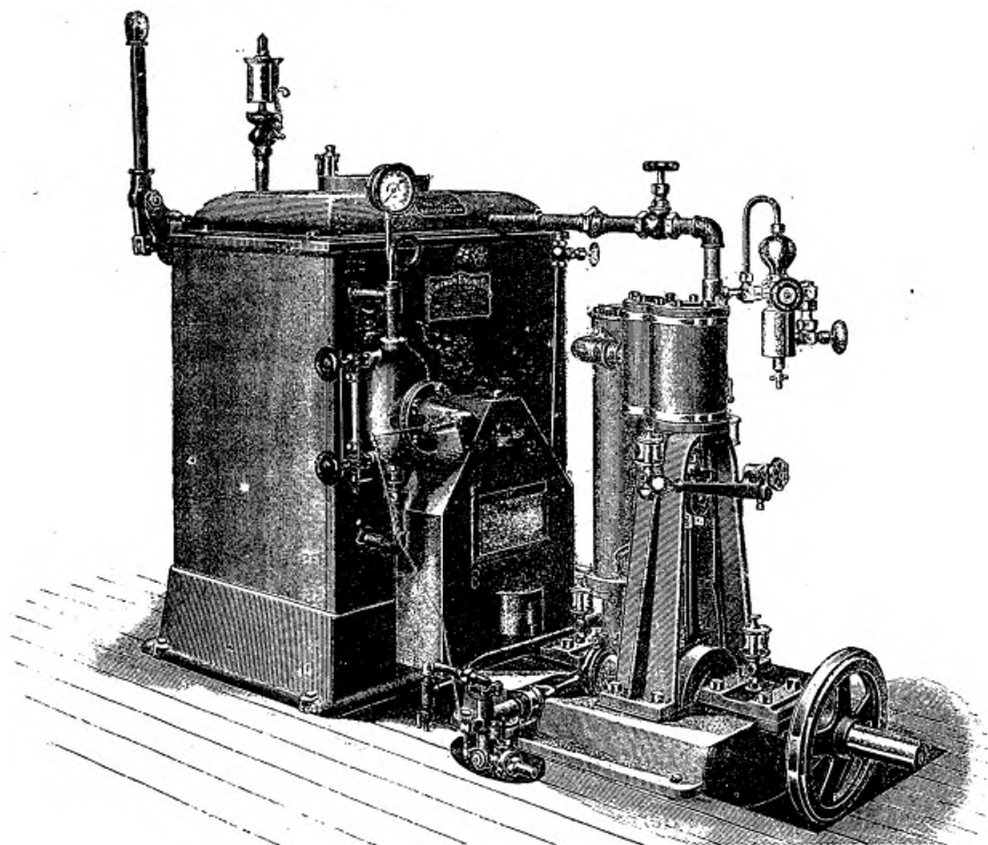


Fig. 44. — Ensemble d'un moteur Shipman et de sa chaudière.

PUISSANCE à 10 kil.	MACHINE.			CHAUDIÈRE.		
	Longueur.	Largeur.	Hauteur.	Longueur.	Largeur.	Hauteur.
1 cheval .....	385 <sup>mm</sup>	360 <sup>mm</sup>	610 <sup>mm</sup>	480 <sup>mm</sup>	480 <sup>mm</sup>	680 <sup>mm</sup>
2 .....	460	460	690	560	680	860
4 .....	460	460	760	560	760	970

Pour le nettoyage, il suffit de lancer par  $d$  et D, après avoir fermé  $e$ , un jet de vapeur en C : cette chasse peut s'effectuer sans interrompre le

fonctionnement du brûleur, qui se rallume de lui-même, et cette injection auxiliaire de vapeur peut aussi servir à augmenter, s'il le faut, l'intensité de la flamme<sup>(1)</sup>.

Nous citerons encore le dispositif employé par *M. Engle*, de San Francisco, pour l'utilisation de certains sous-produits ou résidus de la fabrication du gaz de pétrole, d'une densité presque égale à celle de l'eau qui les accompagne, et dont on ne peut les séparer. Ces produits passent (fig. 48) du réservoir A en D, où ils sont chauffés en E par la vapeur de la chaudière B, puis, par C, au brûleur I, à injection de vapeur F. Ils se brûlent partie par ce jet, partie sur la grille, constituée par une pile de rails, dont la chaleur volatilise tout ce qui est combustible. La partie incombustible s'évacue en J.

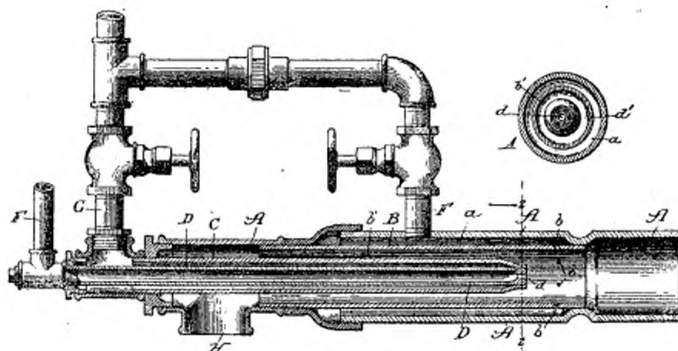


Fig. 45. — Brûleur Harper. Coupes longitudinale et 2, 2.

F, admission du pétrole en Dd, au centre des jets de vapeur amenés, de GC, en d'. H, aspiration d'air chaud en Ab par de la vapeur admise, par Fa, en b', au travers des trous inclinés b, b, b du tube B.

Nous signalerons, au point de vue de la *résistance*, l'emploi, de plus en plus répandu aux États-Unis, des foyers à tôles ondulées : *Fox*, *Purves*,

<sup>(1)</sup> A signaler, en outre, les appareils américains de Burrell (*American Machinist*, 16 juin 1888); Evans (brevet anglais 2977, de 1879); Mason (*id.*, 10660, de 1889); Stewart (*id.*, 6519, de 1885); Lockhart, Reed, Somers-Walton et Williams (brevets américains 518694, 518897, 517267 de 1893, 524268 de 1894,

et 486998 de 1892). Tweddle (*Engineering*, 22 mai 1891, p. 622) ainsi que les mémoires *Liquid Fuel for Steam Making*, de Hutton (*Scientific American*, supp. 4 mars 1893, p. 14315), *Liquid Fuel for Marine Purposes*, par N. Soliani (*Engineering Congress at Chicago*, 1893), et l'*Engineer* du 6 avril 1894, p. 290.



*Strong, Morrison*<sup>(1)</sup> et l'usage presque exclusif des tôles d'acier, même pour les locomotives<sup>(2)</sup>.

*Soupapes de sûreté.* — L'emploi des soupapes à aire variable ou à réaction<sup>(3)</sup>, dérivées plus ou moins directement des soupapes à gorge d'Adams (1878), est à peu près universel aux États-Unis, où elles sont désignées en général sous le nom de *pop safety valves*.

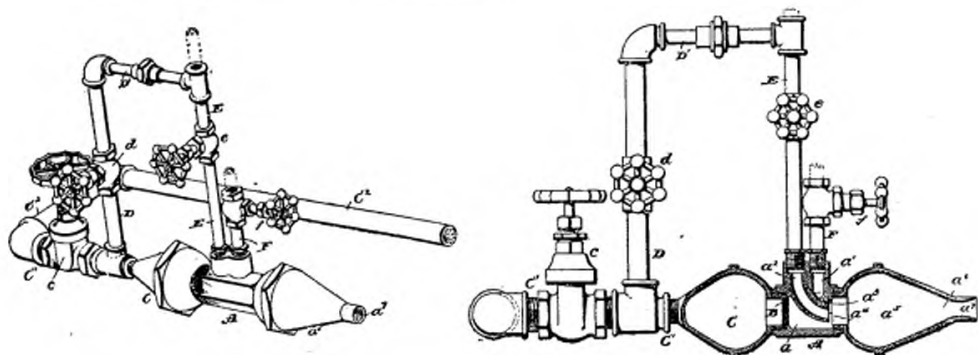


Fig. 46 et 47. — Brûleur Claybourne.

f, F, a', admission du pétrole en a' autour de la vapeur admise, par E, e, a<sup>2</sup>, en a<sup>1</sup> — c, C', C', C, admission de l'air comprimé et surchauffé en a au travers du filtre B. — a<sup>2</sup>, mélangeur vaporisateur, chauffé en partie par le foyer, d'où le mélange d'air, de vapeur et de pétrole s'échappe et brûle sans bruit en a<sup>1</sup>. — D', d, D, chasse de vapeur, pour le nettoyage, après avoir fermé e.

Dans les soupapes de la *Ashton Valve Co* (Boston et Chicago) la vapeur s'échappe, quand la soupape se lève, partie par le siège, partie par les trous I (fig. 49 et 51) percés dans le haut de la soupape, et partie par des trous percés dans le siège, et dont l'évacuation se fait à l'atmosphère par un conduit de section réglée par la vis H. Cette vis permet ainsi de régler la pression de la vapeur sous la gorge, et, par suite, l'allure de la soupape. Des lettres O et S, marquées sur la vis H, indiquent la rotation qu'il faut lui imprimer pour augmenter ou diminuer la sensibilité de la sou-

<sup>(1)</sup> *Bulletin de la Société d'Encouragement* de mars 1890, p. 151. G. Richard, *La chaudière locomotive*, p. 17, et le brevet américain 505545, de 1893.

<sup>(2)</sup> *Revue générale des chemins de fer*, mars 1893.

<sup>(3)</sup> *Vicaire (Annales des mines, 7<sup>e</sup> série, vol. XIX, p. 92)*. A signaler comme appareils auxiliaires de sûreté : NIVEAUX D'EAU Ashby

(*American Machinist*, 29 janvier 1891). Fishburn (*Scientific American*, 10 février 1893, p. 101). Mac Farlane et Barrett (*id.*, 6 juin 1891, p. 355). MANOMÈTRES Bristol (*Engineering*, 20 janvier 1893, p. 63). Emery (brevet anglais 2776, de 1883). ROBINETS DE JAUGE à poids, *Universal Gauge Cock Co* (*American Machinist*, 8 mai 1890).

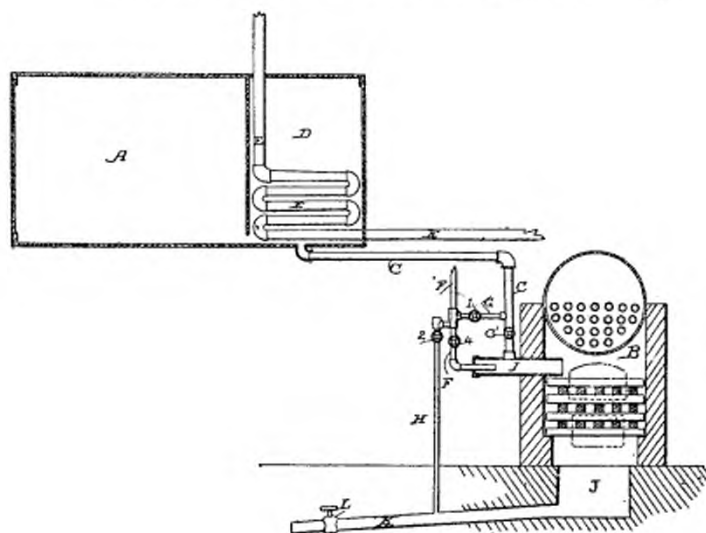


Fig. 48. — Foyer à résidus Engle.

A, réservoir chauffé en DE par la vapeur A de la chaudière B, d'où les résidus du pétrole vont, par C, C', se brûler partie au tube I, à injection de vapeur F<sup>a</sup>, partie sur la grille, d'où les matières incombustibles s'évacuent par J, K, L. — G et H, tubes à robinet 1 et 2, permettant de chauffer et de purger I et K.

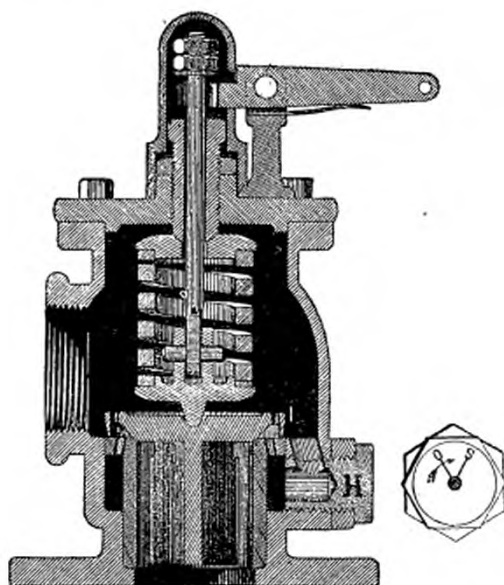


Fig. 49. — Soupape à réaction de la Ashton Valve Co.

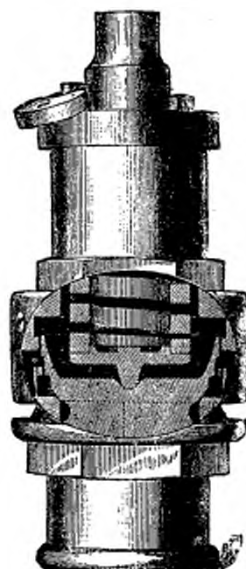


Fig. 50. — Soupape de locomotive Ashton.

pape. Enfin, chaque fois que l'on perce dans la soupape, en I, un trou de 0 m. 005 de diamètre, son retard augmente de 0 kilogr. 35 par centimètre

carré : en entendant par retard de la soupape la quantité dont elle laisse, en plein débit, la pression dépasser celle du timbre. Une soupape de ce type, et de 0 m. 100 de diamètre, coûte 350 francs.

La soupape pour locomotives de la même compagnie, représentée par la figure 50, est, comme on le voit, parfaitement enfermée, protégée contre toute tentative de calage, et abritée de la poussière.

La soupape représentée par la figure 51 est tout à fait silencieuse. Sa vapeur s'en va, au tender, réchauffer l'eau d'alimentation, mais sans que

la pression puisse augmenter sur sa face, toujours en communication avec l'atmosphère par les trous 14 de son couvercle.

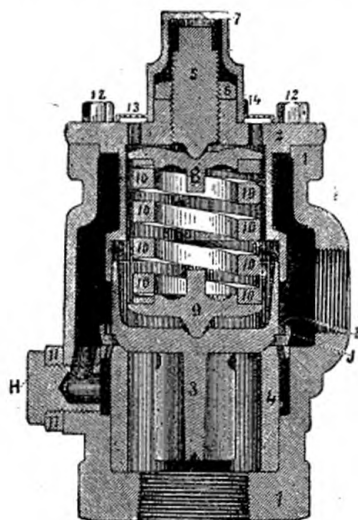


Fig. 51. — Soupape silencieuse Ashton.

5, vis, à contre-écrou 6, réglant, par 8, la charge du ressort 10 sur le pointeau 9 de la soupape 3. 1, trous percés dans la soupape 3, correspondant à ceux J du siège. H, vis réglant l'échappement de la vapeur dérivée par I, J, 14, trous empêchant toute surpression sur la soupape.

Dans la soupape de Kinney (*American Steam Gauge Co*, Boston) le réglage s'opère (fig. 53) en étranglant plus ou moins son échappement par un anneau J, que l'on monte ou descend par un écrou H. Cet écrou, à loquet O, est divisé par des encoches correspondant à une variation de pression d'une livre par pouce carré (0 kilogr. 07) en plus ou en moins, suivant le sens de la rotation de H. La soupape est surmontée d'un assourdisseur I, constitué par une cloche dont la vapeur ne peut s'échapper que par une série de petits trous, après avoir traversé des chicaneaux qui en réduisent

la pression, et en éteignent plus ou moins le bruit <sup>(1)</sup>.

La soupape pour locomotive de la *Crosby Steam Gauge and Valve Co* (Boston) est aussi (fig. 54) disposée de manière à amortir le bruit de la vapeur, qu'elle réduit en effet très notablement, sans entraîner de contre-pression sensible sur la soupape. Une soupape de 0 m. 075 coûte 475 francs.

La soupape de la même Compagnie, représentée par la figure 56, aussi

(1) *Id.* Soupape Richardson. Forney, *Catechism of the Locomotive*, p. 240, 46<sup>e</sup> édition.

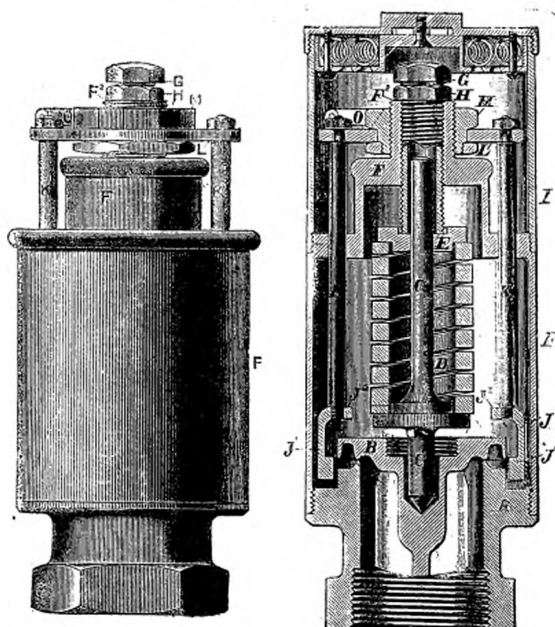


Fig. 52 et 53. — Soupape silencieuse réglable de Kinney.

F, I, cloche enveloppe en deux parties. G, vis à contre-écrou F<sup>2</sup>, réglant par E la charge du ressort D sur le pointon C' de la soupape B. H, écrou à loquet O, réglant par K la hauteur de l'anneau J par rapport au siège A'.

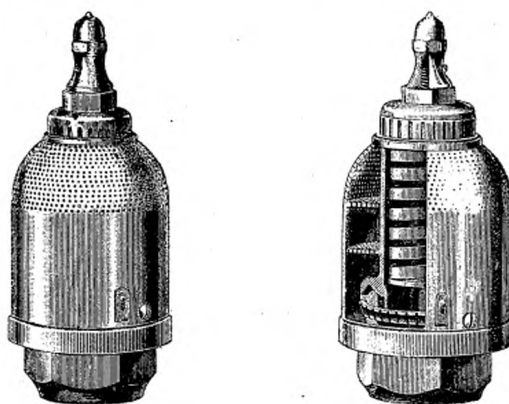


Fig. 54 et 55. — Soupape silencieuse de Crosby.

pour locomotives, est à deux sièges plats : le grand, V, par laquelle la vapeur s'échappe directement dans l'atmosphère, et le petit, W, par où elle s'échappe au travers des orifices E, plus ou moins étranglés par l'an-

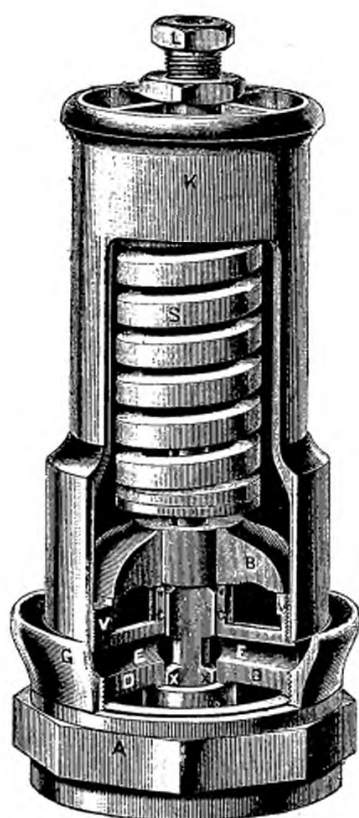


Fig. 56.

Soupape double de locomotive Crosby.

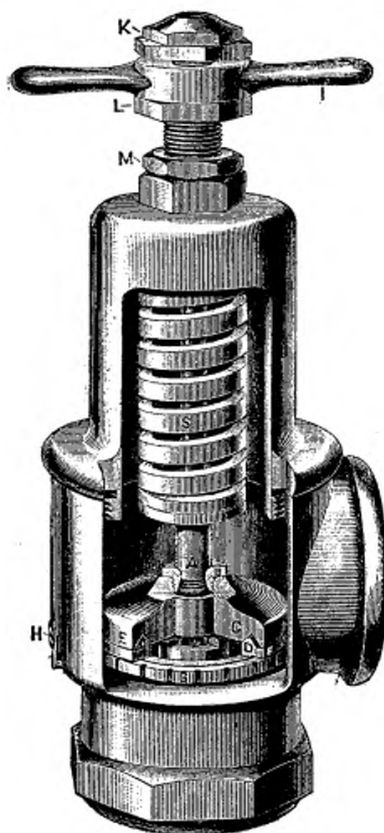


Fig. 57.

Soupape marine Crosby.

K, enveloppe de la soupape à vis L, réglant la charge du ressort S; B, soupape à guides C et X, et à deux sièges, V et W, dont le petit, W, laisse la vapeur s'échapper, par E, sur l'anneau G, qui en règle la réaction.

A, tige ayant un petit jeu vertical dans son écron B, chargée par le ressort S, réglé en M, et qui permet d'essayer la soupape par le levier I; C, soupape à siège à 45 degrés D, avec rebord F, percé de trous correspondant plus ou moins avec ceux de l'écran crénelé G.

neau de réglage G, de manière à exercer sur la soupape la poussée compensatrice. Cette poussée augmente, en effet, avec la levée de la soupape et la tension de son ressort. Les sièges V et W étant plats, il faut les roder, ainsi que ceux de la soupape, non pas l'un sur l'autre, mais séparément, sur un marbre bien dressé : ils tiennent, paraît-il, mieux et plus longtemps

que les sièges coniques. Cette soupape, parfaitement étudiée, est très répandue aux États-Unis.

Il en est de même de la soupape pour chaudières fixes et marines représentée par la figure 57, que l'on peut ouvrir par sa tige A, et régler au moyen de l'écrou G, qui étrangle plus ou moins l'échappement de la vapeur par les trous verticaux percés dans le rebord F du siège. Ces soupapes sont établies d'après le règlement de l'Amirauté américaine, qui prescrit, pour les sièges, une inclinaison de 45 degrés, et, comme section, au moins les 0,0035 de la surface de grille, ou un demi-pouce carré par pied carré de grille.

Les sièges de ces soupapes se font souvent en nickel très dur, peu oxydable, et qui résiste très longtemps. Une soupape de 0 m. 050 coûte, avec siège en bronze, 150 francs, et 190 francs avec siège en nickel.

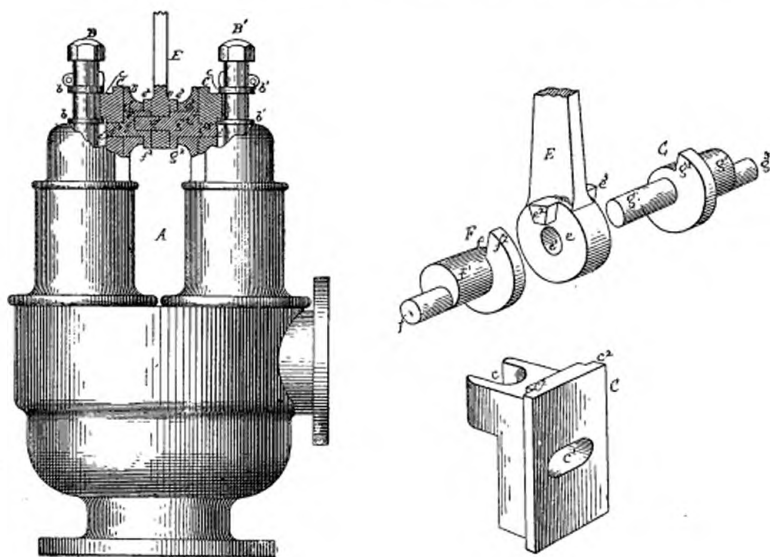


Fig. 58 à 60. — Soupape Meady-Crosby.

E, e, e', levier fou sur g, avec taquets e<sup>2</sup>, e<sup>3</sup>, que l'on peut faire agir isolément ou simultanément sur les cames f<sup>2</sup> et g<sup>3</sup> des manchons Ff et Gg', dont les excentriques f<sup>3</sup> et g<sup>3</sup> soulèvent, en c', les glissières C, c, c', enmanchées par c sur les tiges B et B' des soupapes.

Les figures 58 à 60 représentent une paire de ces soupapes, avec manœuvre par un levier E, fou sur son axe g, et qui entraîne simultanément ou l'une après l'autre, par les butées de ses taquets e<sup>2</sup>, e<sup>3</sup> sur les cames f<sup>2</sup>,

$g^2$ , les excentriques  $f^3$  et  $g^3$ , qui soulèvent les soupapes normalement, et sans aucun coincement de leurs tiges, par les coulisseeux C, c.

Le réglage de la soupape *Coale* s'opère (fig. 61) en tournant, par l'excentrique  $e$ , à carret E, l'anneau C, de manière à étrangler plus ou

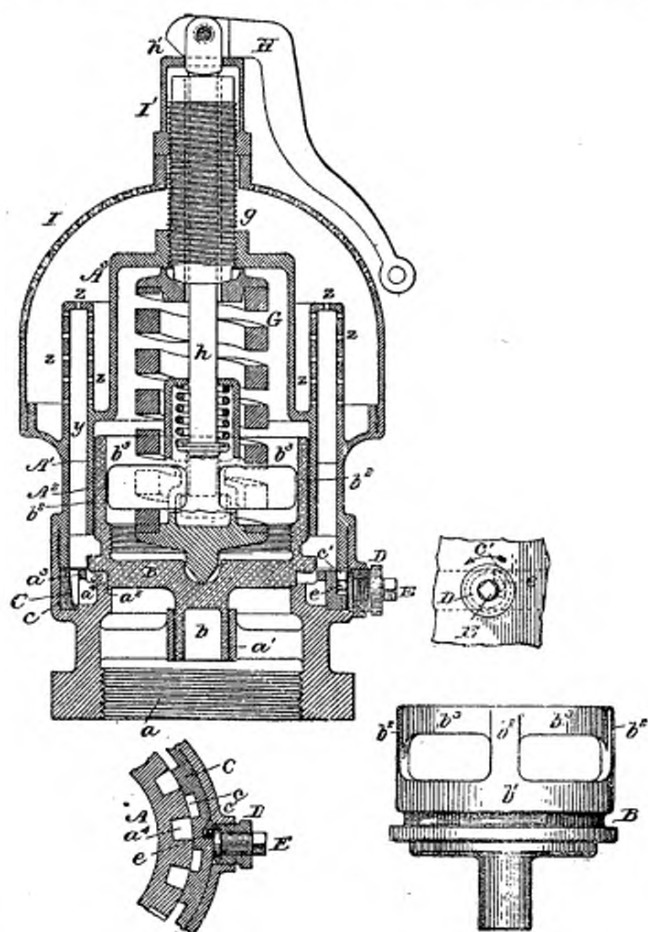


Fig. 61 à 63. — Soupape Coale. — Coupe verticale diamétrale; détails du régulateur et de la soupape B.

B', soupape à gorge  $x$ , guidée en  $a'b$  et en  $b^2$ . E, carret d'un excentrique  $e$ , qui fait pivoter l'anneau C en c de manière à régler l'échappement de la vapeur sous la gorge par les ouvertures  $a^1 a^2$  et la réaction de la soupape. A<sup>2</sup>A'y, capacité annulaire, par où la vapeur s'échappe par les trous  $zz$ , puis par les trous l. g, tige de réglage du ressort G de la tige h. Hh', levier de manœuvre de la tige h.

moins les orifices  $a^1$ , c, par lesquels une partie de la vapeur s'échappe de la gorge  $x$ . La soupape, chargée par un ressort G, à réglage  $g$ , est manœuvrée par une tige h, avec levier H et ressort de rappel. Le bruit de la vapeur est étouffé en z et I, et la soupape fait, en  $b'^2$ , joint étanche sur son



enveloppe A<sup>3</sup>. C'est un frottement sujet à s'encrasser : il vaudrait peut-être mieux tolérer une certaine fuite, qui s'évacuerait par des trous au haut de A<sup>3</sup>, de manière à éviter toute contre-pression.

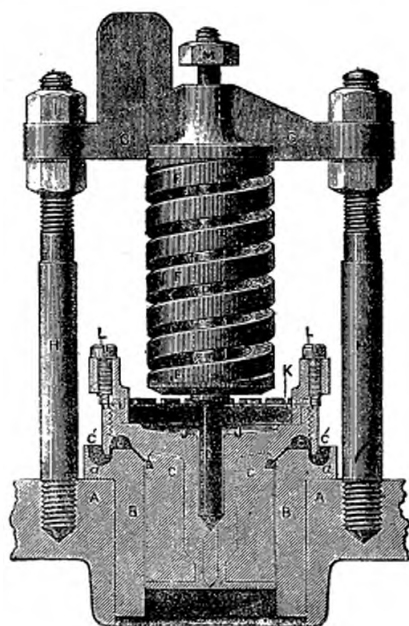


Fig. 64. — Soupape Richardson.

C, soupape à gorge G, avec bord C', fileté et crénelé, de manière à pouvoir être exactement réglé par la prise des vis L dans ses créneaux. B, siège à gorge fixe a.

Je rappellerai enfin la soupape de *Richardson*, déjà ancienne et fort répandue aux États-Unis, dont le réglage s'opère (fig. 64) en vissant plus ou moins le bord c' de la gorge, à vis de fixation KL, réglage qui présente l'avantage de ne pouvoir être dérangé sans que l'on s'en aperçoive <sup>(1)</sup>.

*Les injecteurs* <sup>(2)</sup>. — L'injecteur double aspirant de *Hancock* <sup>(3)</sup> est l'un des plus répandus aux États-Unis; son fonctionnement est le suivant : par un seul grand levier ac (fig. 66), pivoté en b, et qui commande deux autres leviers, pivotés en h et en d.

Quand le grand levier occupe la position ac, comme en fig. 65, le tiroir F ferme les deux orifices de vapeur j et k. Lorsqu'on le tourne de droite à gauche, de la position ac vers a'c', le tiroir F commence par ouvrir l'admission de vapeur j, en même temps que les deux soupapes de trop-plein I et J. La vapeur ainsi admise aspire par DEM l'eau de B, et s'échappe avec elle par les trop-pleins I et J. Une fois ce courant d'eau établi, on continue à pousser le levier ac vers la droite, de manière qu'il ferme la soupape I; de sorte que l'eau qui continue à être aspirée par B monte jusqu'au ni-

<sup>(1)</sup> Voir aussi les soupapes américaines de Aschcroft, Pearson, Nicholson (Gustave Richard, *La chaudière locomotive*, p. 273, 280 et 286). Hill. Kunkle (*Scientific American*, 26 juin 1886, p. 402, 9 juillet 1892, p. 18, et brevet américain 524208 de 1894). Lonergan et Lynde (*American Machinist*, 25 décembre

1886; 27 août 1891). Felk-Frazier (*American Journal of Railway Appliances*, 1<sup>er</sup> avril 1886, p. 164).

<sup>(2)</sup> Voir l'Annexe, p. 494.

<sup>(3)</sup> Gustave Richard, *La chaudière locomotive*, p. 397.



veau du convergent H; après quoi, le levier *ac*, arrivant en *a'c'*, ouvre l'admission de vapeur *k* au refoulement QG, ce qui remplit la chambre S d'un mélange d'eau et de vapeur s'évacuant par le trop-plein J. Enfin, quand *ac* arrive en *a'c'*, il maintient K ouvert, et ferme le trop-plein J, de sorte que le refoulement s'opère à la chaudière par le clapet C.

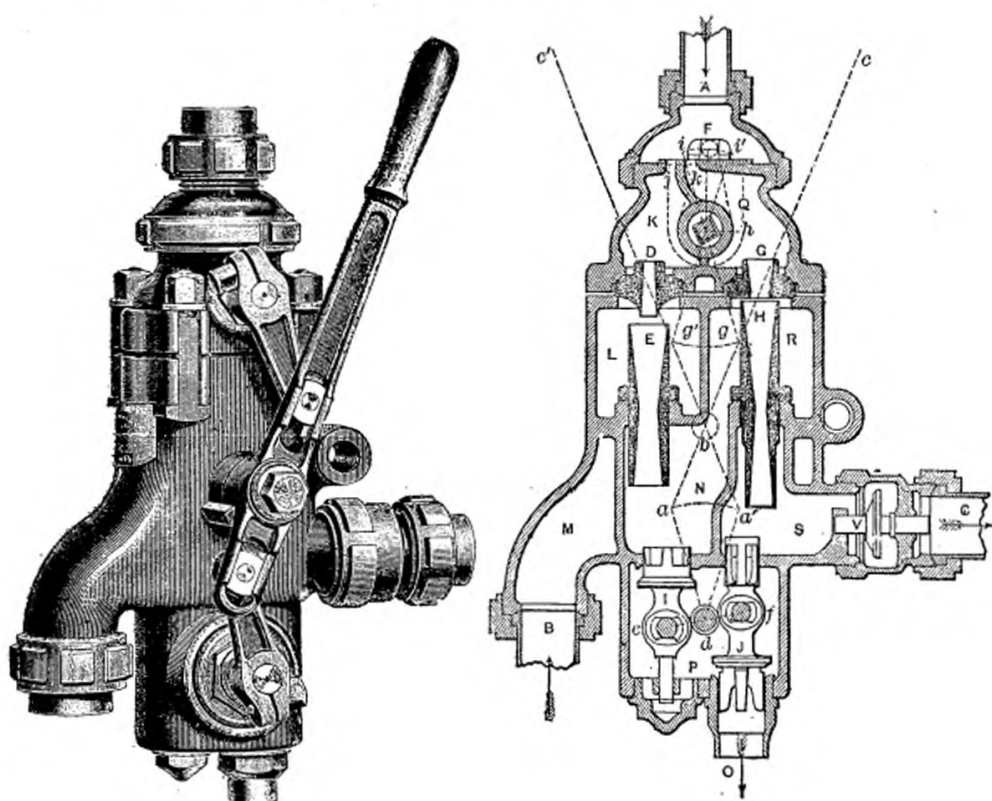


Fig. 65 et 66. — Injecteur double Hancock.

A, admission de la vapeur. B, M, L, aspiration de l'eau. O, trop-plein. C, refoulement à la chaudière. *ca*, levier pivoté en *b*, et articulé aux leviers (*ad*) et (*ghi*) pivotés en *d* et en *h*. F, tiroir mené par le bras *k*, calé sur *h*, et permettant d'admettre la vapeur entre K, D, E, puis en K et en Q, G, H. — N, R, chambre intermédiaire entre L et la chambre de refoulement S. I et J, soupapes intermédiaire et de trop-plein, conjuguées par le balancier *edf*. V, clapet de retenue.

On reconnaît facilement sur l'injecteur *Park et Wilkinson*, représenté par les figures 67 à 70, les principales particularités du type précédent, notamment les tubes convergents d'aspiration *a'* et de refoulement *b'*.

Dans la position (fig. 70), l'admission de vapeur *a* est tout à fait fermée. Pour amorcer l'injecteur, on tourne le levier *d'* dans le sens de la

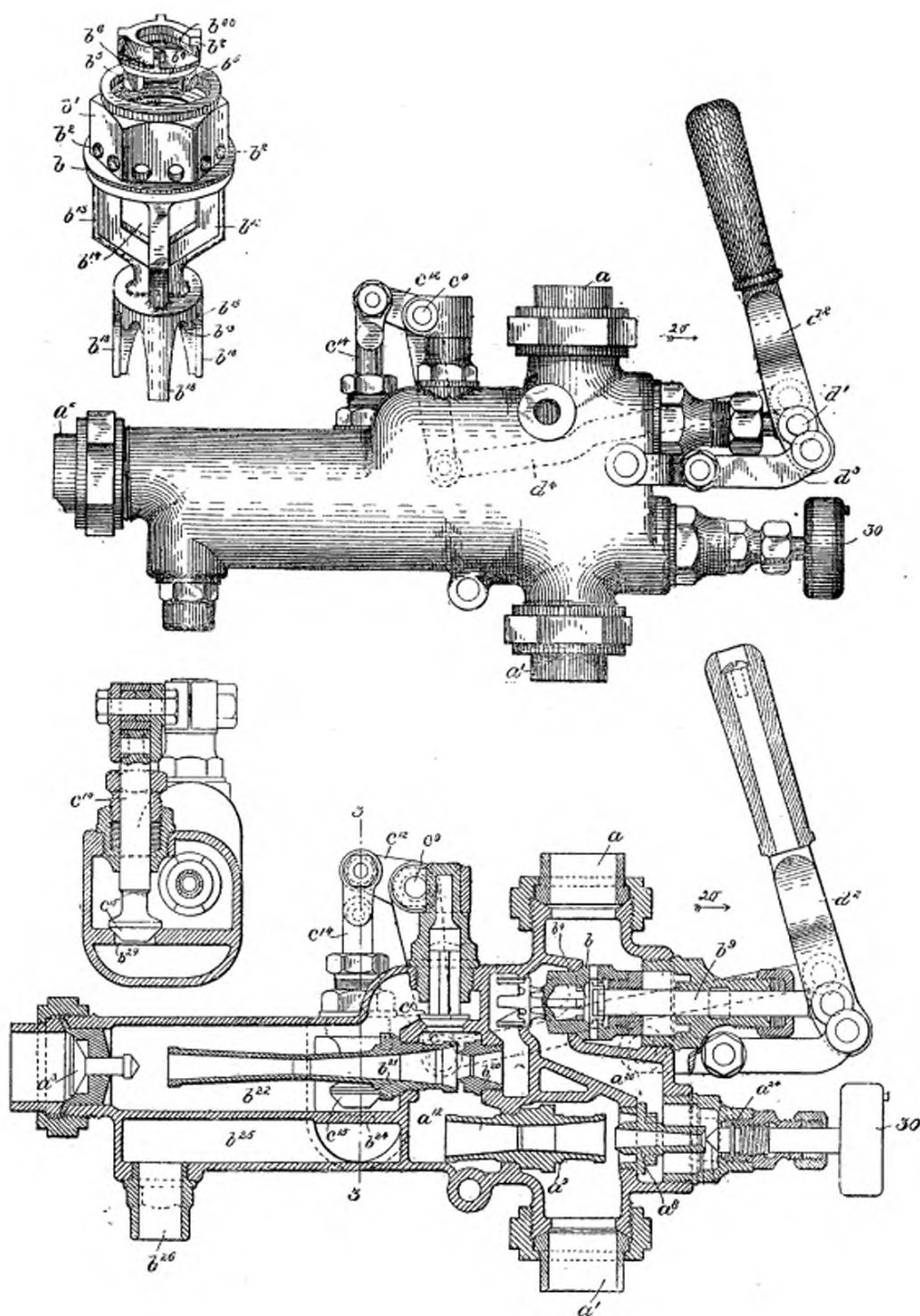


Fig. 67 à 70. — Injecteur double Park et Wilkinson. Détail de la triple soupape. Élévation.  
Coupe 3-3, et coupe longitudinale.

$d^2$   $d^2$ , levier manœuvrant par  $d^1$  la tige  $b^2$  de la triple soupape  $b$ ,  $b^2$ ,  $b^{15}$ , en même temps que, par ( $d^5$ ,  $c^2$ ,  $c^{13}$ ,  $c^{14}$ ), la soupape  $c^{13}$  du trop-plein  $b^{35}$   $b^{36}$ .  $a$ , admission de vapeur en  $a^{56}$ . —  $a^{26}$ ,  $30$ , pointeau d'amorçage en  $a^2$   $a^{12}$ . —  $a^1$ , aspiration de l'eau.  $a^3$ , clapet de retenue.  $b^3$ , petite soupape, accrochée à  $b^2$  en  $b^7$   $b^{30}$ , avec siège  $b^4$   $b^5$ , dans la grande soupape  $b$ , à trous  $b^2$ , siège  $b^1$ , guides  $b^{12}$ , lumières  $b^{11}$ , prolongée par une troisième soupape  $b^{15}$ , à guides  $b^{14}$ , et ouvertures graduées  $b^{13}$ .

flèche 20, de manière à ouvrir d'abord la petite soupape d'amorçage  $b^1$  située (fig. 67) à l'intérieur de la grande soupape  $b$ , de sorte que la vapeur passe à l'aspiration  $a$  par les trous  $b^2$ ,  $b^{14}$  et la chambre  $a^{26}$ . De là, cette vapeur passe à la chambre intermédiaire  $a^{12}$ , d'où elle se rend à la chambre  $b^{22}$ , partie par la soupape  $c'$ , qu'elle ouvre automatiquement, partie par le refoulement  $b^{21}$ ; puis elle s'évacue définitivement de  $b^{22}$  dans l'atmosphère par la soupape  $c^{15}$   $b^{24}$ , alors ouverte par son levier, au tra-

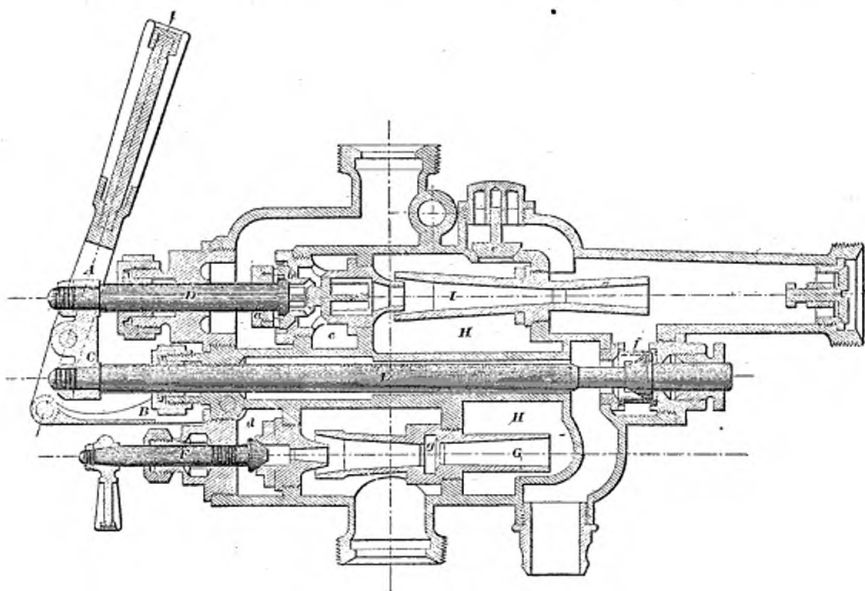


Fig. 71. — Injecteur double Derby.

A, levier manœuvrant simultanément, par C, la soupape d'admission de vapeur  $b$ , à tige D, et la soupape de trop-plein  $f$ , à tige E. — F, soupape régulatrice. —  $e$ , soupape automatique d'amorçage.  $c$   $d$ , chambre d'admission de la vapeur en G. H, chambre de refoulement. I, tube de refoulement. G, tube d'aspiration, avec trous régulateurs en  $g$ .

vers de la chambre  $b^{25}$  et du trop-plein  $b^{26}$ . Par cette opération, la vapeur chasse l'air de l'injecteur et aspire l'eau de  $a'$  en  $a^{12}$ . Une fois le courant d'aspiration ainsi établi, on ouvre la grande soupape de vapeur  $b$ , puis la soupape  $b^{15}$ , qui, grâce à la forme  $b^{10}$  de ses ailes (fig. 67), admet graduellement la vapeur au tube de refoulement  $b^{20}$ , qui prend l'eau de la chambre intermédiaire  $a^{12}$ , et la refoule en  $b^{21}$ , d'où elle s'échappe, comme précédemment, au trop-plein  $b^{26}$ .

Le levier  $d^2$  continuant toujours son mouvement, ferme alors la sou-

pape  $c^{15}$ , de manière à déterminer en  $b^{22}$  une surpression suffisante sur  $a^{12}$ , pour fermer la soupape automatique  $c'$ ; puis  $c^{15}$  se ferme complètement, en même temps que  $b$  et  $b^{15}$  achèvent de s'ouvrir en grand et de refouler le jet dans la chaudière par le clapet  $a^3$ . Pendant ce refoulement, l'impulsion du jet maintient en  $b^{22}$  une pression supérieure à celle de la chaudière, de sorte que la soupape  $c'$  reste automatiquement fermée. En outre, la position de cette soupape est telle que l'eau refoulée en  $a^{12}$  par l'aspirant  $a^5$  noie l'entrée du tube de refoulement  $b^{21}$  avant d'atteindre le siège  $c$ , de sorte que la vapeur se trouve en pleine eau dès son admission à  $b^{21}$ : c'est une particularité intéressante, qui assure l'amorçage rapide de cet injecteur.

On retrouve (fig. 71) la soupape d'amorçage dans l'injecteur double de *J. Derby*, type *Metropolitan*, construit par la *Hayden and Derby manufacturing Co.*, de New-York.

Pour amorcer l'injecteur, on tire le levier *A* vers la gauche, jusqu'à ouvrir seulement la soupape d'amorçage  $b$  par sa tige *D*, mais sans fermer la soupape de trop-plein  $f$ , solidaire de *D* par *CE*.

La vapeur ainsi admise en  $c$  et en  $d$  passe, au travers du régulateur *F*, au tube aspirant, et l'eau ainsi aspirée, puis refoulée en *H* par *G*, passe au trop-plein par  $ef$ . Une fois l'amorçage bien établi, la continuation du mouvement de *A* ouvre l'admission de la vapeur au tube refoulant *I*, la soupape  $e$  se fermant automatiquement, comme  $c'$  en fig. 70, et  $f$  se fermant par *CE*.

Le tube d'aspiration *G* est percé en  $g$  de trous qui laissent, aux basses pressions, l'excédent de l'eau aspirée retourner à l'aspiration, tandis qu'ils augmentent, au contraire, l'aspiration d'eau aux hautes pressions. Aux pressions normales, pour lesquelles on a établi l'injecteur, ces trous ne jouent aucun rôle, mais ils permettent, comme on le voit, d'augmenter l'élasticité de son fonctionnement.

Cet injecteur fonctionne sur un grand nombre de locomotives, notamment sur des compound, à des pressions allant jusqu'à 15 atmosphères.

L'injecteur double de *Laur* est (fig. 72) remarquable par sa grande simplicité. Dans l'état figuré, l'injecteur est représenté en pleine marche, avec son trop-plein *K* fermé, et la vapeur, admise en *B*, se bifurquant au refoulement par *E*, et à l'aspiration  $c$  par 3, 4, *G*. Lorsqu'on amorce l'injecteur avec *K* ouvert, l'abaissement de *K* par  $k$  commence, avant de fer-

mer le trop-plein, par ouvrir un peu, par L, M, N, O, la soupape de vapeur F, sans sortir sa tête 2 de  $d'$ , de manière à admettre un peu de va-

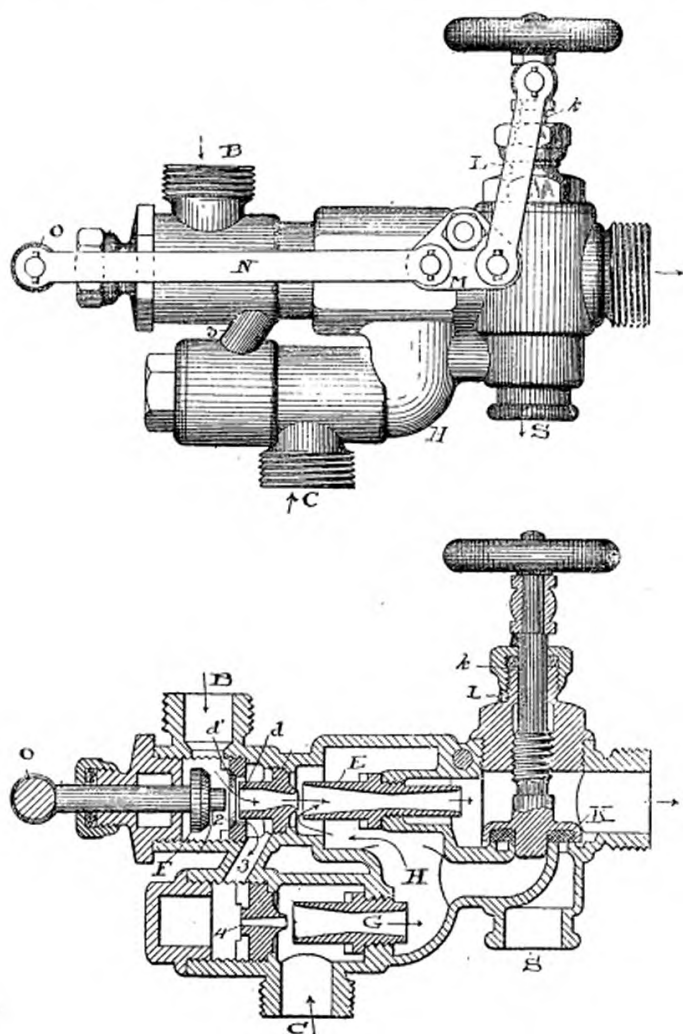


Fig. 72 et 73. — Injecteur double Laux.

$k$ , tige manœuvrant simultanément, par L, M, N, O, la soupape du trop-plein K et la soupape F 2, d'admission de vapeur en E, suivant B,  $d'$ ,  $d$ , 3, 4, F. — H, amorçage et aspiration par C. S, trop-plein.

peur en G et en H; puis, une fois l'amorçage fait, on ouvre en grand F, et l'on ferme K, comme sur la figure.

L'injecteur simple de M. Desmond, construit par la *Hayden and Hardy Co*,

est (fig. 74) pourvu d'un dispositif lui permettant de fonctionner à volonté à haute ou à basse pression. Ce dispositif consiste en une pièce C,

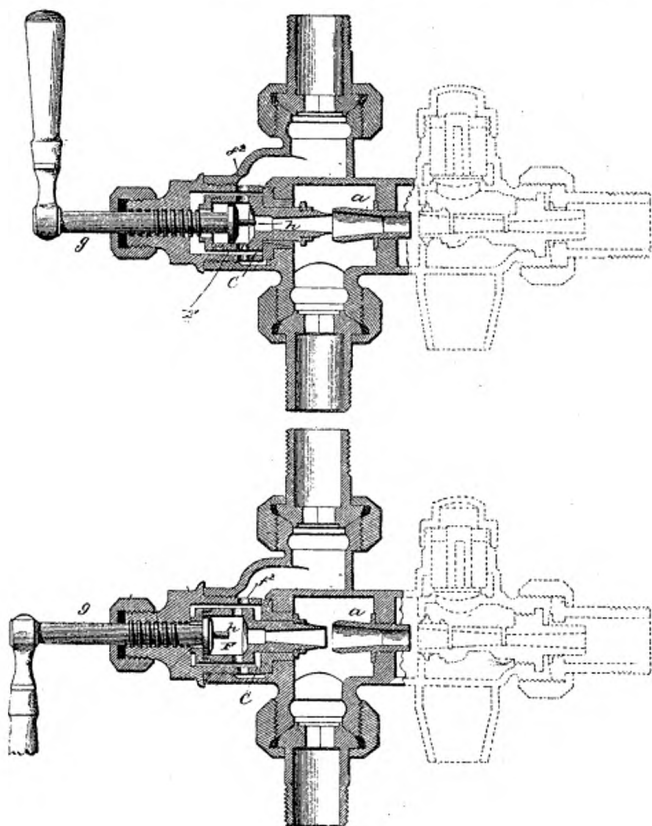


Fig. 74 et 75. — Injecteur à réglage automatique Desmond.

C, lanterne avec ajutage d'aspiration *h*, où la vapeur arrive, quand la soupape F est ouverte par *g*, au travers des trous *f*<sup>2</sup>, et reste, lorsqu'on marche à haute pression, appliquée, par cette pression, dans la position fig. 74, où elle étrangle le plus possible l'entrée de l'eau en *a*.

avec ajutage divergent d'aspiration *h*, où la vapeur arrive, quand la soupape F est ouverte, par les trous *f*<sup>2</sup> en fig. 75. Lorsqu'on marche à haute pression, cette pièce occupe la position indiquée en fig. 74, où elle reste appliquée par la pression de la vapeur, et où elle étrangle le plus possible

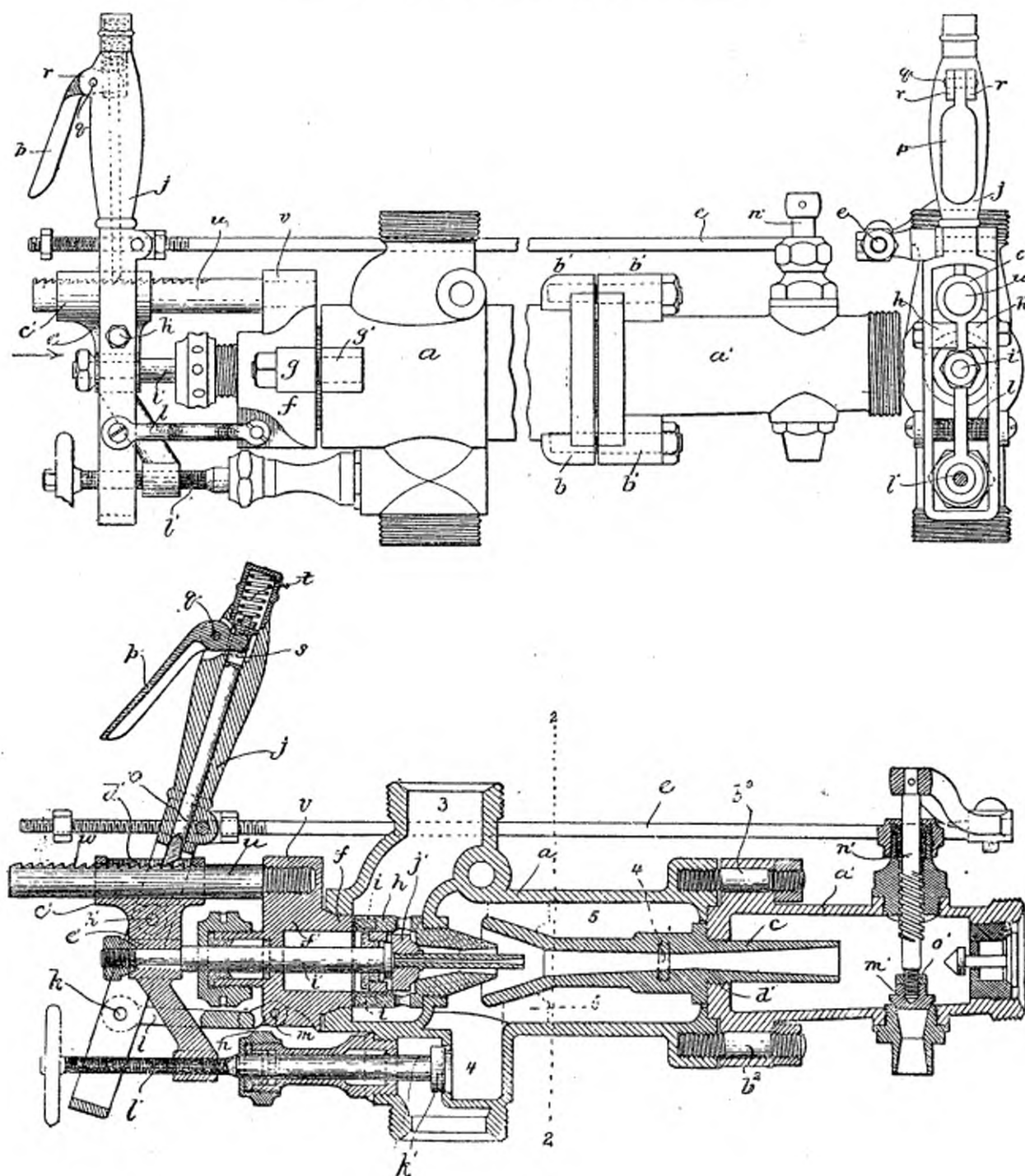


Fig. 76 à 78. — Injecteur Dodge.

*j*, levier articulé en *k*, sur la bielle *lm* et que l'on peut fixer sur la crémaillère *dw* de *u*, par le cliquet *pqso*, à ressort *t*. — *c'e'h*, glissière de *u*, articulée à *j* en *h*, de manière que *j* manœuvre à la fois: par *i*, la soupape d'admission de vapeur *j'*; par *l*, la soupape d'aspiration d'eau *h*; par *e* et ses tocs, la soupape de trop-plein *m'*, filetée en *o'* sur sa tige *n'* de façon à pouvoir facilement se régler et rattraper son usure. — *l'*, vis permettant de régler la soupape *k'*. *g*, *g'*, *b*, *b'*, boulons assemblant les trois parties *a*, *a'* et *f* de l'injecteur. 3, admission de la vapeur au cône *h*, percé d'alvéoles *i*, permettant de le dévisser de *a* au moyen d'une clef. — 4, 5, chambre d'aspiration.



l'entrée de l'eau dans le convergent *a*. Quand on marche à basse pression, la pièce *C* occupe, au contraire, la position fig. 75, où elle ouvre en grand l'entrée du convergent *a*. Le rôle du régulateur *C* rappelle, comme on le voit, celui du piston automatique de l'injecteur *Sellers*.

L'injecteur de *Dodge* rappelle (fig. 76) par son aspect extérieur celui de *Sellers*. Il est divisé en trois pièces *a'*, *a* et *f*, réunies par des boulons *b'b'*, *g'g'*, qu'il suffit de défaire pour avoir accès à toutes les pièces intérieures. Son fonctionnement, qui n'a rien de bien particulier, s'explique par les légendes des figures 76 à 78.

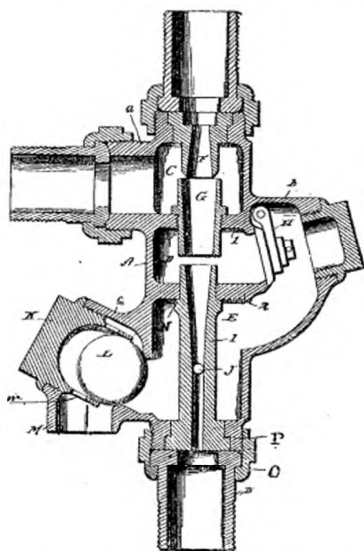


Fig. 79. — Injecteur Penberthy.

*a*, aspiration de l'eau en *C*. — *F*, admission de la vapeur en *G*. *H*, clapet de trop-plein. *I*, soupape du trop-plein *M*, empêchant toute rentrée d'air, et accessible en dévissant le bouchon *Knac*. — *I*, tube de refoulement, à trou d'amorçage *J*, serré par *OP*, sur la cloison élastique *2*.

prêter par son élasticité au maintien d'un joint étanche. Le type *DD* débite, sous une pression de vapeur de 5 kilogr. 6, 4 m. c. 20, 3 m. c. 13 et 2 m. c. 20 à l'heure, pour des aspirations respectives de 1 m. 20, 3 m. 60 et 6 mètres : prix, 300 francs.

L'injecteur de *Mack*, construit par la *National Tube Works Co* (Boston), également très simple (fig. 80), est l'un des plus usités sur les locomotives

L'injecteur représenté par la figure 79, construit par la *Penberthy Injector Co*, de Detroit, est remarquable par sa grande simplicité. Son ajutage de refoulement *I* est percé d'un trou *J*, par où l'eau pénètre afin de faciliter l'amorçage. Une fois l'injecteur lancé, il ne passe plus d'eau en *J*, et la fermeture automatique de la soupape de trop-plein *L* y empêche toute rentrée d'air. Le tube *I* est fortement calé par l'écrou *O*, qui en appuie le collet *N* sur la cloison *2*, assez mince pour se



américaines. Il suffit d'enlever la culasse *g* pour avoir dans la main toutes les pièces de l'injecteur.

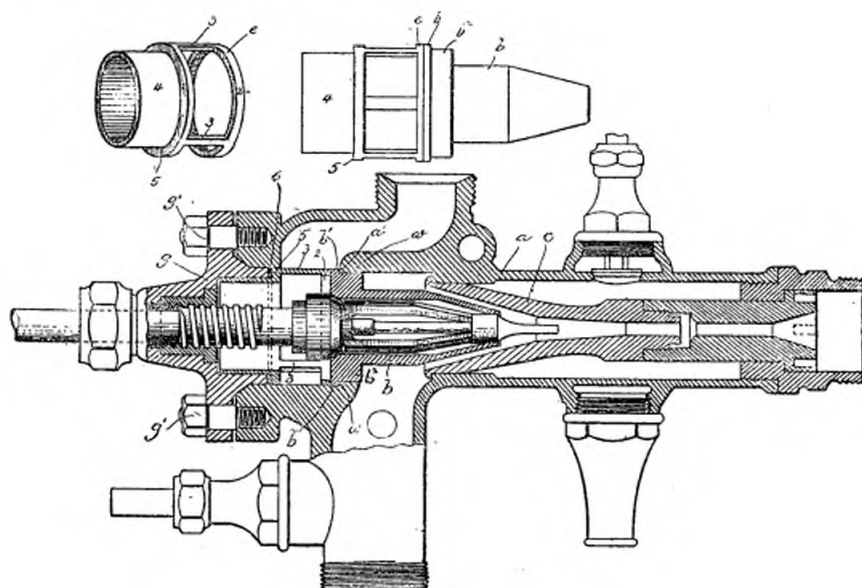


Fig. 80 à 82. — Injecteur Mack. Ensemble. Détail du cône *b* et de sa lanterne *e*.

*b*, cône d'admission de vapeur emmanché dans *a'* par *a''b'*, maintenu par la lanterne *f. e*, évidée en 3, appuyée en 2 sur *b'*, et pressée en 5 par le joint 6 de la culasse *g*.

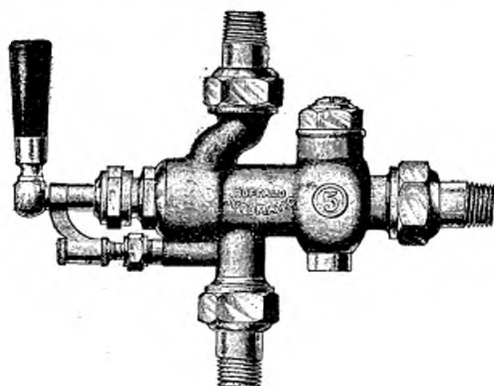


Fig. 83. — Injecteur Hart.

Le fonctionnement de l'injecteur de *Hart*, construit par la *Sherwood Manufacturing Co*, de Buffalo, est (fig. 83 à 88) excessivement simple.

Quand on tourne la manette *j'*, pour amorcer l'injecteur, on ouvre

d'abord (fig. 86) seulement l'admission de vapeur *i*, celle *m* de l'eau restant fermée; puis cette aspiration s'ouvre graduellement, à mesure que

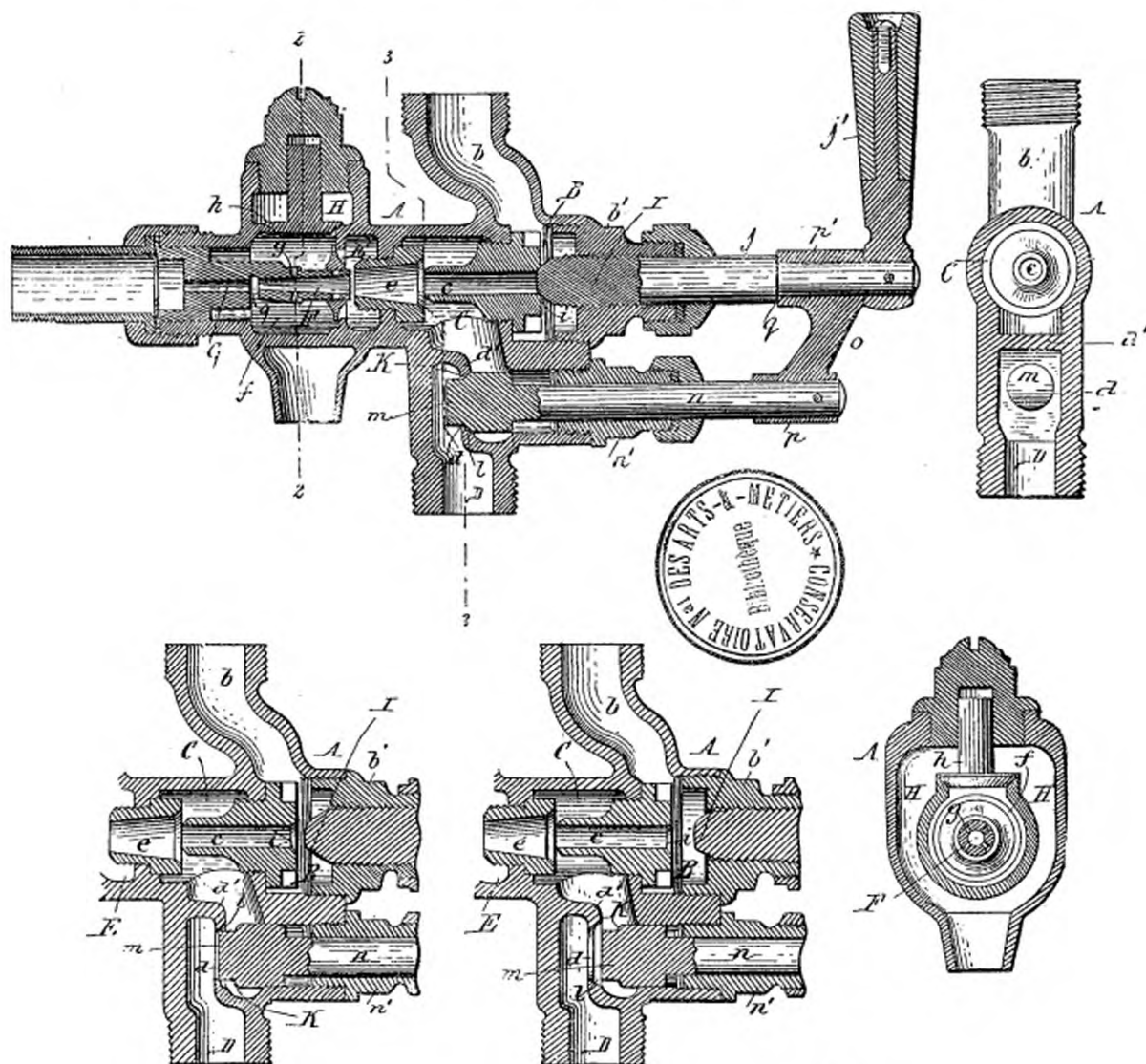


Fig. 84 à 88. — Injecteur Hart. Coupe longitudinale. Coupes 3-3 et 2-2.  
Détail du fonctionnement.

*bb*, admission de vapeur. — *D*, aspiration d'eau. *H*, *h*, soupape de trop-plein. *j'*, manette pivotée en *p'*, filetée en *b'*, commandant par *io'* l'admission de vapeur, et par (*q*, *o*, *p*, *n*, *K*) l'admission d'eau. *m*, prolongement de *K*, permettant d'ouvrir graduellement l'admission *d d' l*, de l'eau. — *c*, tube de vapeur à cône *e*. — *F*, tube de refoulement, avec orifices de trop-plein *gg*.

l'admission de vapeur se fait plus en grand, jusqu'à la pleine admission (fig. 87). On diminue ainsi, comme on le sait, notablement les crache-

ments ou pertes par le trop-plein pendant l'amorçage. L'injecteur n° 15, qui débite 4 m. c. 20. par heure, coûte 300 francs; le n° 23 débite 12 m. c. 700 (prix 450 francs). Ces injecteurs fonctionnent à des pressions variant de 3 à 10 atmosphères, avec une aspiration de 4 m. 50. Les injecteurs analogues, du type B, fonctionnent jusqu'à 14 atmosphères, avec des

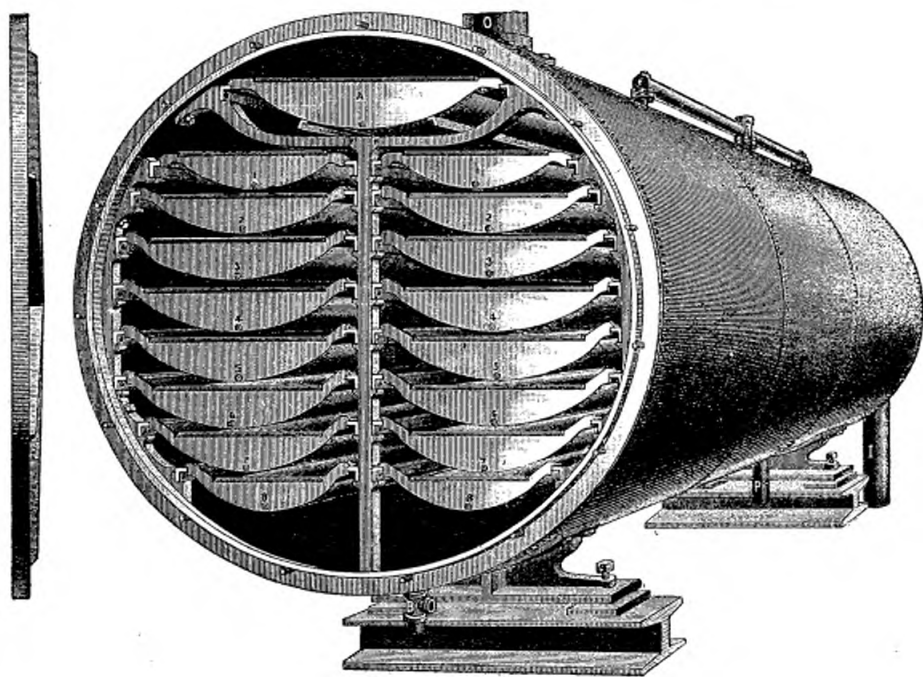


Fig. 89 et 90. — Réchauffeur d'artreux Hopps.

aspirations de 7 m. 20, et de l'eau à 70 degrés. Ils sont construits à Londres par Green et Boulding<sup>(1)</sup>.

Les réchauffeurs d'alimentation employés aux États-Unis sont, pour la plupart, soit tubulaires, et sans particularités bien nouvelles<sup>(2)</sup>, soit dérivés

<sup>(1)</sup> Voir aussi les injecteurs américains de Hunt, Jenks, Park, Rue, Sam, Sellers (Gustave Richard, *La chaudière locomotive*, p. 384). Calvin (*American Journal of Railway Appliances*, 30 août 1884). Hall, Jenks (*American Machinist*, 30 août, 31 janvier 1885).

<sup>(2)</sup> Goubert, Otis (*American Machinist*, 16 janvier, 11 décembre 1886). Wainwright (*Appleton's Cyclopædia. Supp.*, p. 444). Warner (*American Engineer*, 21 décembre 1885, p. 276, 244). Whellock (*Electrical World*, 1<sup>er</sup> avril 1893, p. 352).

plus ou moins directement du réchauffeur purificateur ou détartreur de *Schau*<sup>(1)</sup> dans lequel l'eau, réchauffée d'abord par la vapeur d'échappement, puis par la vapeur vive de la chaudière, dépose ses principales impuretés calcaires sur des plateaux ou dans des poches de dépôt convenablement disposés, et passe à la chaudière presque toujours après avoir été, en plus, filtrée, par exemple, sur un lit de coke<sup>(2)</sup>.

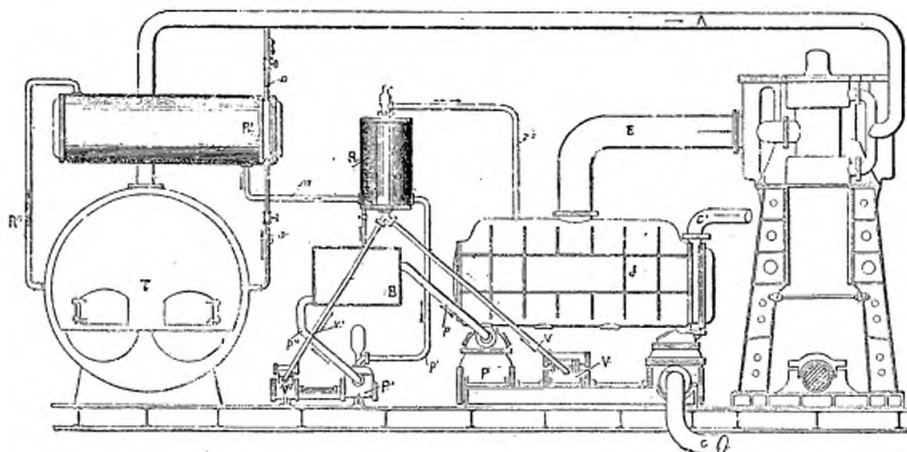


Fig. 91. — Réchauffeur Peck Wheeler.

E, échappement de la machine au condenseur à surfaces J. — P V, pompe à air et à circulation, dont la vapeur s'échappe par v en R, et dont l'eau est refoulée par p dans la bache B. V'P', pompe alimentaire aspirant l'eau de B par p', et la refoulant par p' en R, d'où elle passe, par m, en R'. n, tuyau amenant, de A, la vapeur de la chaudière T en R', d'où sa condensation retourne en T par n'. — R', refoulement de l'eau de R' en T. C, aspiration de l'eau de circulation.

L'un des plus employés parmi ces appareils est celui de la *Hopes Manufacturing Co*, représenté par la figure 89. La vapeur d'échappement, admise en I, sort par O, après avoir réchauffé l'eau d'alimentation, qui, admise par le haut de l'appareil dans le grand plateau supérieur A, se déverse, des bords de ce plateau, sur deux rangées d'auges analogues, pour s'échapper ensuite par P, et passer à un second appareil analogue plus petit, où elle est chauffée par la vapeur vive de la chaudière : elle pénètre enfin dans la chaudière même, après s'être débarrassée de son huile par filtration. Les plateaux A sont faciles à retirer pour leur nettoyage, et la

<sup>(1)</sup> Adrian Brick Mach. Co (*American Machinist*, 28 juillet 1888). Winton (*American Journal of Railway Appliances*, 15 mai 1884). Bell (*Scientific American*, 31 mars 1894, p. 197). —

<sup>(2)</sup> Cochrane (*American Machinist*, 22 février 1894). Colles (brevet américain 523326, de 1894).

vapeur ne subit aucune contre-pression du fait de son passage au travers du réchauffeur.

Dans le système de *Peck Wheeler* (fig. 91), l'eau provenant de la con-

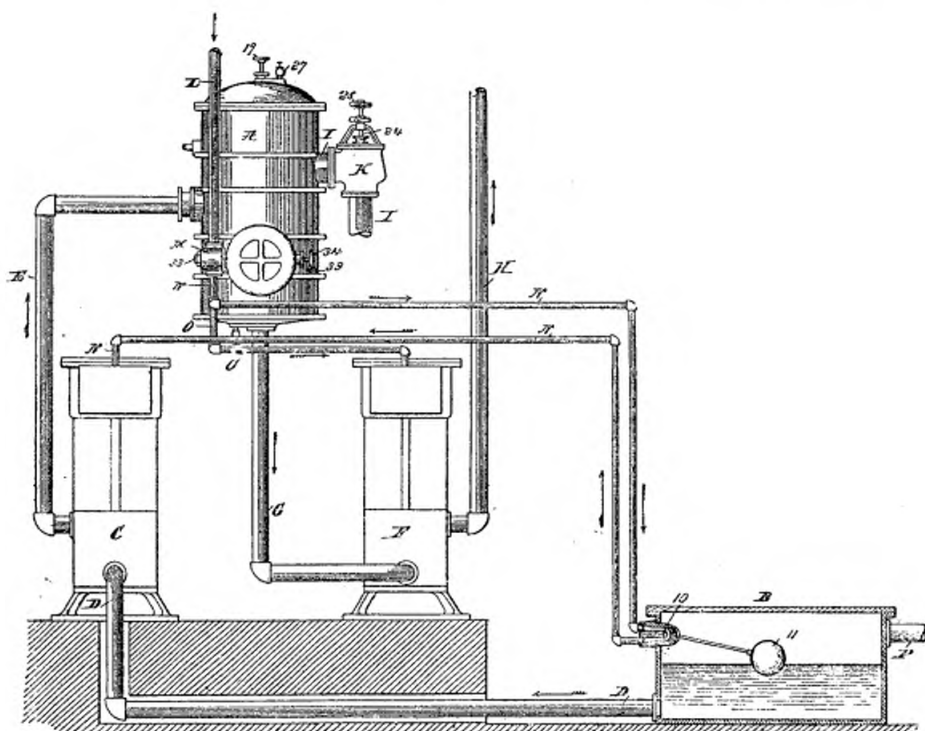


Fig. 92. — Réchauffeur Worthington. Ensemble de l'installation.

A, réchauffeur détaillé en (fig. 93 à 102) C, pompe aspirant par D l'eau de la bache du condenseur B, la refoulant par E au réchauffeur A, et recevant sa vapeur motrice du tuyau N, par la valve régulatrice 10, commandée par le flotteur 11 de B. — F, pompe alimentaire aspirant l'eau de A par G, la refoulant à la chaudière par H, et recevant sa vapeur par L, N et le robinet *a* (fig. 93).

densation de la vapeur dans le condenseur à surface J est aspirée, de la bache B de ce condenseur, à la température de 50 degrés, puis refoulée au réchauffeur R, où elle est portée à 90 degrés par la vapeur d'échappement des pompes *v* et *v'*, et d'où elle passe au réchauffeur R', qui la porte presque à la température de la chaudière, par la vapeur vive de cette chaudière. On obtiendrait ainsi, outre une plus grande durée des chaudières, moins fatiguées par les dilatations et les dépôts, une économie de combustible qui varierait, suivant les cas, de 6 à 10 p. 100, et une

augmentation de 15 à 20 p. 100 dans la puissance de vaporisation de la chaudière <sup>(1)</sup>.

La disposition d'ensemble des réchauffeurs *Worthington* est facile à saisir sur le schéma (fig. 92). L'eau aspirée du réservoir B, qui peut être la bache du condenseur, par la pompe C, est refoulée au réchauffeur A, d'où

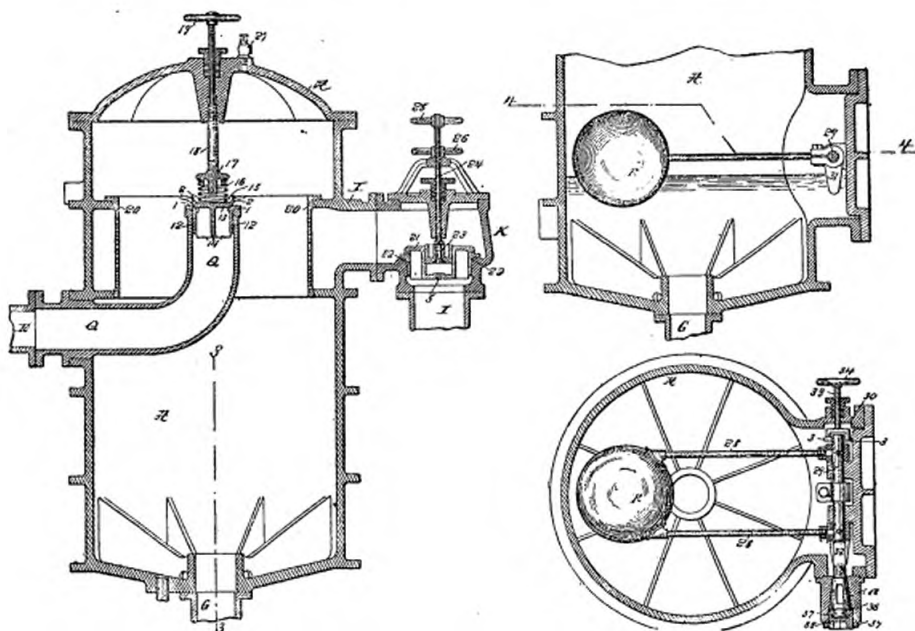


Fig. 93 à 95. — Réchauffeur Worthington. Coupe médiane. Coupes 3-3 et 4-4.

EQ, refoulement de l'eau de la bache B (fig. 92), par la pompe du réchauffeur C, au travers de la soupape 13 (fig. 101) dans le réchauffeur A. G, aspiration de la pompe alimentaire F (fig. 92). I, admission de la vapeur d'échappement au travers de la soupape 21-23, à dash-pot 23-5, réglable par la tige filetée 24, à manette 25 et contre-écrou 26. R, flotteur à bras 28, commandant par 29-32 le robinet a (fig. 96 à 102), et pouvant être commandée à la main par 34...3.

elle s'échappe, par G, à la pompe alimentaire F. La pompe C du réchauffeur reçoit sa vapeur motrice du tuyau N, par la valve régulatrice 10, que le flotteur 11 commande de manière à arrêter automatiquement la pompe C quand le niveau baisse en B.

L'eau pénètre dans le réchauffeur A en Q (fig. 93) au travers d'une soupape 13 (fig. 101) à ressort réglable, disposée de manière à la pulvé-

(1) Voir l'Annexe, p. 507.

riser au droit de la vapeur qui arrive tout autour d'elle par le tuyau I et les trous du barillet 20, de façon à se mêler intimement à l'eau. La vapeur entre au réchauffeur au travers d'une soupape 21, à dash-pot 5, em-

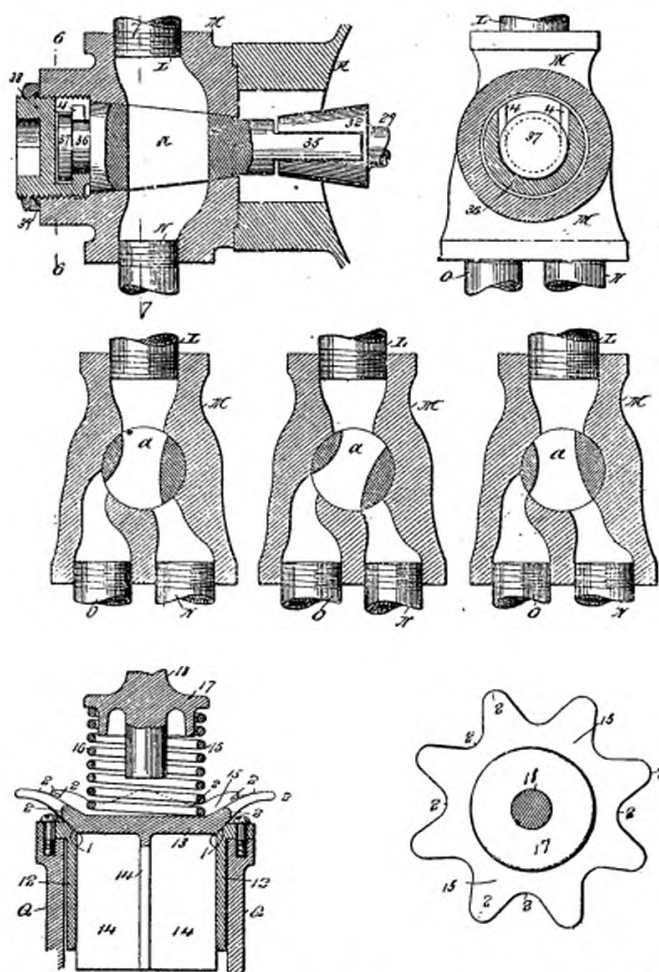


Fig. 96 à 102. — Réchauffeur Worthington. Détail du robinet *a* (fig. 93). Coupes 6-6 et 7-7 de la soupape 13.

*a*, robinet commandé, de 29, 32, 35 par le flotteur R (fig. 94), avec rattrapage d'usure et bouchon de visite en 38, 39, 36, 37, et taquet de réglage 4. — 13, soupape à guides 12, 14, avec pulvérisateur étoilé 15, 2, et ressort 16, dont la charge est réglée, de la manette 19, par la tige 18.

pêchant tout retour d'eau du réchauffeur à I, et que l'on peut régler ou condamner par la tige 24.

Afin de régler automatiquement la marche des pompes C et F, la vapeur



leur arrive des tuyaux N et O (fig. 92) reliés à la chaudière par le tuyau L et le robinet A, que commande le flotteur R. En temps normal, ce flotteur maintient le robinet A dans la position fig. 99, où il admet la vapeur à la fois en O et en N. Quand le niveau s'élève dans le réchauffeur, on ferme (fig. 99) la vapeur N à la pompe C; si le niveau baisse, au contraire, on ferme l'admission O de la pompe alimentaire C, et l'on ouvre N. La pompe alimentaire est ainsi régularisée en fonction de deux niveaux : celui de l'eau dans le réchauffeur, par *a*, et celui de la bûche, par la valve 10.

Ces réchauffeurs ont été appliqués avec succès principalement à bord des navires, pour utiliser la vapeur d'échappement des machines auxiliaires <sup>(1)</sup>.

<sup>(1)</sup> *Génie civil*, 25 février 1893, p. 267. A citer : l'ALIMENTATEUR Sintz (*American Journal of Railway Appliances*, 1<sup>er</sup> mai 1885); les POMPES ALIMENTAIRES Worthington, Deane, Knowles (*American Machinist*, 27 octobre 1888); les RÉGULATEURS D'ALIMENTATION Forbes (brevet américain 467717, de 1892); Bosworth (Crosby Gauge C°, Boston), *Terre haute C°* (*American Machinist*, 29 août 1889); les FILTRES ET ÉPURATEURS D'ALIMENTATION Bell

(*Scientific American*, 13 mars 1894, p. 197); Blessing (*American Machinist*, 4 décembre 1886); Baragwanath, Colles (*Revue technique de l'Exposition de Chicago*, p. 131 et 136); les PURGEURS Edwards (*American Machinist*, 17 juillet 1886), Crosby, Gassett (brevet américain 508 300, de 1893); le DÉGRAISSEUR DE VAPEUR Lowden (*American Machinist*, 21 juillet 1888).



## II

## LES MACHINES A VAPEUR.

Il y avait, à l'Exposition de Chicago : 23 machines à un cylindre d'une puissance totale de 3,700 chevaux; 44 compound faisant ensemble 21,155 chevaux; 8 machines à triple expansion faisant 8,425 chevaux, et une machine à quadruple expansion de 3,000 chevaux: soit, en tout, 85 machines, d'une puissance totale de 36,380 chevaux. Parmi les exposants, on peut citer, au premier rang comme importance, la *Compagnie Westinghouse, Church et Kerr*, avec six machines de 1,000 chevaux, et la *Compagnie Allis*, de Milwaukee, avec sa grande compound à quadruple expansion de 3,000 chevaux. Nous ne pouvons évidemment décrire toutes ces machines, plus imposantes, en général, par leur importance même que curieuses par leurs nouveautés; nous nous bornerons à une courte monographie des plus intéressantes d'entre elles, en insistant plus particulièrement sur la classe importante des machines rapides, et à la description des détails de construction qui nous ont paru les plus dignes d'intérêt soit en eux-mêmes, soit comme s'écartant le plus de la pratique européenne <sup>(1)</sup>.

De même que pour les chaudières, et comme il fallait s'y attendre, la plupart des machines exposées à Chicago ne présentaient que peu de nouveautés par rapport à celles qui figuraient à Paris à l'Exposition de 1889.

<sup>(1)</sup> Parmi les machines tout à fait spéciales, il faut citer quelques moteurs au gaz ammoniac liquéfié, notamment ceux de J. Mac-Mahon (*Anhydrous ammoniac gas as a motive power*, by W. Morgan Draper, *American Society of mechanical Engineers*, août 1893, vol. XIV, p. 762. *Revue industrielle*, 18, 25 novembre 1893. *Génie civil*, 19 mai 1894). Brevets américains 525858 et 525859, de 1891. Mais les essais de ces machines et d'autres analogues n'ont, jusqu'ici, justifié en rien de définitif les espérances de leurs inventeurs. (Thurston, *Essais de machines et chaudières à vapeur*, p. 452). Consulter à ce sujet: Hirn,

*Théorie mécanique de la chaleur*, vol. II, p. 90 et 115. Halon de la Goupillière, *Cours de Machines*, vol. I, p. 849, ainsi que les brevets anglais de Baudot (n° 2531, de 1871), Boutet (1801, de 1882), Campbell (3300, de 1886), Fiot (3358, de 1865), Flandrin (611, de 1865), Geisenberger (3056, de 1871), Gamgee (zéro Motor), 1451, de 1881, et *The Engineer*, 22 avril 1881, p. 295, Heaton (7274, de 1888), Hozach (6463, de 1893), Kellogg (3100, de 1881), Kerkado (3766, de 1872), Lamm (517, de 1871), Lapène (1164, de 1859), Nishagawa (1317, de 1876).

Les machines fixes sont de plus en plus puissantes, mais bien faibles encore à côté des types de la marine, et l'on tend toujours à rendre ces machines de plus en plus ramassées, en augmentant leur énergie par l'emploi de plus hautes pressions et de vitesses plus rapides. C'est souvent, si l'on considère l'économie de vapeur et d'entretien, moins un progrès que la conséquence de nécessités spéciales imposées par le peu d'espace dont disposent certaines grandes installations de force motrice, notamment les installations électriques dans les stations centrales, les grands hôtels, etc. On est arrivé d'autre part, pour satisfaire à un grand nombre de cas où la surveillance est difficile et peu sûre, à la création de machines de puissance moyenne : jusqu'à une centaine de chevaux, très robustes, parfaitement équilibrées, à frottements bien abrités et très abondamment graissées, capables de marcher des mois sans s'arrêter, et avec une surveillance presque nulle. Ces machines rapides, peu coûteuses parce que les parties essentielles sont seules finies avec soin, ne sont pas toujours bien économiques de vapeur ; mais elles répondent à un besoin : à tous les cas où il faut, dans un début, avant tout s'installer vite, à peu de frais, marcher sûrement, sans trop s'inquiéter du charbon, quitte à monter ensuite, si l'affaire réussit, une installation définitive mieux étudiée ; et elles se sont, à ce titre, très rapidement répandues aux États-Unis.

En dehors de ces variétés importantes et de quelques groupes nettement spécialisés, comme les machines de pompes, par exemple, la machine à vapeur américaine est presque toujours du type Corliss horizontal, à marche lente et à longue course, comme l'indiquent les chiffres du tableau suivant (page 64).

Beaucoup de ces machines sont *sans condensation*, soit par manque d'eau, soit parce que l'on veut, comme nous l'avons dit plus haut, réduire le plus possible les frais d'installation. Les machines compound à double, à triple et même à quadruple expansion sont, au contraire, presque toutes à condensation. Les machines compound à double expansion sont aujourd'hui très répandues aux États-Unis, même parmi les machines à grande vitesse, et l'on n'en conteste plus l'économie ; il n'en est pas de même des machines à triple et quadruple expansion, dont des ingénieurs très compétents, comme M. Reynolds <sup>(1)</sup>, par exemple, contestent encore l'utilité, sauf pour les grandes puissances et avec des pressions très élevées.

<sup>(1)</sup> *American Machinist*, 25 janvier 1894, p. 2.

DIMENSIONS NORMALES DES MACHINES CORLISS AMÉRICAINES,  
D'APRÈS STANWOOD <sup>(1)</sup>.

CYLINDRE.		TOURS par MINUTE.	VITESSE DU PISTON par seconde.	PUISSANCE INDIQUÉE EN CHEVAUX			VOLANT.		
DIAMÈTRE.	COURSE.			NOMINALE.	PRATIQUE.	MAXIMA.	DIAMÈTRE.	LARGEUR.	POIDS <sup>(2)</sup> .
millim.	millim.		mètres.				mètres.	millim.	kilogr.
250	760	90	2,25	35	30 à 40	52	2,75	350	2,200
300	760	85	2,13	55	50 à 60	70	3,00	400	2,700
300	915	85	2,55	66	60 à 75	85	3,00	460	3,200
350	915	80	2,40	85	75 à 93	110	3,00	530	3,600
350	1,050	80	2,80	99	90 à 105	125	3,65	530	4,000
400	1,050	75	2,73	120	105 à 130	150	4,00	530	4,500
400	1,220	75	3,00	138	125 à 150	175	4,25	550	4,600
460	1,050	75	2,73	152	130 à 160	190	4,25	630	5,000
460	1,220	75	3,00	175	150 à 190	210	4,50	660	6,800
500	1,050	75	2,73	180	170 à 210	230	4,50	735	5,500
500	1,220	75	3,00	215	190 à 230	260	4,90	735	7,700
560	1,050	75	2,73	230	200 à 245	275	4,50	735	6,800
560	1,220	70	2,80	244	220 à 265	300	4,90	840	9,000
610	1,220	70	2,80	290	260 à 316	360	4,90	840	10,400
610	1,400	66	3,00	308	276 à 333	382	5,50	840	11,400
610	1,500	65	3,25	338	303 à 365	420	5,50	940	13,600
660	1,220	70	2,80	346	310 à 375	430	6,10	900	13,600
660	1,400	66	3,00	365	326 à 392	450	6,10	1,000	15,500
660	1,500	65	3,25	400	356 à 430	500	6,10	1,100	16,000
710	1,400	66	3,00	420	375 à 450	520	6,70	1,050	15,500
710	1,500	65	3,25	460	410 à 490	570	6,70	1,150	17,000
760	1,400	66	3,00	480	430 à 520	595	7,30	1,100	16,000
760	1,500	65	3,25	525	470 à 570	650	7,30	1,250	18,000

<sup>(2)</sup> Ce poids du volant est donné, à peu près, par la formule :

$$W \text{ liv.} = 700,000 \cdot \frac{d^2 S}{D^2 N^2}, \text{ ou } W \text{ kil.} = 45,500,000 \cdot \frac{d^2 S}{D^2 N^2}$$

dans laquelle on désigne par :

W et W' le poids du volant en livres anglaises et en kilogrammes ;

d, le diamètre du cylindre en pouces ou en millimètres ;

S, la course du cylindre en pouces ou en millimètres ;

D, le diamètre du volant en pieds ou en millimètres ;

N, le nombre de tours par minute correspondant à une vitesse de piston de 2 m. 40 par seconde.

Je ne dirai rien ici des *machines marines* américaines, qui n'étaient guère représentées à l'Exposition de Chicago, et qui ne sont pas d'ailleurs en

<sup>(1)</sup> Pressions initiales, 5 k. 5 à 6 k. 3 effectifs. Détente, 4 à 5. Dépense en eau par cheval-heure effectif, 12 k. 3 sans condensation, 8 k. 6 avec condensation.

avance sur les machines françaises et anglaises <sup>(1)</sup>. Je rappellerai seulement les grandes machines à balanciers et à moyennes pressions des bateaux de fleuves. Le balancier, qui dépasse toujours le pont du navire, a permis de donner facilement à ces machines la course suffisante pour actionner directement les roues de leurs navires, dont la vitesse ne dépasse guère 35 tours par minute. Ces machines, que l'on a construites aussi en Angleterre <sup>(2)</sup>, atteignent parfois des dimensions gigantesques : telle est, par exemple, celle du *Puritan* <sup>(3)</sup> construite par Fletcher, de New-York, pour la *Fall River Line*. Le navire, de 4,600 tonnes, à roues en acier de 10 m. 50 sur 4 m. 20 de large, pesant 100 tonnes chacune et marchant à 24 tours par minute, est mené par une machine compound de 7,500 chevaux : pression maxima aux chaudières 8 kilogrammes, à cylindres de 1 m. 900 et 2 m. 80 de diamètre, 2 m. 70 et 4 m. 20 de course, avec distribution par soupape du genre Stevens. Le balancier, en fonte frettée par une bande d'acier de 0 m. 240 x 0 m. 290, a 10 m. 20 de long sur 5 m. 10 de large au milieu, et pèse 42 tonnes; son tourillon a 0 m. 480 de diamètre. Les manivelles pèsent 9 tonnes; leurs boutons ont 0 m. 56 x 0 m. 50 de diamètre. L'arbre des roues est en deux parties, de 4 tonnes chacune, ayant 0 m. 70 de diamètre aux portées. La longueur totale des tubes du condenseur à surfaces est de 23 kilomètres.

Bien que relativement très peu nombreuses encore aux États-Unis, les machines verticales commencent néanmoins à se répandre, principalement pour les stations électriques, où elles sont particulièrement appréciées en raison de leur faible encombrement en surface <sup>(4)</sup>. Parmi les types de machines verticales exposées à Chicago, je citerai tout particulièrement la machine de la *Southwark Foundry* et celles de la *Compagnie Westinghouse*.

La machine de la *Southwark Foundry* était, comme nous l'avons dit,

<sup>(1)</sup> A consulter, sur les machines marines américaines: *The Railroad and Engineering Journal*, juillet 1887 et janvier 1888, p. 30; *American Machinist*, 24 novembre 1888, 24 avril 1890, 17 septembre, 12 novembre 1891, 25 février, 28 juillet 1892, 31 août 1893; *Scientific American*, supp., 18 janvier 1890, p. 11707 et 18 juin 1892, p. 13723. *Scientific American*, 23 avril 1893; *Engineering*, 24 avril 1891, p. 492, 6 mai 1892, p. 557, 7 avril 1893, p. 410; *The Engineer*,

25 avril 1890, p. 340, 2 octobre 1891, p. 272, 19 janvier 1895, p. 51, et le brevet américain Mosher, 486883, de 1890.

<sup>(2)</sup> *Engineering*, 1<sup>er</sup> septembre 1893, p. 365.

<sup>(3)</sup> *Scientific American*, 7 février 1891. *Engineering*, 16 janvier 1891.

<sup>(4)</sup> Pouvant aller jusqu'à 1,000 chevaux par mètre carré de base, d'après M. Baker (*American Machinist*, 18 janvier 1894, p. 11).

une compound Corliss à triple expansion, à cylindres de 0 m. 570, 0 m. 840 et 1 m. 360 de diamètre sur 0 m. 915 de course; elle actionnait directement, à 100 tours par minute, deux dynamos Siemens de 2,700 ampères à 150 volts chacune. Cette machine pouvait, avec une pression de 11 kilogrammes effectifs, développer de 1,600 à 1,800 chevaux à la vitesse de 100 tours par minute; c'est-à-dire, puisqu'elle n'occupe, dynamo comprise, qu'une surface de 9 m. 80  $\times$  5 m. 44, ou de 53 m. q. 3,

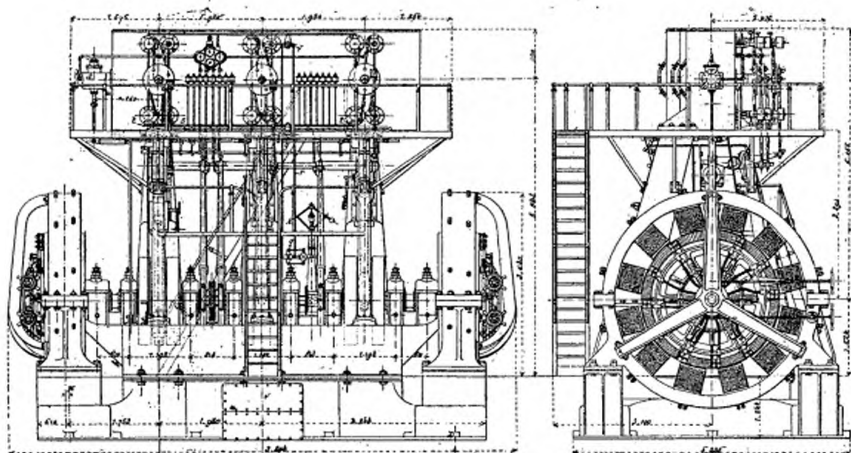


Fig. 103 et 104. — Machine verticale à triple expansion de la Southwark Foundry Co.  
Élévation et vue par bout de la machine et de ses dynamos.

une puissance d'au moins 30 chevaux par mètre carré d'encombrement. Un seul régulateur commandait directement, par un renvoi *qrst* (fig. 103), les déclis des quatre robinets de distribution. Les cylindres étaient à chemises de vapeur, mais pas les fonds, ce qui n'est évidemment pas à recommander. Le condenseur à surface, logé dans le bas du socle, avait sa pompe à air commandée par un moteur indépendant. La marche de cette machine était remarquablement douce et régulière<sup>(1)</sup>.

Les machines *Westinghouse*, au nombre de six, de 1,000 chevaux chacune, et d'un type plus original, commandaient aussi directement leurs dynamos à la vitesse de 200 tours.

<sup>(1)</sup> *The Engineer*, 7 juillet 1893. *Revue industrielle*, 27 janvier 1894.

Les principales dimensions de ces machines, à condenseurs indépendants Wheeler, étaient les suivantes :

Diamètre du petit cylindre $d$ .....	545 mm.
Diamètre du grand cylindre $D$ .....	940
Rapport $\frac{D}{d} = 2,9$ .	
Course.....	560
Diamètre du volant.....	3 <sup>m</sup> ,35
Poids du volant.....	12,000 kil.
Diamètre de l'arbre moteur.....	305 mm.
Portée.....	610
Diamètre du tuyau d'admission de vapeur.....	250
Diamètre du tuyau d'échappement de vapeur.....	360
Hauteur de la machine.....	5 <sup>m</sup> ,50
Longueur.....	4 <sup>m</sup> ,50
Largeur.....	3 <sup>m</sup> ,40
Poids.....	65 t.
Encombrement par cheval.....	0 <sup>m</sup> ,0153, ou 65 ch. 3 par m. c.
Poids par cheval.....	65 kil.

L'arbre de couche, à coude équilibré, tourne (fig. 105 et 106) en un bain d'huile, dans le socle qui renferme la bielle motrice et l'excentrique du tiroir de basse pression, à admission fixée aux  $\frac{5}{8}$  de la course. La distribution du cylindre de haute pression se fait, au contraire, avec détente variable, au moyen d'un tiroir cylindrique de 0 m. 460 de diamètre, que mène un excentrique soumis au régulateur. Cet excentrique commande la tige de son tiroir par un double renvoi, dont le premier arbre a des paliers fixes, tandis que le second tourne dans un long piston maintenu à ses deux extrémités par de l'air comprimé de manière à agir comme un ressort absorbant les chocs aux extrémités de la course du tiroir. Ce piston sert aussi à mettre la machine en train en admettant de la vapeur sur l'une, puis sur l'autre de ses faces, et en manœuvrant ainsi le tiroir après en avoir débrayé l'excentrique. Ces machines, très robustes, et parfaitement graissées, dépensent environ 8 kilogrammes de vapeur par cheval effectif, et n'exigent presque pas de surveillance. Elles sont très appréciées aux États-Unis<sup>(1)</sup>.

<sup>(1)</sup> A citer, parmi les machines verticales américaines, celles de la *Fitchburg Co* et de la *Philadelphia Eng. Works* (*Electrical World*, 10 février 1894, p. 191, et 9 janvier 1892,

p. 27); *Ball and Wood* (*American Machinist*, 25 juin 1891); *Edison General Electric* (*Engineering*, 3 février 1893, p. 134).

Le régulateur, représenté par les figures 107 et 108, est entièrement enfermé dans une boîte montée sur le bâti, autour de l'arbre moteur, et remplie d'huile. Les masses BB de ce régulateur, pivotées en *bb*, sur les

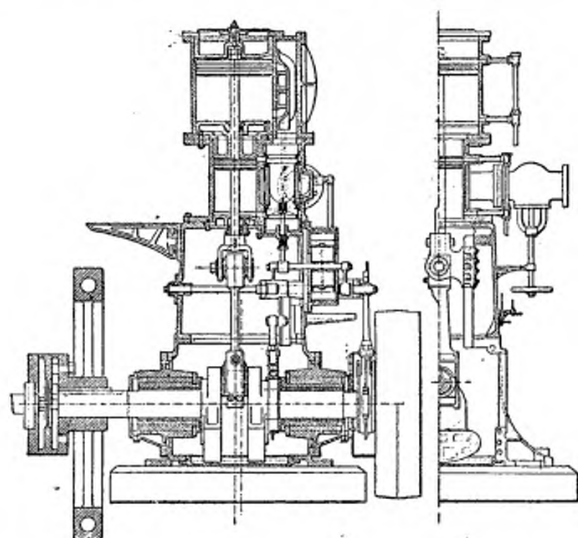


Fig. 105 et 106. — Machine compound verticale Westinghouse de 1,000 chevaux.

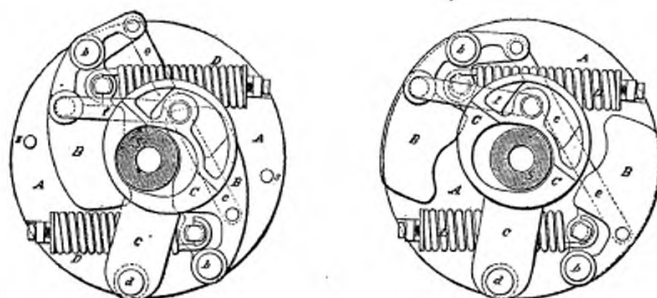


Fig. 107 et 108. — Machines Westinghouse. Détail du régulateur au repos et à grande vitesse.

S, arbre moteur. — C, excentrique pivoté par sa queue *c* sur le tourillon *d*, solidaire du plateau A, calé sur S. — BB, masses centrifuges, pivotées sur les axes *bb* de A, conjuguées par la bielle *e*, retenues par les ressorts D D, et dont l'une est reliée par la bielle *f* à l'excentrique C, de sorte que leur écartement fait pivoter cet excentrique autour de *d* comme de fig. 107 à fig. 108. — *ss*, taquets limitant l'écartement des masses B B.

bras de la poulie, et conjuguées par la bielle *e*, sont articulées toutes deux aux ressorts D, et l'une d'elles seulement, par *f*, à l'excentrique C, entraîné par le tourillon *d*, autour de l'axe moteur. L'huile qui baigne les



masses B vient, quand la vitesse change, repousser ces masses en vertu de son inertie, de manière à augmenter la sensibilité du régulateur, en même temps qu'elle en augmente la puissance en allégeant ses masses.

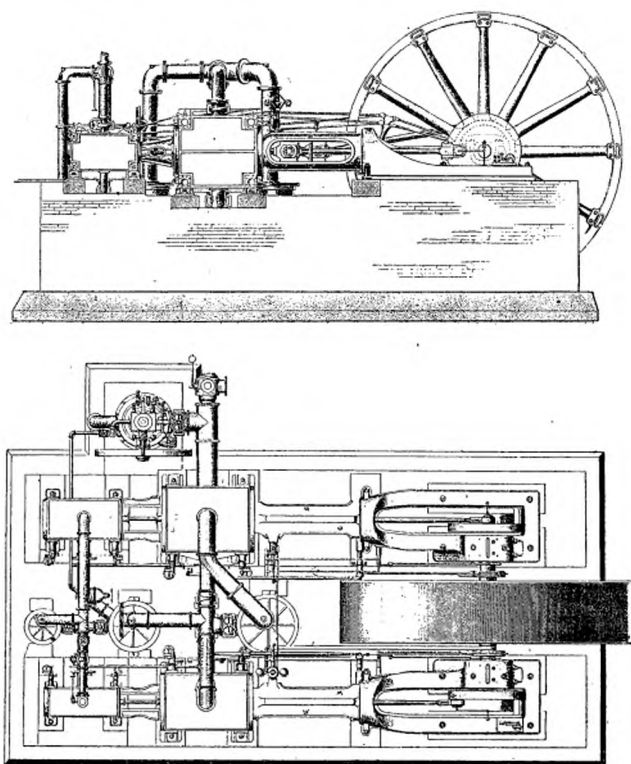


Fig. 109 et 110. — Machine Allis à quadruple expansion de 3,000 chevaux.  
Élévation et plan.

La grande machine *Allis*, à quadruple expansion et à condenseur indépendant, avait (fig. 109 et 110) une distribution Corliss-Reynolds, que nous décrirons plus bas : la vapeur passait — en marche normale — du petit cylindre de droite au premier cylindre intermédiaire de droite, au



travers d'un réchauffeur, puis de ce cylindre au deuxième intermédiaire de gauche, au travers d'un second réchauffeur, et de ce cylindre à celui de détente finale, au travers d'un troisième réchauffeur. Ces réchauffeurs, disposés verticalement, avaient leurs tubes de cuivre chauffés par la vapeur de la chaudière et traversés par celle des cylindres. Ils avaient tous la même hauteur : 3 m. 20, et respectivement : 0 m. 915, 1 m. 35 et 1 m. 70 de diamètre, avec des volumes de 1 m. c. 70, 3 m. c. 80 et 5 m. c. 60. Cette machine devait, avec une pression de 12 kilogr. 5, développer 3,000 chevaux à 60 tours. Ses principales dimensions sont les suivantes :

Diamètre..	{ du petit cylindre <i>d</i> .....	0 <sup>m</sup> 660
	{ du premier cylindre intermédiaire.....	1 015
	{ du second cylindre intermédiaire.....	1 800
	{ du grand cylindre <i>D</i> .....	1 800
Course.....		1 830
Rapport $\frac{D^2}{d^2} = 7,30$ .		
Longueur de la machine.....		15 <sup>m</sup> 500
Largeur.....		8 000
Volant...	{ Diamètre.....	9 150
	{ Largeur.....	1 950
	{ Poids.....	64 tonnes
Arbre de couche.	{ Diamètre au milieu.....	0 <sup>m</sup> 530
	{ Diamètre aux portées.....	0 485
	{ Longueur des portées.....	0 815
Diamètre du bouton de manivelle.....		0 230

Cette machine ne présentait, en dehors de ses dimensions considérables, rien de particulièrement nouveau, et nous n'avons pu recueillir aucune donnée sur son rendement<sup>(1)</sup>.

La Compagnie *Buckeye*, de Salem (Ohio), avait exposé plusieurs machines, dont la plus remarquable était la machine à triple expansion représentée par les figures 111 à 124. Ainsi qu'on le voit par le plan général (fig. 111), cette machine avait quatre cylindres disposés deux par deux en tandem, symétriquement de chaque côté du volant, avec manivelles à 90 degrés; cylindres intermédiaire et de haute pression à l'avant, cylindres de basse pression à l'arrière.

<sup>(1)</sup> Pour plus de détails, voir *Engineering*, 8 décembre 1893, et *Revue industrielle*, 10 février 1894.

Les principales dimensions de cette machine sont les suivantes :

Course.....	1 <sup>m</sup> 220
Diamètre du cylindre...	{ de basse pression $d$ ..... 0 500
	{ intermédiaire $d'$ ..... 0 820
	{ de basse pression $d''$ ..... 0 915
Rapports $\left(\frac{d'}{d}\right)^2 = 2,70$ $\left(\frac{d''}{d}\right)^2 = 3,30$ .	

Cette machine était tarée à 1,200 chevaux, avec condensation, et à la vitesse de 80 tours par minute.

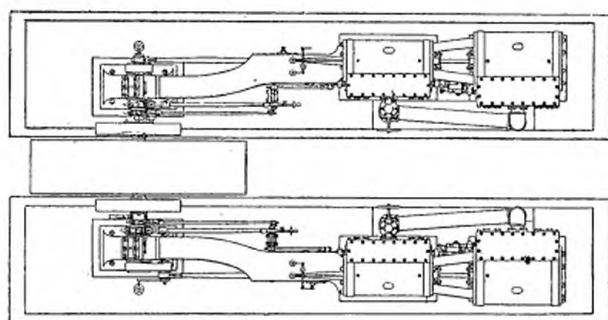


Fig. 111. — Machine Buckeye de 1,200 chevaux. Plan.

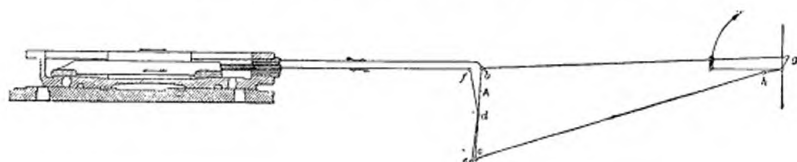


Fig. 112. — Machine Buckeye. Schéma de la distribution.

La principale caractéristique de cette machine est sa distribution, du type *Thomson*<sup>(1)</sup>. Cette distribution comporte, pour chaque cylindre, un tiroir principal *I* et un tiroir de détente *cc*. Le tiroir principal est mené, de sa tige creuse *C* (fig. 115), par un excentrique invariable *g* (fig. 112) au moyen du levier *Abc*, pivoté en *c*, et le tiroir de détente est conduit par sa tige *g* (fig. 115) au moyen d'un excentrique *h* (fig. 112), à calage va-

<sup>(1)</sup> Consulter sur cette distribution les mémoires de H. Bilgram (*American Machinist*, 11 février 1892, p. 2) et K. Mansfield (*Ame-*

*rican Society of Mechanical Engineers*, décembre 1893), ainsi que l'ouvrage de Spangler, *Valve Gears*, p. 143 (New-York, J. Wiley, 1891).

riable de 100 degrés par le régulateur, et qui agit en *c* sur un levier *fdc*, pivoté en *d* sur le levier *bc* du tiroir principal.

Il résulte de cette disposition que le tiroir de détente, ou le point *f*, reçoit à chaque instant deux mouvements sinusoïdaux : l'un, par *d*, synchrone avec celui du tiroir principal ou du point *b*, et l'autre diphase de celui de *b*, suivant le calage de *h*, et que l'amplitude du mouvement relatif de *f* par rapport à *b*, ou du glissement du tiroir de détente sur le tiroir principal, est invariable, quel que soit le calage de *h* par rapport à *g*. En exécution, la combinaison des deux leviers *bc* et *fdc* est réalisée de la

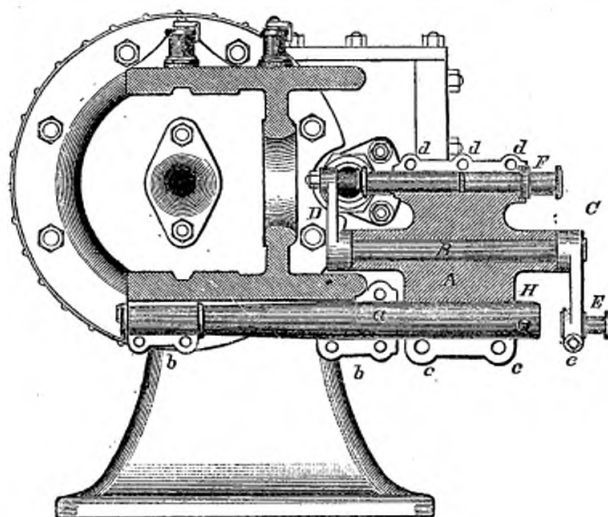


Fig. 113. — Machine Buckeye. Détail du double levier de distribution.

A, levier, avec douilles fendues à serrages *d, d, d, c, c*, commandé en *F* par l'excentrique principal *g*, (fig. 112) et pivoté autour de l'axe *Ha*, fixé en *b, b* au bâti du moteur. — EBD, levier coudé, pivoté en *B* dans *A*, commandé en *E* par l'excentrique de détente *h* et commandant par *D* le tiroir de détente.

manière indiquée sur la figure 113. L'excentrique principal *y* commande son tiroir par un levier *A*, pivoté en *H*, sur l'axe *a*, fixé au bâti, et correspondant au point fixe *e* de la figure 112, tandis que l'excentrique *h* commande le tiroir de détente par le levier EBD, dont l'axe *B*, correspondant au *d* de la figure 112, pivote à l'intérieur de *A*. Il résulte entre autres, de la constance du glissement relatif des deux tiroirs, que leur usure est plus régulière que si l'amplitude de ce mouvement variait avec la détente. Avec le dispositif de Thomson, le tiroir de détente coupe tou-

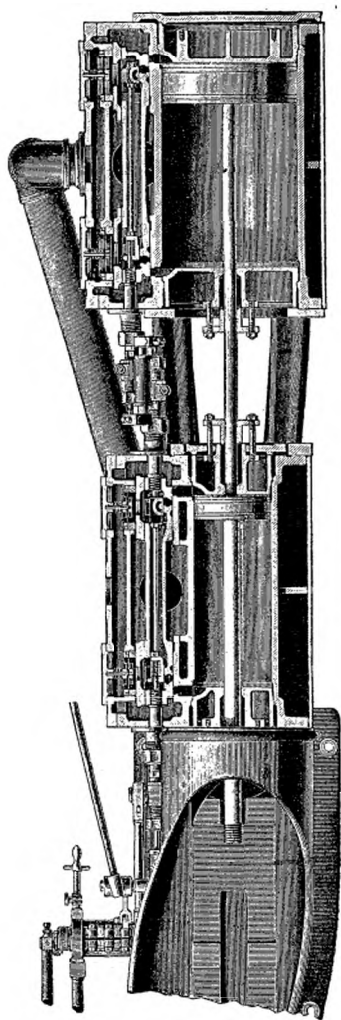


Fig. 114. — Machine Buckeye. Coupe des deux cylindres par la distribution.

jours la vapeur lorsqu'il se trouve vers le milieu de sa course, c'est-à-dire, quand son glissement est le plus rapide; en outre, ce glissement se prolonge, après la fermeture de l'admission, sur une longueur égale, en moyenne, au tiers de sa course totale; on éviterait ainsi, paraît-il, les érosions produites par la vapeur sur les bords des lumières des tiroirs de détente ordinaires, qui ferment avec un faible mouvement, puis restent presque immobiles sur le tiroir principal aussitôt après la fermeture de l'admission.

Ainsi qu'on le voit sur les figures 115 à 117, la vapeur admise de la chaudière en D pénètre, par les canaux *aa*, au travers des anneaux d'équilibre *dd*, dans les chambres II du tiroir principal J, d'où elle passe au cylindre au travers des lumières découvertes par les barettes *cc* du tiroir de détente; l'échappement se fait, au contraire, par K, tout autour du tiroir principal. Afin de contre-balancer l'augmentation de la pression ou de la charge effective du tiroir pendant la détente, on a

pratiqué sur la glace du cylindre deux saignées, par où la vapeur pénètre à la fin de l'admission — ordinairement coupée au quart — au travers

des trous *ff*, sous une surface du tiroir principal égale à celle de ces saignées; quant aux saignées *ee*, pratiquées dans le tiroir principal, elles ont pour objet d'en évacuer à l'échappement les fuites de vapeur, et d'en

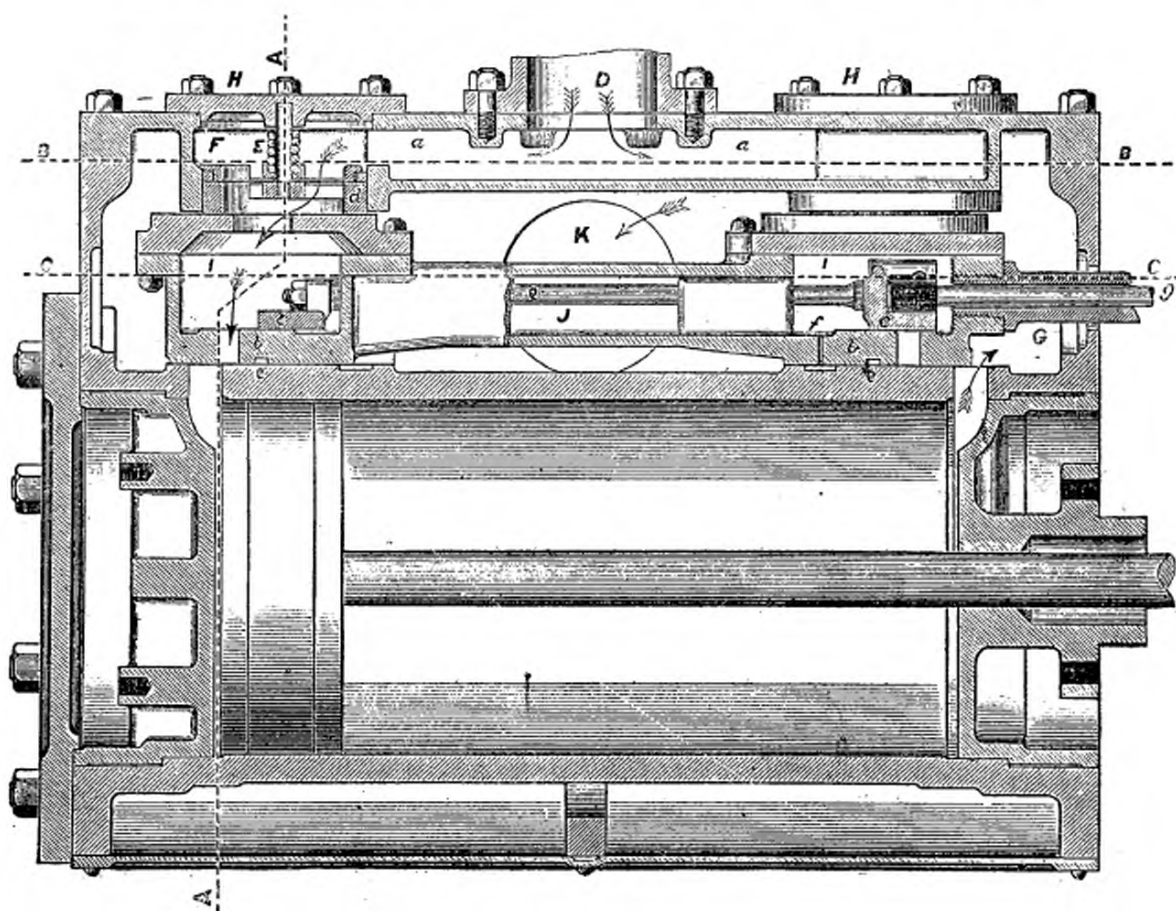


Fig. 115. — Machine Buckeye. Coupe verticale *bb* (fig. 116) du grand cylindre par la distribution.

J, tiroir principal, actionné par la tige creuse *G*, à cadre *V* (fig. 116 et 117) et à guides *L*, avec glaces *bb*, à saignées compensatrices *ff*, et d'évacuation des fuites *ee*. — II, chambres avec anneaux d'équilibre *Fd*, à ressorts *E* et à couvercle *H*. — *c, c, v, v'* (fig. 115, 116, 117), barrettes du tiroir de détente, guidées en *tt* (fig. 117), avec cadre *Rhh'*, commandée par la tige *g*. — *Daa*, admission de la vapeur dans les chambres II. — *K*, échappement autour des chambres.

éviter ainsi le soulèvement. On voit que l'on peut, grâce à ces dispositions, régler les ressorts *E* de manière à limiter la pression du tiroir principal au strict nécessaire.

Ainsi que l'indiquent les figures 114 et 118, les tiges des tiroirs des deux cylindres en tandem sont conjuguées par un mécanisme robuste et

très simple, qui consiste (fig. 118 à 120) à réunir les deux tiges creuses 30 et 32 des tiroirs principaux par une grande pince à écrous 36, facile à ajuster, et les tiges pleines 31 et 33 des tiroirs de détente par un carret 42, à deux pinces 46 et 48, et coulissé dans la grande pince 36.

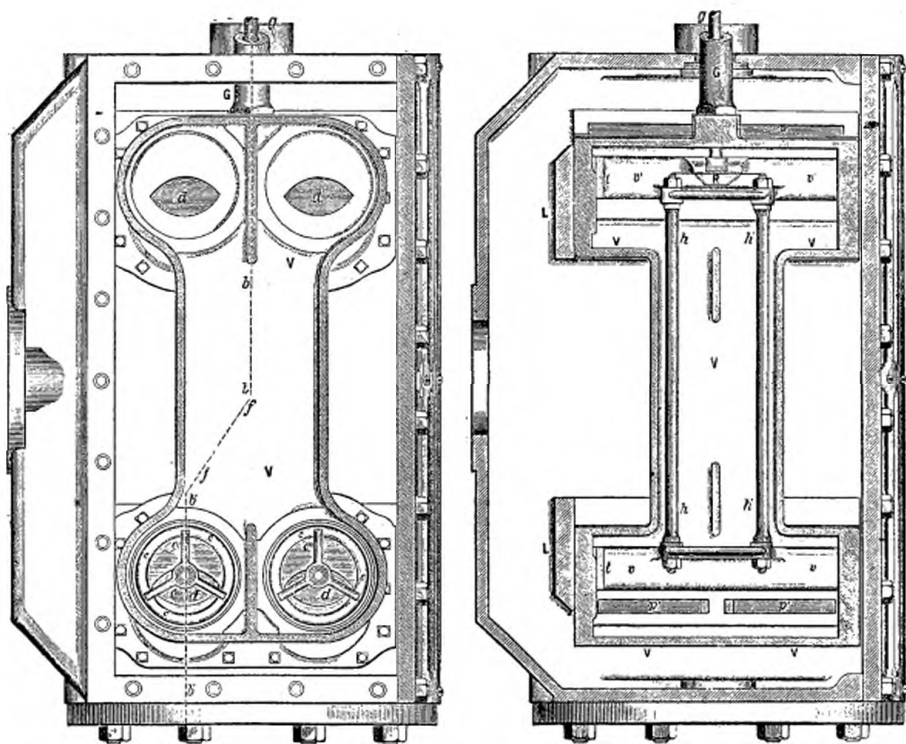


Fig. 116 et 117. — Machine Buckeye. Détail de la distribution. Coupes BB et CC (fig. 115).

En outre, dans les grandes machines, on ajoute à ce raccord un petit cylindre moteur auxiliaire ou compensateur (fig. 121 à 124), destiné à aider l'excentrique du tiroir principal à en vaincre la résistance d'inertie<sup>(1)</sup>. Si l'on représente, comme en figure 126, par *abcde* le diagramme des forces d'inertie des deux tiroirs principaux et de leur attirail, par *bdff* le diagramme

<sup>(1)</sup> Brevet américain Mansfield, 500379, de 1893. Voir aussi le dispositif analogue de Joy (*The Engineer*, 6 février 1891, p. 103).

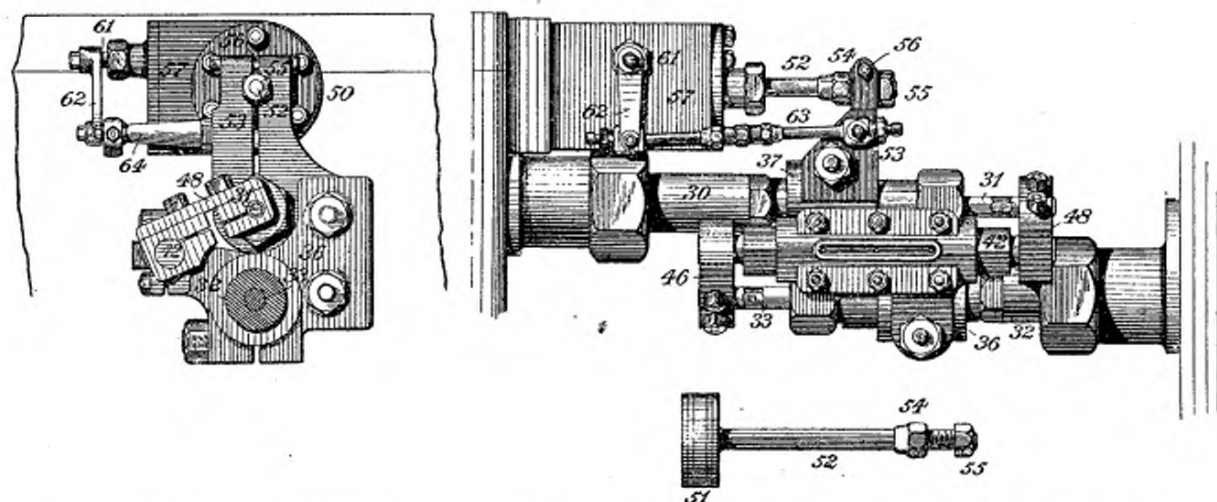


Fig. 118 à 120. — Machine Buckeye. Détail de la jonction des tiges des tiroirs et du cylindre compensateur.

36, grande pince reliant les tiges creuses 30 et 32 des tiroirs principaux des cylindres d'avant et d'arrière, portant, coulé en son milieu, un carolet 42, reliant, par les pinces 46 et 48, les tiges 31 et 33 des tiroirs de détente (tige *g*, fig. 115). — 57, cylindre à vapeur, à piston 51, dont la tige 52 est reliée par 54, 55 à la pince 56, et dont la distribution (fig. 121) est actionnée par 53, 63, 62 et 61.

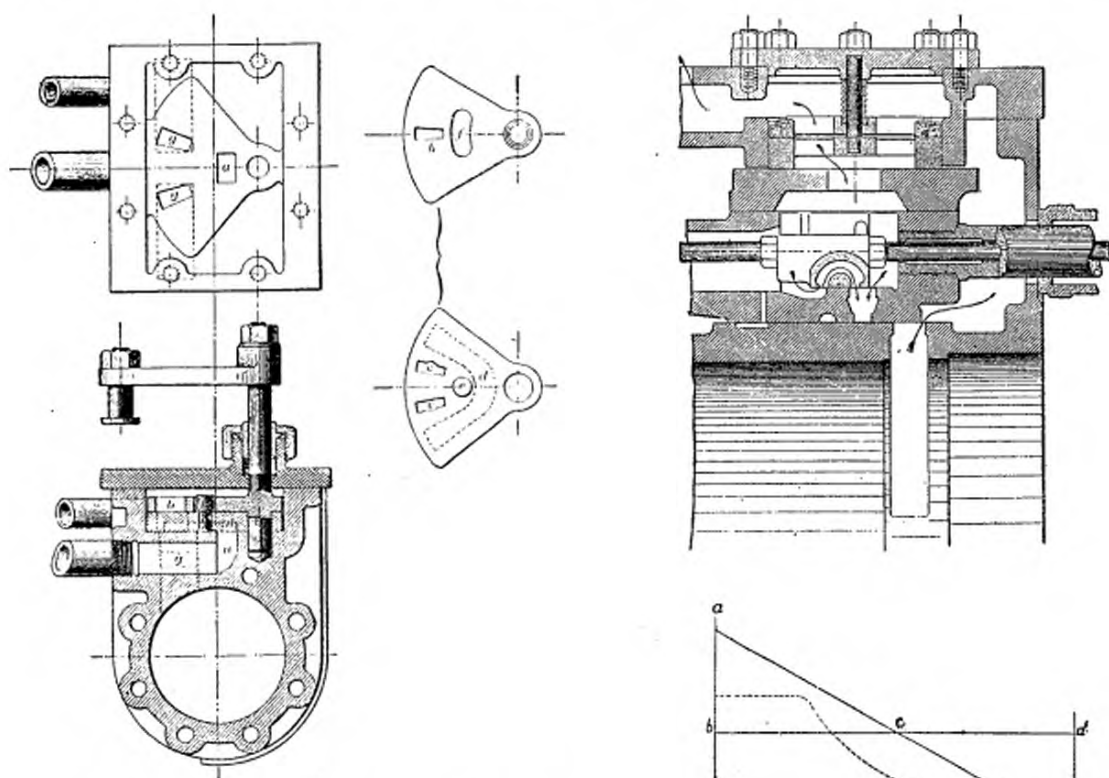


Fig. 121 à 124. — Machine Buckeye. Distribution du cylindre compensateur (fig. 118).

*b*, secteur, mené de la manivelle 62 (fig. 118) et menant, par le piton coulissant *f*, le tiroir *e*, à lumières *c* et canal d'échappement *d*. — *g*, *g*, lumières d'admission et d'échappement. — *a*, échappement.

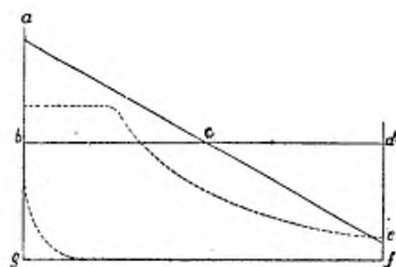


Fig. 125 et 126. — Machine Buckeye. Tiroir de détente à dos percé Barnaby, et diagramme d'inertie des tiroirs de distribution.



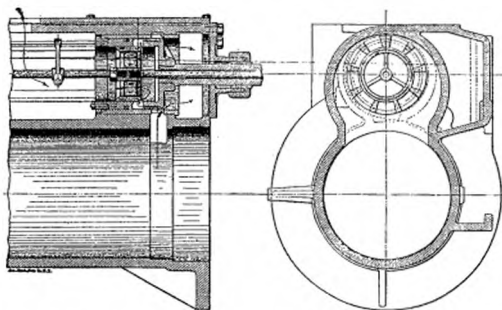
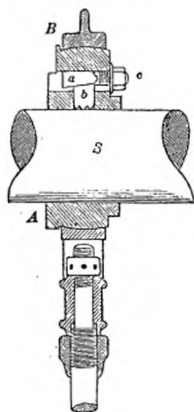


Fig. 127 et 128. — Machine Buckeye. Tiroir à piston.

de leur frottement supposé invariable, et par *acefg* le diagramme résultant des résistances totales des tiroirs, le diagramme d'indicateur du cylindre auxiliaire, dont la tige est directement reliée à la pince du raccord, devra, comme l'indique le tracé pointillé, se rapprocher le plus possible de *acefg*.

Fig. 129.—Machine Buckeye.  
Détail de l'excentrique principal.

S, arbre moteur. — A, excentrique à collier sphérique B, avec calage par griffe *b*, serré par un coin *ca*.

Afin d'éviter le laminage de la vapeur, on emploie, sur presque tous les grands cylindres des compound Buckeye, la disposition représentée par la figure 125, due à *M. C. W. Barnaby*, qui donne, à course égale, par l'emploi de tuiles à dos percé, une ouverture à l'admission quatre fois plus grande au tiroir de détente et double au tiroir principal, mais en augmentant un peu les espaces nuisibles et les difficultés de construction. Quant aux cylindres de haute pression, on y rencontre souvent des tiroirs à pistons, comme celui de la figure 128, parfaitement équilibrés, très légers, et qui, grâce à la constance de leur glissement mutuel, restent facilement étanches : ces tiroirs fonctionnaient sur les cylindres de haute pression de la machine de l'Exposition.

Ainsi qu'on le voit fig. 129, les colliers des excentriques sont à portées sphériques, de manière à ne pas exiger un alignement rigoureux de la tige, et cette liberté a, paraît-il, beaucoup



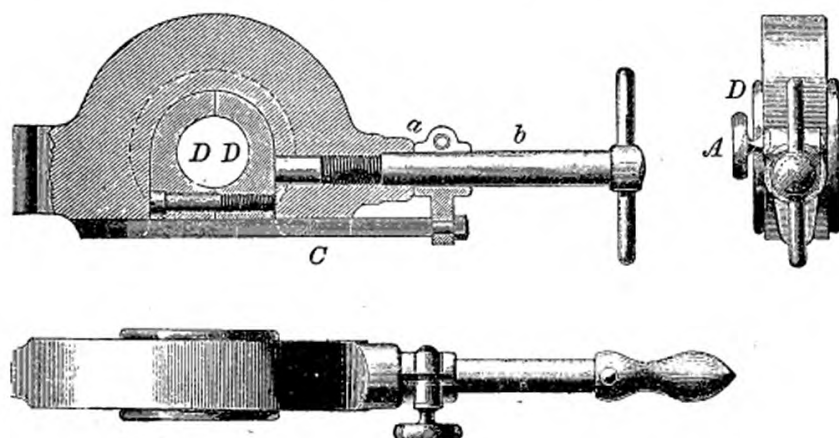


Fig. 130 à 132. — Machine Buckeye. Détail de l'attache des tiges de tiroir.

DD, coussinets à vis de serrage *b*, avec pince *Aa*, fixant la coulisse de retenue *C*.

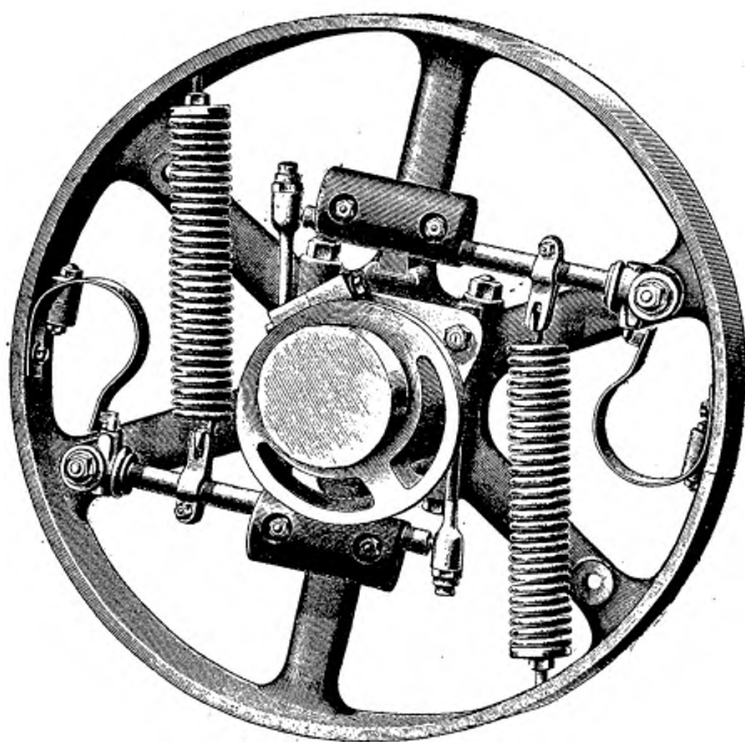


Fig. 133. — Régulateur Buckeye.

amélioré la douceur du mouvement de l'excentrique, en évitant tout danger de chauffage.

Les bielles des excentriques sont reliées aux tourillons E et F (fig. 113) par un pied-de-biche à vis de serrage Bb (fig. 130) et une pince de fixation aA. Il suffit de desserrer cette pince, de la ramener sur b avec la coulisse C, puis de retirer b, pour dégager complètement le pied-de-biche. Le jeu des coussinets DD se rattrape par le serrage de b, après les avoir limés.

Le régulateur direct, du type *Thomson et Hunt*, l'un des premiers de ce genre aux États-Unis, est représenté par la figure 133 assez clairement

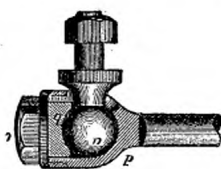


Fig. 134. — Machine Buckeye.  
Attache des tiges P du régulateur  
aux bras du volant,  
par une articulation sphérique qq.

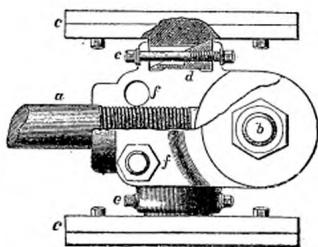


Fig. 135. — Machine Buckeye.  
Détail de la crosse du piston.

a, tige du piston filetée dans le manchon de la crosse fendu et serré par les boulons ff. Cet assemblage remplace avantageusement les clavettes. cc, semelles en bronze à garniture Babbitt, avec coins de réglage d, à vis c.

pour n'exiger aucune explication, sauf à signaler l'addition de deux ressorts à lames, dont la poussée initiale sur les talons des bras aide à faciliter le départ du régulateur jusqu'à la vitesse normale de la machine, point à partir duquel ils cessent d'agir, le régulateur n'obéissant plus qu'aux grands ressorts, dont la tension règle sa sensibilité.

Nous signalerons enfin, comme détail de construction, la crosse du piston (fig. 135) et le graissage des boutons de manivelle (fig. 136), qui s'expliquent suffisamment par les légendes de leurs figures.

Je citerai encore (fig. 137 à 139), parmi les grandes machines de l'Exposition de Chicago, celle de *MM. Mac Intosh et Seymour* : compound double tandem, à cylindres de 0 m. 460 et 0 m. 815 de diamètre sur 0 m. 915 de course. Cette machine développe, avec une pression initiale de 9 kilogrammes, et à 115 tours, une puissance de 1,200 chevaux. Le volant, de 4 m. 90 de diamètre sur 2 mètres de largeur, pèse 28 tonnes; la machine

pèse 113 tonnes, soit près de 95 kilogrammes par cheval. La distribution par tiroirs cylindriques, que nous décrivons plus bas, est conduite, pour les deux machines de droite et de gauche, par quatre excentriques, avec

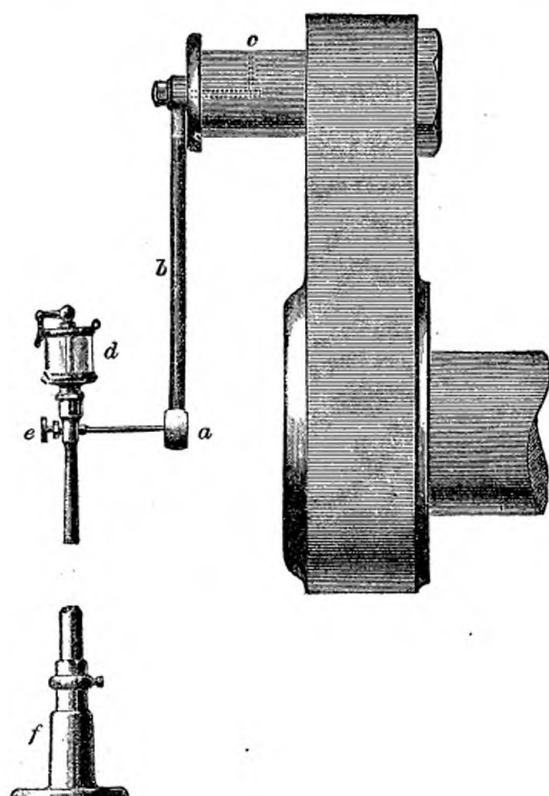


Fig. 136. — Machine Buckeye. Graissage du bouton de manivelle.

*d*, graisseur, à support réglable *f*, avec robinet *e*, admettant l'huile dans l'œillet *a*, concentrique à l'axe de l'arbre moteur, et d'où elle passe en *c*, par la tige creuse *b*.

arbre auxiliaire mené, de l'arbre moteur, par une menotte *b*, analogue au *drag link* des machines marines à roues. Ces excentriques sont ainsi réduits et parfaitement accessibles. L'excentrique *a*, un par machine, commande les tiroirs d'admission, à la tige desquels il est relié par un renvoi et par une courte bielle à menotte *m* (fig. 139), corrigeant la perturbation due à l'obliquité des bielles. Les deux excentriques de détente *c* et *c'*, calés sur le manchon du régulateur direct, monté sur leur poulie, actionnent respec-

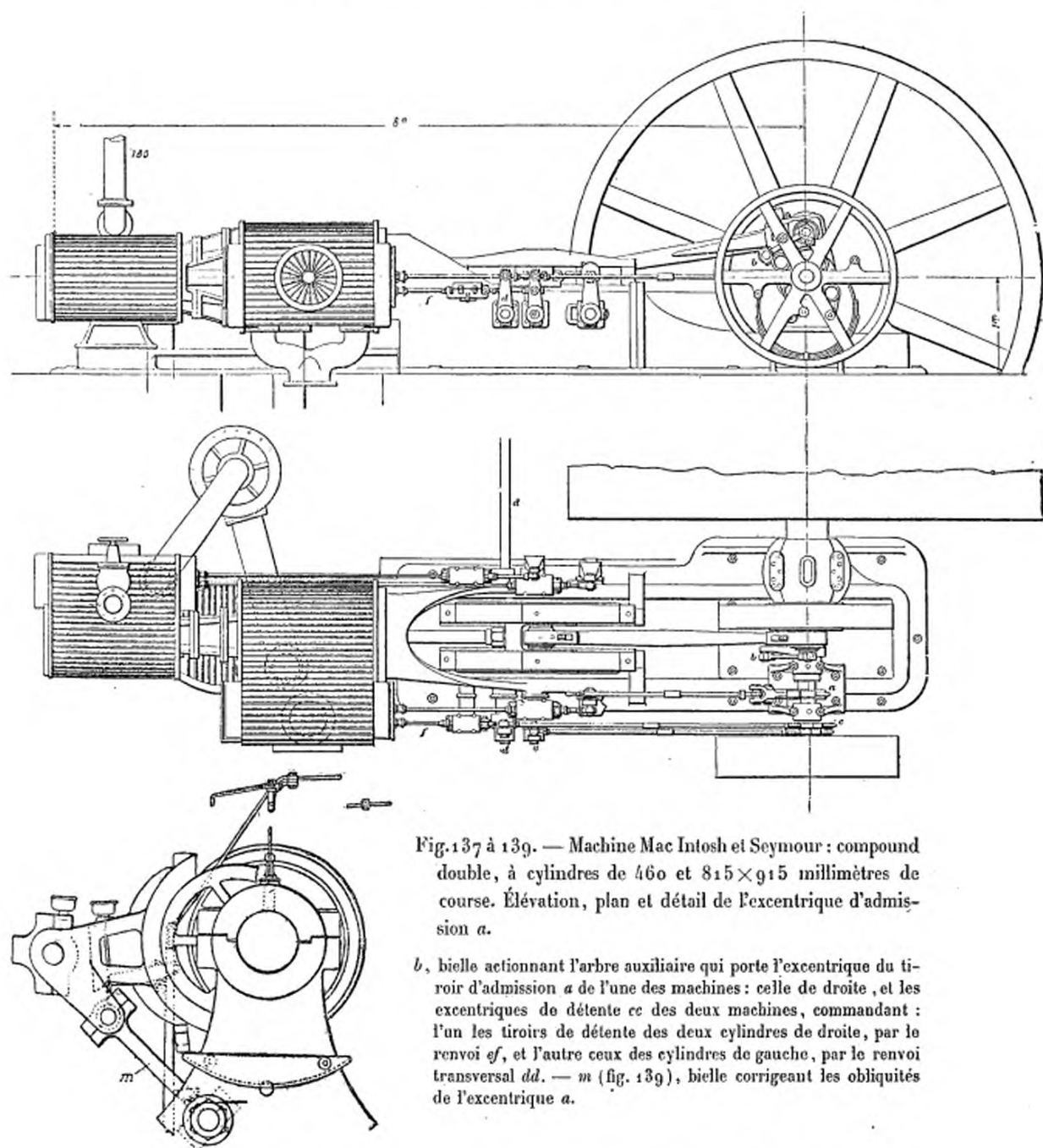


Fig. 137 à 139. — Machine Mac Intosh et Seymour : compound double, à cylindres de 460 et 815 × 915 millimètres de course. Élévation, plan et détail de l'excentrique d'admission *a*.

*b*, bielle actionnant l'arbre auxiliaire qui porte l'excentrique du tiroir d'admission *a* de l'une des machines : celle de droite, et les excentriques de détente *cc* des deux machines, commandant : l'un les tiroirs de détente des deux cylindres de droite, par le renvoi *ef*, et l'autre ceux des cylindres de gauche, par le renvoi transversal *dd*. — *m* (fig. 139), bielle corrigeant les obliquités de l'excentrique *a*.

tivement : l'un les deux tiroirs de détente de la machine de droite, par *e* et *f*, et l'autre ceux de la machine de gauche par le renvoi transversal *dd*. Les cylindres sont entièrement enveloppés, et la vapeur des enveloppes des petits cylindres circule activement de la chaudière à ces cylindres au tra-

vers d'un serpentin qui réchauffe la vapeur dans son passage du petit au grand cylindre. Le graissage est particulièrement soigné : les coussinets de tête sont à joints sphériques et rafraîchis, ainsi que les glissières, par une circulation d'eau.

#### LES MACHINES RAPIDES.

Les *machines rapides* simples ou compound sans condensation figuraient en très grand nombre à l'Exposition de Chicago. La première en date de

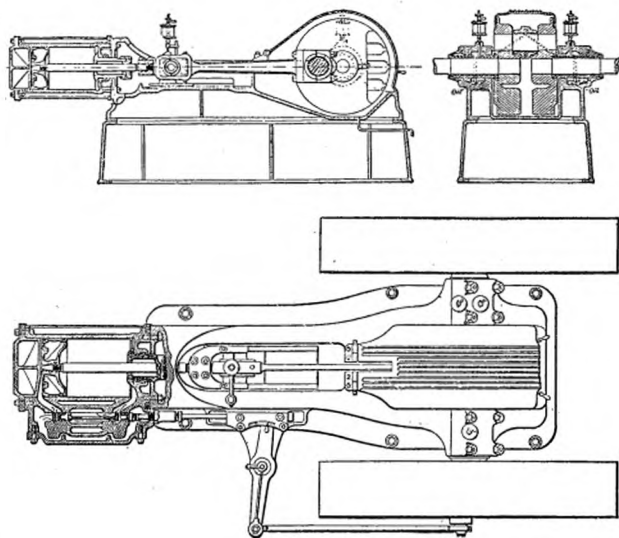


Fig. 140 à 142. — Machine rapide Robb Armstrong. Coupe longitudinale.  
Coupe par l'arbre moteur et plan-coupe par le cylindre.

ces machines paraît être la remarquable machine *Porter Allen*, qui n'a peut-être pas encore été surpassée sous bien des rapports par les machines actuelles à régulateur direct. La forme si rationnelle du bâti Allen est encore conservée par un grand nombre de ces machines; tel est, par exemple, le cas de la machine *Robb Armstrong* (fig. 140), remarquable par sa rigidité, bien que son poids ne dépasse pas 50 kilogrammes par cheval. Les disques-manivelles en fonte ont une forme telle qu'ils occupent en largeur le moins

d'espace possible. L'arbre de couche tourne dans de très longues bagues en fonte garnies de métal Babbitt, ajustées à la meule avec une grande précision de manière à pouvoir être interchangeables. Le graissage de ces portées se fait par deux anneaux fous sur l'arbre et tournant dans un bain d'huile; une partie de cette huile, ramassée par des encoches des dis-

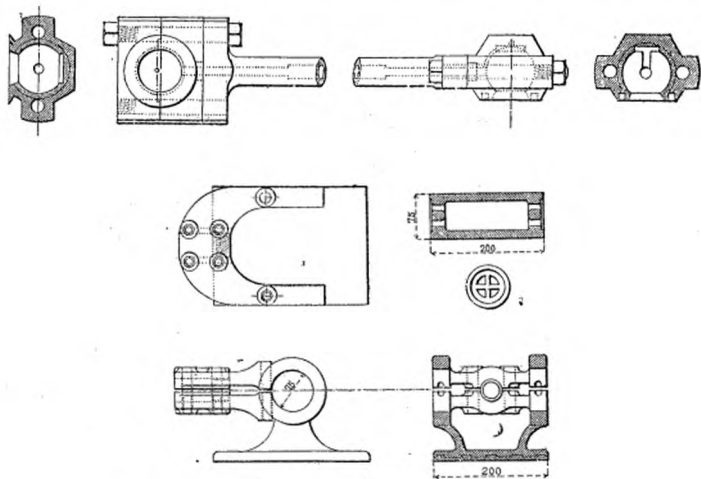


Fig. 143 à 150. — Machine Robb Armstrong. Détail de la bielle d'excentrique et de la crosse du piston.

ques-manivelles, est projetée par la force centrifuge dans le coussinet de la tête de bielle au travers de deux canaux de 0 m. 013 de diamètre, creusés dans l'axe du bouton de manivelle et dans les disques, comme l'indique la figure 141. La distribution est faite par un tiroir plan équilibré à double entrée, actionné, du bouton d'excentrique monté sur le volant et soumis à un régulateur direct, par un renvoi horizontal parfaitement guidé, auquel la bielle du bouton est articulée (fig. 143) par un joint sphérique en bronze phosphoreux, fermé de manière à empêcher l'échappement de l'huile qui s'évacue peu à peu, par l'intérieur de la bielle, vers l'articulation analogue du bouton d'excentrique. Un index du renvoi facilite le réglage de la distribution. La crosse, en acier fondu avec

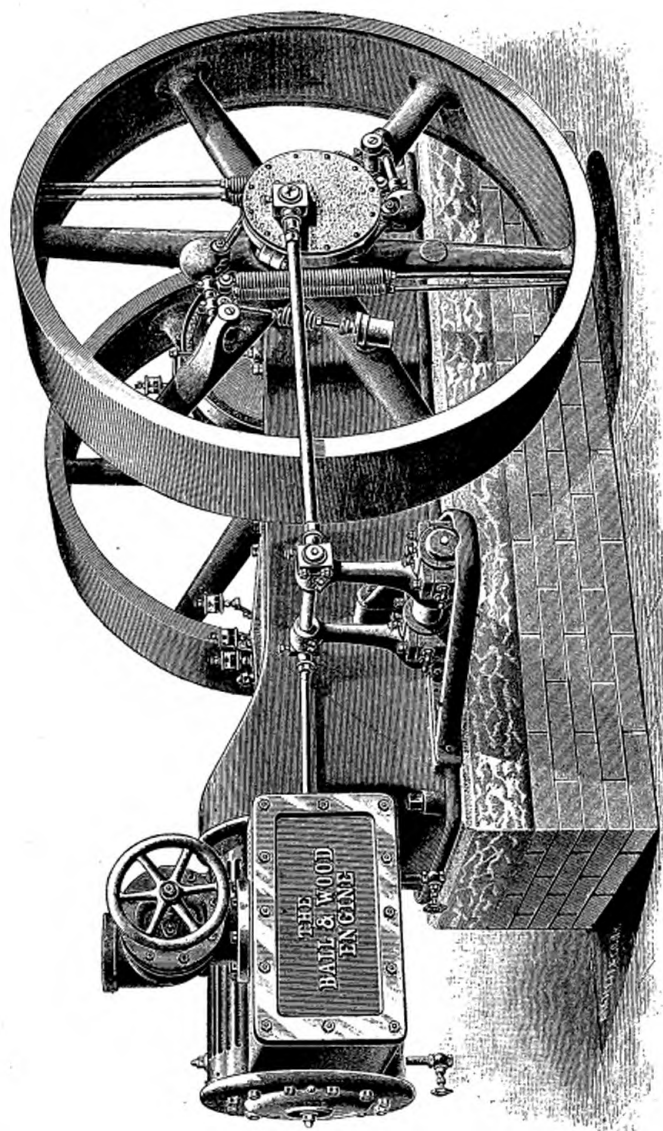


Fig. 151. — Machine rapide Ball and Wood.

semelle en bronze, est pincée (fig. 147) sur la tige du piston par quatre boulons et sans clavette.

La machine de *Ball and Wood*, trop connue pour qu'il soit utile d'en donner une description détaillée, est aussi (fig. 151) à bâti Porter Allen,

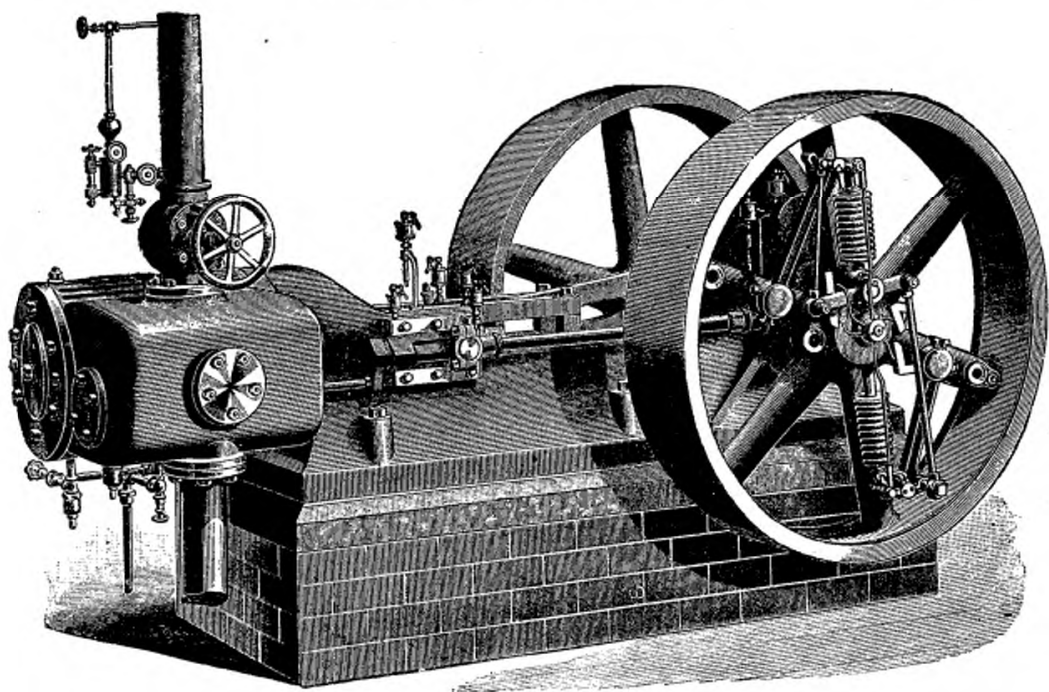


Fig. 152. — Machine rapide de Dick et Church (Meadville). Diamètre du piston, 465 millimètres.  
Course, 460. Puissance : 300 chevaux, à 220 tours, avec une pression initiale de 8 kilogr. 50.

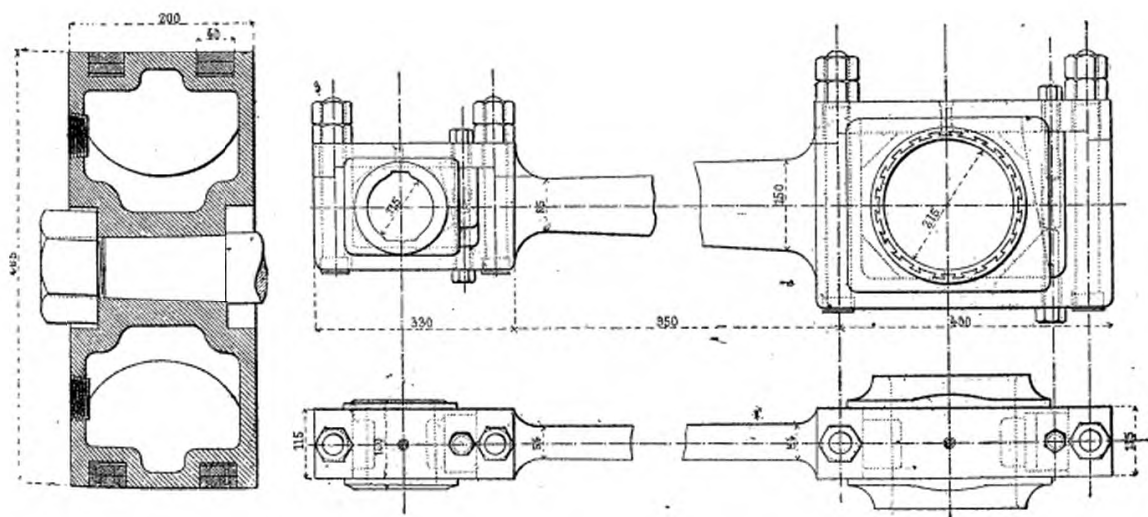


Fig. 153 à 155. — Machine Dick et Church. Détail du piston et de la bielle motrice.



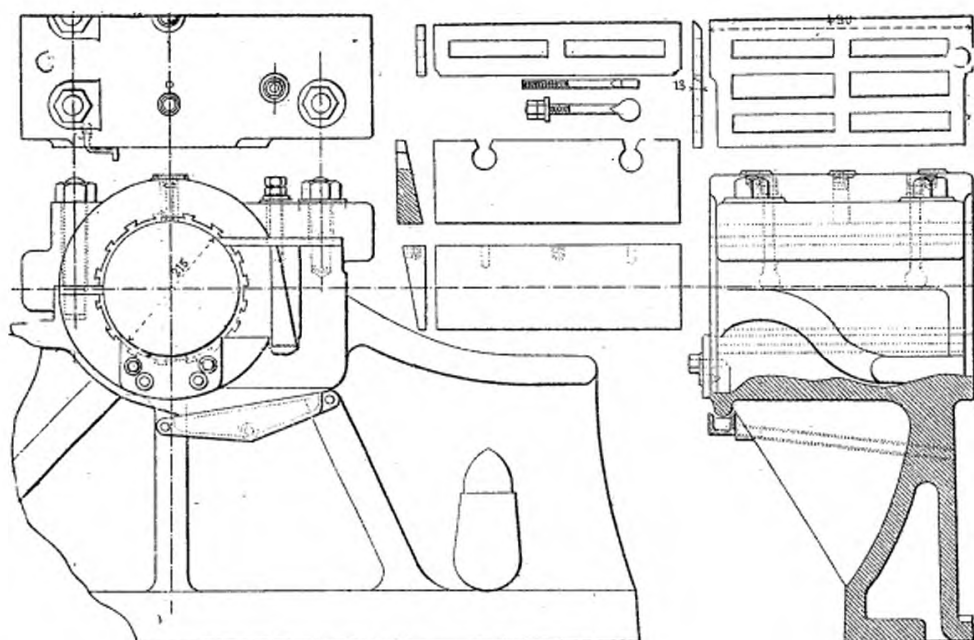


Fig. 156 à 163. — Machine Dick et Church. Détail du palier de tête.

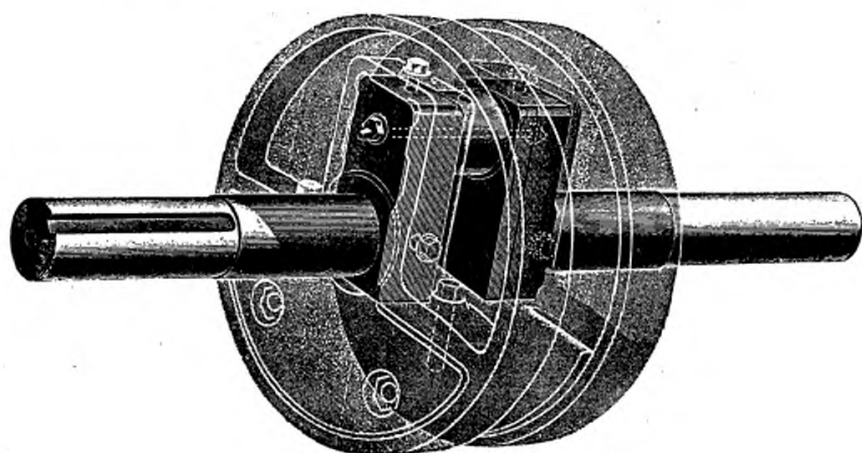


Fig. 164. — Machine Dick et Church. Détail de la manivelle motrice.

mais avec double renvoi vertical<sup>(1)</sup>. L'emploi d'un au moins de ces renvois est presque toujours nécessaire avec ce type de machines, en raison de la longueur des portées, quand on veut placer l'excentrique en dehors du

<sup>(1)</sup> Thurston, *Stationary Steam Engines*, p. 136.

volant, dans une situation bien accessible; mais, souvent, on ne place à l'extérieur que le mécanisme du régulateur: tel est, par exemple, le cas des machines de *Dick et Church* (fig. 152). Cette machine, dont nous décrivons plus bas le régulateur et la distribution, a un cylindre de 0 m. 465 de diamètre sur 0 m. 460 de course, et fait 300 chevaux à 220 tours, avec une pression d'admission de 8 kilogr. 50. Le piston (fig. 153), de 0 m. 200 d'épaisseur, est à larges segments, pour ne jamais accrocher les lumières. La bielle en acier a (fig. 154) les coussinets de sa grosse tête, avec brides à garniture Babbitt, ajustés par un coin à deux boulons opposés qui se calent mutuellement; les coussinets de la petite tête sont en bronze. Les paliers sont aussi (fig. 156) à garniture Babbitt, et d'un type élégant, simple et robuste. L'arbre en acier, de 0 m. 215 de diamètre et d'une seule pièce, a sa portée percée d'un trou auquel l'huile arrive par un lécheur à compte-gouttes; les disques équilibreur en fonte sont (fig. 164) fixés sur ses coudes par quatre goujons.

Les tableaux ci-dessous donnent les principales dimensions des types courants de ces machines.

MACHINES RAPIDES DICK ET CHURCH.

PUISSANCE NOMINALE EN CHEVAUX <sup>(1)</sup> .	CYLINDRE.		TOURS  PAR MINUTE.	VITESSE DU PISTON EN MÈTRES par seconde.	ENCOMBRE- MENT.		DIAMÈTRE DU TUYAU D'ADMISSION.	DIAMÈTRE DU TUYAU D'ÉCHAPPEMENT.	VOLANT.		POIDS de LA MA- CHINE.	POIDS par CHEVAL.
	DIA- MÈTRE.	COURSE.			LON- GUEUR.	LAR- GUEUR.			DIA- MÈTRE.	LAR- GUEUR.		
	millim.	millim.		mètres.	mètres.	mètres.	millim.	millim.	mètres.	mètres.	kilogr.	kilogr.
25	180	250	350	2,90	2,40	1,30	63	76	1,04	2,50	1,720	69,00
35	200	"	"	"	"	"	"	90	"	"	1,820	52,00
50	240	305	300	3,00	2,85	1,40	90	115	1,37	2,65	2,580	51,60
60	265	"	"	"	"	"	"	"	"	"	2,720	45,40
80	305	"	"	"	3,00	1,60	100	127	1,50	3,15	3,860	48,50
100	330	"	"	"	"	"	115	150	"	"	4,000	40,00
125	370	380	240	"	3,55	1,85	127	"	1,70	3,60	5,220	41,90
150	405	"	"	"	"	"	150	177	"	"	5,440	36,00
200	479	460	200	"	4,30	2,70	172	230	2,13	4,80	8,620	43,10
250	520	"	"	"	"	2,90	178	230	"	5,85	9,530	38,10
300	560	"	"	"	"	3,00	200	255	"	6,35	11,160	37,00
325 <sup>(2)</sup>	470	460	200	3,00	4,30	2,85	178	230	2,31	6,35	9,020	27,90
350 <sup>(3)</sup>	520	"	"	"	"	3,00	"	"	"	6,85	9,980	28,50

(1) Avec une pression d'admission de 5 kilogr. 5 et l'admission coupée au quart de la course.  
(2) Avec une pression d'admission de 9 kilogr. 10.  
(3) Avec une pression d'admission de 7 kilogr. 70.

## MACHINES RAPIDES DICK ET CHURCH.

PUISSANCE INDICUÉE À DIFFÉRENTES VITESSES ET PRESSIONS.

(Détente au quart de la course.)

DIAMÈTRE ET COURSE du cylindre.	TOURS par mi- nute.	PRESSION INITIALE.					DIAMÈTRE ET COURSE du cylindre.	TOURS par mi- nute.	PRESSION INITIALE.				
		4 <sup>k</sup> .2.	4 <sup>k</sup> .9.	5 <sup>k</sup> .6.	6 <sup>k</sup> .3.	7 <sup>k</sup> .			4 <sup>k</sup> .2.	4 <sup>k</sup> .9.	5 <sup>k</sup> .6.	6 <sup>k</sup> .3.	7 <sup>k</sup> .
millim.							millim.						
180 × 250	275	15,5	18,5	21,6	24,8	28,0	370 × 380	200	73,2	87,5	102,0	117,0	132,0
	300	17,0	20,3	23,6	27,1	30,7		220	80,5	96,2	112,2	128,7	145,7
	25	18,5	22,0	25,7	29,5	33,4		240	87,9	105,0	122,4	140,4	159,0
	350	19,9	23,8	27,7	31,8	36,0		260	95,2	113,7	132,6	152,1	172,2
200 × 250	275	20,2	24,1	28,1	32,2	36,6	405 × 380	200	89,3	106,6	124,3	142,6	161,5
	300	22,3	26,6	31,0	35,5	40,3		220	98,2	117,3	136,7	156,8	177,6
	325	24,0	28,7	33,2	38,3	43,4		240	107,1	127,9	149,2	171,1	192,8
	350	25,8	30,8	35,9	41,2	46,6		260	116,0	138,6	161,6	185,3	209,9
240 × 305	225	28,1	33,6	39,2	44,8	50,8	470 × 460	160	114,5	136,8	159,5	182,9	207,2
	250	31,4	37,5	43,6	50,0	56,7		180	128,9	153,9	179,7	205,8	233,1
	275	34,6	41,3	48,1	55,2	62,5		200	143,2	171,1	199,6	228,7	259,0
	300	37,5	44,8	52,2	60,0	67,8		220	157,5	188,2	219,6	251,6	284,9
265 × 305	225	34,6	41,3	48,1	55,2	62,5	520 × 460	160	140,6	168,0	195,8	224,6	254,4
	250	38,4	45,8	53,4	61,3	69,4		180	158,2	189,0	220,3	252,7	286,2
	275	42,2	50,4	58,7	67,4	76,3		200	175,8	210,0	244,8	280,8	318,0
	300	46,0	55,0	64,1	73,5	83,2		220	193,4	231,0	269,3	308,9	349,8
305 × 305	225	45,1	53,9	62,8	72,1	81,6	300 × 360	160	162,0	193,5	225,6	258,8	293,0
	250	50,1	59,8	69,6	80,0	90,6		180	182,3	217,7	253,8	291,1	329,7
	275	55,1	65,8	76,7	88,0	99,6		200	202,5	241,9	282,0	323,5	366,3
	300	60,0	71,8	83,6	95,9	108,7		220	222,8	266,1	310,2	355,8	402,9
330 × 305	225	52,7	63,0	73,4	84,2	95,4							
	250	58,9	70,3	82,0	94,0	106,5							
	275	64,8	77,3	90,2	103,4	117,1							
	300	70,6	84,3	98,3	112,8	127,7							

La machine *Ide* est (fig. 165) l'une des plus répandues aux États-Unis.

Ainsi qu'on le voit sur les figures 166 et 167, sa tête de bielle tourne dans un bain d'huile fermé par un couvercle étanche mais sans boulons, qui s'enlève très facilement. On a de même accès à la crosse par une plaque fixée au bâti au moyen de deux cames, de sorte que tout le mécanisme est complètement enfermé et que cette machine fonctionne avec une propreté des plus remarquables. Le bouton de manivelle plonge de 0 m. 025 environ dans l'huile à chaque tour et la projette par sa force centrifuge dans la gouttière que l'on voit, en figure 166, venue de fonte avec le couvercle, et d'où l'huile tombe, comme l'indique la figure 167,

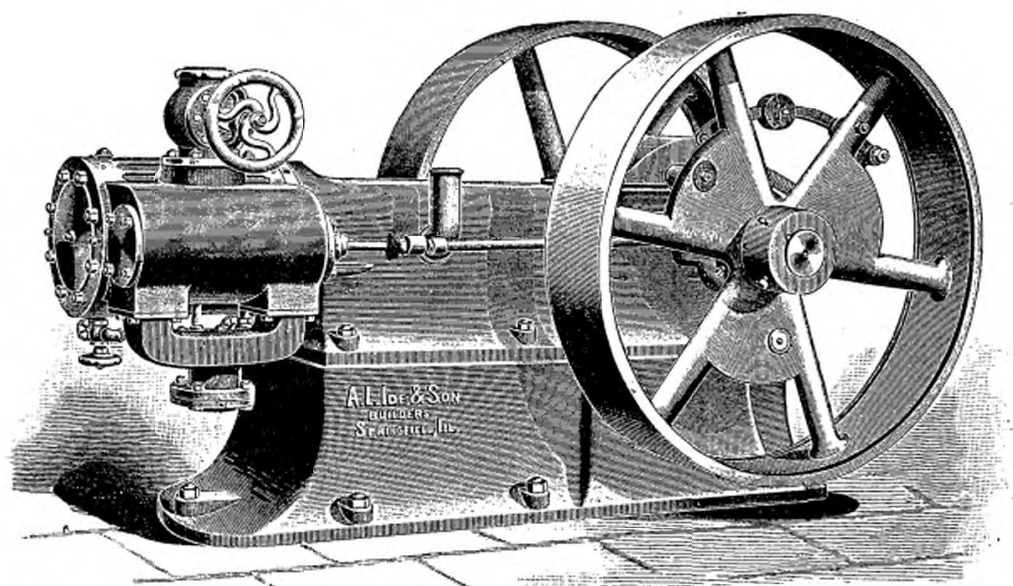


Fig. 165. — Machine rapide Ide.

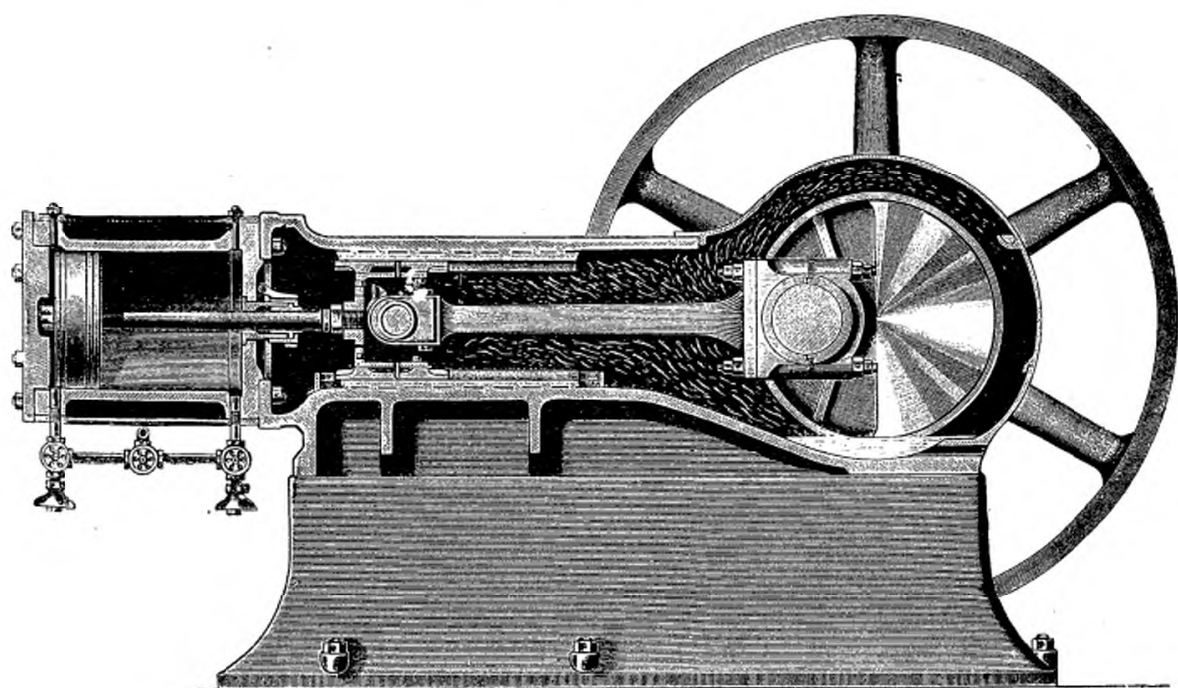


Fig. 166. — Machine rapide Ide. Coupe longitudinale.

aux paliers par des tuyaux qui permettent de surveiller le graissage. En outre, les disques-manivelles sont creusés de rainures excentrées qui prennent l'huile aux paliers et la projettent au bouton de manivelle. La petite tête de bielle porte une entaille avec plaque de garde qui recueille

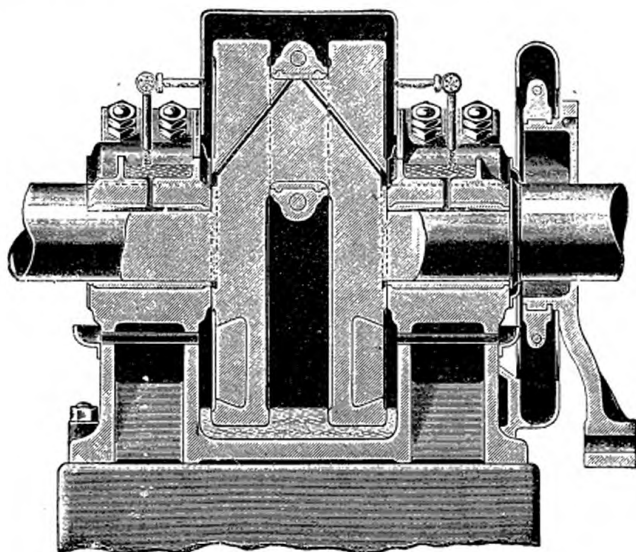


Fig. 167. — Machine Ide. Coupe par le palier de tête et la manivelle motrice.

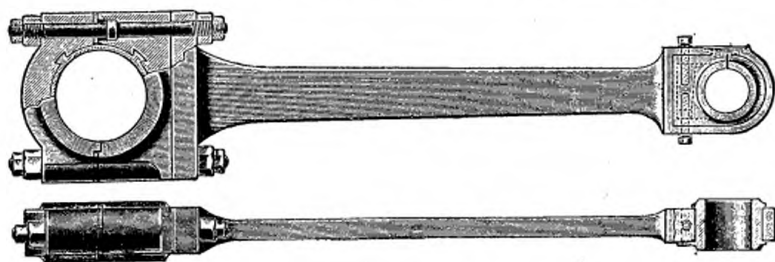


Fig. 168 et 169. — Machine Ide. Détail de la bielle.

abondamment l'huile nécessaire à son graissage. Le graissage se trouve ainsi assuré automatiquement sans aucun graisseur extérieur, par une disposition très simple et depuis longtemps couronnée de succès. On remarquera en outre, sur la figure 167, le grand diamètre du bouton de ma-

nivelle, supérieur à celui de l'arbre, de manière à assurer au système une grande rigidité qui diminue la fatigue des paliers.

La bielle est (fig. 168) en acier avec garnitures en Babbitt, dont l'une, celle de la petite tête, à réglage par coin a deux boulons. Les boulons de la grosse tête de bielle sont disposés de manière que l'on en puisse en-

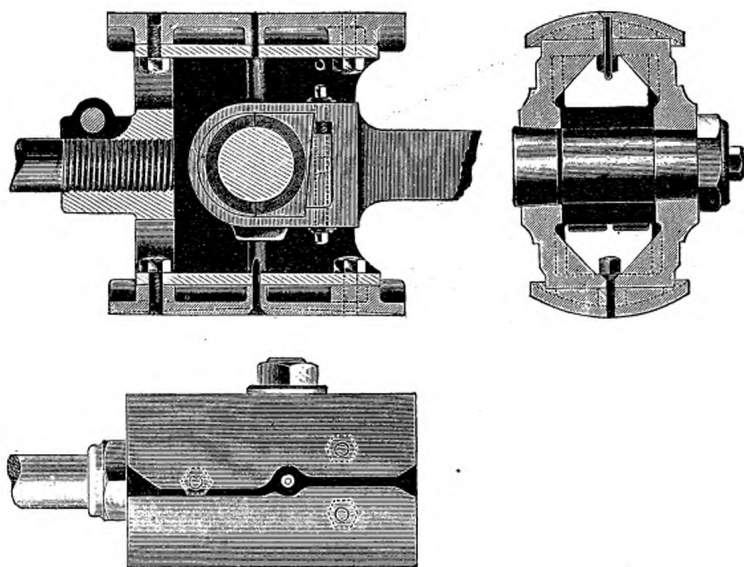


Fig. 170 à 172. — Machine Ide. Détail de la crosse du piston.

lever la moitié sans toucher à l'autre, et pourvus de doubles écrous à pas différentiels.

Le croisillon (fig. 170), en acier, dont l'axe est en acier cémenté et meulé, est coulé d'une seule pièce et garni de fourrures en bronze phosphoreux très larges, tournées au diamètre même du cylindre, et qui ne s'usent presque pas. Quand il se produit un petit jeu, on le rattrappe en interposant une mince feuille de papier entre la crosse et le patin du bas qui seul travaille.

Le cylindre est, à chaque extrémité, pourvu (fig. 170) de poches de sûreté constituées par des coupelles intercalées sur le tuyau de purge et



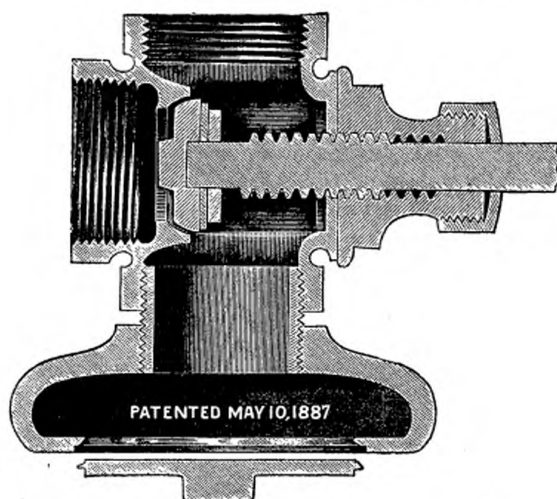


Fig. 173. — Machine Ide. Détail d'un purgeur de cylindre.

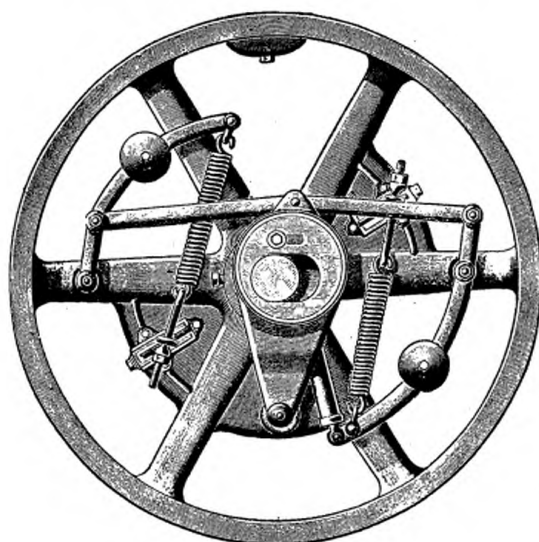


Fig. 174. — Machine Ide. Régulateur.

fermées par un diaphragme capable de résister à la pression de la vapeur, mais incapable de résister aux coups d'eau.

Le régulateur, du type direct monté sur le volant, avec dash-pot à glycérine pour en corriger l'instabilité, est pourvu d'un dispositif très simple, clairement représenté sur la figure 174, et qui permet soit d'en régler la sensibilité en modifiant l'obliquité des ressorts sur les bras, soit de modifier la vitesse du régime par la tension de ces ressorts. Ce régulateur agit en modifiant à la fois le rayon et le calage de l'excentrique par son pivotement autour d'un axe fixé au contrepoids du volant. C'est le montage

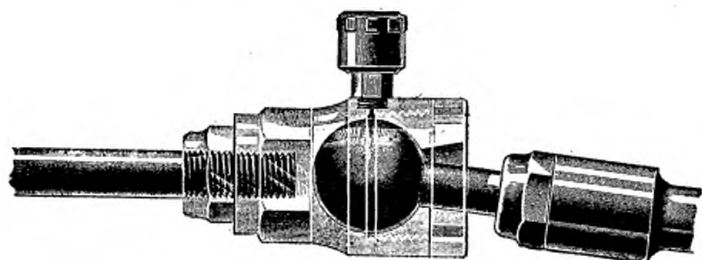


Fig. 175. — Machine Ide. Articulation sphérique de la tige du tiroir.

connu sous le nom de *Swinging Excentric*<sup>(1)</sup>, dont l'avance augmente un peu avec la détente, tandis qu'elle reste constante quand l'excentrique se déplace dans un plan parallèle à l'axe de l'arbre de couche (types Armington, etc.).

Le tableau ci-après (p. 94) donne les principales dimensions des machines monocylindriques de Ide construites par la *Harrisburg Foundry*. Celles construites par M. Ide à Springfield sont du même type, avec les mêmes dimensions, mais notablement plus légères pour certains numéros, ainsi que l'indiquent les chiffres entre parenthèses du tableau.

On remarquera sur ce tableau, comme sur celui des machines de Dick et Church, que, si les diamètres changent d'un numéro à l'autre, il n'en est pas de même des courses; la course de 0 m. 255, par exemple, est commune à 4 numéros, ce qui facilite évidemment beaucoup la fabrication par séries; en outre, la course est toujours très courte, parfois inférieure au diamètre, pour obtenir une grande vitesse de rotation avec une vitesse de piston modérée, et ne pas exagérer les compressions aux grandes détentes. Ce sont là, d'ailleurs, comme l'indique le tableau

<sup>(1)</sup> Halsey, *Slide Valve Gears*, p. 80. (Van Nostrand, New-York, 1892.)



## MACHINES RAPIDES IDE À UN CYLINDRE.

Puissance nominale en chevaux avec une pression initiale de 5 kilogr. 6 (effective), et une admission coupée au quart de la course.....	8 à 10	12 à 16	20 à 25	30 à 35	40 à 45	50 à 60	60 à 70	70 à 80	80 à 100	100 à 110	110 à 125	125 à 150	150 à 175	175 à 200	200 à 250
Tours par minute.....	400 à 500	400 à 500	300 à 350	300 à 350	300 à 350	300 à 350	250 à 300	250 à 300	250 à 300	250 à 300	250 à 300	250 à 300	250 à 300	250 à 300	250 à 300
Cylindre.....															
{ Diamètre (mètres).....	0,125	0,150	0,180	0,200	0,230	0,255	0,280	0,305	0,330	0,330	0,355	0,380	0,405	0,430	0,470
{ Course.....	0,150	0,150	0,255	0,255	0,355	0,355	0,305	0,305	0,305	0,355	0,355	0,355	0,405	0,405	0,460
Poulies.....															
{ Diamètres (mètres).....	0,815	0,815	1,050	1,050	1,200	1,200	1,400	1,400	1,400	1,500	1,500	1,500	1,800	1,800	2,150
{ Largeur.....	0,915	0,915	1,200	1,200	1,400	1,400	1,500	1,500	1,500	1,700	1,700	1,700	2,000	2,000	2,400
{ Largeur.....	0,125	0,125	0,215	0,215	0,240	0,240	0,270	0,270	0,270	0,315	0,315	0,315	0,370	0,370	0,420
Encombrement															
{ Largeur.....	0,760	0,760	1,050	1,050	1,220	1,220	1,370	1,370	1,370	1,500	1,500	1,500	2,100	2,100	2,300
{ Longueur.....	1,700	1,700	2,400	2,400	2,550	2,550	2,900	2,900	2,900	3,400	3,400	3,400	3,600	3,600	4,050
Poids sans socle (kilogrammes).....	(900) 1,270 <sup>(1)</sup>	(950) 1,360 <sup>(1)</sup>	2,100	2,200	2,700	2,760	3,400	3,800	3,850	6,600	{ (5,200) 6,800	{ (5,400) 6,900	9,000	9,800	13,600
Diamètre du tuyau d'admission.....	40 <sup>m</sup> /m 50	40 50	50 60	60 60	60 75	75 75	90 100	100 100	115 115	115 130	130 130	130 130	150 180	150 180	180 200

(1) Y compris le socle.

ci-contre, des caractéristiques communes à presque toutes les machines rapides américaines.

CARACTÉRISTIQUES PRINCIPALES MOYENNES DES MACHINES RAPIDES AMÉRICAINES  
D'APRÈS STANWOOD (1).

Puissance moyenne économique en chevaux.....	20 à 27	30 à 38	40 à 50	50 à 60	70 à 80	90 à 100	120 à 125	135 à 155
Tours par minute.....	300 à 350	300 à 350	250 à 300	250 à 300	250 à 300	250 à 300	200 à 240	200 à 240
Diamètre et course des cylindres (millimètres).....	250 × 180	200 × 250	230 × 300	250 × 300	300 × 300	330 × 300	380 × 400	400 × 400
Diamètre des volants (mètres)...	0,15 à 1,20	0,15 à 1,20	1 à 1,50	1 à 1,50	1 à 1,70	1 à 1,70	1,20 à 1,80	1,20 à 1,80
Largeur des courroies (millim.)...	250	250	300	300	300 à 355	300 à 355	400	400
Diamètre du tuyau d'admission (millimètres).....	50	60	75	90	100	115	130	150
Diamètre du tuyau d'échappement (millimètres).....	60	75	90	100	115	130	150	180

La vitesse du piston varie de 2 m. 50 par seconde, pour les petites machines, à 3 mètres pour les grandes. Avec une pression moyenne effective de 3 kilogrammes, le poids par cheval varie de 40 à 55 kilogrammes, et le prix de 60 à 75 francs. Compression commençant souvent à demi-course : espaces nuisibles considérables : 8 à 10 p. 100.

MACHINES COMPOUND IDE EN TANDEM.

SANS CONDENSATION															AVEC CONDENSATION.	
FORCE NOMINALE EN CHEVAUX.	CYLINDRES.		COURSE.	D <sup>s</sup> RAPPORT $\frac{D^s}{d}$ .	TOURS PAR MINUTE.	DIAMÈTRE DU TUYAU D'ADMISSION.	DIAMÈTRE DU TUYAU D'ÉCHAPPEMENT.	VOLANT.		POIDS.		PAR CHEVAL.	FORCE NOMINALE.	TOURS par minute.		
	DIAMÈTRES.							AVEC SOCLE.	SANS SOCLE							
	Petit cylindre d.	Grand cylindre D.														
	mm.	mm.				mm.	mm.	mèt.	mm.	kilogr.	kilogr.					
80 <sup>(1)</sup>	230	380	305	2,77	275	75	125	1,37	260	5,350	4,550	57	"	"		
100	252	430	"	2,88	280	75	150	1,50	315	6,000	5,200	59	80	280		
125	280	"	355	2,38	250	100	180	1,50	360	8,600	7,500	60	100	240		
150	305	510	"	2,78	240	115	180	1,80	380	9,000	7,900	52	125	240		
175	31	560	405	3,36	236	115	200	1,80	400	12,700	10,900	62	"	"		
200	330	"	"	2,86	235	125	200	1,80	400	13,000	11,300	57	175	245		
250	335	610	"	2,94	230	125	230	1,80	430	15,900	14,000	56	200	230		
300	380	710	460	3,48	230	150	230	2,00	460	20,400	18,000	60	250	230		

(1) Avec pression initiale de 7 kilogrammes et détente totale de 9.

(1) *Stationary Engine Practice in America* (*Engineering*, 17 avril 1871, p. 456). Voir aussi les mémoires de Kent, *Comparison of different formulæ for dimensions of parts of*

*steam engines* (*American Machinist*, 26 juillet 1894) et de Ball, *Cylinder proportions for compound engines* (*American Machinist*, 6 septembre 1894, p. 7).

Les machines rapides se construisent presque toutes également *en compound* avec ou sans condensation, le plus souvent en tandem (fig. 176), à double et même (fig. 180) à triple expansion.

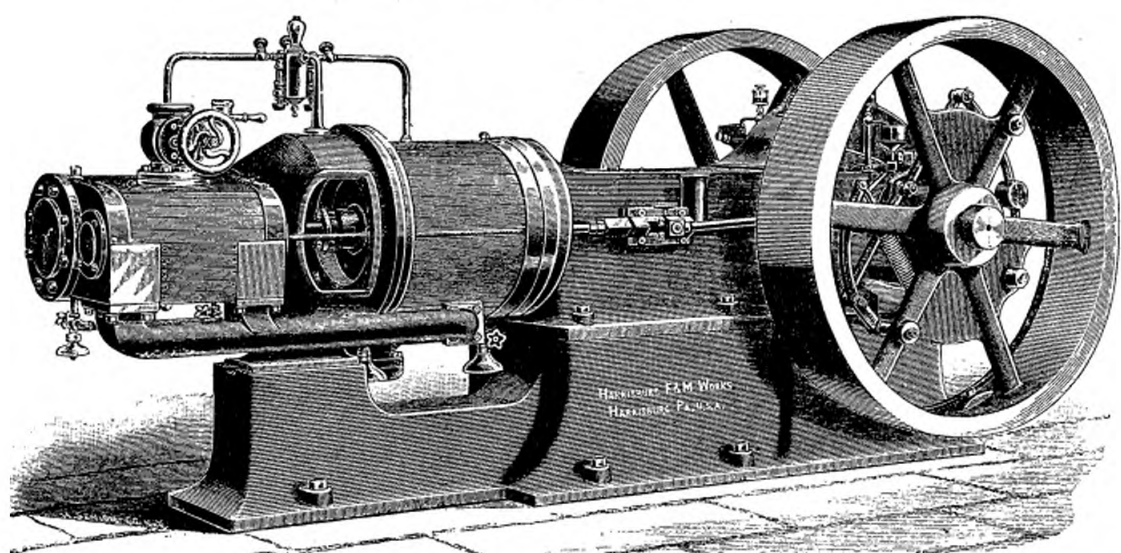


Fig. 176. — Machine Ide compound.

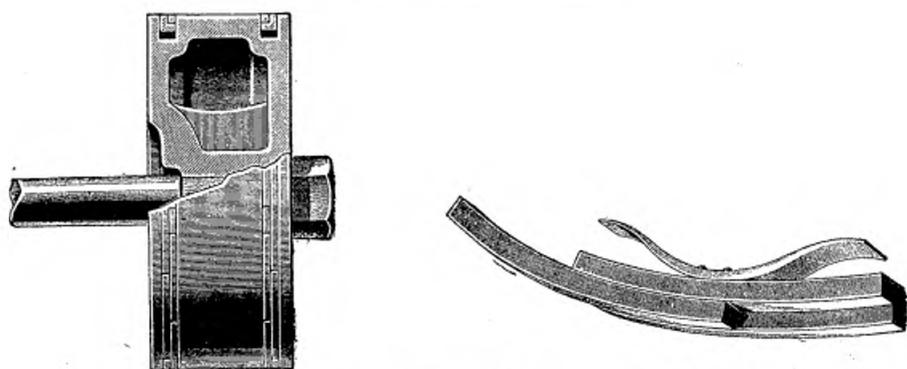


Fig. 177 et 178. — Machine compound Ide. Détail du grand piston.

La compound de *Ide* représentée par la figure 176 est remarquable par la stabilité de son assise, l'accessibilité de toutes ses pièces, principalement des stuffing-box intermédiaires, et par la simplicité de sa distribution, sur laquelle nous reviendrons plus bas. Nous signalerons en par-

ticulier la garniture des grands pistons à doubles segments emboîtés (fig. 177 et 178), avec ressorts en maillechort inoxydables et insensibles aux variations de température.

Le tableau ci-dessus (p. 95) donne les principales caractéristiques de ces types de machines, et fait ressortir leur légèreté qui, néanmoins, n'augmente pas, comme cela devrait être, avec la puissance du moteur.

Il en est de même pour les machines de *Dick et Church* (p. 98) ainsi que le montre le tableau ci-dessous :

MACHINES COMPOUND TANDEM RAPIDES DICK ET CHURCH.

FORCE NOMINALE.	CYLINDRES.			TOURS PAR MINUTE.	VITESSE DU PISTON EN MÈTRES PAR SECONDE.	ENCOMBRE- MENT.		DIAMÈTRE DU TUYAU D'ADMISSION.	DIAMÈTRE DU TUYAU D'ÉCHAPPEMENT.	VOLANT.		POIDS DE LA MACHINE.	POIDS PAR CHEVAL.
	PETIT CYLINDRE.	GRAND CYLINDRE.	COURSE.			LONGUEUR.	LARGEUR.			DIAMÈTRE.	LARGEUR.		
	mm.					mèt.	mèt.			mèt.	mm.		
À CONDENSATION.													
70 <sup>(1)</sup>	190	345	610	265	2,75	4,00	1,50	90	130	1,52	320	4,585	64,3
100	240	430	"	"	"	4,25	1,70	100	150	1,67	380	6,125	61,2
150	280	510	380	230	2,87	5,05	1,95	115	180	2,00	420	9,025	60,0
225	330	610	457	200	5,00	6,20	2,75	130	230	2,45	530	13,340	59,2
260	355	660	"	"	"	"	2,95	"	255	"	635	15,060	57,6
310	390	725	"	"	"	6,25	3,30	150	"	"	735	17,700	57,0
SANS CONDENSATION.													
75 <sup>(2)</sup>	230	345	610	265	2,75	4,00	1,50	90	130	1,52	320	4,515	60,0
115	280	430	"	"	"	4,25	1,70	100	150	1,67	380	6,170	53,7
175	330	510	380	230	2,87	5,05	1,95	115	180	2,00	420	9,070	51,7
250	390	610	457	200	3,00	6,20	2,75	130	230	2,35	530	13,380	53,5
300	430	660	"	"	"	"	2,95	"	255	"	635	15,150	50,5
360	470	725	"	"	"	6,25	3,30	150	"	"	735	17,690	49,3

(1) Pression initiale 7 kilogrammes, admission coupée aux 0,30 de la course du petit cylindre.

(2) Pression initiale 7 kilogrammes, admission aux 0,40.

(<sup>1</sup>) Pression initiale 7 kilogrammes, admission coupée aux 0,30 de la course du petit cylindre.

(<sup>2</sup>) Pression initiale 7 kilogrammes, admission aux 0,40.

On remarquera, sur cette machine, le mode d'attache particulier des cylindres boulonnés en porte-à-faux sur deux bâtis indépendants : le bâti du petit cylindre est boulonné sur celui du grand et réuni à son cercle d'attache par un fort tirant, que l'on voit au haut de la figure. Les cylindres peuvent ainsi se dilater et se démonter indépendamment ; mais cette construction donne à la machine un aspect lourd et peu gracieux.

On retrouvait la même construction sur la machine à triple expansion

(fig. 180) exposée par cette même Compagnie : à cylindres de 0 m. 380, 0 m. 610 et 0 m. 600 de diamètre et 0 m. 460 de course, faisant 525 chevaux à 200 tours, avec une pression de 9 kilogr. 10 à l'admission. Les deux cylindres intermédiaires sont d'un même côté. Le régulateur, monté

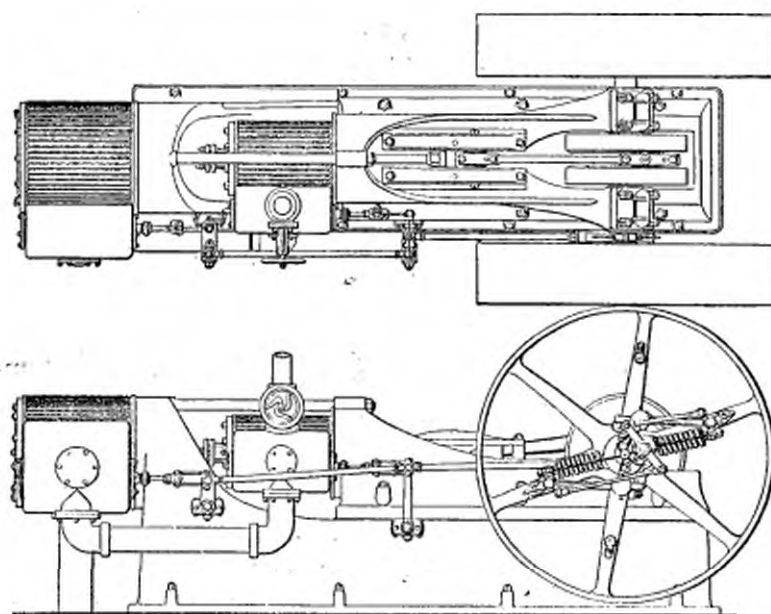


Fig. 179. — Machine rapide compound-tandem Dick et Church.

sur le volant intermédiaire, est double et agit simultanément sur les quatre distributeurs.

Le tableau ci-dessous donne les principales dimensions de ce type de machine intéressant, mais qui n'a pas encore fait suffisamment ses preuves.

COMPOUND TRIPLE EXPANSION DOUBLE TANDEM DICK ET CHURCH  
À CONDENSATION.

PUISSANCE NOMINALE.	CYLINDRES DIAMÈTRES.			COURSE.	TOURS PAR MINUTE.	VITESSE DU PISTON EN MÈTRES PAR SECONDE.	ENCOMBRE- MENT.		DIAMÈTRE DU TUYAU D'ADMISSION.	DIAMÈTRE DU TUYAU D'ÉCHAPPEMENT.	VOLANTS.		POIDS DE LA MACHINE.	POIDS PAR CHEVAL.
	PETIT.	MOYEN	GRAND.				LONGUEUR.	LARGEUR.			MILIEU.	MITRÈSES.		
450	355	560	610	460	200	3	6,30	5,20	137	230	2,40 × 940	2,40 × 350	37,200	60,4
525	580	61	660	"	"	"	"	5,70	150	255	2,40 × 990	2,40 × 630	30,850	58,5
625	430	660	725	"	"	"	6,50	7,95	180	"	2,40 × 110	2,40 × 735	37,200	59,5

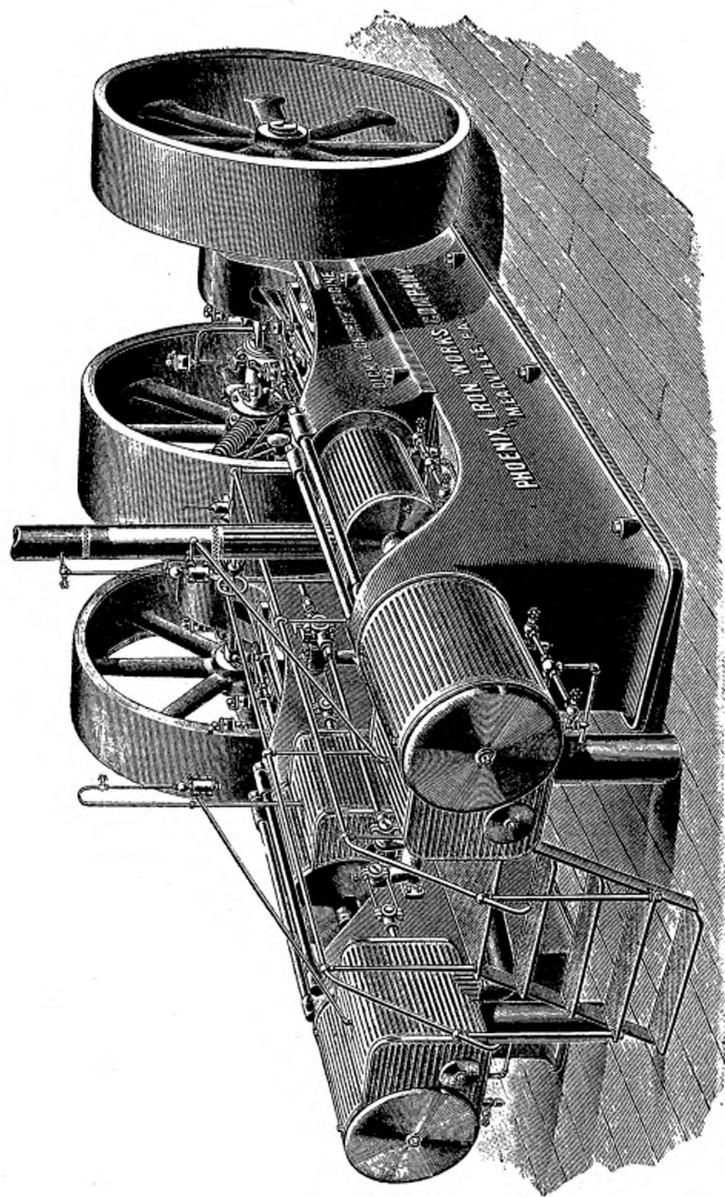


Fig. 186. — Machine rapide à triple expansion Dick et Church.

Je n'insisterai pas sur les qualités bien connues de ces machines rapides, dont les principales sont : leur faible encombrement, qui les impose dans



bien des cas; leur rusticité, leur graissage parfait, qui leur permet de marcher très longtemps sans aucune surveillance, et leur prix modéré d'achat et d'établissement. Ces qualités suffisent pour expliquer la grande popularité qu'elles ont acquise en si peu de temps. Je signalerai néanmoins une certaine réaction qui paraît se produire actuellement en Amérique contre l'emploi exclusif de ces machines, et parfois l'exagération de leurs vitesses : réaction d'autant plus caractéristique qu'elle a pour organe l'un des initiateurs de ce genre de machines : *M. C. Porter*. D'après *M. Porter*, il serait inutile de dépasser une vitesse de piston de 3 mètres par seconde (300 tours avec une course de 0 m. 300). Au delà, le rendement devient trop faible à cause de la grandeur relative des espaces nuisibles, inévitables avec les courtes courses de ces machines. C'est aussi l'avis de *M. Mansfield*, ingénieur de la maison Buckeye, qui reconnaît que « les machines rapides n'ont d'avantageux que leur bon marché » <sup>(1)</sup>. Tout en signalant ces opinions d'ingénieurs incontestablement compétents, il faut bien faire remarquer qu'elles ne portent que sur un genre particulier de machines à grandes vitesses, et non sur toutes les machines rapides, dont certains types, comme celles de *Willans*, ont donné des résultats économiques absolument remarquables.

Quant à l'application du système compound à ces machines, on ne la discute plus avec les hautes pressions à partir de 7 kilogrammes, et pour des puissances à partir d'une vingtaine de chevaux. Les avantages de la triple expansion sont, au contraire, contestés, principalement pour les cas où le travail de la machine varie assez pour obliger souvent, afin de maintenir la vitesse constante, de marcher à des détenteles telles que le grand piston n'est plus que traîné par les deux autres.

Les machines à simple effet exposées à Chicago étaient fort nombreuses, mais aucune d'elles ne présentait rien d'essentiellement nouveau, ni qui pût lui assurer une supériorité marquée sur les bonnes machines européennes, notamment sur la remarquable machine de *Willans*; je me bornerai à quelques mots sur deux des types les plus répandus aux États-Unis : les machines *Westinghouse* et *Triumph*.

La machine compound à simple effet *Westinghouse* a été trop souvent décrite pour qu'il faille en donner un dessin <sup>(2)</sup>. Celles qui étaient exposées

<sup>(1)</sup> *The Limitation of Engine Speed* (*American Inst. of Mechanical Engineers*, juillet 1893, vol. XIV, p. 806). — <sup>(2)</sup> *La Lumière électrique*, 9 mars 1889, p. 459. Voir l'Annexe, p. 511.

à Chicago ne se distinguaient guère que par la disposition de leurs régulateurs entièrement enfermés, comme celui de la machine fig. 106, dans une chambre d'huile. Deux de ces machines, de 330 chevaux chacune, avaient des cylindres de 0 m. 460 et 0 m. 760 de diamètre sur 0 m. 400 de course, et marchaient à 250 tours; les deux autres, de 125 chevaux, à cylindres de 0 m. 300 et 0 m. 500 sur 0 m. 300 de course, marchaient à 300 tours. L'une d'elles a fait sans s'arrêter près de 75 millions de tours,

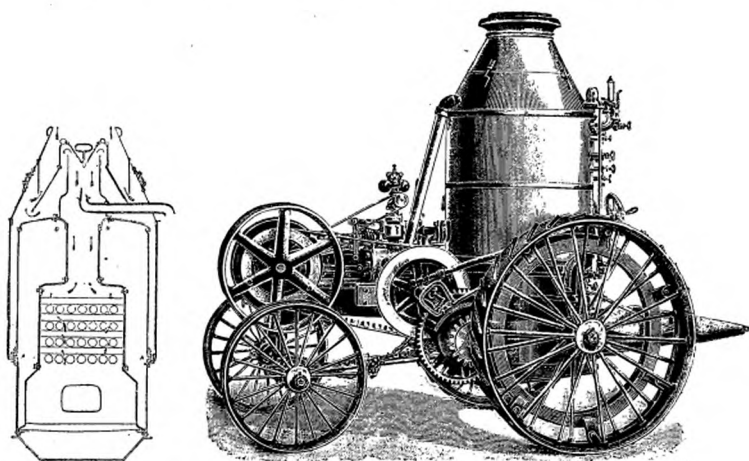


Fig. 181 et 182. — Chaudière et locomobile à chaudière verticale Westinghouse.

de sorte que son volant, de 1 m. 70 de diamètre, aurait fait, en locomotive, près de dix fois le tour de la terre. C'est un exemple frappant de la rusticité et de l'endurance de ces types de machines. Leur distribution est faite, comme on le sait, par un seul tiroir cylindrique horizontal; leurs cylindres, sans réservoir intermédiaire, ont leurs manivelles à 180 degrés et équilibrées. Ces machines dépensent environ 9 kilogrammes de vapeur par cheval-heure avec condensation, et 12 kilogrammes sans condensation.

La machine *Triumph*, construite par la *Triumph Compound Engine Co*, de Cincinnati, est moins connue en Europe que celle de Westinghouse. La distribution (fig. 183) est faite par deux tiroirs à double entrée CC, en-



tourés par la vapeur admise par  $i$  dans leur boîte et presque équilibrés, avec des lumières supérieures  $c'$  plus larges que les inférieures  $c^2$ , conjugués par un balancier  $M$  et menés par un seul excentrique  $m$ . Dans chacun

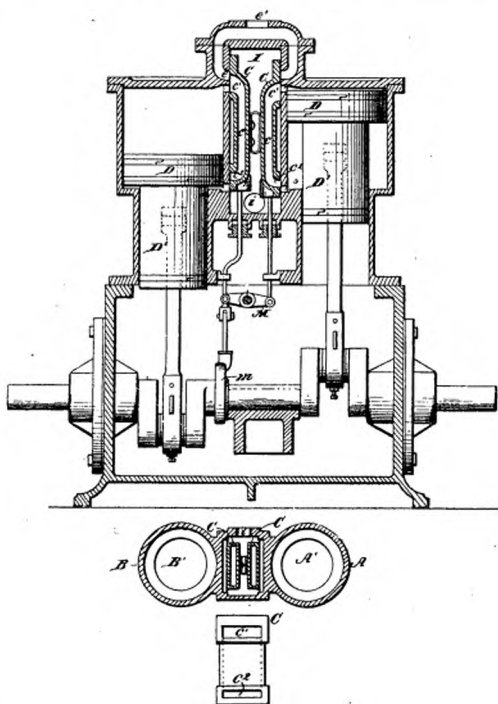


Fig. 183 et 184. — Machine compound double à simple effet *Triumph*.

des cylindres, la vapeur admise par  $b'$  dans l'espace annulaire ( $D - D'$ ), sous le piston  $D$ , soulève les pistons  $D$  et  $D'$  de ce cylindre, puis passe, à la fin de la course montante, par  $c^2c'$ , sur la face supérieure de  $D$ , dont elle effectue, par sa détente, la course descendante, au bout de laquelle le tiroir, reprenant la position indiquée à gauche de la figure, réadmet la vapeur de la chaudière en  $b$ , pendant que celle au-dessus de  $D$  s'échappe par  $dc'ee^1$ . La machine est, comme on le voit, constituée par l'accouple-

ment de deux cylindres Wolf à 180 degrés; sa marche est très douce et très régulière<sup>(1)</sup>.

On peut, à la rigueur, classer parmi les machines à vapeur à simple effet les *turbines à vapeur* ou *turbo-moteurs*, qui ont, depuis l'Exposition de 1889, si vivement attiré l'attention des ingénieurs, principalement des électriciens. C'est à l'Exposition de Chicago que s'est largement fait connaître, pour la première fois, l'une des plus intéressantes parmi ces turbines : celle de *M. de Laval*, sur laquelle je n'insisterai pas, car elle a été l'objet de nombreuses descriptions dans la presse technique française<sup>(2)</sup>.

La turbine de Laval, remarquable par sa simplicité, paraît être la plus économique des nombreuses machines de ce genre proposées ou essayées depuis cinq ou six ans<sup>(3)</sup>. Je rappellerai néanmoins l'attention sur la turbine américaine de *Dow*, déjà bien connue des ingénieurs français<sup>(4)</sup>, qui atteindrait aussi, avec des dépenses de vapeur relativement modérées, des vitesses de 25,000 à 35,000 tours.

Les *locomobiles* et les *locomotives routières*, bien qu'extrêmement nombreuses aux États-Unis, ne présentent guère, du moins à en juger par les spécimens exposés à Chicago, un grand intérêt : aucune supériorité, parfois même, lorsqu'elles n'en sont pas des copies, une infériorité certaine, les locomotives surtout, sur les types classiques de fabrication européenne. Même les bonnes machines américaines présentent souvent un aspect compliqué et mal ordonné, exagéré par l'emploi de couleurs criardes et de nickelages clinquants, bien faits pour masquer plutôt que pour faire ressortir aux yeux d'un mécanicien la valeur réelle de ces machines.

Comme type tout particulier de locomotives routières, on peut citer celui de la *Compagnie Westinghouse* (fig. 181 et 182), avec chaudière

<sup>(1)</sup> M. Eickershoff, inventeur de la machine *Triumph*, construit aussi des machines sans tiroirs, à distributions par les pistons moteurs mêmes (Thurston, *Traité de la machine à vapeur*, vol. I, p. 158).

<sup>(2)</sup> Notamment dans le *Bulletin de la Société internationale des électriciens* de mai 1894.

<sup>(3)</sup> *La Lumière électrique*. Turbines de Dumas (3 avril 1886, p. 14); Edwards (7 janvier 1893, p. 31); Mac Elroy (30 décembre 1893, p. 622); Parsons (10 octobre

1891, p. 85, 7 mai, 9 juillet 1892, p. 280, 18 et 78, 23 septembre 1893, p. 578, 26 mai 1894, p. 379); Seger (7 octobre 1893, p. 31, 16 juin 1894, pl. 29); White (brevet américain, 507468, de 1893); Morton (*The Engineer*, 30 mars 1894, p. 273; *Engineering*, 10 août 1894, p. 211); Pilbrow (brevet anglais, 9354, de 1842).

<sup>(4)</sup> *Revue industrielle*, 24 mai 1890, p. 201. *La Lumière électrique*, 10 juin 1893, p. 479. Thurston, *La Machine à vapeur*, vol. 1, p. 238.

verticale à tubes d'eau horizontaux croisés au-dessus du foyer et enveloppe chauffée en partie par les gaz du foyer renvoyés, comme l'indiquent les flèches de la figure 183, par le pare-étincelles, au-dessous duquel se fait l'échappement. La machine, horizontale, à tiroir-piston commandé par une coulisse de Stephenson, attaque le train moteur par une courroie crénelée, à section en V, que l'on peut tendre plus ou moins. Cette curieuse machine ne paraît présenter aucun avantage, du moins comme stabilité

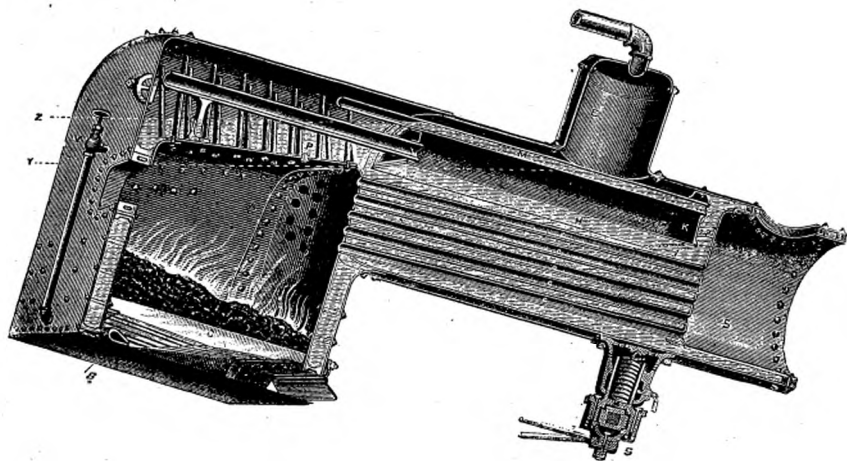


Fig. 185. — Chaudière locomobile de la Geiser Manufacturing Co.

et facilité de conduite. Quant à l'avantage prétendu d'une meilleure installation du moteur, séparé de sa chaudière, avec paliers moins exposés à chauffer, on ne peut guère lui attribuer une grande valeur en présence des excellents résultats acquis, principalement en Angleterre, par les types à chaudières horizontales, qui ont complètement remplacé, dans ce pays, les premières machines à chaudières verticales.

Nous signalerons en passant l'emploi particulier, que l'on commence à faire aux États-Unis, des locomotives routières pour le remorquage des charrues, au lieu des systèmes anglais à traction par câble. *MM. Case, Price et Dure* ont fait, à ce sujet, des essais très remarquables, mais qui appartiennent plus spécialement à la mécanique agricole.

Parmi les locomobiles exposées à Chicago, l'une des plus remarquables

était celle de la *Geiser Manufacturing Co.* La chaudière de cette locomobile était pourvue (fig. 185) d'une boîte K, remplie de vapeur, et disposée dans

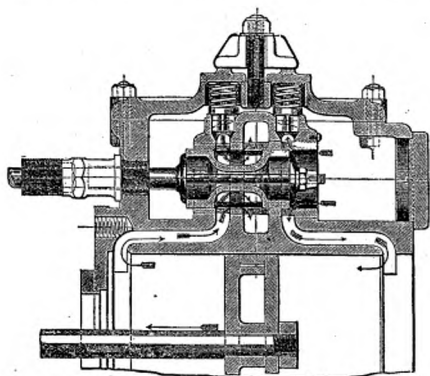


Fig. 186. — Distribution par tiroir cylindrique de la *Geiser Manufacturing Co.*

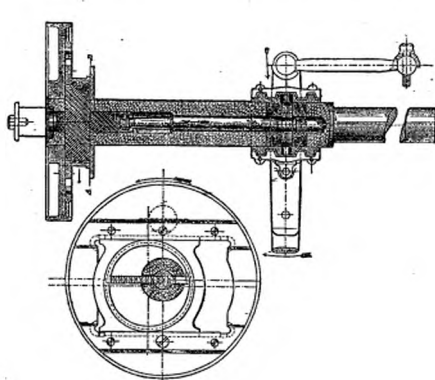


Fig. 187 et 188. — Excentrique à calage variable et renversement de la *Geiser Manufacturing Co.*

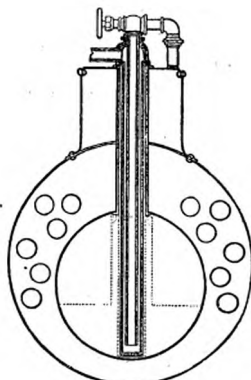


Fig. 189. — Chaudière de la locomobile Huber.

le corps cylindrique de manière à permettre au foyer de prendre, sans se découvrir, de grandes inclinaisons. Grâce à cette boîte, l'eau vient, par exemple, dans la position figurée en Z, au lieu de découvrir le foyer comme en Y. La distribution se fait (fig. 186) par un tiroir cylindrique,

dont l'excentrique est (fig. 187) commandé par une clavette diamétrale striée, prise dans la fente également striée d'une tige creuse rainurée à l'intérieur de l'arbre de couche, de sorte qu'il suffit de déplacer cette tige pour varier et renverser la marche de la distribution.

La chaudière des locomobiles *Huber* est (fig. 189) caractérisée par l'emploi d'un surchauffeur probablement peu efficace, formé d'un tube en communication avec la prise de vapeur du dôme, et logé dans un tube fermé à un bout, plongé dans le foyer, et ouvert, à l'autre bout, sur la prise de vapeur des cylindres.

Rappelons encore les foyers à cendriers enveloppés d'eau, très fréquents sur les locomobiles américaines, analogues à ceux que l'on remarquait, à l'Exposition de 1889, sur les locomobiles de *Taylor*.

### LA DISTRIBUTION.

Il va de soi que les distributions *Corliss* dominent aux États-Unis plus que partout ailleurs sur toutes les machines importantes et à vitesses moyennes. Ces distributions, dont le tableau ci-joint donne les principales dimensions courantes, ne diffèrent de leurs analogues d'Europe que par des détails de construction parfois très ingénieux, comme on le verra par les quelques descriptions suivantes, mais dont on trouverait facilement l'équivalent sur nos machines.

DIMENSIONS NORMALES DES CORLISS AMÉRICAINES, D'APRÈS STANWOOD.

	mm.	mm.	mm.	mm.	mm.	mm.	mm.	mm.	mm.	mm.	mm.
Course du cylindre .....	250	300	350	400	460	500	560	610	660	710	760
Diamètre de l'arbre au palier .....	125	150	175	200	230	250	280	300	330	350	380
Longueur .....	250	300	350	400	460	500	500	560	560	660	660
Diamètres { du tuyau d'admission...	75	90	100	115	130	150	150	180	180	200	200
{ du tuyau d'échappement.	90	100	130	150	150	180	200	230	230	230	250
Lumières d'admission... { Largeur..	20	20	20	22	24	27	29	30	35	38	50
{ Longueur.	230	280	315	370	415	470	530	585	655	685	735
Lumières d'échappement. { Largeur..	30	30	33	35	40	45	47	50	54	59	63
{ Longueur.	230	280	315	370	415	470	530	585	635	695	735
Bouton de manivelle... { Diamètre.	62	75	87	100	113	125	138	150	150	163	185
{ Longueur.	82	95	95	111	127	143	143	200	200	230	230
Axe de la crosse..... { Diamètre.	62	75	75	100	100	125	125	150	150	160	160
{ Longueur.	95	95	95	110	110	130	130	150	150	170	170
Diamètres { de la chambre de vapeur.	90	95	80	115	130	140	150	165	180	190	215
{ de l'axe du robinet....	30	33	33	36	40	43	43	50	50	55	55
{ de la tige du piston....	50	55	55	75	80	90	100	105	110	115	120

Les robinets des machines Corliss, presque toujours en fonte, sont conduits (fig. 190), dans les meilleurs types, par une barre en bronze qui les traverse sur toute leur longueur, dans une coulisse à ressorts assurant l'étanchéité des lumières.

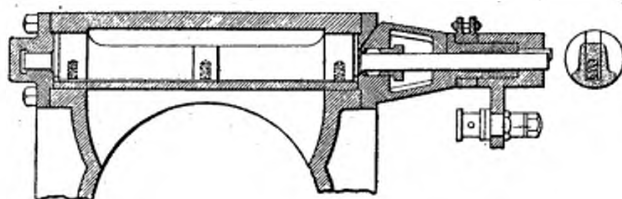


Fig. 190 et 191. — Détail d'un robinet Corliss à barre.

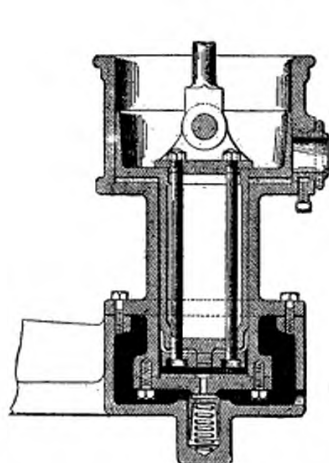


Fig. 192.  
Dash-pot à vide Frick.

Quand le piston monte, il fait le vide sous sa petite face. Quand il descend, il refoule l'air, par sa petite face, au travers de la soupape inférieure, et, par sa grande face, au travers d'une ouverture latérale, qu'elle ferme à la fin de la course, graduellement, de manière à éviter tout choc.

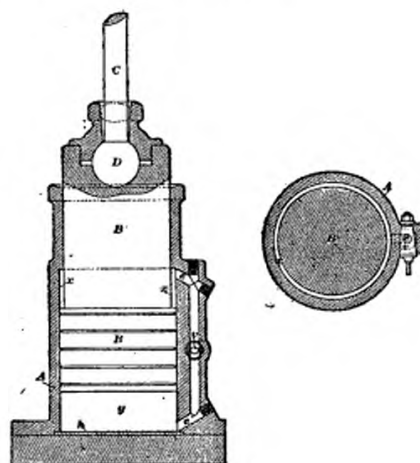


Fig. 193 et 194. — Dash-pot différentiel à vide de Fiskell.

B'B, piston différentiel relié à sa tige *c* par une articulation sphérique *D*. Quand il monte, l'air passe, par *xx'*, de l'espace annulaire *xx* dans l'espace beaucoup plus grand *y*, où il se raréfie; quand il descend, cet air est refoulé de *y* en *x'* avec une résistance réglée par l'étranglement *v*, sans rebondissement de *B*. Un cuir *h* empêche tout choc dangereux au fond de course, comme aussi en figure 192.

L'un des détails les plus importants des distributeurs Corliss est le *dash-pot*, le plus souvent à vide. Les figures 192 à 194 et 198, qui s'expliquent par leurs légendes, en représentent quelques types des plus usités.

La distribution *Reynolds*, genre Corliss, de la grande machine de 3,000 chevaux exposée par la *Compagnie Allis*, de Milwaukee, étant ca-

ractérisée par l'emploi d'un second excentrique permettant de faire varier la détente de zéro aux  $11/12$  de la course. Ainsi que l'indique la figure 197, l'excentrique principal actionne, par le renvoi habituel et la bielle C, les deux plateaux A<sup>3</sup> et A' des cylindres de basse et de haute pression, tandis que l'excentrique de détente attaque, par le renvoi D (dd'), deux leviers verticaux n et n', au sommet desquels sont articulés deux renvois de sonnettes l et l', dont les bras horizontaux sont soumis au régulateur, et que leurs bras verticaux actionnent respectivement, par les renvois oo et o'o', les leviers K (fig. 195) des déclics d'admission des cylindres de basse et de haute pression <sup>(1)</sup>.

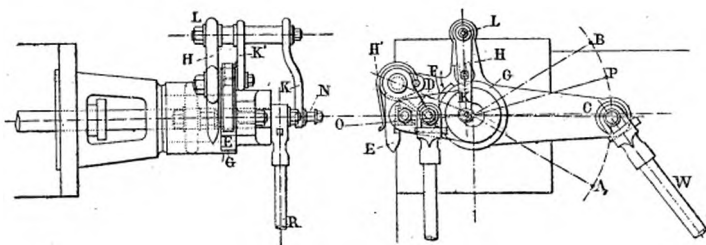
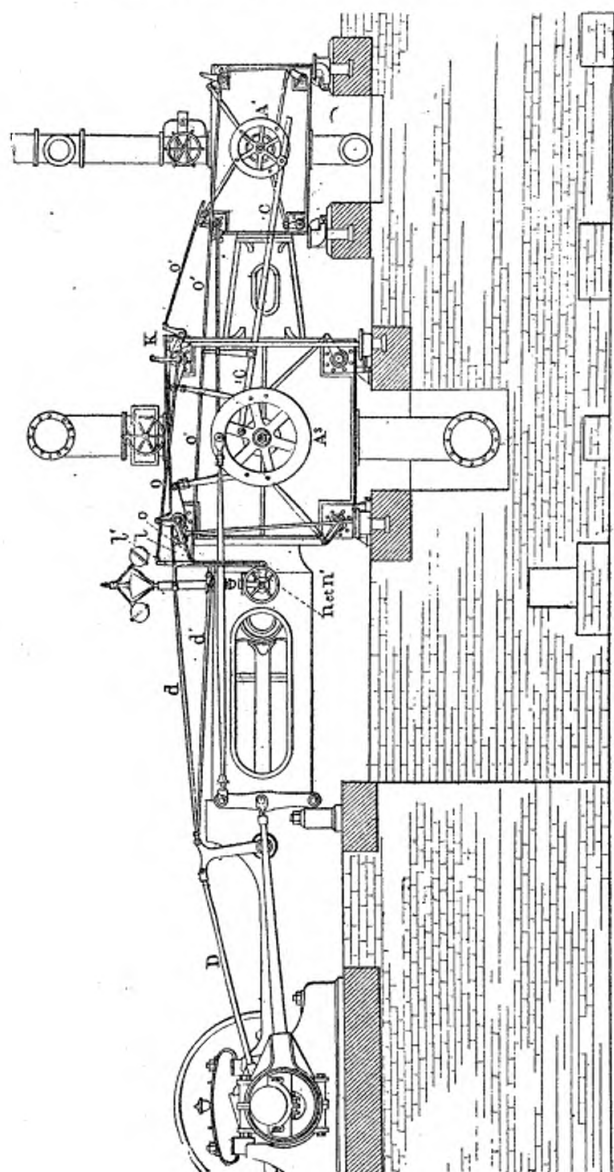


Fig. 195 et 196. — Distribution Reynolds. Détail du déclic.

Voici comment fonctionne le déclic représenté par les figures 195 et 196. Quand la bielle W, articulée au plateau A<sup>3</sup> ou A' (fig. 195) et commandée, par conséquent, par l'excentrique principal, abaisse autour de l'axe du robinet d'admission correspondant le levier fou C, ce levier entraîne, par son cliquet E, la manivelle D, calée sur l'arbre du robinet, jusqu'à ce que ce cliquet rencontre la came F, et lâche la manivelle D, qui, rappelée par son dash-pot R, ferme brusquement l'admission. Or la came F est solidaire d'un manchon G, fixé sur l'axe du robinet, et orienté autour de cet axe par le coulisseau du levier K', solidaire du levier K, articulé à la bielle O de l'excentrique de détente, par laquelle il reçoit un mouvement d'oscillation, fonction, comme nous l'avons vu, à la fois du calage de cet excentrique et du régulateur. Il en est par conséquent de même, et entre des limites très étendues, de la détente <sup>(2)</sup>.

<sup>(1)</sup> Voir Peabody, *Valve Gears*, p. 115. — <sup>(2)</sup> Voir aussi le brevet américain Reynolds, 522304, 27 janvier 1894 et l'*Annexe*, p. 514.



F. Corliss Pat. 1874

Fig. 197. — Distribution Reynolds (machine Allis de 3,000 chevaux).

On retrouvait une disposition analogue sur la machine exposée par *Fraser et Chalmers*<sup>(1)</sup>.

<sup>(1)</sup> *Revue industrielle*, 10 mars 1894. Nous signalerons aussi quelques Corliss à deux distributeurs, notamment celles de Twiss (*American Machinist*, 28 avril 1892. Brevets américains 212285,



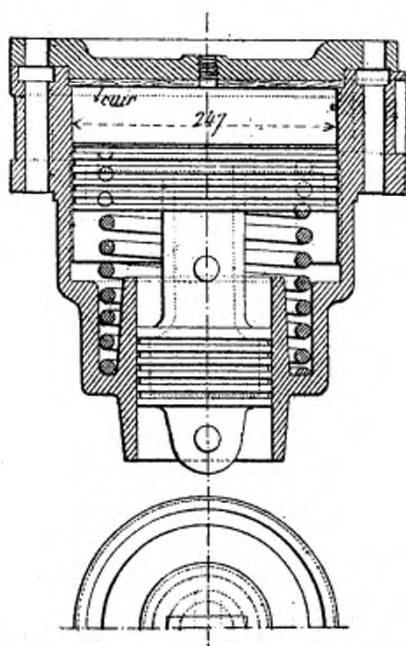


Fig. 198 et 199. — Dash-pot à air et à vapeur de la Southwark Foundry Co.

Ce dash-pot est entièrement plongé dans la vapeur qui, au moment du déclié, en pousse le petit piston avec une vitesse réglée par une ouverture percée sous le grand piston, et en communication avec l'atmosphère, comme en fig. 192.

Les variétés de décliés sont naturellement innombrables : chaque constructeur se faisant un devoir d'en avoir un bien à soi, souvent plus compliqué qu'original ; nous décrivons seulement quelques-uns de ces appareils, choisis parmi les plus simples et les plus pratiques.

Celui de la machine *Fiskell* porte (fig. 200) fou au bout de son levier C'C, mobile sur l'arbre A du robinet d'admission et actionné par la bielle X du plateau, un axe D, à cliquet E, en prise en c, par le ressort f, avec la manivelle B, calée sur A, et l'axe D porte à son autre bout une manivelle F, terminée par un galet R'. Quand ce galet vient buter sur le galet R, pivoté à l'une des extrémités du levier HH'H'', fou et soumis au régulateur, E lâche la manivelle B', qui, rappelée par le dash-pot en Y,

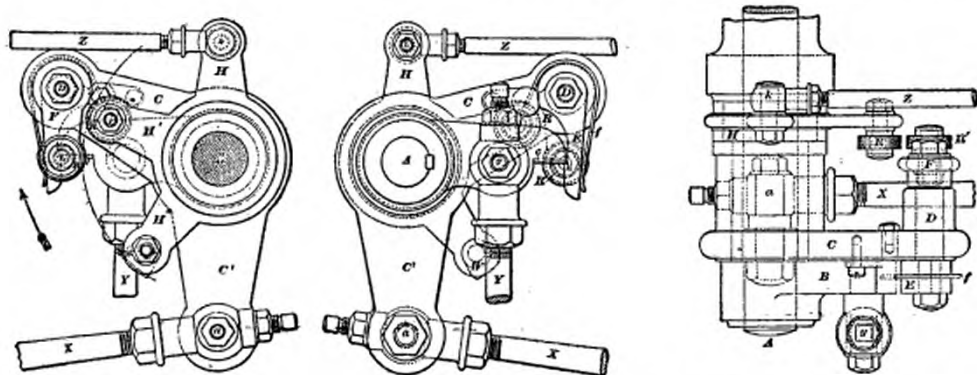


Fig. 200 à 202. — Déclié Fiskell. Vues de face et plan.

X, bielle du plateau de distribution, actionnant en a le levier C'C, fou sur l'axe A du robinet d'admission, avec cliquet DE, mis en prise en e, par le ressort f, avec la manivelle B, calée sur A. — F, manivelle de D, à galet R. — HH'H'', levier fou sur A, à came W' et à galet R', et soumis au régulateur.

de 1892, 473486, de 1892) et de Ohmen (*Electrical World*, 19 mai 1894, p. 669. Brevets américains 305718, de 1884, et 474757, de 1891). Voir l'Annexe, p. 511.

ferme brusquement l'admission. Il faut remarquer que R ne rencontre R' que presque dans l'axe de H', de manière à ne presque pas influencer le régulateur. Enfin le troisième bras H' du levier HH'H'' porte une came

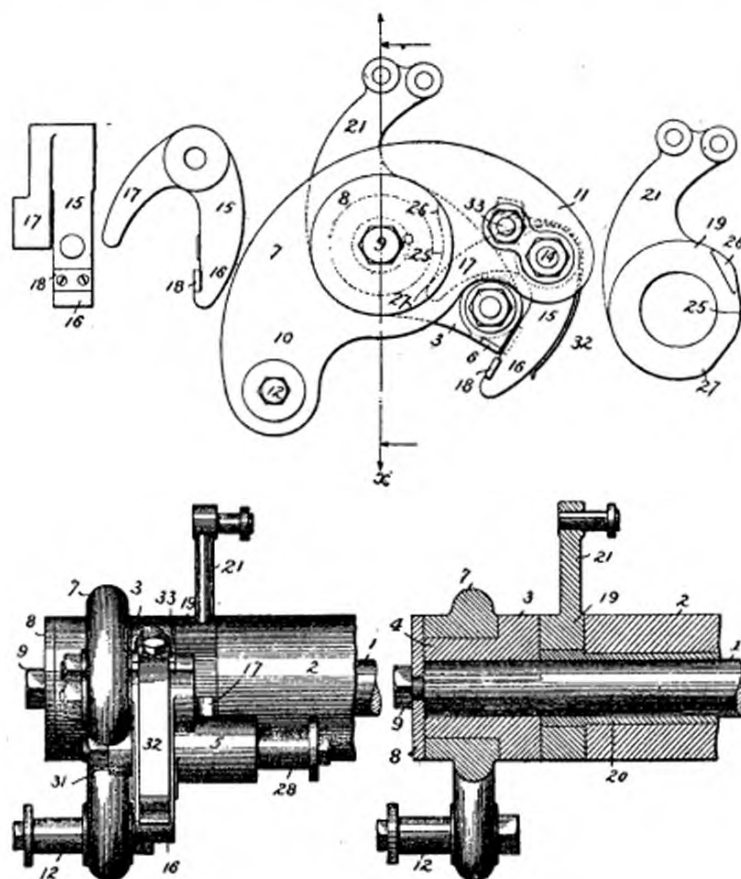


Fig. 203 à 208. — Déclie Sargent. Vue latérale. Coupe x. Détail du cliquet 15 et du levier 21.

10, 11, 7, balancier articulé en 12 sur la bielle du plateau d'excentrique et en 28 sur celle du dash-pot, fou sur l'arbre 1 du robinet d'admission, et pourvu d'un cliquet 17-15-16, pivoté en 14 et pressé par le ressort 32, fixé en 33 sur la manivelle 3, calée sur 1 et qu'il entraîne par 18-6 quand on tourne 10 de gauche à droite, jusqu'à ce que 17 vienne heurter la came 26 du levier 21-27, fou sur 1, et soumis au régulateur. — 27, came de sûreté venant, quand le régulateur tombe, repousser 17 de manière à déclencher définitivement 18 de 6. — 9, boulon avec plaque 8 retenant le balancier 7 sur le manchon 4 du levier 3.

W, qui, lorsque le régulateur vient à tomber, par un ralentissement excessif de la machine ou par accident, arrive, suivant la flèche, à relever le galet R', de manière à déclencher définitivement E de B et à arrêter le moteur.

Avec le dispositif de *M. Sargent* (fig. 203)<sup>(1)</sup>, quand le balancier 10 est tiré vers la droite par la bielle du plateau, son cliquet 17, 15, articulé

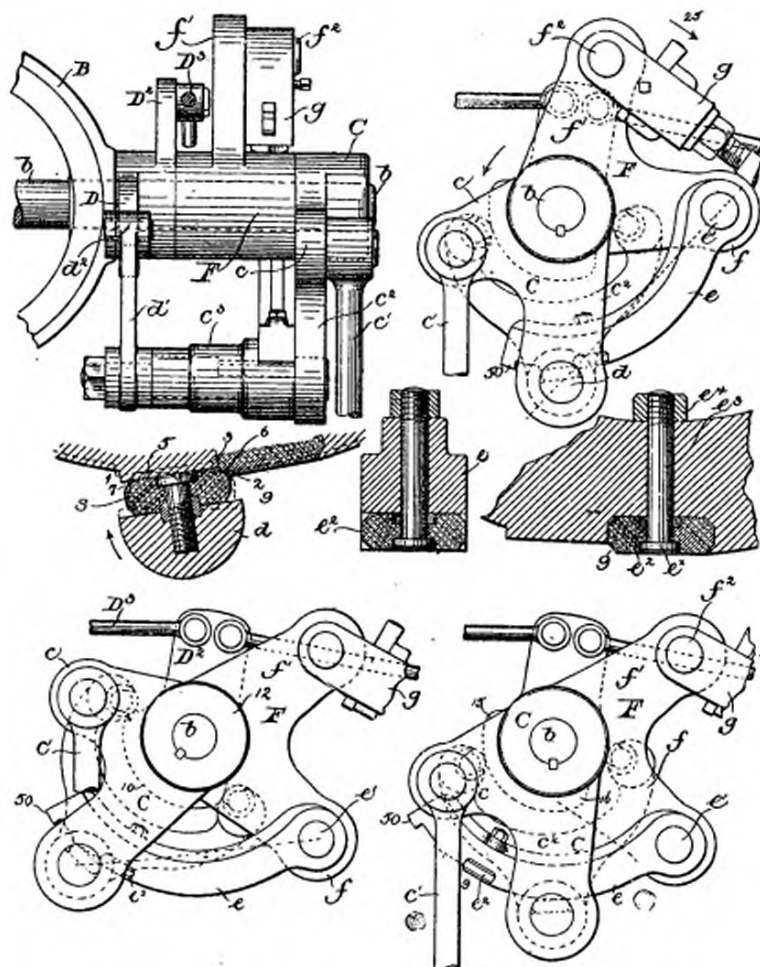


Fig. 209 à 215. — Déclat Harris. Vue par bout. Vues de face : au commencement de l'admission, à la fin et au rappel de fermeture. Détail de l'enclenchement 9-6.

*Fff'* (fig. 210 et 217), levier fou sur l'axe *b* du robinet d'admission, articulé en *f'f'* à la bielle *g* du plateau de distribution, et en *f'e'* au cliquet *e*, à grain d'acier *e'g*, fixé par le boulon *e'e'e'* (fig. 215). — *Cec'*, levier calé sur *b*, dans lequel est pivoté en *c'* (fig. 218) l'arbre *d*, à butée *S'*, fixée par des vis 3 dans son encoche 5-7. — *d'* (fig. 218), ancre calée sur *d*, à deux galets *d'd'*. — *DD'D'*, manchon fou sur *b*, soumis en *D'* au régulateur, avec came de déclenchement 12-15-10. — *c'*, tige de rappel du dash-pot. — 50, talon de *e*, qui, en cas de non-fonctionnement du dash-pot, ramènerait le mécanisme de la position fig. 211 à celle fig. 212.

en 14 et pressé par le ressort 32, enclenche en 6, par 18, la manivelle 3,

<sup>(1)</sup> Voir aussi le brevet américain de Sargent et Rice, n° 425267, 1<sup>er</sup> juin 1894.

en 14 et pressé par le ressort 32, enclenche en 6, par 18, la manivelle 3, calée sur l'arbre 15 du robinet d'admission, et l'entraîne jusqu'à ce que son bras 17 vienne heurter la came 26 du levier 21, fou sur 1, et soumis au régulateur. La manivelle 3 est alors aussitôt rappelée par la tige du dash-pot articulée en 28. Quand le régulateur tombe par accident, la came 27 du levier 21 vient déclencher définitivement 16 de 3, et arrête la machine. C'est un dispositif compact, solide, parfaitement accessible et facilement démontable.

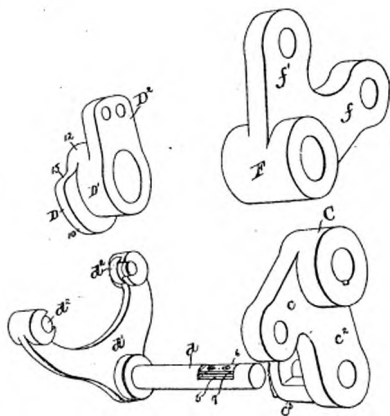


Fig. 216 à 218. — Déclat Harris. Détail du levier F, de la came D, et de l'ancre d' (même légende qu'en fig. 209).

Le déclat de *W. A. Harris*, représenté par les figures 209 à 218, est aussi des plus remarquables. Quand le plateau de l'excentrique tire, par G, dans le sens de la flèche 25 (fig. 210) l'extrémité  $f'$  du levier  $fFf'$  (fig. 217), fou sur l'axe  $b$  du robinet d'admission, le cliquet  $e$ , articulé  $e'$ , au bout du bras  $f$ , repousse, par la butée de son grain d'acier 9 sur le grain 6, l'arbre  $d$ , pivoté en  $c^3$  (fig. 218), dans le bras  $c^2$  du levier C, calé sur  $b$ , et l'entraîne, jusqu'à ce que les galets  $d^2 d^3$  de la fourche  $d'$  viennent, (fig. 211), en butant sur la came D (fig. 216), faire pivoter  $d$ , et déclencher aussi 6 du levier C, aussitôt rappelé en  $c'$  par le dash-pot, de manière à couper brusquement l'admission, comme figure 215. D'autre part, la came D fait (fig. 216) partie d'un levier  $D'$ , fou sur  $b$ , et soumis au régu-

lateur circulaire 10 de la came D, en amenant ainsi la butée 6 à être, quand  $g$  ramène F dans la position (fig. 210), renclenchée au passage par 9, de manière à recommencer l'opération.

Ainsi que le montre la figure 213, les galets  $d^2$  n'ont, pour dégager  $b$ , qu'à faire pivoter  $d$  que de l'angle très petit indiqué en pointillé, de manière à ne baisser  $b$  que de la moitié de la saillie de Q, parce que le pivotement de  $b$  autour de  $e'$ , corrélatif de celui de  $d$ , fait faire à Q la moitié du chemin nécessaire au déclenchement, qui est, par conséquent, très rapide en même temps que très doux au régulateur; on remarquera, en outre, que l'emploi de la fourche  $d'$  et de la came D dispense de toute espèce de ressort, et rend l'action du déclic presque entièrement desmodromique. Enfin, en cas de non-fonctionnement du dash-pot, le talon 50 de  $e$  le remplacerait, et ramènerait le mécanisme de la position fig. 211 à la position fig. 212.

On sait que les machines Corliss sont tout à fait impropres aux grandes vitesses : au delà d'une centaine de tours par minute, l'intensité des chocs du déclic et la raideur des ressorts de rappel augmentent au point d'en rendre le fonctionnement pratiquement difficile, dispendieux et bruyant; aussi dépasse-t-on rarement cette limite, considérée comme extrême par beaucoup de constructeurs.

Des inventeurs déjà nombreux ont cherché à conserver les avantages principaux de la distribution Corliss (suppression presque complète des espaces nuisibles, séparation des distributeurs d'admission et d'échappement complètement équilibrés, action directe, sensible et facile du régulateur, ouverture et fermeture rapide des lumières) sans avoir recours aux déclics, en commandant ses distributeurs par des mécanismes continus et desmodromiques, permettant de marcher facilement à 300 et même à 350 tours.

L'une des machines américaines les plus remarquables de ce genre est celle de *Pitchford*; je n'ai besoin que de la rappeler, car elle a été décrite en détail dans plusieurs publications françaises <sup>(1)</sup>.

La très remarquable machine exposée à Chicago par la *Bates Machine Co*, de Joliet (Ill.), fonctionnait aussi sans déclic, à l'aide d'un mécanisme

<sup>(1)</sup> *Revue industrielle*, 24 mars 1888. *Lumière électrique*, 23 février 1889, p. 368. *Engineering*, 26 août 1892, p. 264. A citer aussi la distribution de Dow (brevet américain 521706 19 juin 1894).

fort simple et des plus ingénieux, facile à suivre sur la figure 219. Quand le plateau de distribution  $W$ , commandé par l'excentrique du moteur, tourne dans le sens de la flèche, son axe  $I$ , autour duquel est pivoté le doigt  $L$ , articulé d'autre part, en  $P$ , à la bielle  $R$ , entraîne ce doigt, et, avec lui, la bielle  $R$  jusqu'à la position figurée, où l'extrémité de droite

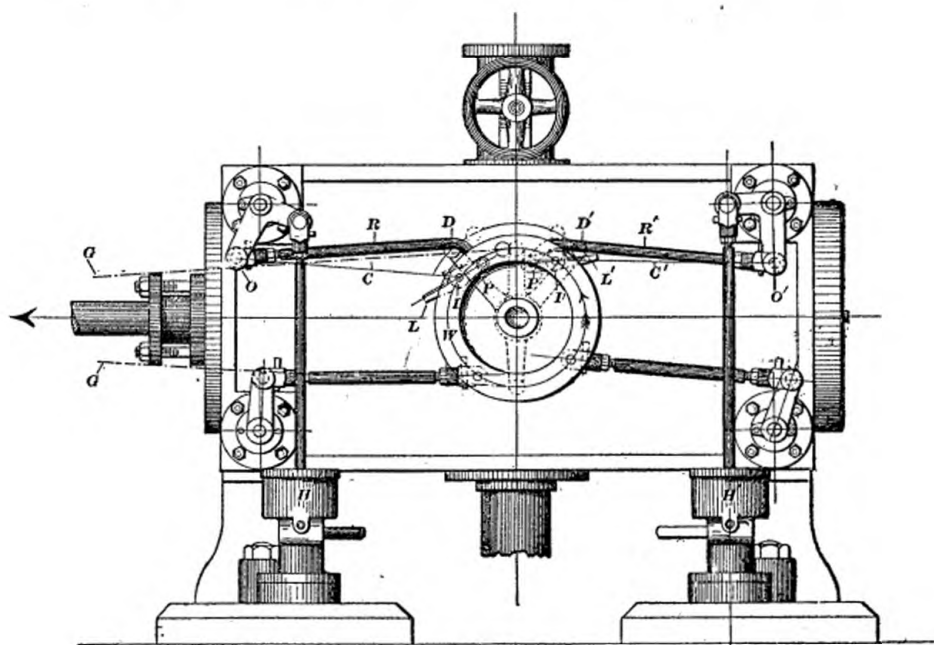


Fig. 219. — Distribution sans déclié de la machine Bates.

$W$ , plateau de distribution portant, pivotés sur les deux axes  $I$  et  $I'$ , les doigts  $L$  et  $L'$ , articulés en  $P$  et  $P'$  aux extrémités des bielles  $R$  et  $R'$  des robinets d'admission  $O$  et  $O'$ . —  $D$  et  $D'$ , bras à galets pivotés fous sur l'axe de  $W$  et soumis au régulateur en  $GG$ . —  $H$  et  $H'$ , dash-pots.

du doigt  $L'$  vient heurter le galet  $D'$ . L'appui de ce galet, faisant alors pivoter  $L'$  autour de  $I'$ , soulève l'articulation  $P'$ , autour de  $O'$ , au-dessus du plan d'arc-boutement  $I'C'O'$ , de sorte que la traction de  $O'$  sur  $R'$ , libre ainsi de continuer ce mouvement sous le rappel du dash-pot, referme brusquement, comme par un déclié, le robinet d'admission : les pièces prennent alors les positions indiquées en  $R, I, L$ , à gauche de la figure.

Quant aux galets  $D$  et  $D'$ , ils sont pivotés à l'extrémité de deux leviers

coudés distincts, fous sur l'axe du plateau W, et soumis en G au régulateur, qui fait ainsi très facilement varier la détente.

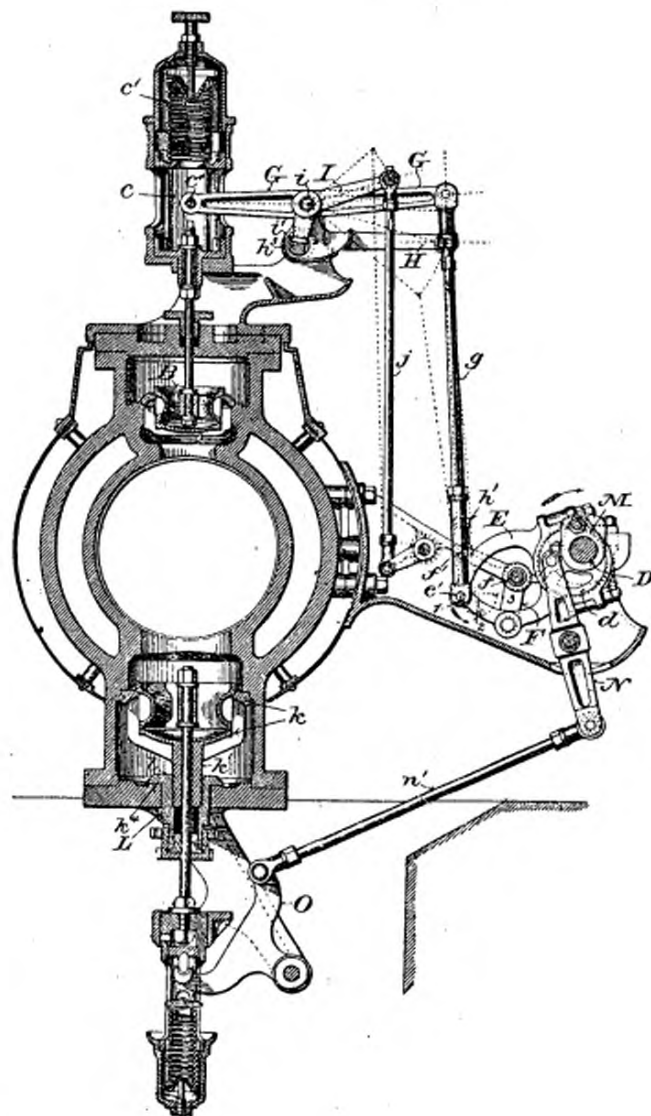


Fig. 220. — Distribution à soupapes Nordberg. Commencement de l'admission.

D, arbre de distribution, à excentrique dE, commandant par  $d'g$  le levier G, pivoté sur l'axe  $c^h$  de la lanterne c, solidaire de la soupape B, à ressort de rappel réglable  $c'$ , et (fig. 221), par  $Fff' h'$ , le levier H, pivoté en h, et pourvu d'un bras de déclic  $h^2$  (fig. 221) à taquet  $h^1$ . I, levier soumis par  $Jjj$  au régulateur, pivoté en i sur G, avec taquet  $i'$ . — M, came ajustable, commandant par  $Nn'O$  la soupape d'admission k, avec stuffing-box de réglage L, fileté en  $l'$  sur le porte-siège  $kk'$ .

La machine *Bates* de l'Exposition, à cylindre de 0 m. 510  $\times$  1 m. 23 de course, faisait 300 chevaux à 80 tours, sous une pression initiale de



7 kilogrammes et une détente au quart de la course. Sa marche était régulière et absolument silencieuse.

Les distributions par soupapes sont très rares aux États-Unis sur les machines fixes : je citerai néanmoins, comme des mieux étudiées, celle de *M. Nordberg*, représentée par les figures 220 et 221 <sup>(1)</sup>.

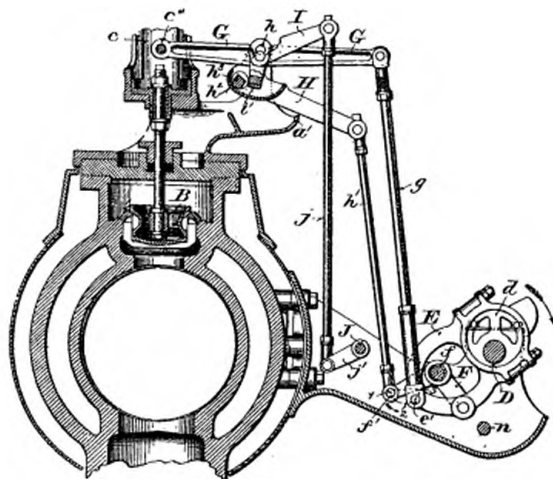


Fig. 221. — Distribution par soupapes Nordberg. Positions des pièces après le déclat (même légende qu'en fig. 220).

L'arbre de distribution *D* commande, à chaque extrémité du cylindre, les organes représentés en figure 220. Son excentrique *d* a sa tige *E*, évidée comme l'indiquent les figures 220 et 221, articulée d'une part à la tige *g* du levier *G*, pivoté en *c*<sup>4</sup>, dans la lanterne *c*, solidaire de la soupape d'admission *B*, et, d'autre part, au levier coudé *F*, qui commande par *h'* le levier *H*, pivoté autour du point fixe *h*. En outre, le régulateur agit par *j* sur un troisième levier *I*, pivoté en *i* sur *G*, et dont le petit bras porte un taquet *i'*.

Dans la position fig. 220, ce taquet repose sur celui *h*<sup>3</sup> du levier *H*, et les axes *h* et *i* coïncident, de sorte que, l'excentrique tournant dans le

<sup>(1)</sup> A citer aussi les distributions par soupapes de Putnam et de Gaskill (Peabody, *Valve Gears*, p. 123 et 125, vol. J. Wiley, New-York, 1892, et *American Machinist*, 14 novembre 1885, p. 2).



sens de la flèche, et  $e'$  décrivant la courbe 1, 2, le levier G, pivotant autour de l'axe  $i$ , fixé par l'appui de  $i^1$  sur  $h^3$ , commencera par ouvrir la soupape d'admission B. Mais, en même temps, le levier coudé F, abaissant H et ramenant  $h^3$  vers la gauche, le déclenchera de  $i'$  et fermera (fig. 221) l'admission d'autant plus vite que le régulateur aura reculé, par J, le taquet  $i'$  plus vers la droite. On remarquera que cette fixation de la détente est indépendante de l'usure des contacts  $i'$  et  $h^3$ .

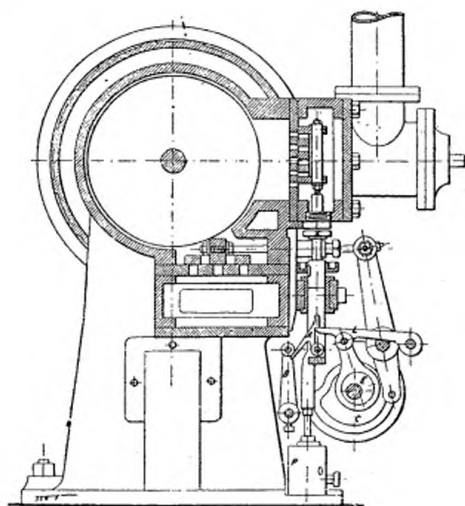


Fig. 222. — Distribution Brown par tiroirs à grilles et à déclics.

E, excentrique commandant le tiroir d'admission par le cliquet L, à déclie A, soumis au régulateur en B.  
C, came commandant le tiroir d'échappement horizontal. — P, dash-pot.

Après la fermeture de l'admission, le point  $e'$  décrit d'abord la partie ascendante 2, 3 de la courbe 1, 2, 3, puis la partie presque horizontale 3, 1, pendant laquelle le levier G reste presque immobile, tandis que H ramène  $h^3$  sous  $i'$ , prêt à recommencer, comme en figure 220, une nouvelle admission. Les taquets  $i'$  et  $h^3$  s'abordent presque sans choc; la marche est douce et sans bruit.

Quant à l'échappement, il s'opère par le renvoi  $Nn'O$ , commandé par la came M, en deux parties ajustables l'une sur l'autre.

Si la soupape d'échappement  $k$  fuit, il suffit de tourner le stuffing-box L, fileté sur  $k'$ , pour serrer la garniture, en même temps que  $l$  sur  $k^a$ , ainsi que

le siège *k* sur sa portée. Enfin, la soupape d'admission n'est jamais retenue que par son ressort *c*, qui lui permet toujours de céder aux coups d'eau.

Les distributions par  *tiroirs à décles*  sont de même peu fréquentes aux États-Unis; je rappellerai néanmoins la remarquable distribution de *Brown*, qui figurait à l'Exposition de 1889<sup>(1)</sup>.

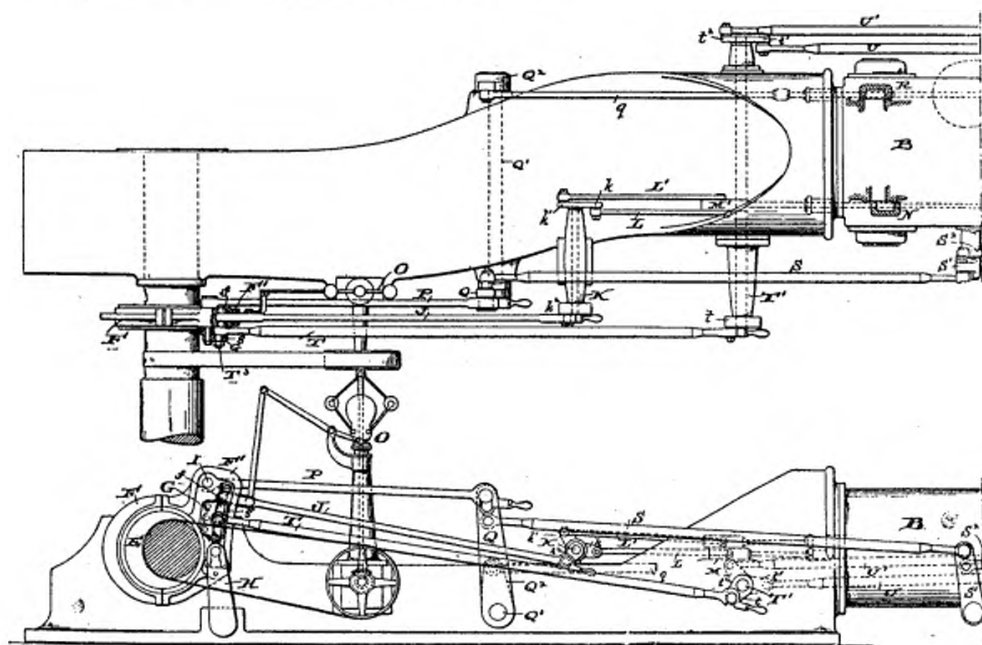


Fig. 223 et 224. — Machine Porter Allen à distribution Good et Lindroth.  
Plan et élévation.

F (fig. 225 et 226), excentrique à coulisse *F'f*, commandant par sa tige *J*, soumise au régulateur *O*, et par le renvoi *Kkk'k'LL'*, les tiroirs d'admission *N* du cylindre de haute pression *B*. — *G* (fig. 225), coulisse auxiliaire, menant par *gTt't'U* et *U'*, les tiroirs d'admission du grand cylindre. — *P*, tige articulée en *I*, menant par *QSS'S²* et *Q'Qq* les tiroirs d'échappement *R* des deux cylindres.

Cette distribution comporte, à chaque extrémité du cylindre, deux tiroirs à grilles : l'un horizontal, pour l'échappement, et commandé invariablement par la came *C* (fig. 222), tracée de manière à donner des ouvertures et des fermetures très rapides; l'autre vertical, pour l'admission, est mené par l'excentrique *E*, au moyen du levier fou *L*, à déclec *A*, commandé par le levier *B*, soumis au régulateur. Quand *A* lâche *L*, le tiroir

<sup>(1)</sup> Voir l'*Amere*, p. 523.

retombe, par la poussée de la vapeur, avec une vitesse amortie par le dash-pot P<sup>(1)</sup>.

Parmi les *distributions par coulisse* pour machines fixes, je citerai la nouvelle disposition du type *Pius Fink*, adoptée par *M.M. Lindroth* pour les machines du type *Porter Allen* construites par la *Southwark Foundry*.

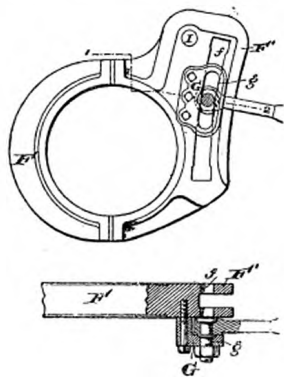


Fig. 225 et 226.  
Excentrique à double coulisse  
Good et Lindroth.  
Élévation et coupe 1-2.  
(Même légende qu'en fig. 223.)

On reconnaît, sur la figure 225, le type ordinaire du collier d'excentrique Fink, FF', avec coulisse *f*. On a ajouté à cette coulisse une seconde coulisse *g*, entaillée dans une plaque G, fixée parallèlement à la première, et dont le coulisseau commande, par T (fig. 224), le levier *t*, pivoté en T', et qui mène, par t<sup>1</sup>t<sup>2</sup>, U et U', les tiroirs d'admission du cylindre détenteur situé dans le prolongement du cylindre de haute pression B. Les tiroirs N de ce dernier cylindre sont menés par la coulisse F, dont la tige J, soumise au régulateur, attaque ces tiroirs par le renvoi k<sup>2</sup>Kk<sup>1</sup>LL'. Quant aux tiroirs d'échappement des deux cylindres, ils sont menés tous les quatre par la tige

invariable P et le renvoi Q<sup>1</sup>Q<sup>2</sup>, dont la tige *q* actionne l'échappement R du petit cylindre, et la tige S celui du grand.

L'emploi des *tiroirs plans équilibrés* est presque universel aux États-Unis sur les locomotives. Les tiroirs sont non pas en bronze, mais en fonte, et il n'est pas rare de les retrouver intacts après des parcours de 150,000 kilomètres.

L'un des plus employés parmi ces tiroirs est celui de *Richardson* (fig. 227)<sup>(2)</sup>. L'équilibre s'y produit par le glissement étanche des garnitures en fonte *pp*, appuyées sous le plateau P par des ressorts. Ces garnitures sont indépendantes les unes des autres, les petits côtés s'enclenchant sur les grands par de simples encoches, de sorte que leur ensemble

<sup>(1)</sup> Voir Peabody, *Valve Gears*, p. 115, l'Annexe et le brevet américain 524306, du 7 avril 1894.

<sup>(2)</sup> Disposition analogue, en principe, à l'ancien compensateur de Dawes et Rennie (1869). Voir l'Annexe, p. 527.

constitue un cadre essentiellement déformable, d'une flexibilité qui, d'après l'inventeur, en assure l'étanchéité permanente. Dans les locomotives, les bords du trou *o*, qui met l'intérieur du cadre en rapport constant avec l'échappement, affleurent parfois ce cadre, et viennent, quand on marche à blanc, y frotter légèrement, de manière à empêcher ainsi l'aspiration

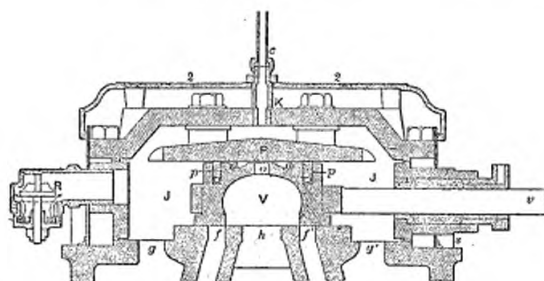


Fig. 227. — Tiroir équilibré de Richardson pour locomotives.

J, boîte à tiroir, à couvercle K, avec prise d'indicateur *c*, recevant la vapeur en *gg'*, l'admettant par *ff'*, et l'échappant par *hV*. — P, plateau à garnitures étanches *pp*, empêchant la vapeur de pénétrer en *a*, et dont les fuites s'évacuent à l'échappement *h* par *oV*. — R, reniflard empêchant les gaz de la boîte à fumée d'entrer en J quand on marche en contre-vapeur.

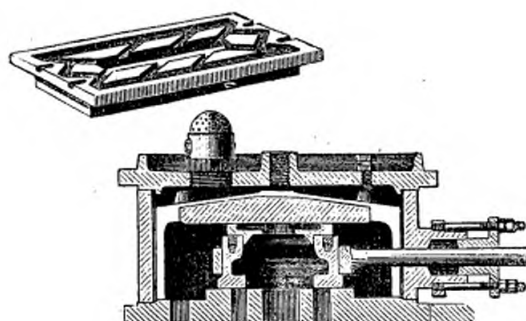


Fig. 228 et 229. — Tiroir Delancey.

des poussières de la boîte à fumée dans le cadre; mais il paraît préférable d'avoir recours, dans ce but, à un reniflard R, en communication avec la boîte du tiroir.

La plaque du tiroir de *Delancey* est creusée (fig. 228) de saignées qui facilitent la sortie des fuites de vapeur vers l'échappement, et ses barrettes latérales portent chacune deux petites encoches qui admettent un peu de vapeur pour le graissage des bords.

Le tiroir de l'*American Balance Slide Valve Co*, de San Francisco, a (fig. 230 et 231) son cadre d'équilibre constitué par un ou deux anneaux à bords inclinés, formant chacun joint étanche, d'une part avec le plateau du couvercle de la boîte à vapeur, sur lequel il glisse, et, d'autre part, avec un second plateau fixé au tiroir. La vapeur appuie l'anneau à la fois

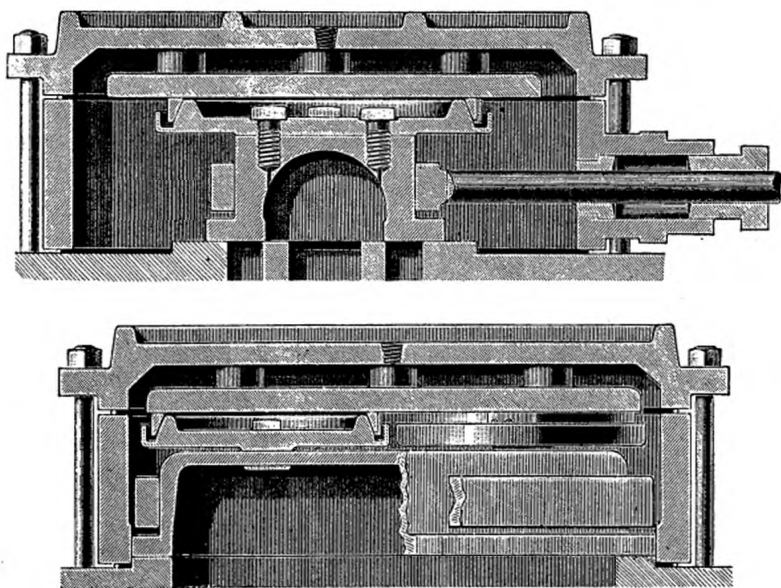


Fig. 230 et 231. — Tiroir équilibré de l'*American Balance Slide Valve Co*, à un et à deux plateaux.

sur la nervure de ce plateau, par sa pression à la circonférence de l'anneau, et sur le plateau supérieur, par sa pression sous l'anneau. Cette disposition présente l'avantage de supprimer tous les ressorts.

Les tiroirs à double entrée des machines *Russell* ont (fig. 232) leur cadre chargé par un ressort médian assez flexible pour céder facilement aux coups d'eau.

La solution adoptée pour la machine *Ball* est (fig. 233) particulièrement ingénieuse. Le tiroir, à double entrée, est constitué par deux manchons emboîtés l'un dans l'autre, et que la pression même de la vapeur

admise par leur intérieur tend à séparer de manière à les appuyer sur leurs glaces, mais juste de la pression nécessaire pour en assurer l'étanchéité.

Le tiroir *Ide*, représenté par les figures 235 à 238, est employé sur les machines de ce nom, très répandues aux États-Unis, où elles comptent parmi les meilleures du type rapide. Ainsi qu'on le voit par la figure 238, le tiroir est constitué par un cadre très léger, à quatre barrettes  $d$ ,  $d$ ,  $d^3$ ,

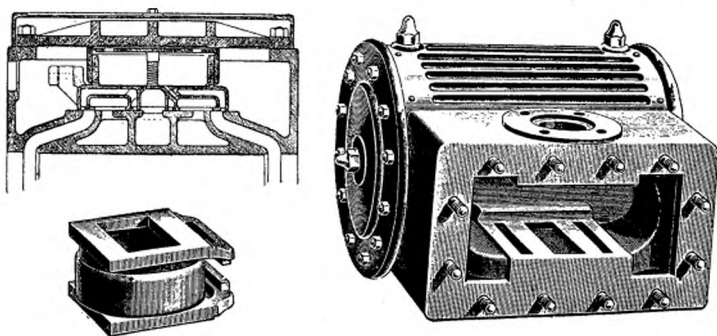


Fig. 232, 233 et 234. — Tiroirs équilibrés Russell et Ball.

$d^4$ , renforcées par un tube  $D^2$ , dans lequel passe la tige du tiroir, fixée par un boulon à l'extrémité du cadre. La plaque d'équilibre  $E$ , creusée d'un canal d'Allen  $E^3$ , enveloppe le tiroir par ses côtés  $ee$ , où elle est retenue par un goujon  $e^2$ ; elle porte deux évidements  $e^3$ ,  $e^4$ , en face des lumières d'admission  $ce^1$ , et qui assurent l'équilibre du tiroir. Quant au poids du tiroir, il est (fig. 237) supporté en grande partie par deux petits galets  $FF$ , ayant pour diamètre l'épaisseur de  $e$ , et que l'on remplace parfois par des billes. Un ressort  $E^2$  permet à la plaque d'équilibre de céder aux coups d'eau.

En figure 235, le tiroir est représenté admettant la vapeur au canal d'admission  $c^1$  de gauche, à la fois autour de la barrette  $d^2$  et par le canal  $E^3$ , ouvert à droite dans la chambre de vapeur; en même temps, la vapeur s'échappe de la droite du cylindre par  $c$ ,  $c^2$ . En figure 239, c'est l'inverse; l'admission se fait à gauche; enfin, en figure 240, l'échappement est ouvert à droite, et l'admission va s'ouvrir à gauche par un léger déplacement du tiroir vers la gauche, déplacement qui aura pour effet d'ouvrir le canal

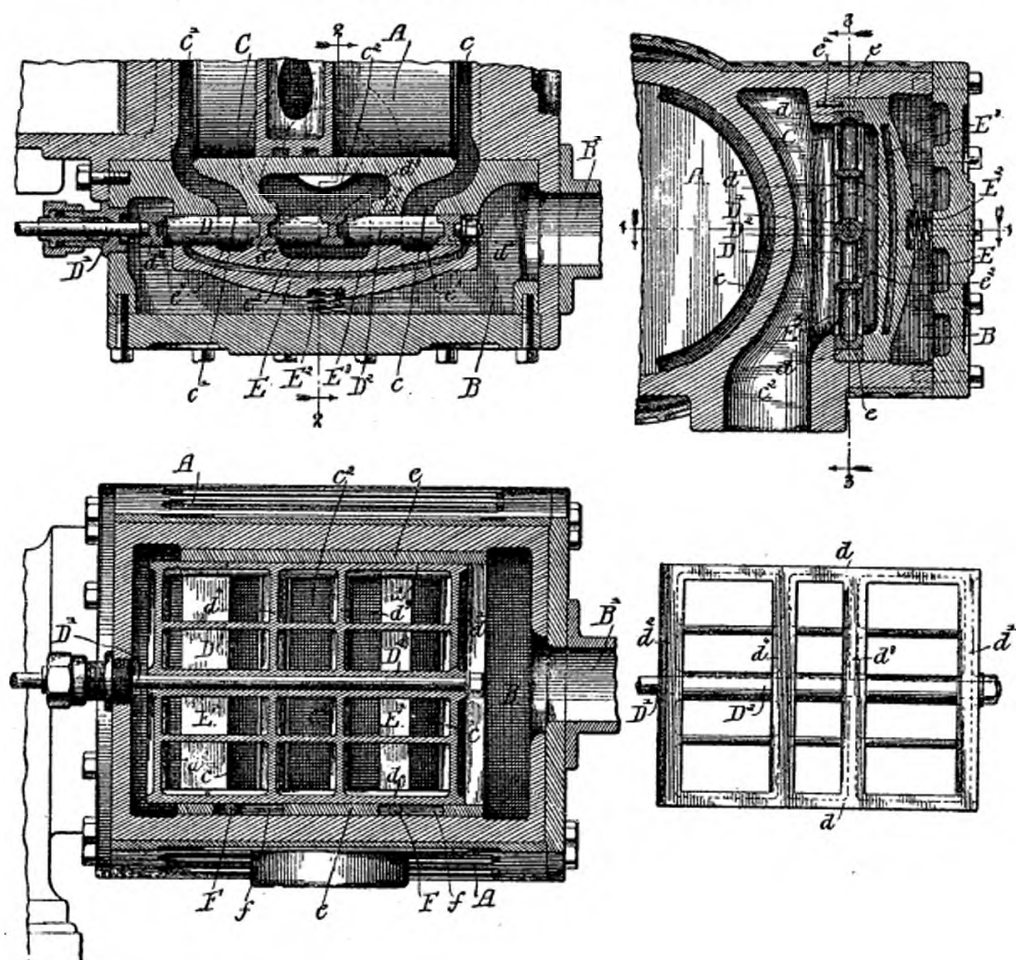


Fig. 235 à 238. — Tiroir équilibré Ide. Coupes 1-1, 2-2, 3-3, et détail du tiroir.

A, cylindre, avec lumières  $c$  et  $c'$ , pour l'admission et l'échappement. —  $c''$ , tuyau d'échappement. — D, tiroir à cadre  $d$ , avec barrettes  $d^1, d^2, d^3, d^4$  et douille  $D^2$ , pour l'attache de sa tige  $D^1$ . — E, plateau d'équilibre à ressort  $E^2$  et canal à double entrée  $E^3$ , retenu en  $e^1$  (fig. 236) sur la glace  $E^1$ , et guidant le tiroir par ses rebords  $e$ . —  $f$ , coulisses de  $e$ , à galets F, supportant le tiroir. —  $B^1$ , admission de la vapeur dans la chambre B du tiroir.

$E^3$  en  $d^1$ , en même temps que  $c^1$  en  $d^2$ ; de sorte que l'on voit bien, sur cette figure et sur la figure 241, comment le canal  $E^3$  augmente les orifices au commencement des admissions <sup>(1)</sup>.

<sup>(1)</sup> A citer les tiroirs équilibrés américains de Allen (*Engineering*, 7 février 1879, p. 115, et *La Lumière électrique*, 15 mars 1884, p. 467). Johnson (*American Machinist*, 14 mars

1881, p. 2). Freeman (*Electrical World*, 6 septembre 1890, p. 171). Mac-Dermott (*American Machinist*, 21 mars 1885, p. 3). Parker et Clark (*Scientific American*, 31 dé-

Mais c'est surtout sous la forme très rationnelle de pistons ou de cylindres creux que l'on rencontre, aux États-Unis, les tiroirs équilibrés, où ils ont supplanté, comme chez nous dans la Marine, les tiroirs plats, même

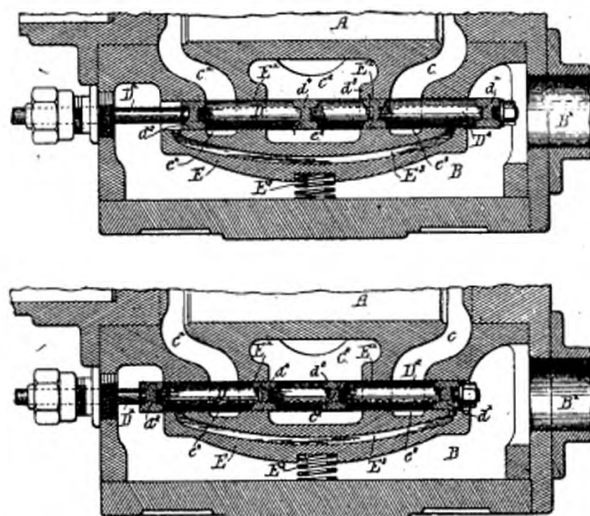


Fig. 239 et 240. — Tiroir Ide au commencement et à la fin de l'admission à droite (même légende qu'en fig. 235).

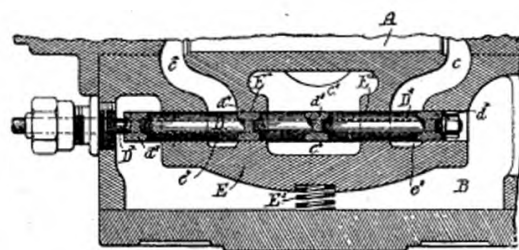


Fig. 241. — Tiroir Ide à simple entrée (même légende qu'en fig. 235).

sur la majorité des nouvelles machines de *M. Ide*, ainsi que le montre la figure 242 <sup>(1)</sup>.

cembre 1892, p. 418). Shepherd (brevet américain 514509 de 1894). Vanderventer (*Scientific American*, 21 novembre 1891, p. 327). Sweet (*Revue industrielle*, 31 mai 1890, p. 209). Voir l'Annexe, p. 530.

<sup>(1)</sup> A citer les tiroirs cylindriques de Armington (*La Lumière électrique*, 23 février

1889, p. 363). Baxter (*id.*, 20 mars 1880, p. 545). Westinghouse (*id.*, 6 avril 1889, p. 26). Beck (brevet américain, 483127, de 1893). Phelps (*Scientific American*, 9 décembre 1882, p. 371). Taylor (*American Machinist*, 26 mai 1892, p. 1).



La vapeur d'admission entoure le corps du tiroir, par l'intérieur duquel se fait l'échappement, de sorte qu'il suffit, pour vérifier l'étanchéité du tiroir, d'amener le tiroir au point mort, et d'admettre la vapeur après avoir enlevé les fonds de la boîte. Le remplacement d'un tiroir se fait très simplement: on fournit, à cet effet, avec le nouveau tiroir, un alésoir portatif, que l'on monte sur le cylindre, et qui réalèse les glaces au diamètre voulu assez exactement pour qu'il n'y ait qu'à introduire le nouveau tiroir sans

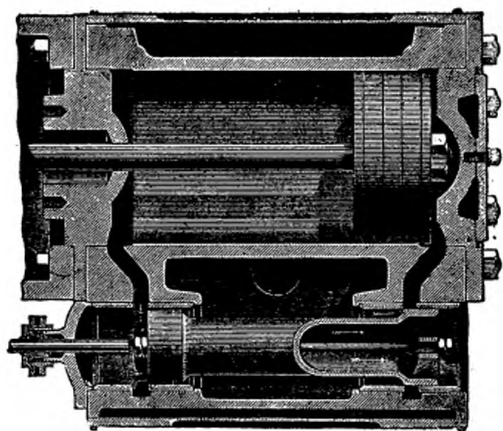


Fig. 242.  
Tiroir cylindrique creux de Ide.

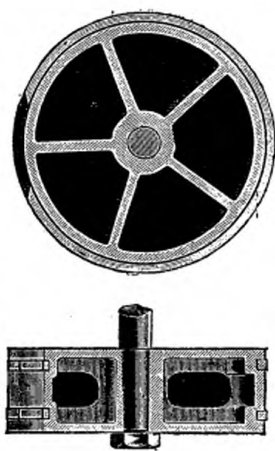


Fig. 243 et 244. — Détail  
des segments des tiroirs Ide.

aucun danger de fuite. Les pistons, en fonte, sont à deux segments, aussi en fonte, mais (fig. 243) interrompus au bas, sur une longueur égale au  $\frac{1}{8}$  de leur circonférence, par un voussoir en bronze, d'une épaisseur telle que le piston soit parfaitement centré lorsqu'il repose entièrement sur cette portée en bronze, et biseauté de manière que ses joints avec la partie en fonte restent parfaitement étanches, quelle que soit la dilatation des segments par leur usure.

La tige de ces tiroirs est articulée (fig. 175, page 93) à la barre d'excentrique par un joint sphérique à boule d'acier dans rotule de bronze, et le tiroir est si bien équilibré qu'il est facile de tourner sa tige à la main sur ce joint.

Pour les grands tiroirs, de 0 m. 158 à 0 m. 460 de diamètre, comme ceux des cylindres à basse pression des compound (fig. 245), la tige est

massive, et les segments sont dilatés (fig. 246) par un coin cylindrique, fixé sur la tige par écrou et contre-écrou, et ajusté sur machine chaude, de façon à assurer l'étanchéité. Quand la machine se refroidit, ce coin en

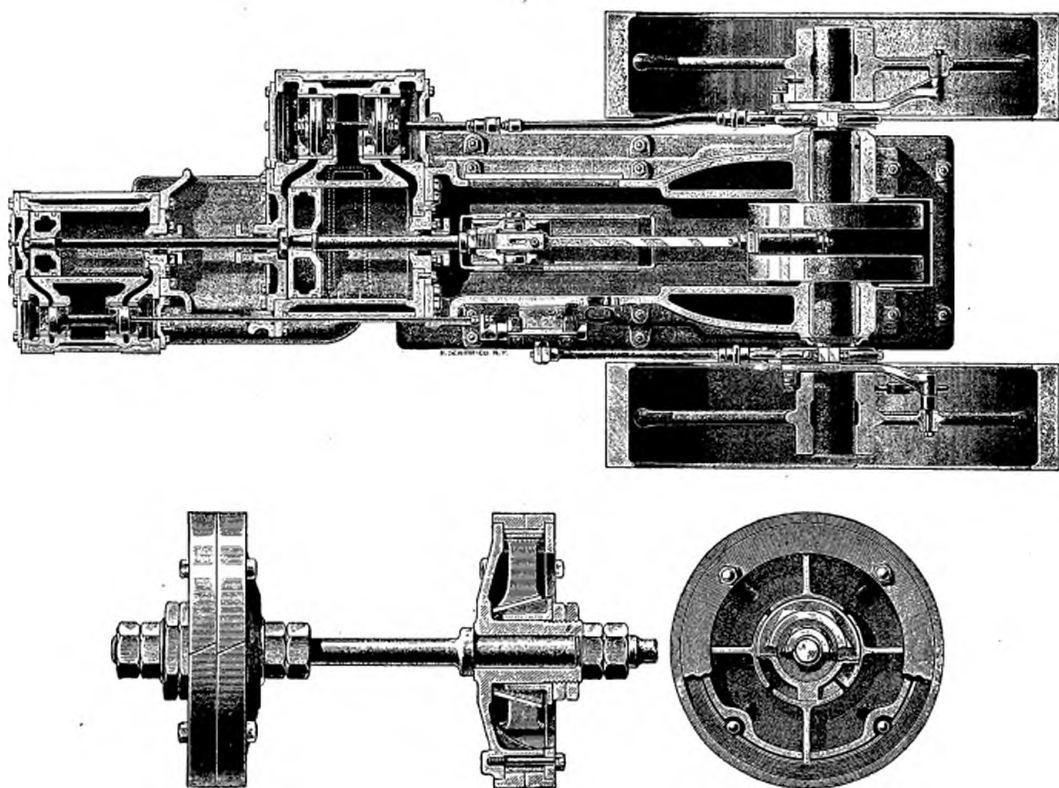


Fig. 245 à 247. — Machine compound *Idc* à tiroirs-pistons (fig. 176). Coupe par la distribution et détail du tiroir de basse pression.

bronze, se contractant plus que la fonte des segments, leur laisse prendre le petit jeu nécessaire pour éviter à-coup sur tout grippement au démarrage.

On obtient, dans les machines de *Dick et Church*, le même résultat en faisant arriver la vapeur tout autour de l'enveloppe du tiroir (fig. 248), de manière qu'elle commence à se dilater un peu plus tôt que ses pistons. Le tiroir est en contre-bas du cylindre, avec poche de vidange automatique assurant un drainage très efficace. Les portées sans segments des pistons

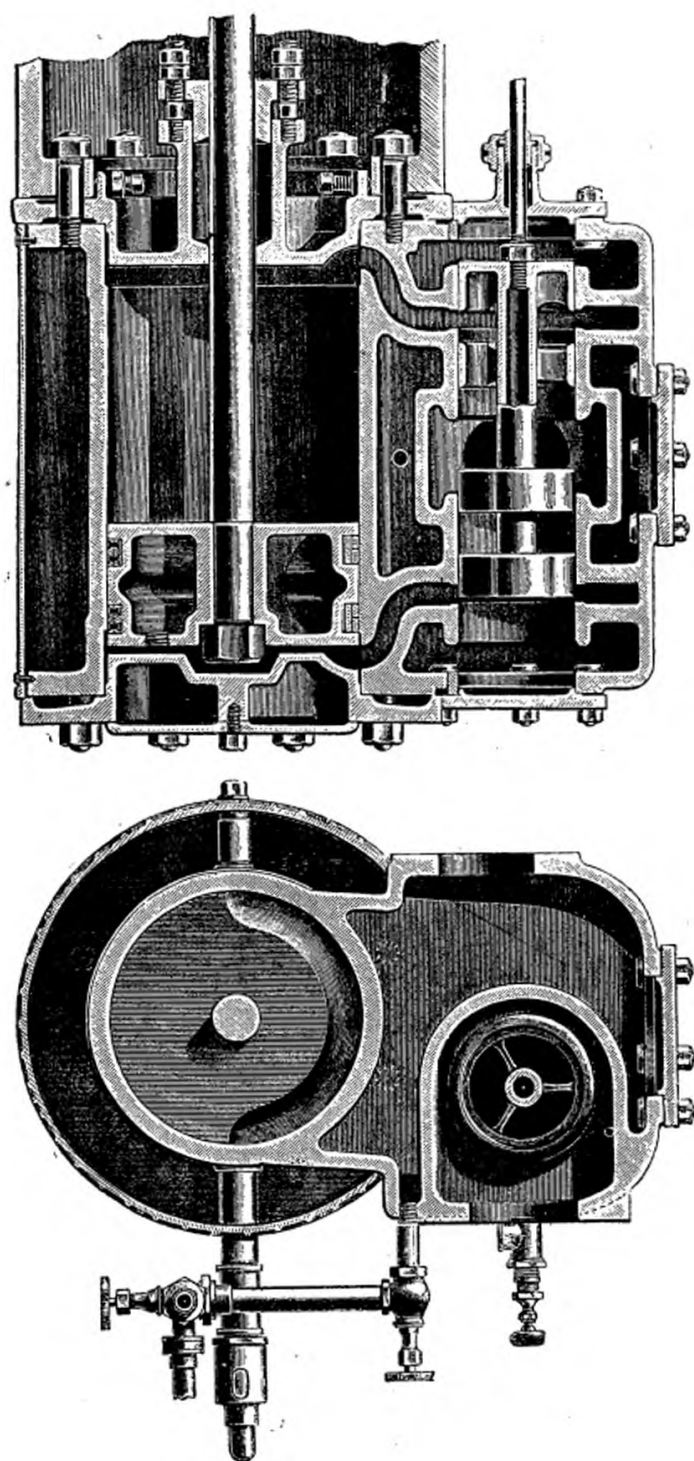


Fig. 248 et 249. — Dick et Church. Distribution par tiroir-piston.

sont très larges : 0 m. 80, par exemple, pour chaque piston de 0 m. 230 de diamètre, et ne s'usent que très lentement<sup>(1)</sup>.

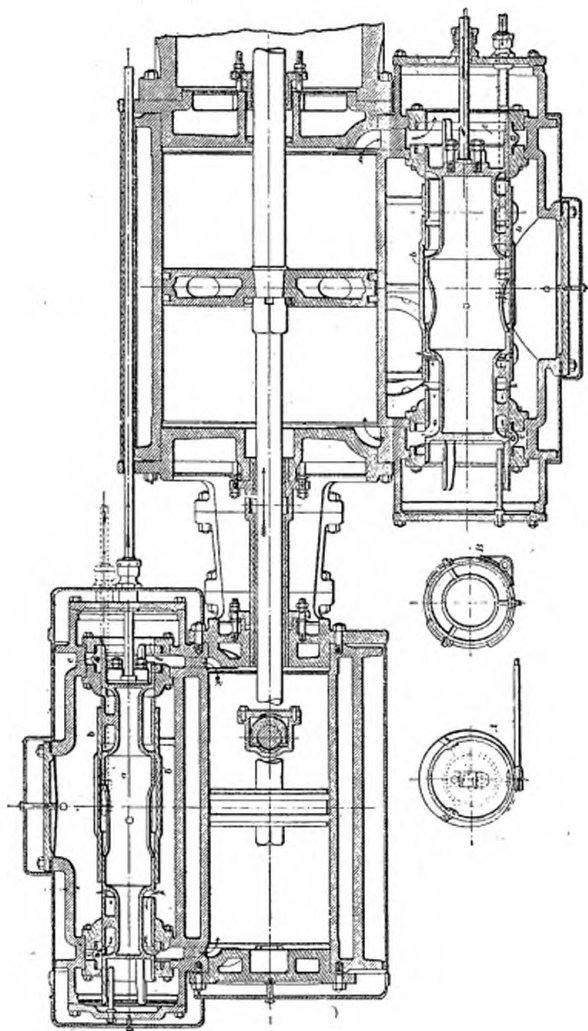


Fig. 250 à 252. — Distribution par tiroirs concentriques Mac Intosh et Seymour.

L'une des distributions à tiroirs cylindriques les plus remarquables de l'Exposition de Chicago était celle de la machine compound de 1,200 che-

<sup>(1)</sup> Solution analogue à celle d'Allerton (brevet anglais, 12960, 7 février 1850).

vaux de *Mac Intosh* et *Seymour*, dont la figure 250 représente le détail (diamètre du grand cylindre 0 m. 815, course 0 m. 915, diamètre du tiroir 0 m. 315, vitesse 110 tours). Chacun des cylindres de cette remarquable machine avait sa distribution commandée par deux tiroirs cylindriques concentriques: l'un, *a*, tiroir principal, mené par un excentrique invariable, l'autre, *b*, tiroir de détente, conduit par un excentrique

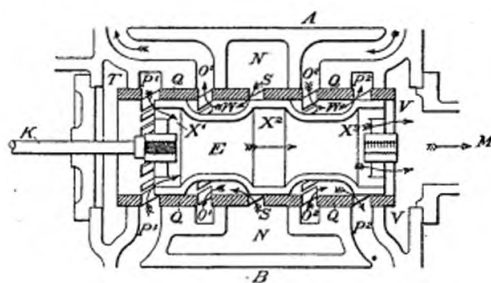


Fig. 253. — Distribution Jackson à tiroir cylindrique creux pour machine Wolff.

A et B, cylindres de haute et de basse pression. — N, admission de la vapeur dans la chambre du tiroir E, à barettes  $X^1 X^2 X^3$ . —  $P^1 P^2$ ,  $O^1 O^2$  et S, lumières circulaires du fourreau TQV du tiroir.

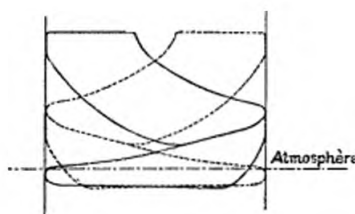


Fig. 254. — Diagrammes de la machine Jackson.

permettent l'exécution de distributions très compactes, notamment pour les machines Wolff à encombrement réduit. Comme exemple, je citerai celle de *Jackson*, pour une compound à deux cylindres A et B (fig. 253), avec manivelles à 180 degrés et à tiroir unique E. Dans la position figurée, la vapeur, admise de la chaudière en N, autour du tiroir, pénètre, par  $SWO^1$ , à gauche du cylindre de haute pression A, d'où elle s'échappe par  $O^2 WP^2$ , à droite, dans le grand cylindre B, dont l'échappement se fait à gauche, par  $PX^2 V$ , au condenseur M. Ce système n'a d'autre inconvénient que celui d'un rapprochement trop intime des deux vapeurs d'admission et d'échap-

à calage variable par un régulateur direct. L'étanchéité et le guidage du tiroir principal sont assurés aux extrémités par des bagues *cc*, que l'on peut serrer de l'extérieur comme l'indique la figure 251. La vapeur est amenée de la chaudière, puis du petit cylindre, autour des tiroirs; on la voit, admise à gauche des cylindres, par les deux lumières ouvertes du tiroir de détente et par celle du tiroir principal, fermée à la droite des cylindres, d'où la vapeur s'évacue au condenseur sans refroidir sensiblement le tiroir. Ces tiroirs fonctionnent avec une grande douceur.

Les tiroirs cylindriques

pement. Ainsi que l'indiquent les diagrammes (fig. 253) la chute de pression du petit au grand cylindre est pratiquement nulle.

On retrouve, aux États-Unis, les tiroirs cylindriques sur un grand nombre de locomotives, notamment sur les compound; je n'en citerai ici qu'un

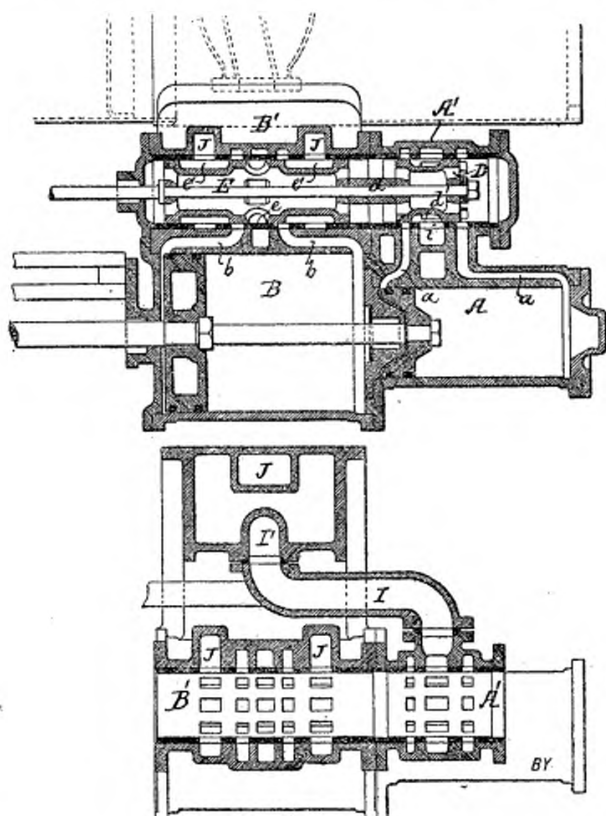


Fig. 255 et 256. — Distribution Player pour locomotives compound.

A et B, cylindres de haute et de basse pression, avec lumières aa et bb, et tiroirs D et E, conjugués par une même tige. — II', admission de la vapeur dans la chaudière. — i, échappement du petit cylindre JJ, échappement du grand cylindre. — ee', canaux d'admission et d'échappement du tiroir E.

exemple: la distribution de *M. Player* (fig. 255), adoptée par l'usine des *Brooks Locomotive Works*<sup>(1)</sup>. Quand la tige commune aux deux tiroirs E et D se déplacera d'un peu vers la droite de la position figurée, la vapeur

<sup>(1)</sup> A citer aussi les distributions Vaucrain (*Railroad an Engineering Journal*, janvier 1890, p. 39. *Engineering*, 7 septembre 1893, p. 301. *Bulletin des arts et métiers*, août 1893,

p. 798. Brevet américain 499 065, 6 juin 1893). Pitkin (brevet américain, 417 083, de 1889). Ball (brevets américains 511 186 et 521 254, 19 décembre 1893 et 12 juin 1894).

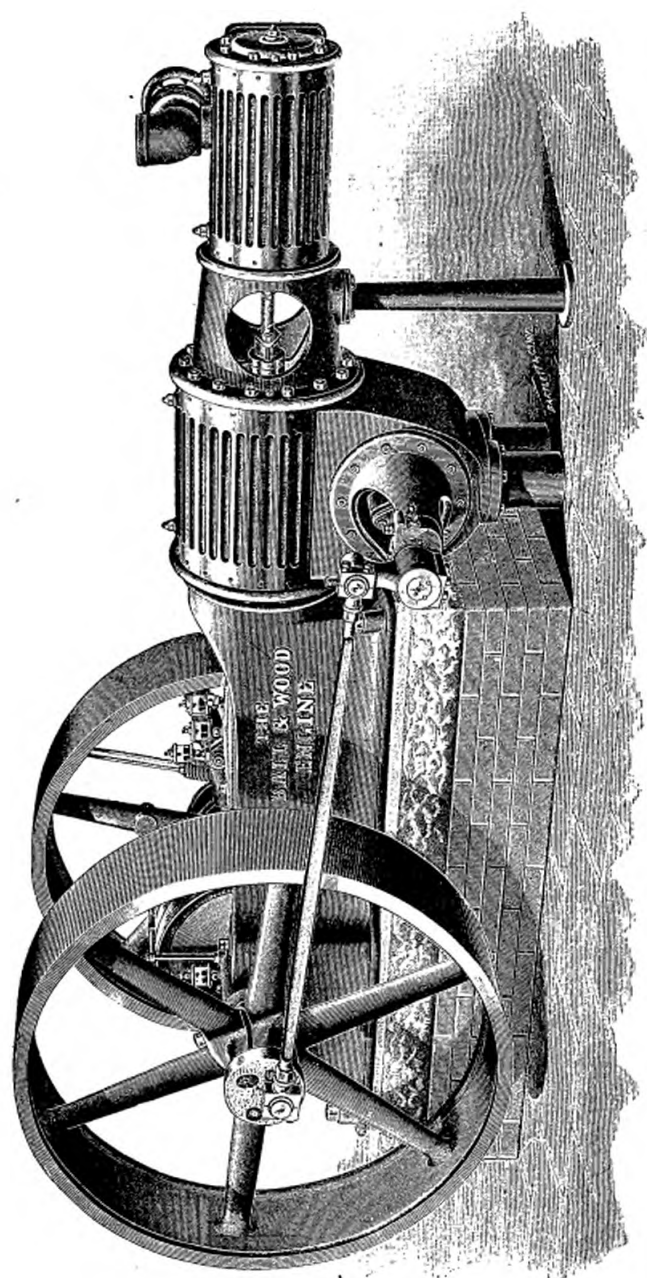


Fig. 257. — Machine compound Ball et Wood à tiroir oscillant.

amenée par I, de la chaudière en *i*, passera de l'extérieur de D sur la face gauche du piston de A, pendant que la vapeur qui vient d'agir en A passera, par l'intérieur de D et la lumière centrale *e*, à gauche du cylindre B, dont la droite évacue sa vapeur à l'échappement par les canaux *e'* et J de

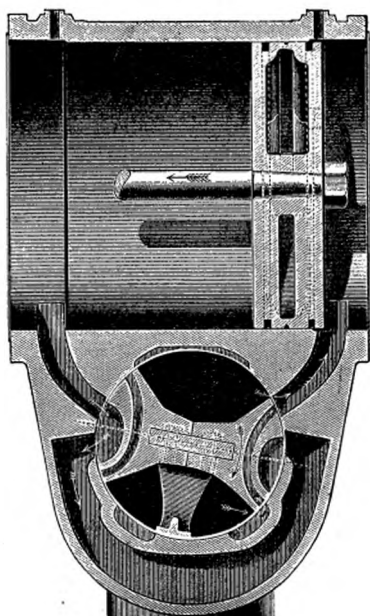


Fig. 258. — Tiroir oscillant Ball et Wood.

gauche. L'inverse se produit ensuite pour la course de retour des pistons. Ces tiroirs fonctionnent parfaitement bien sous tous les rapports.

Les *distributeurs oscillants* sont, en dehors de machines Corliss, peu usités aux États-Unis; néanmoins le type de robinet de la machine *Ball et Wood* (fig. 257 et 258), très en faveur, paraît avoir donné de bons résultats sur les grands cylindres des compound. Le robinet tournant dans le sens de la flèche (fig. 258), la vapeur du petit cylindre, admise dans son intérieur, pénètre à droite du grand cylindre d'abord par son canal intérieur,



puis par ce canal et directement, pendant que la vapeur du grand cylindre s'échappe à gauche, par l'extérieur du robinet. L'inverse a lieu quand, au fond de course de gauche du grand piston, le robinet oscille de droite à

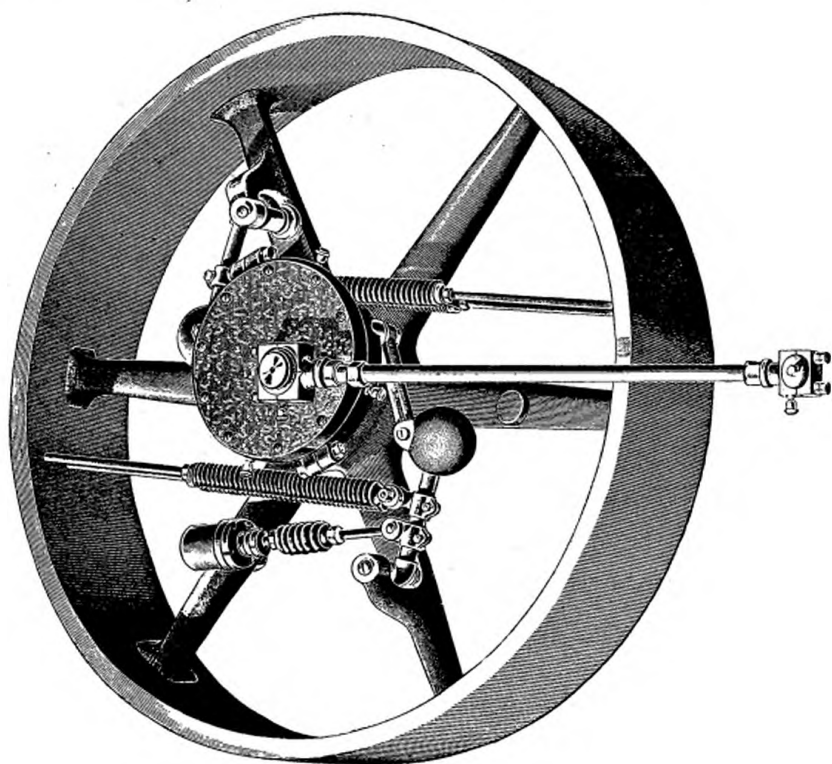


Fig. 259. — Régulateur Ball.

gauche. Grâce au grand diamètre du robinet, il peut donner des admissions et des coupures très vives; c'est, en réalité, l'équivalent de deux tiroirs à double entrée appliqués sur leurs glaces circulaires par la pression même de la vapeur, avec une force réglée par leur montage sur le plat de l'arbre central qui les commande, et disposés de manière à drainer parfaitement le cylindre <sup>(1)</sup>.

<sup>(1)</sup> A citer aussi le tiroir oscillant de Case (voir l'*Ameze*, p. 515).

## LES RÉGULATEURS.

Les régulateurs des machines rapides sont presque toujours du type *direct*, montés directement sur l'arbre, ou, le plus souvent, dans le volant

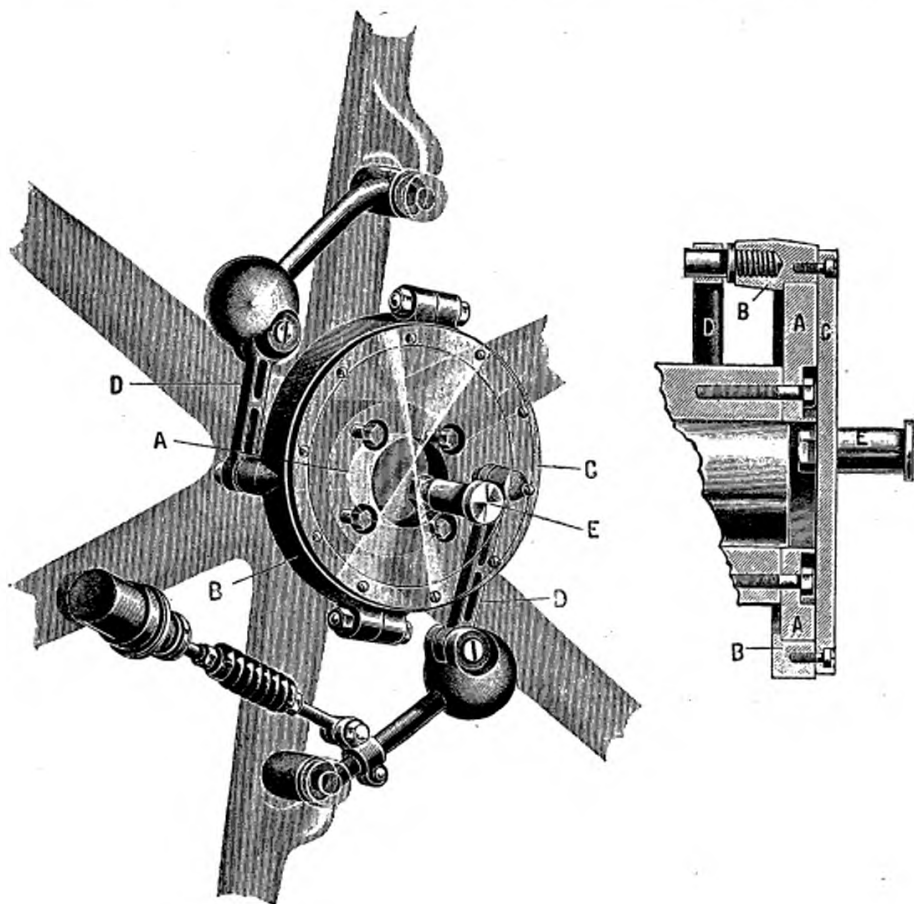


Fig. 260 et 261. — Détail du régulateur Ball.

D, menottes articulées aux masses centrifuges et, en B, au collier de l'excentrique A, à bouton E, menant la tige du tiroir.

du moteur, et agissant directement sur le calage de l'excentrique, ou à la fois sur la course et le calage de l'excentrique. Ces régulateurs, dont l'idée première paraît appartenir à MM. Hartnell<sup>(1)</sup> et Raffard<sup>(2)</sup>, sont des appa-

<sup>(1)</sup> *La Lumière électrique*, 9 avril 1886, p. 252. — <sup>(2)</sup> *Bulletin des arts et métiers*, 1872, p. 645 (voir l'Annexe, p. 541).

reils fort simples, robustes et puissants; ils donnent, quand ils sont bien installés, d'excellents résultats. Ils sont d'ailleurs déjà bien connus et répandus en France depuis 1889<sup>(1)</sup>. Nous nous contenterons donc d'en signaler quelques types nouveaux particulièrement ingénieux<sup>(2)</sup>.

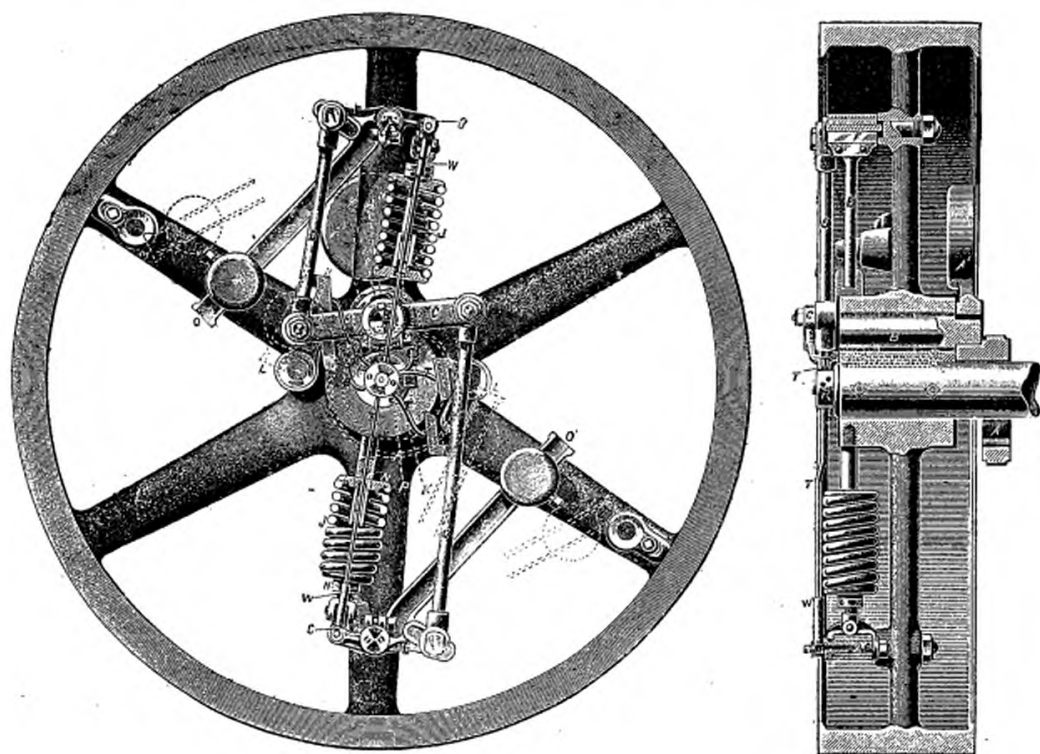


Fig. 262 et 263. — Régulateur Dick et Church.

EO', masses centrifuges conjuguées par le parallélogramme EDCED, et à butées LM. — J, ressorts équilibrant ces masses, et réglables en H. — B, pivot de C, agissant sur l'excentrique A, équilibré en A'. — R, boîte à huile cloisonnée, distribuant l'huile aux articulations G par des tuyaux T, à joints télescopiques W.

Le régulateur de *Ball* est (fig. 259 à 261) remarquablement simple. Ses masses, pivotées sur les bras du volant, actionnent par les menottes DD le collier B de l'excentrique A, et changent par suite le calage du bouton E,

<sup>(1)</sup> Types de Armington, Boulet, Brulé, Dorfel, Hofman, Lecouteux, Oerlikon, O' Hara, O' Kelly, Perrine, Sweet, Westinghouse.

<sup>(2)</sup> Sur la théorie de ces régulateurs, voir Rites, *An Analysis of the Shaft Governor*

(*American Society of Mechanical Engineers*, novembre 1892, vol. XIV, p. 92) et Mansfield, *Notes on the theory of Shaft Governors* (*American Machinist*, 12 et 19 juillet 1894).

fixé au centre du plateau C de B, et qui actionne la bielle du tiroir. La force centrifuge des masses est équilibrée par les longs ressorts que l'on voit en fig. 259, et aussi par un petit ressort auxiliaire attaché à un dash-pot (fig. 260) et qui fait que, contrairement à ce qui se passe avec la plupart des régulateurs, la vitesse de régime du moteur est un peu moindre en vide qu'en charge.

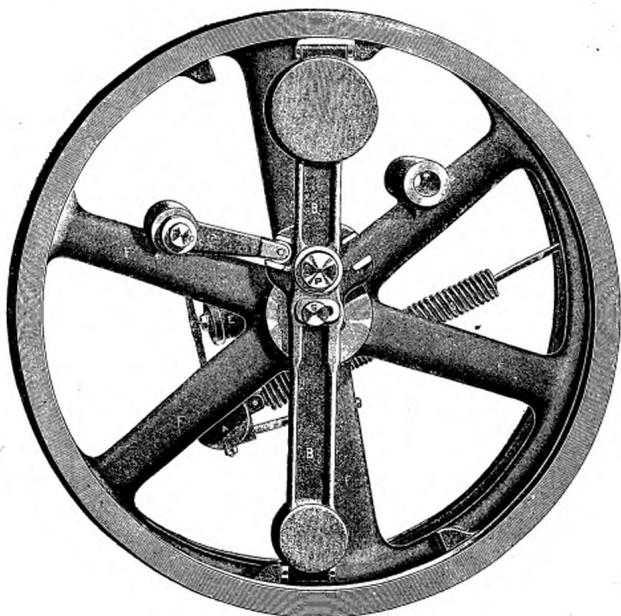


Fig. 264. — Régulateur Mac Ewen à balancier B.

Les bras E du régulateur de *Dick et Church* sont (fig. 262) à balanciers E et G, pivotés sur couteaux F; leur force centrifuge comprime les ressorts J, et leurs bielles D font pivoter l'axe B, entraîné par le volant, et sur lequel est calé l'excentrique A, équilibré en A', dont on varie aussi à la fois le calage et le rayon. Le graissage se fait par une boîte à huile cloisonnée R, de laquelle partent des tuyaux T, télescopés comme en W, et aboutissant aux diverses articulations.

Les masses G du régulateur de *Green* (fig. 273) équilibrées par des dou-

bles ressorts réglables en M, attaquent le balancier C (fig. 266), équilibré en C' et pivoté sur l'excentrique D, fixé au volant par des menottes OO, presque parallèles au repos, et très inclinées sur les bras H; il en résulte que, pour un même pivotement de ces bras, le pivotement de C et du bouton de commande du tiroir D, qui lui est fixé, augmente avec l'écartement des masses G, de manière que la sensibilité du régulateur croisse avec la vitesse du moteur.

Les battements sont amortis par un dash-pot à air R. Le balancier C porte un toc  $c^1$ , limitant sa course entre les taquets P et P' de A, et le bouton D est fixé sur c par son teton  $d'$ , passé dans a, et son goujon  $d^2$ , serré dans la coulisse de réglage  $c^2$ .

Le régulateur *Mac Ewen* est (fig. 264) caractérisé par l'emploi d'une masse BB, faisant volant, et dont l'inertie intervient, comme celle du contrepoids d'Allen, pour augmenter la sensibilité du régulateur. Cette masse, pivotée en P sur un bras du volant, entraîne en G le bouton d'excentrique, et est commandée en C par le régulateur, qui la fait osciller dans les limites permises par des taquets sur la jante du volant. Le régulateur n'a plus alors qu'une seule masse centrifuge A, compensée

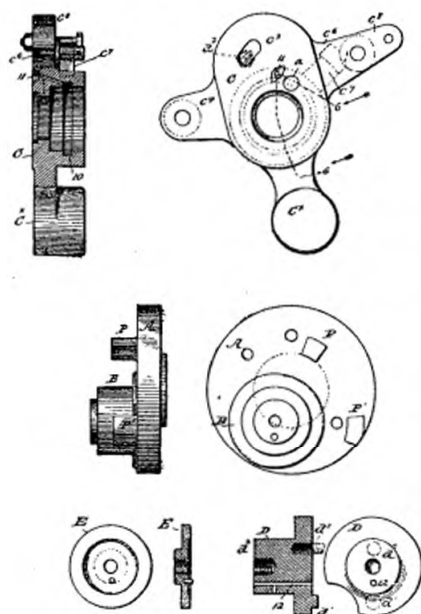


Fig. 265 à 272. — Régulateur Green.  
Détail du levier C. Élévation et coupe 6-6  
du plateau A et du bouton D.

D est fixé sur C par le goujon  $d^2$ , à coulisse  $c^2$ , et le pivot  $d'$ , passé dans le trou a. — E, plaque de retenue fixée sur D par  $D^2$ , avec graissage 12. —  $c^1$ , toc de butée sur P et P'.

par l'inégalité des masses aux extrémités de B. Ce régulateur très sensible est peut-être dangereux.

Il faut, avec les régulateurs ordinaires, que la machine s'arrête d'elle-même quand la courroie du régulateur se brise ou se détache : la disposition adoptée à cet effet par MM. *Corliss* et *Wattler* est (fig. 275) des plus ingénieuses. Au départ de la machine (fig. 275), la douille extérieure G est accrochée sur le manchon C' du régulateur par la prise du ressort-cl-

quet  $c$  dans l'encoche  $c'$ , et le tout repose sur le galet  $e$ , qui maintient les boules du régulateur dans la position de pleine admission. Quand la machine marche, le régulateur soulève l'ensemble de deux manchons  $c$  et  $c'$ , et  $e$  se dérobe automatiquement. Si maintenant la courroie du régulateur se brise, ces deux manchons retombent, et l'extrémité du ressort  $c$  vient buter dans la gorge inclinée  $b$ , de manière qu'il déclenche  $c'$ , et que le

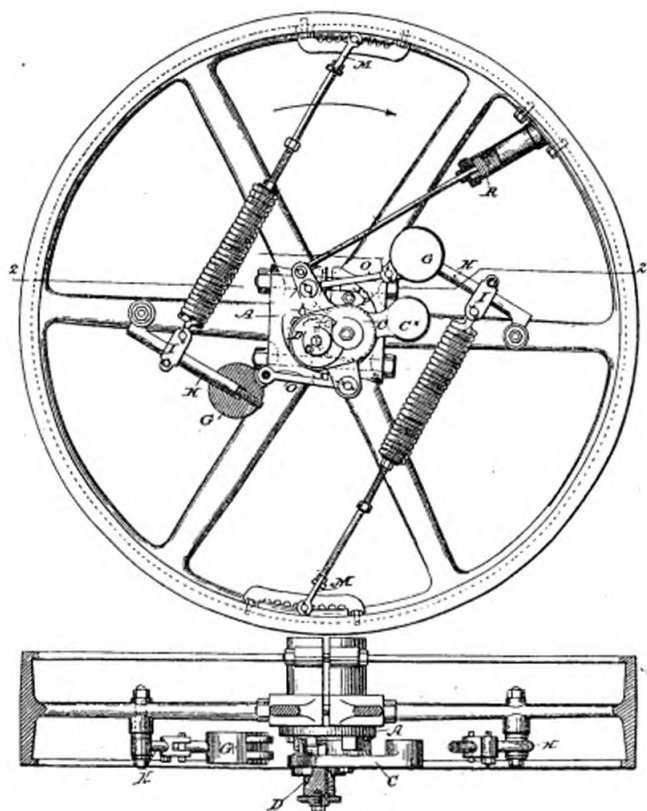


Fig. 273 et 274. — Régulateur Green. Elévation et coupe 1-2.

G, masses centrifuges, équilibrées sur H par des ressorts I, réglables en M, et reliées, par les menottes OO, au levier C (fig. 266), pivoté sur l'excentrique B (fig. 266) du plateau A (fig. 267), fixé sur l'arbre, et portant le bouton D (fig. 272) de la bielle du tiroir. — R, dash-pot. — PP, tocs limitant l'amplitude de C.

ressort D, libre ainsi de faire remonter le manchon  $c$ , l'amène, comme en figure 277, au point correspondant à la fermeture de l'admission.

Avec le petit régulateur de Hart (fig. 278), dont la tige R agit directement sur la prise de vapeur G par la crapaudine H, à ressort  $i$ , dès que la

courroie lâche, le ressort *m* fait pivoter le haut de l'appareil autour de son attache K de l'arc permis par la coulisse *i*, et ferme l'admission.

### DÉTAILS DE CONSTRUCTION <sup>(1)</sup>.

Nous n'insistons pas sur les *bâtis* des machines américaines, dérivés presque tous, pour les machines ordinaires, de la forme primitive et si ra-

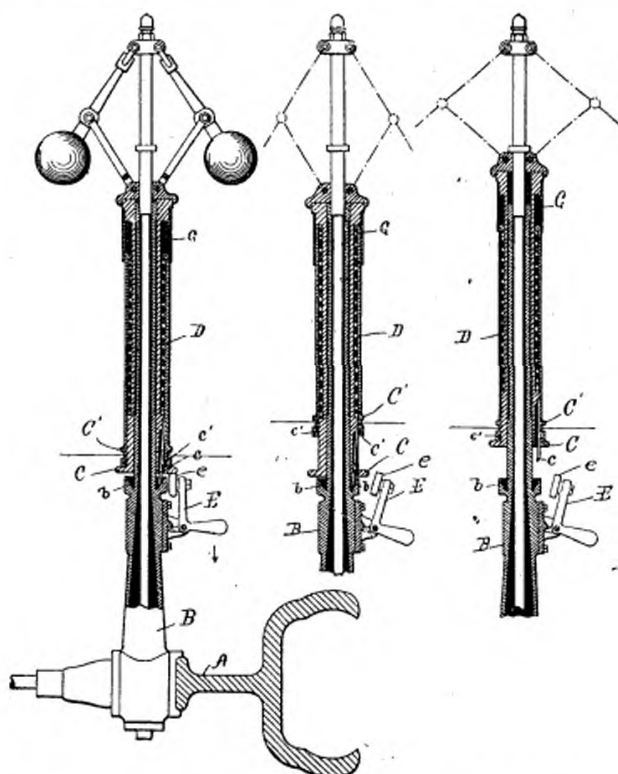


Fig. 275 à 277. — Régulateur à arrêt de sûreté Corliss et Wattler.

C', manchon du régulateur normalement attaché au manchon C par la prise du cliquet à ressort *e* dans l'encoche circulaire *c'*. Quand la vitesse du régulateur se ralentit trop, *e* est (fig. 276) repoussé par la gorge *B*, et déclenche C, que le ressort D amène aussitôt (fig. 277) à la position de fermeture de l'admission. — E, loquet à galet *e*, que l'on amène dans la position fig. 275 au départ du moteur, puis qui retombe automatiquement dans la position fig. 276.

tionnelle des bâtis Corliss. Ces bâtis sont, en général, disposés comme l'indique la figure 280, de manière à pouvoir, par un pivotement de

<sup>(1)</sup> Voir l'Annexe, p. 544.

180 degrés autour de l'axe du cylindre, placer le volant indifféremment à gauche ou à droite.

Comme variante du bâti Corliss, nous signalerons celui de *Bullock*

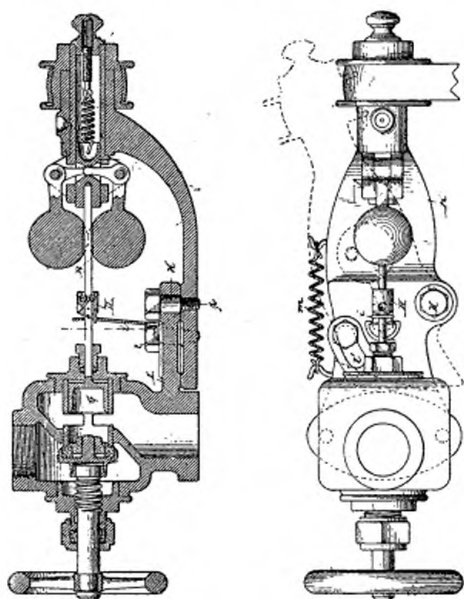


Fig. 278 et 279. — Régulateur à arrêt de sûreté Hart.

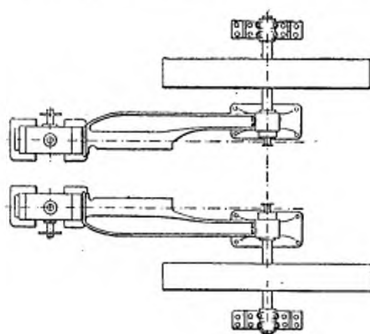


Fig. 280. — Bâti symétrique Corliss.

(fig. 281), avec point d'appui intermédiaire, et nervures disposées de manière à donner à la flèche du bâti une grande rigidité latérale.

Nous signalerons encore quelques tentatives faites, mais sans succès, notamment par *Allis*, pour remplacer, dans ces bâtis, la fonte par le fer, en s'inspirant plus ou moins de la construction des longerons à barres caractéristiques des locomotives américaines. On voit, sur la figure 282, le commencement d'un de ces bâtis en fer, et aussi comment on relie souvent les cylindres des machines compound par une pièce de fonte laissant un libre accès aux garnitures.

Les *paliers* des machines américaines sont caractérisés principalement par l'emploi du métal blanc ou antifriction, désigné sous le

nom de *métal Babbitt*, et dont la composition assez variable se rapproche plus ou moins des deux types suivants :

Plomb.....	75	0	Étain.....	15	70
Cuivre.....	0	5	Antimoine.....	10	25



Cet alliage, moins durable mais plus doux que le bronze, qui use moins l'arbre et en répartit mieux les pressions, est, pour les petites machines, coulé directement dans le palier, autour d'un mandrin représentant l'arbre

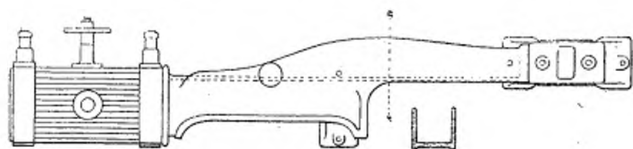


Fig. 281. — Bâti rigide Bullock.

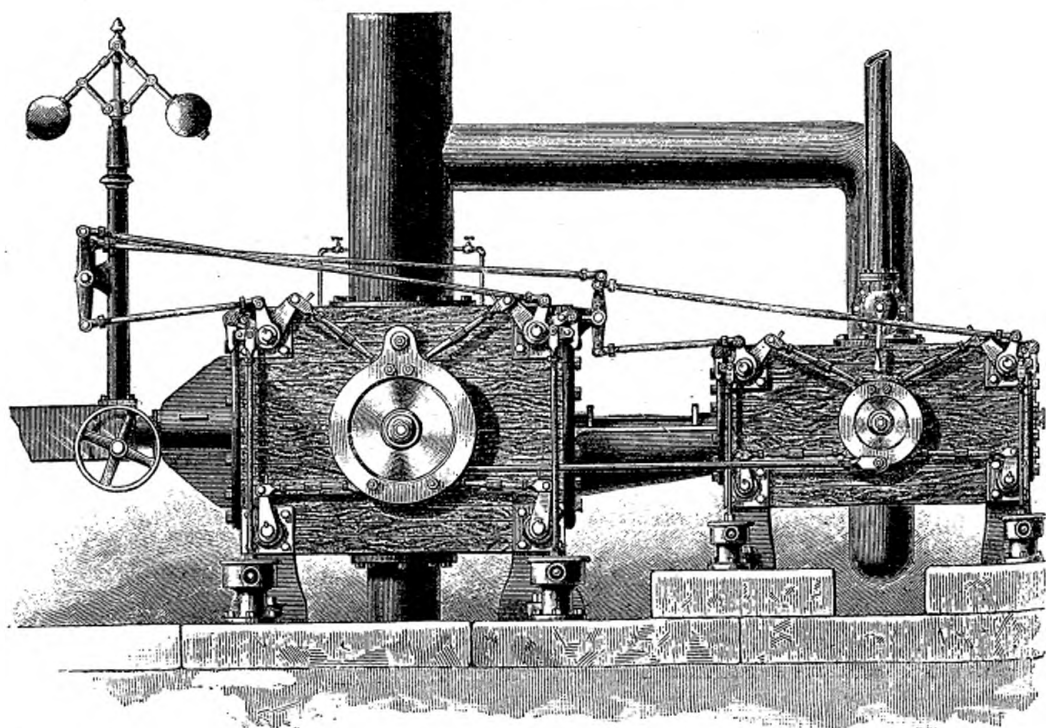


Fig. 282. — Bâti en fonte et fer Allis.

qu'il doit recevoir; le palier et ce mandrin doivent être chauffés à 150 degrés environ avant la coulée. Pour les grands paliers, au contraire, l'alliage est coulé dans les languettes du chapeau et du corps du palier, ou sur des bagues en fonte rapportées, martelé, puis alésé sur place, après assem-

blage du palier. Le métal antifriction occupe toute la longueur de la portée. Nous reviendrons, dans une autre partie de ces notes, sur l'emploi des métaux antifrictions, si répandu dans la mécanique américaine. Les por-

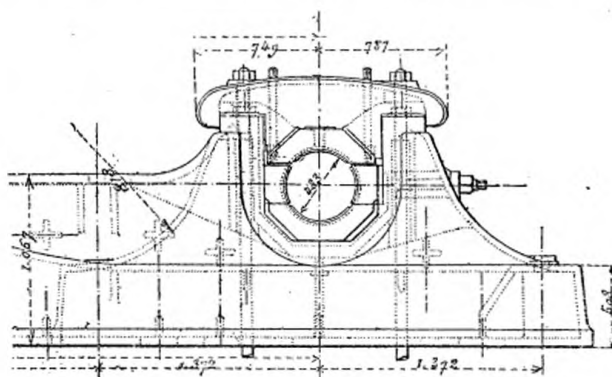


Fig. 283. — Palier de la machine Allis de 3,000 chevaux (fig. 109).

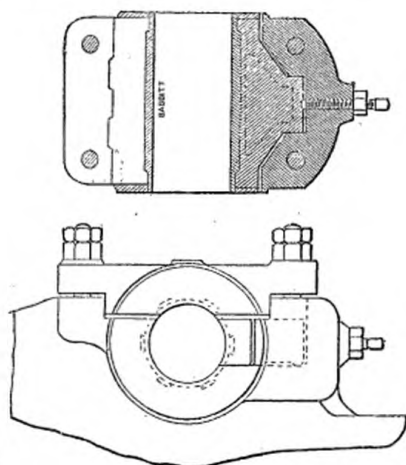


Fig. 284. — Palier type Erie City.

tées doivent être plus étendues avec ce métal qu'avec le bronze : on donne, en général, dans les machines Corliss, à cette portée une longueur double de son diamètre, égal lui-même à la moitié du diamètre du piston, ce qui conduit, avec des pressions de 7 kilogrammes environ à l'admission, à ne

pas dépasser une charge maxima de 10 kilogrammes environ par centimètre carré de la projection des portées. Dans les machines rapides avec arbre coudé, la somme des portées des deux paliers est souvent telle que la charge n'y dépasse pas 6 à 7 kilogrammes par centimètre carré.

Comme aspect d'ensemble, ces paliers ne s'écartent pas, en général,

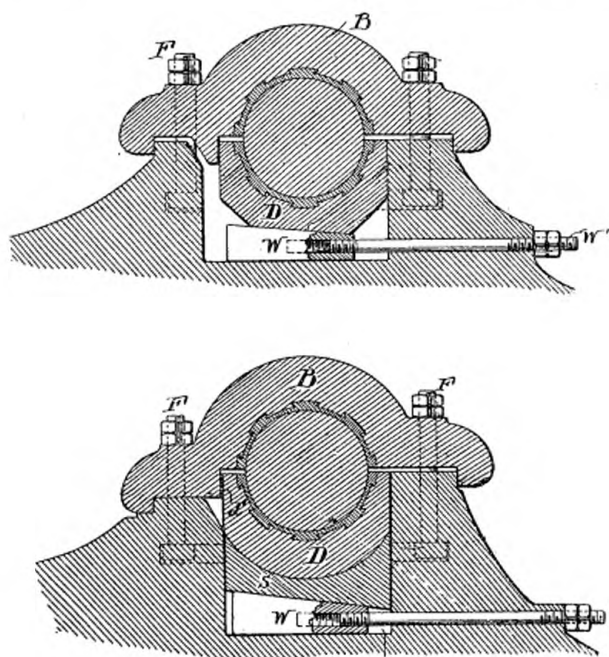


Fig. 285 et 286. — Paliers à dilatations libres de Good.

des formes actuellement adoptées par la majorité des constructeurs européens. La figure 283, qui représente le palier de la grande machine Allis, est un bon exemple d'un type robuste et très simple; le type représenté par la figure 284, également très simple, est un bon exemple de palier pour petites machines rapides. Je signalerai en outre les nouveaux paliers de *M. Good* (*Southwark Foundry*). Dans ces paliers (fig. 285), le trou du boulon *F*; dans le chapeau *B*, est assez allongé pour permettre à ce chapeau de se dilater librement, sans s'opposer, par sa rigidité, à la dilatation du coussinet *D*, ni risquer ainsi un grippage, en le forçant à se dilater, en cas de chauffage, vers l'intérieur, et à serrer l'arbre au lieu de se desserrer.

En outre, la forme du coussinet D est telle qu'il suffit de desserrer le coin W pour pouvoir le retirer facilement, en le faisant, après l'enlèvement du chapeau B, tourner autour de l'arbre légèrement soulevé, ou même laissé en place après le retrait de la semelle s (fig. 286).

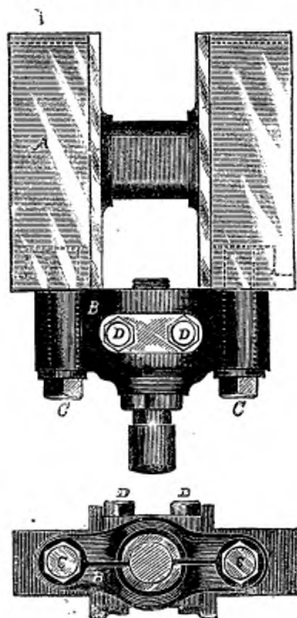


Fig. 287. — Crosse de la machine Stearns.

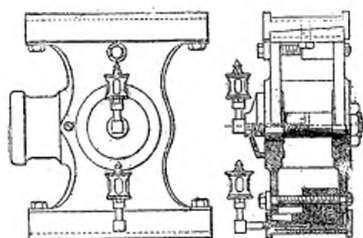


Fig. 288 et 289. — Crosse Lane et Bodley.

Les *crosses* des tiges des pistons, en fonte ou en acier, sont aussi garnies de fourrures, quelquefois en bronze, mais presque toujours en métal Babbitt. Leurs portées très longues, plus longues que la course dans certaines marches rapides, sont, le plus souvent, planes ou cylindriques,

Dans presque tous ces paliers, la garniture du coussinet, en métal Babbitt, n'a (fig. 156) pas de joues, comme celles de nos coussinets en bronze; elle est retenue par les cannelures du palier, où elle est coulée et martelée. On diminue ainsi le porte-à-faux des manivelles.

*Bielles.* — Les *bielles* ne présentent, en général (fig. 154 et 168), rien de bien particulier; les coussinets des grosses têtes sont en bronze, rarement en fonte, et avec garnitures Babbitt; les coussinets des petites têtes sont souvent remplacés par de simples bagues en bronze phosphoreux, et sans garniture antifriccion. Quelques constructeurs de machines à simple effet, où les bielles ne travaillent guère qu'à la compression, les font en acier fondu, et leur donnent parfois des formes ingénieuses, comme la bielle à étrier des machines *Wes-tinghouse*, trop connue pour qu'il soit nécessaire de la décrire<sup>(1)</sup>.

<sup>(1)</sup> Thurston, *La machine à vapeur*, vol. II, p. 104. A citer les bielles de Hunt, à serrage par granules (*American Society of Mechanical Engineers*, juin 1894).

beaucoup de constructeurs ayant renoncé aux glissières Corliss en forme de V, à faces inclinées à 45 degrés, comme d'une exécution difficile, et comme tenant moins bien l'huile. En général, on n'y dépasse pas une pression maxima très basse : de 2 kilogrammes par centimètre carré, à demi-course et en pleine admission. On rencontre aussi fréquemment, depuis Porter Allen, les glissières doubles, ou à quatre demi-patins, presque

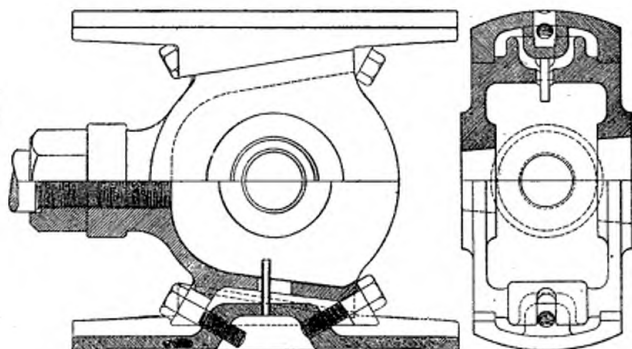


Fig. 290 et 291. — Crosse Russell.

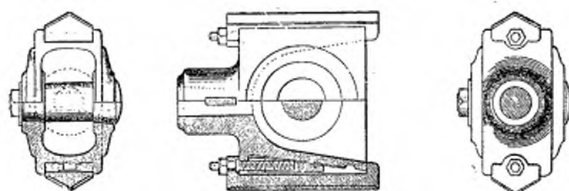


Fig. 292 à 294. — Crosse Frick.

universellement adoptées sur les locomotives, en prenant, pour la détermination de la surface  $L$  de glissement, la règle :  $S^m/m^2 = \text{au moins } \sqrt{5P}$  :  $P$  étant, en kilogrammes, la pression exercée à l'admission par la vapeur sur le piston<sup>(1)</sup>.

La figure 287 représente l'un de ces croisillons à quatre glissières. On remarquera que le croisillon A, distinct de la crosse proprement dite, lui est fixé par deux boulons à pattes  $cc$ , dans les trous desquels on coule du

<sup>(1)</sup> On applique souvent la règle

$$p = \frac{50}{v},$$

$p$  étant la pression maxima supportée par la glissière par centimètre carré, et  $v$  sa vitesse moyenne en mètres par seconde.

plomb après ajustage, et que cette crosse B est, elle-même, serrée par deux boulons DD sur le filet de la tige du piston. On ne peut contester à cette combinaison les avantages de se démonter facilement et de coûter

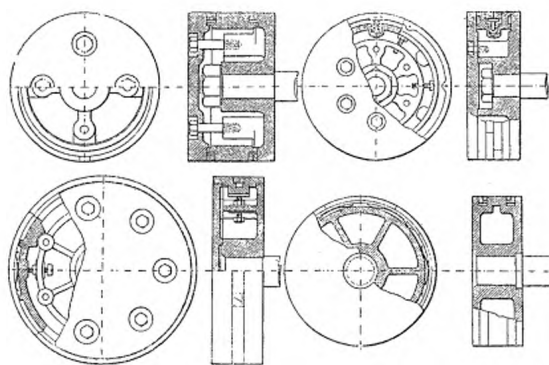


Fig. 295 à 302. — Types usuels de pistons.

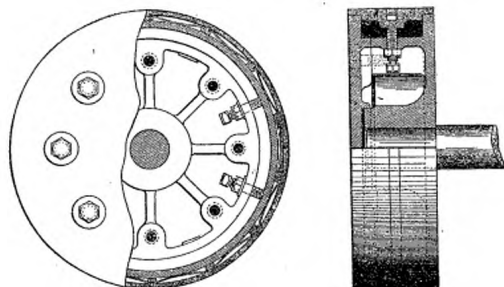


Fig. 303 et 304. — Piston Frick.

moins cher que les types ordinaires, mais l'assemblage des boulons *cc* est peut-être sujet à se désaxer.

La plupart des croses sont (fig. 170) pourvues de rattrapages presque toujours à coins, comme ceux de la figure 292. En figure 288, les coins se déplacent transversalement, enfin, en figure 290, les patins eux-mêmes, à plans inclinés sur le moyeu de la crosse, se règlent au moyen de goujons, et le graissage s'opère par le patin supérieur, qui distribue l'huile du grai-

seur de la glissière supérieure aux deux faces des patins, puis au tourillon, par un petit tube indiqué sur la figure.

*Pistons.* — Les pistons sont très fréquemment pourvus, comme en Europe (fig. 296), d'un fond ou plateau boulonné à l'arrière, avec anneau intermédiaire recevant les segments, que l'on peut ainsi très facilement remplacer et ajuster après démontage du fond. Dans certains cas (fig. 299),

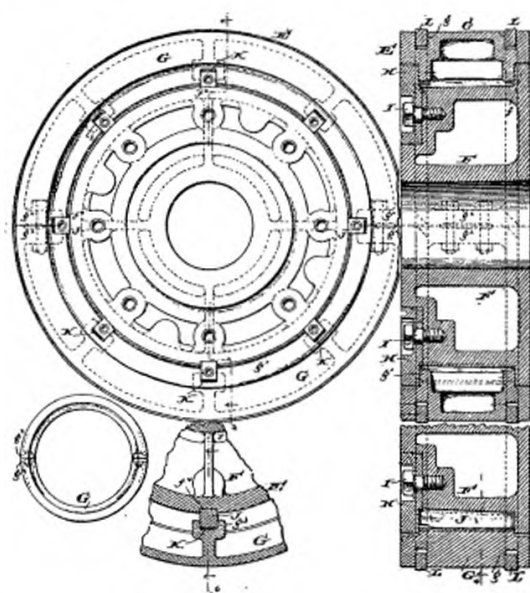


Fig. 305 à 308. — Piston Good. Vue de face. Coupes 1-3, 6-6 et F.  
Détail de l'anneau G.

GE, anneau en deux pièces assemblées par les brides *gg*, avec segments LL et nervures C, *a'* coins J pris dans K en *g''* et dans le corps F du piston en *f''*. — H, couronne retenant EG sur le corps F du piston par les goujons I.

la garniture se compose d'un seul segment à ressorts : l'anneau, centré par des vis (fig. 303), porte alors toute la charge du piston. L'anneau G du piston de *Good* et *Lindroth* (*Southwark Foundry*) (fig. 305) en deux pièces réunies par les brides *gg*, est maintenu longitudinalement par la couronne H, fixée sur le piston F par les goujons I, et radialement en K, par les coins J. Quand le piston s'excentre, on le recentre, sans le décaler de sa tige, en tournant G de l'angle voulu, après l'avoir déboulonné en *gg*. Cette disposition est particulièrement commode pour les machines compound en tandem.

On prend, en général, pour largeur ou épaisseur du piston, le quart du diamètre du cylindre; et l'on donne aux tiges un diamètre égal environ à 0,2 de celui du piston. Ce dernier module ne conduit évidemment qu'à une approximation grossière, puisque le diamètre de la tige doit varier,

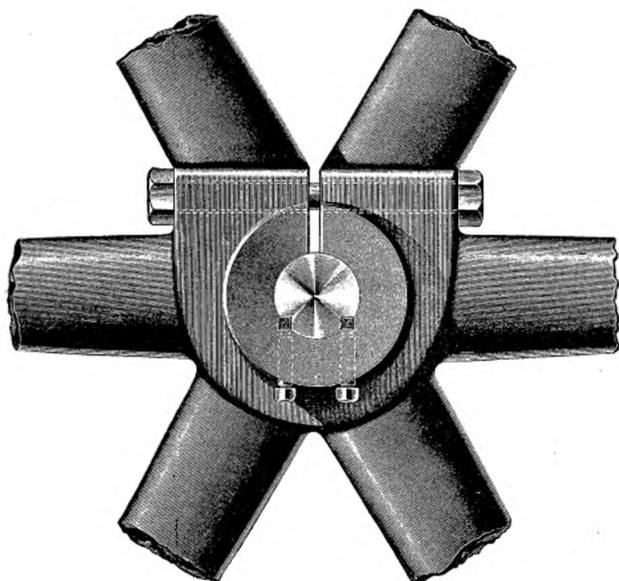


Fig. 309. — Calage du volant des machines Ball.

comme on le sait, non seulement avec l'effort exercé par le piston, mais aussi proportionnellement à la racine carrée de sa longueur.

*Volants.* — Les volants et poulies calés sur l'arbre moteur ne présentent en général rien de bien particulier, sinon les vitesses parfois très hardies, jusqu'à 40 mètres par seconde à la périphérie, qu'ils atteignent dans certaines machines rapides. Comme particularité intéressante, je citerai le mode particulier de calage des volants de la machine *Ball* représenté par la figure 309. Le moyeu fendu est serré par des boulons sur l'arbre et sur ses deux cales diagonales, simplement posées à frottement doux, et maintenues par des vis de pression. L'alésage du moyeu est un



peu plus faible que celui de l'arbre, de sorte qu'il faut, pour le placer, en écarter un peu la fente, par un coin que l'on enlève ensuite. On évite ainsi tout danger de rupture au moyeu par retrait de la fonte, et l'enlèvement du volant est des plus faciles : c'est une disposition à recommander.

Le volant de la machine *Allis*, remarquable par ses grandes dimensions : 9 mètres de diamètre sur 1 m. 93 de large, a sa jante composée de douze

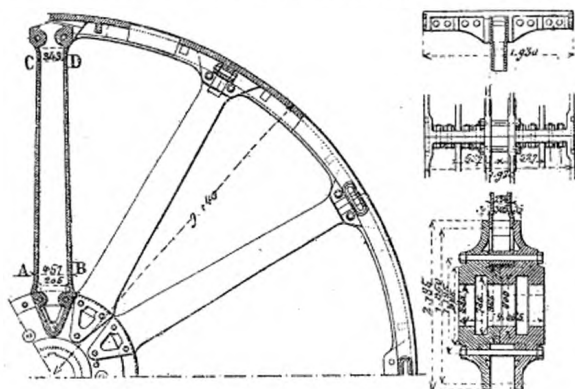


Fig. 310 à 313. — Volant de la machine Allis (p. 69). Coupes AB, CD et par le moyeu.

segments, avec joints à nervures serrées par huit boulons de 0 m. 070. Les bras, au nombre de douze, sont creux, en fonte de 0 m. 040 d'épaisseur, et réunis chacun par trois boulons de 0 m. 075 au moyeu formé de plateaux en fonte de 2 m. 50 de diamètre.

### LES CONDENSEURS <sup>(1)</sup>.

L'emploi des *condenseurs indépendants* ou séparés est plus répandu aux États-Unis qu'en France, principalement dans les installations de force motrice, où un seul condenseur peut desservir plusieurs machines et se prêter avec une grande économie à toutes les irrégularités du service. L'un des avantages de ce système de condenseur est, en effet, de pouvoir à chaque instant proportionner sa puissance à celle même développée par la machine ou par le groupe de machines qu'il dessert, et aussi à la température de l'eau de condensation dont on dispose, tandis que les conden-

<sup>(1)</sup> Voir l'Annexe, p. 547.

seurs ordinaires ont un débit et une résistance indépendants de la détente. Comme ce débit doit nécessairement être calculé pour suffire au cas le plus défavorable, c'est-à-dire à la pleine marche avec l'eau de condensation la plus chaude que l'on soit exposé à subir, on voit que, dans certains cas, principalement dans le cas de machines à marche très variable, comme celles de beaucoup de stations électriques, le condenseur séparé peut présenter, de ce fait, une supériorité notable. A côté de cet avantage écono-

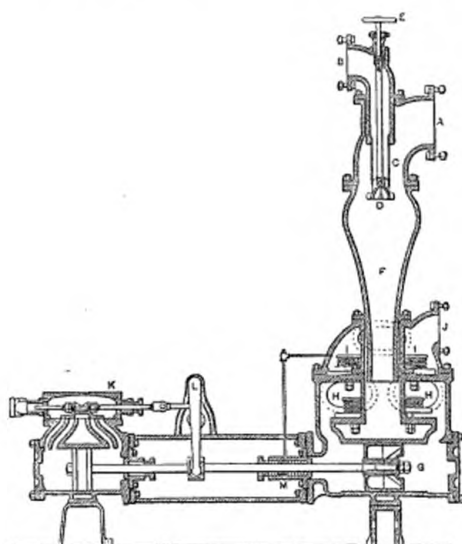


Fig. 314. — Condenseur Worthington.

K, pompe à vapeur à distribution croisée commandée par le levier L, et commandant directement la pompe à air G. — B, entrée de l'eau de condensation au travers du tube fendu C, à soupape D, réglée en E, au droit de l'air et de la vapeur venant de la machine en A, et aspirés de F au travers des clapets H de G. — J, refoulement dans la bache. — M, garniture à joint hydraulique.

mique, le condenseur séparé présente celui d'une plus facile accessibilité, et aussi de faciliter et d'accélérer le démarrage des machines, principalement celui des grandes machines compound, en y faisant le vide avant la mise en train. Enfin, il permet de transformer facilement une machine sans condensation en une machine à condensation.

L'un des condenseurs indépendants et à injection les plus usités aux États-Unis est celui du *Worthington*. Dans cet appareil (fig. 314), l'eau d'injection arrive par B, dans la crépine à longues fentes C, autour du clapet pulvérisateur D, réglé par la manette E, au droit de l'air et de la vapeur

qui viennent du moteur en A. La pompe à air G, double et menée par deux cylindres à vapeur à distributions croisées, aspire de F le mélange d'air et de vapeur condensée, puis le refoule par IJ dans un tuyau d'évacuation, d'où son eau est aspirée en partie par la pompe alimentaire *a* (fig. 315). L'échappement de cette pompe alimentaire, ainsi que celui de

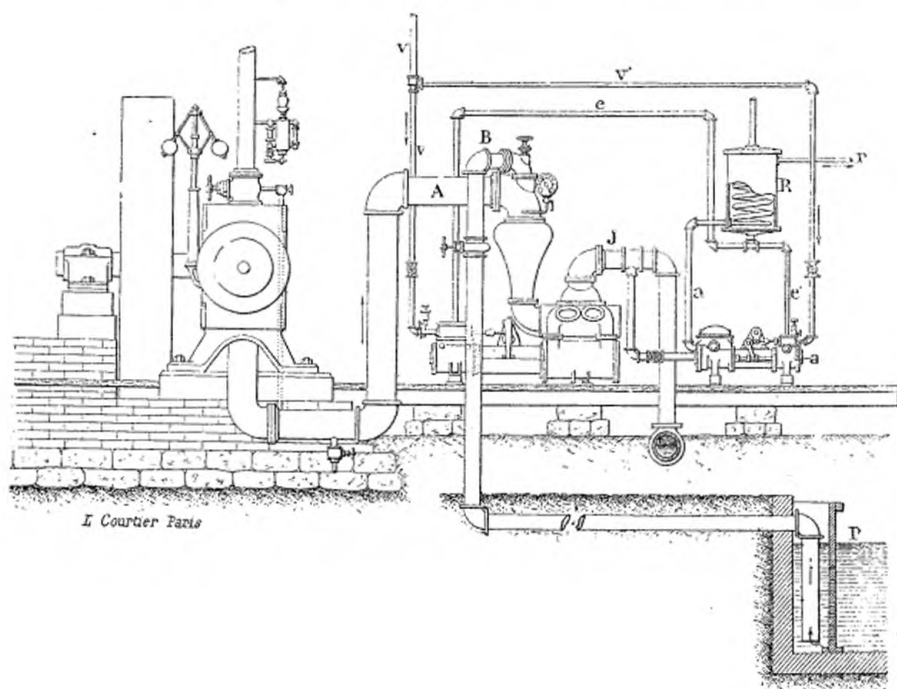


Fig. 315. — Installation d'un condenseur Worthington.

V et V', admission de la vapeur motrice à la pompe K (fig. 314) du condenseur et à la pompe alimentaire *a*. — *cc'*, échappement de cette vapeur au travers du réchauffeur d'alimentation R, traversé, suivant *a'r*, par l'eau que la pompe *a* refoule à la chaudière. — A et B, aspiration de vapeur et d'eau, et J, refoulement du condenseur. — P, puits d'aspiration du condenseur.

la machine du condenseur, s'en vont dans un petit réchauffeur R, dont l'eau est aussi aspirée par la pompe alimentaire, de sorte que la chaleur de la vapeur motrice du condenseur est presque totalement récupérée.

Le fonctionnement de ce condenseur est très doux, parce que la distribution croisée des deux cylindres moteurs est telle que l'un ne part jamais qu'après l'arrêt complet de l'autre, de sorte que les clapets ont toujours le temps de se poser sans choc sur leur siège. En outre, la condensation de

la vapeur en D imprime au jet descendant en F une puissance vive suffisante pour y créer un vide supérieur à celui dû à la pompe seule; on peut ainsi aspirer l'eau d'une hauteur de 6 mètres au-dessous de D, puis refouler ensuite l'eau de condensation à une hauteur quelconque, jusque sous des pressions de 10 atmosphères. Enfin, le condenseur ne peut pas noyer les cylindres, parce que, dès que le niveau de l'eau arrive en C, le

contact de la vapeur avec l'injection se réduit à presque rien, le vide cesse, et la vapeur s'échappe, par C ou par le clapet de la pompe, après avoir chassé l'eau de F.

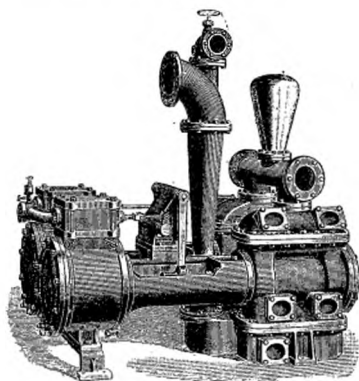


Fig. 316. — Condenseur-pompe Worthington.

Ces condenseurs sont appliqués parfois sur une très grande échelle, par exemple à une machine de 8,000 chevaux, exigeant près d'un mètre cube d'eau d'injection par seconde, et la puissance totale des machines auxquelles ils sont actuellement adaptés aux États-Unis est environ de 400,000 chevaux.

Enfin, l'on peut profiter de la faculté de refoulement du condenseur Worthington pour lui ajouter un dispositif fort simple, permettant de le transformer au besoin en une véritable pompe, pouvant servir, par exemple, en cas d'incendie. Ce dispositif consiste (fig. 316) en une prise d'eau auxiliaire branchée près de l'aspiration de la pompe, et que l'on ouvre après avoir fermé celle du condenseur.

Le condenseur *Deane*, analogue à celui de Worthington, est pourvu d'un dispositif dérivant la vapeur d'échappement dans l'atmosphère en cas d'engorgement du condenseur, de manière à éviter à coup sûr la submersion des cylindres.

Je citerai encore, comme exemple de condenseur à injection indépendant, celui de la machine *Allis* (fig. 317), vertical, avec pompe à air à simple effet de 0 m. 915 de diamètre sur 0 m. 700 de course, actionnée directement par un cylindre moteur de 400 × 400.

L'un des condenseurs à surface les plus employés aux États-Unis est

celui de *Wheeler*. Les tubes, en laiton étiré et étamés à l'intérieur et à l'extérieur, sont à circulation annulaire : l'eau de circulation arrive, par C

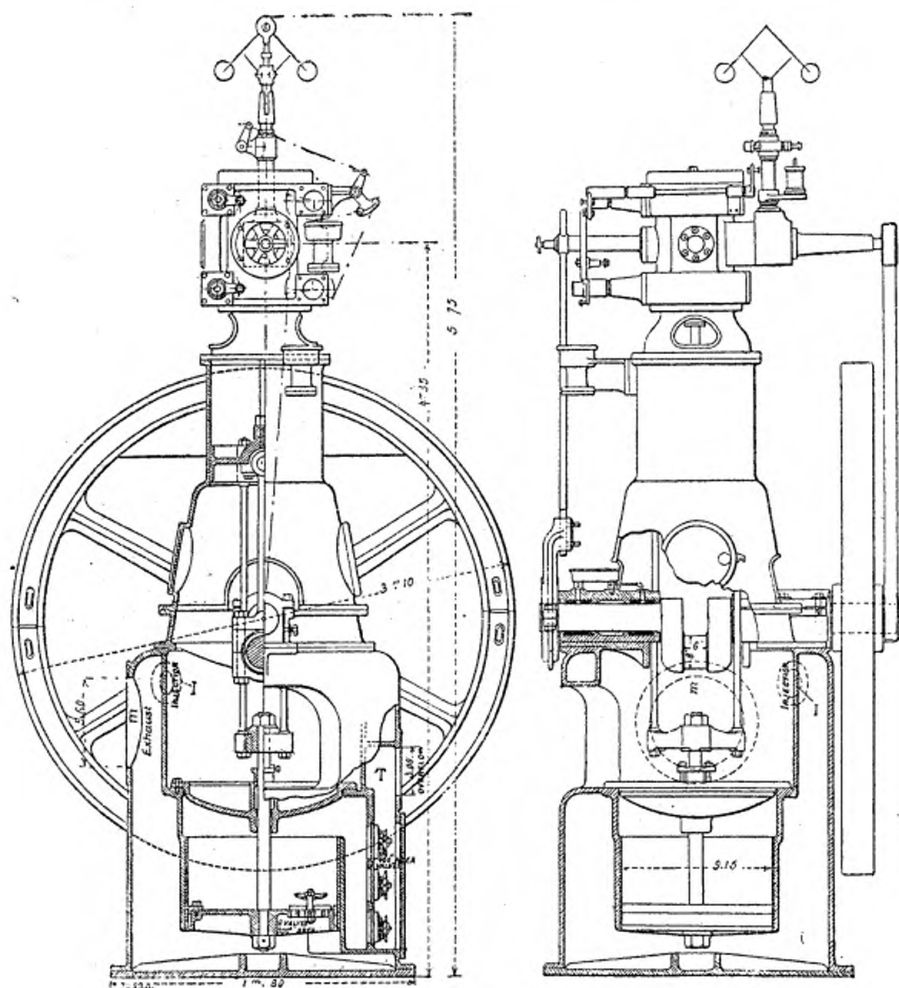


Fig. 317 et 318. — Condenseur de la machine Allis (p. 69).

(fig. 319), dans la chambre F et dans les tubes intérieurs M du bas, pour sortir, avec une circulation rapide et très efficace, par l'espace annulaire réservé entre ces tubes et les tubes extérieurs L dans la chambre G, d'où elle passe, par E, dans H, puis s'évacue de H en D par les tubes supé-

rieurs, semblables à ceux du bas, et par la chambre I. Ainsi qu'on le voit en figure 321, les tubes, simplement vissés dans les plaques J et K, et

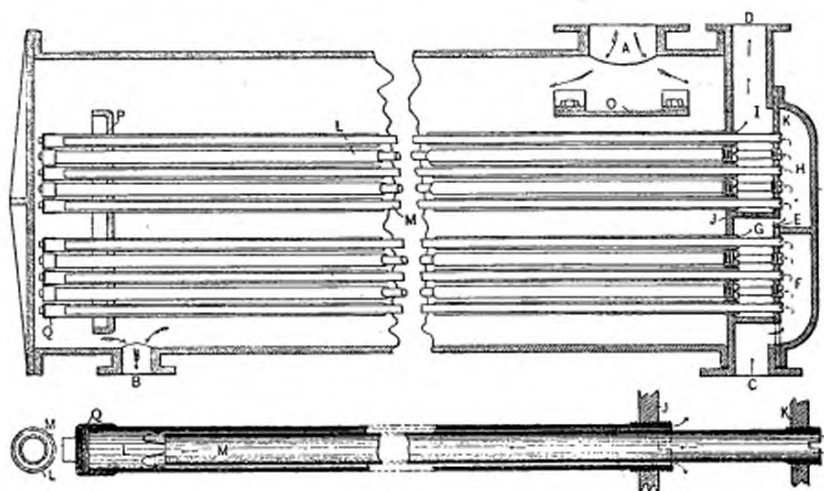


Fig. 319 à 321. — Condenseur Wheeler avec eau dans les tubes.

CFGEHID, circulation de l'eau dans les tubes par l'espace annulaire LM. — AB, circulation de la vapeur autour des tubes L, avec déflecteur O.

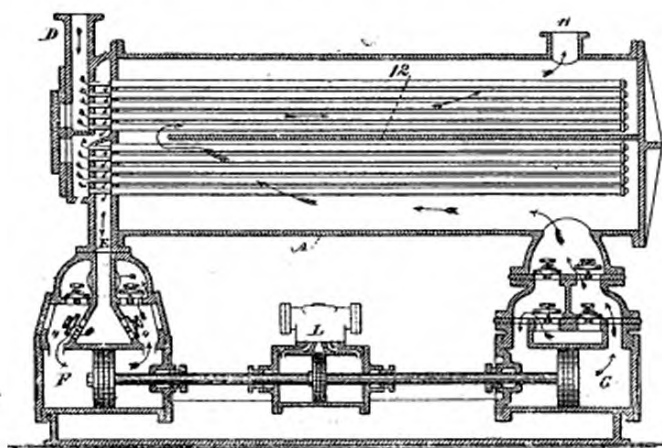


Fig. 322. — Condenseur Wheeler avec vapeur dans les tubes.

L, cylindre moteur actionnant directement la pompe à air F et la pompe de circulation G.—DE, circulation de la vapeur dans les tubes. — G 11, circulation de l'eau divisée par le diaphragme 12.

supportés par la plaque P, sont tout à fait libres de se dilater sans fatiguer ces plaques, et faciles à retirer. La vapeur d'échappement admise en A, au-dessus du diaphragme O, qui la diffuse et préserve les tubes de son choc direct, se condense et passe, avec son air, en B, à la pompe à air.

En figure 322, c'est au contraire la vapeur qui passe de D en EF dans les tubes, et l'eau qui traverse, de G à 11, le corps du condenseur, pourvu d'une cloison de circulation 12.

Dans les deux cas, les pompes à air F et de circulation G sont actionnées directement par un même cylindre à vapeur L, et placées sous le condenseur.

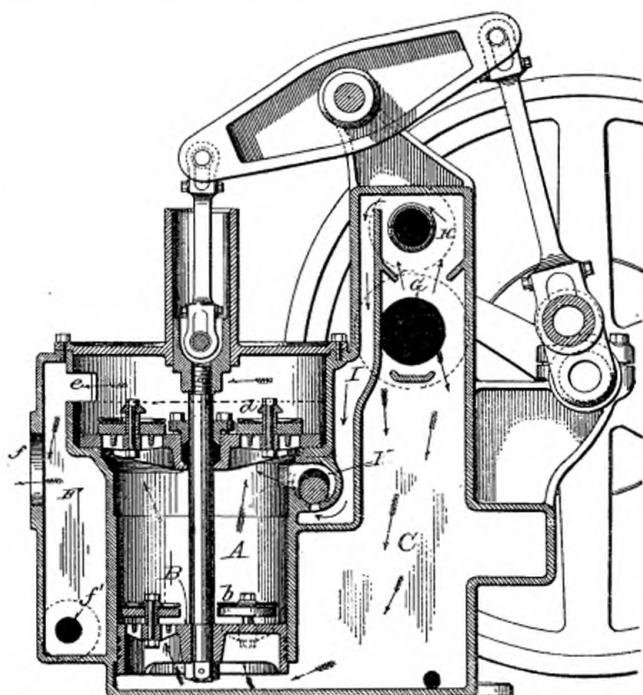


Fig. 323. — Condenseur Nordberg.

H et G, arrivées de l'eau d'injection et de la vapeur dans la bûche C. — A, pompe à air. — B, piston, avec clapets d'aspiration *b*, et clapets de refoulement *d* en *eFf*. — K et I, clapet et conduit de séparation d'air. — *f*, évacuation de l'eau de F.

Ces condenseurs pèsent de 4 à 5 kilogrammes par cheval. Leur emploi est très économique, surtout si on leur ajoute, comme nous l'avons indiqué (p. 57), un réchauffeur d'alimentation<sup>(1)</sup>.

La pompe à air du condenseur de *M. Nordberg* (fig. 323) est pourvue d'un dispositif destiné à en augmenter un peu le rendement, en séparant

<sup>(1)</sup> Voir l'Annexe, p. 549.

en partie l'air de la vapeur condensée. L'échappement de la machine arrive en G, et l'eau d'injection en H; l'air et l'eau de condensation, aspirés de C par le piston B de la pompe à air, sont refoulés, par *e*, en F, d'où ils s'évacuent partie par *f*, partie par *f'*. Quand il s'est, après quelques tours de la pompe, accumulé sur les clapets d'aspiration *b* assez d'eau pour les noyer, l'air est, à la descente de B, aspiré par I, au travers de la soupape très légère K, constituée par un rouleau de caoutchouc, puis évacué par *d*, à la montée de B. On évite ainsi de faire barboter cet air au travers de la petite charge d'eau qui surmonte B.



## III

## LES MOULINS À VENT.

Malgré leur très grande ancienneté, les moulins à vent n'ont guère été l'objet que d'un très petit nombre d'expériences méthodiques, et leur théorie, des plus difficiles<sup>(1)</sup>, ne peut guère fournir que des résultats approximatifs.

D'après cette théorie, les ailes ou les lamelles des roues de moulins devraient être établies de manière à réaliser des surfaces gauches satisfaisant aux conditions suivantes :

Désignons par :

$\varphi$ , l'angle d'une latte des ailes ou d'un élément de lamelle avec la vitesse  $u$  du vent, ou avec l'arbre de la roue supposé orienté dans le sens du vent; c'est l'*Angle of Impulse* des Anglais;

$r$ , sa distance à l'arbre des ailes;

$\omega$ , la vitesse angulaire des ailes autour de cet arbre.

L'angle  $\varphi$ , qui donne, pour l'élément d'aile accroché à cette latte, le travail maximum, est donné par la formule

$$\tan \varphi = \frac{3}{2} \frac{\omega r}{u} + \sqrt{\frac{9}{4} \left( \frac{\omega r}{u} \right)^2 + 2}.$$

La dernière latte, située à l'extrémité R de l'aile, pour laquelle on a

$$\omega R = \alpha u,$$

sera inclinée d'un angle  $\varphi_1$ , tel que

$$\tan \varphi_1 = \frac{3}{2} \alpha + \sqrt{\frac{9}{4} \alpha^2 + 2}.$$

La valeur de  $\alpha = \frac{\omega R}{u}$  varie de 2,5 à 2,7; c'est-à-dire que, dans la pratique, la vitesse des ailes à la circonférence varie de 2,5 à 2,7 fois la vitesse du vent.

<sup>(1)</sup> Smeaton, *Philosophical Transactions*, 1755 à 1763. Coulomb, *Théorie des machines simples*. Haton de la Goupillière, *Cours de machines*, vol. I, p. 373 (Paris, Dunod). (Voir l'Annexe, p. 551.)

Quant aux lattes intermédiaires entre la première et la dernière de chaque aile, on peut, en prenant pour  $\alpha$  la valeur

$$\alpha = \frac{8}{3} = 2.67,$$

déterminer approximativement leur inclinaison par la formule

$$\tan \varphi = 4 \frac{r}{R} + \sqrt{16 \left(\frac{r}{R}\right)^2 + 2}.$$

On obtient ainsi, en donnant à chacune des lattes de l'aile, ou à chacun des éléments de l'aillette américaine, l'inclinaison spécifiée par cette formule, pour la toile ou pour l'aillette, une surface gauche dont le premier élément correspondant à  $r=0$  est incliné de l'angle  $\varphi^0$ , donné par la formule

$$\tan \varphi_0 = \sqrt{2}, \quad \text{d'où} \quad \varphi_0 = 54^\circ, 45,$$

et dont la latte extrême, pour laquelle  $r=R$ , est inclinée de

$$\tan \varphi_1 = 4 + \sqrt{18}, \quad \text{d'où} \quad \varphi_1 = 83^\circ, 7.$$

La surface des ailes tendues ou des ailettes devrait donc présenter un gauche de

$$\varphi_1 - \varphi_0 = 28^\circ, 22.$$

En pratique, la forme des ailes concorde rarement avec les indications de la théorie.

En Amérique, on applique souvent la formule approximative de Wolff<sup>(1)</sup>

$$\tan \varphi = \frac{\omega r}{u} + \sqrt{1 + \left(\frac{u}{\omega r}\right)^2},$$

d'où l'on déduit, pour l'angle du vent :  $w = (90^\circ - \varphi)$  ou l'Angle of Weather des Anglais, la table suivante, dont les résultats sont représentés par le diagramme, fig. 324, connu sous le nom de *diagramme de Wolff*.

<sup>(1)</sup> *The Windmill as a Prime Mover*, 1 vol. New-York, J. Wiley. *Engineering and Mining Journal*, 7 et 14 octobre 1876, 26 octobre 1878. *American Society of Mechanical Engi-*

*neers*, 22 avril 1882. *Journal of the Franklin Institute*, juillet 1882. *American Engineer*, 4 juillet, 7 octobre, 26 décembre 1884.

TABLEAU DES ANGLES OF WEATHER <sup>(1)</sup>.

$\frac{wR}{7^2}$	$w_0 =$	$w_1 =$	$w_2 =$	$w_3 =$	$w_4 =$	$w_5 =$	$w_6 =$
0.10	42° 8' 41"	39° 20' 42"	36° 39' 1"	34° 5' 57"	31° 43' 3"	29° 31' 5"	27° 30' 14"
0.11	41 51 41	38 47 47	35 52 7	33 7 31	30 35 41	28 17 15	26 12 7
0.12	41 34 44	38 15 7	35 6 2	32 10 46	29 31 5	27 7 23	24 59 6
0.13	41 17 48	37 42 46	34 20 49	31 15 51	28 29 17	26 1 22	23 50 46
0.14	41 0 55	37 10 44	33 36 32	30 22 32	27 30 14	24 59 6	22 47 22
0.15	40 44 4	36 39 1	32 53 10	29 31 5	26 33 54	24 0 23	21 48 5
0.16	40 27 17	36 7 40	32 10 46	28 41 25	25 40 12	23 5 4	20 52 48
0.17	40 10 33	35 36 40	31 29 21	27 53 31	24 49 4	22 12 59	20 1 15
0.18	39 53 53	35 6 2	30 48 56	27 7 23	24 0 23	21 23 55	19 13 7
0.19	39 37 16	34 35 17	30 9 29	26 22 57	23 14 4	20 37 43	18 28 10
0.20	39 20 42	34 5 57	29 31 5	25 40 12	22 30 0	19 54 10	17 46 8
0.21	39 4 12	33 36 32	28 53 40	24 59 6	21 48 5	19 63 7	17 6 47
0.22	38 47 47	33 7 31	28 17 15	24 19 34	21 8 13	18 34 24	16 29 56
0.23	38 31 25	32 38 56	27 41 50	23 41 35	20 30 16	17 57 51	15 55 21
0.24	38 15 7	32 10 46	27 7 23	23 5 4	19 54 10	17 23 20	15 22 53
0.25	37 58 55	31 43 3	26 33 54	22 30 0	19 19 48	16 50 42	14 52 21
0.26	37 42 46	31 15 51	26 1 22	21 56 19	18 47 3	16 19 56	14 23 36
0.27	37 26 43	30 48 56	25 29 46	21 23 55	18 15 52	15 50 35	13 56 30
0.28	37 10 44	30 22 32	24 59 6	20 52 48	17 46 8	15 22 53	12 30 56
0.29	36 54 50	29 56 35	24 29 18	20 22 54	17 17 46	14 56 36	12 6 46
0.30	36 39 1	29 31 5	24 0 23	19 54 10	16 50 42	14 31 88	12 43 54
0.31	36 23 18	29 6 2	23 32 19	19 26 32	16 24 51	14 7 55	12 22 15
0.32	36 7 40	28 41 25	23 5 4	18 59 58	16 0 10	13 45 21	12 1 43
0.33	35 52 7	28 17 15	22 38 38	18 34 24	15 36 33	13 23 53	11 42 14
0.34	35 36 40	27 53 31	22 12 59	18 9 48	15 13 58	13 3 25	11 23 43
0.35	35 21 18	27 30 14	21 48 5	17 46 8	14 52 21	12 43 54	11 6 6
0.36	35 6 2	27 7 23	21 23 55	17 23 20	14 31 38	12 25 16	10 49 20
0.37	34 50 53	26 44 57	21 0 28	17 1 23	14 11 47	12 7 29	10 33 21
0.38	34 35 47	26 22 57	20 37 43	16 40 13	13 52 45	11 50 28	10 18 12
0.39	34 20 49	26 1 22	20 15 37	16 19 50	13 34 30	11 34 11	10 3 32
0.40	34 5 57	25 40 12	19 54 10	16 0 10	13 16 57	11 18 36	9 49 37
0.41	33 51 12	25 19 27	19 33 21	15 41 11	13 0 1	11 3 40	9 36 18
0.42	33 36 32	24 59 6	19 13 7	15 22 53	12 43 54	10 49 20	9 23 33
0.43	33 21 58	24 39 8	18 53 29	15 5 12	12 28 19	10 35 35	9 11 20
0.44	33 7 31	24 19 34	18 34 24	14 48 8	12 13 19	10 22 23	8 59 37
0.45	32 53 10	24 0 23	18 15 52	14 31 38	11 58 53	10 9 42	8 48 23
0.46	32 38 51	23 41 35	17 57 51	14 15 42	11 44 57	9 57 30	8 37 35
0.47	32 24 48	23 23 9	17 40 21	14 0 17	11 31 32	9 45 45	8 27 12
0.48	32 10 46	23 5 4	17 23 20	13 45 21	11 18 36	9 34 27	8 17 13
0.49	31 56 51	22 47 22	17 6 47	13 30 56	11 1 1	9 23 33	8 7 37
0.50	31 43 3	22 30 0	16 50 42	13 16 57	10 54 3	9 13 3	7 58 22

(1) Dans ce tableau, la première colonne représente les valeurs de  $\frac{w^2}{u}$  pour  $r = \frac{R}{7}$ , et  $w_0, w_1, w_2, \dots, w_6$  les valeurs correspondantes de  $w$  pour  $r = \frac{R}{7}, \frac{2R}{7}, \frac{3R}{7}, \dots, \frac{6R}{7}$  (comme exemple d'application, voir la légende de la figure 324).

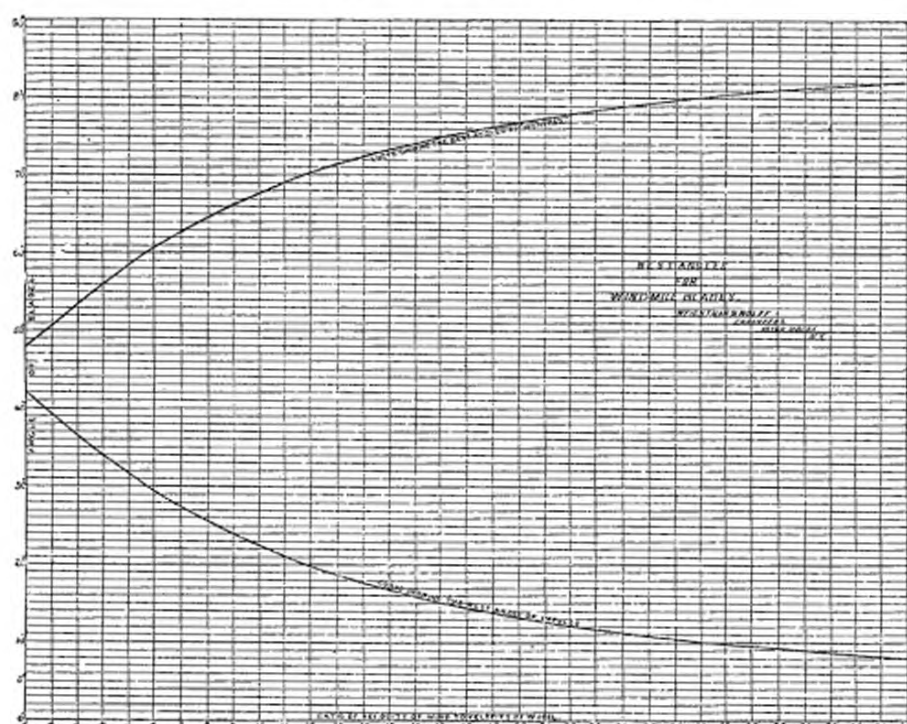


Fig. 324. — Diagramme de Wolff.

La courbe inférieure est construite en prenant pour abscisses les rapports  $\frac{\omega R}{u}$  et pour ordonnées les angles  $w$  correspondants, donnés par la table, p. 161. La courbe supérieure donne les valeurs corrélatives de l'angle  $\varphi = (90^\circ - w)$ . Exemple : pour  $R = 5$  mètres, avec un moulin faisant 30 tours par minute et  $u$ , vitesse du vent = 10 mètres on a

$$\frac{\omega R}{u} = 0,31;$$

d'où, pour les différentes valeurs de  $w$ ,

$$\begin{aligned} w_0 &= 39^\circ \text{ (pour } r = \frac{R}{7} = 0 \text{ m. } 70), \\ w_1 &= 32^\circ \text{ (pour } r = \frac{R \times 2}{7} = 1 \text{ m. } 40), \\ w_2 &= 27^\circ \text{ (pour } r = \frac{R \times 3}{7} = 2 \text{ m. } 10). \end{aligned}$$

On voit, d'après ce diagramme, que  $w$  diminue très lentement avec le rapport  $\frac{\omega R}{u}$  à partir de  $\frac{\omega R}{u} = 3$ , valeur pour laquelle  $w = 9^\circ$ .

Partant de ces angles, on peut évaluer approximativement, en kilogrammètres par seconde, la puissance  $T$  d'une roue composée de  $N$  ailettes, de longueur  $R - r_0$ , et de largeurs successives  $l_0, l_1, l_2, \dots$  exprimées en mètres, par la formule

$$T = N \frac{(R - r_0) K d}{4g} u^3 \left( \frac{2 \sin^2 \varphi_0 - 1}{\sin^2 \varphi_0} l_0 + \frac{2 \sin^2 \varphi_1 - 1}{\sin^2 \varphi_1} l_1 + \frac{2 \sin^2 \varphi_2 - 1}{\sin^2 \varphi_2} l_2 + \dots \right).$$

COMITÉ 15. — 1.

11

IMPRIMERIE NATIONALE.

Dans cette formule, on désigne par  $g$  l'accélération de la pesanteur, par  $K$  un coefficient représentatif du frottement de l'air, égal à 0,93, et par  $d$  la densité ou le poids du mètre cube d'air à la vitesse  $u$ , à la température et à la pression atmosphérique actuelle.

On emploie souvent en France, pour évaluer approximativement la puissance des moulins à vent, la formule

$$L = \frac{Su^3}{3}$$

ou, en chevaux,  $N = 0,0045 Su^3$  :  $S$  étant la surface totale de la toile en mètres carrés.

Quant à la loi qui relie la pression normale  $p$  du vent à sa vitesse  $u$ , on la représente ordinairement par la formule

$$p \text{ kilogrammes par mètre carré} = 0.15u^2 \text{ mètres par seconde.}$$

D'après M. Rouse, ces pressions seraient données approximativement par le tableau suivant :

Dénomination usuelle du vent.	$u$ , mètres par seconde.	$p$ , kilomètres par mètre carré.
A peine sensible.....	0,45	0,25
	0,90	1,02
	1,35	2,15
Bonne brise.....	1,80	3,90
	2,20	5,40
	4,50	"
Forte brise.....	6,60	9,70
	9,00	14,50
	11,00	21,50
Grand vent.....	13,00	30,00
	15,00	38,00
	18,00	48,00
Tempête.....	21,00	"
	22,00	59,00
	27,00	87,00
Ouragan emportant les arbres.....	36,00	152,00
Cyclone.....	45,00	240,00

On admet, au contraire, généralement en France qu'un bon vent de 9 à 10 mètres ne donne que 10 kilogrammes environ de pression par mètre carré.

Quant à l'inclinaison du vent sur l'horizon, elle varie, en France, de 8 à 15 degrés environ; de là, l'habitude d'incliner l'arbre des ailes d'une dizaine de degrés.

La puissance moyenne que l'on peut espérer tirer d'un moulin ne peut, d'autre part, s'estimer que par une connaissance exacte du régime moyen des vents à l'emplacement même du moulin, régime qui varie d'une année à l'autre, suivant la hauteur du moulin, son plus ou moins d'abri, etc., de sorte que l'on ne peut jamais arriver qu'à des approximations très vagues.

HEURES.	SAISON CHAUDE.			SAISON FROIDE.		
	TOUR.	BUREAU météorologique.	RAPPORT.	TOUR.	BUREAU météorologique.	RAPPORT.
	mètres.	mètres.		mètres.	mètres.	
0 (minuit).....	8,48	1,85	4.6	8,56	1,57	5.5
1.....	8,42	1,73	4.9	8,49	1,54	5.5
2.....	8,10	1,61	5.0	8,54	1,42	6.0
3.....	7,97	1,62	4.9	8,39	1,33	6.3
4.....	7,68	1,50	4.8	8,54	1,43	6.0
5.....	7,49	1,50	5.0	8,64	1,48	5.8
6.....	7,68	1,64	4.3	8,79	1,54	5.7
7.....	6,55	1,86	3.5	8,88	1,58	5.6
8.....	5,60	2,09	2.7	8,56	1,59	5.4
9.....	5,47	2,40	2.3	8,19	1,77	4.6
10.....	5,35	2,66	2.0	7,59	2,00	3.8
11.....	5,94	2,95	2.0	7,22	2,29	3.2
12 (midi).....	6,03	3,07	2.0	7,24	2,43	3.0
13.....	6,32	3,19	2.0	7,31	2,43	3.0
14.....	6,44	3,07	2.1	7,35	2,47	3.0
15.....	6,21	2,82	2.2	7,21	2,13	3.4
16.....	6,46	2,85	2.3	7,65	2,10	3.6
17.....	6,69	2,78	2.4	7,89	1,89	4.2
18.....	6,73	2,47	2.7	8,43	1,84	4.6
19.....	6,98	2,11	3.3	8,60	1,72	5.0
20.....	7,72	2,02	3.8	9,00	1,65	5.5
21.....	8,12	1,98	4.1	8,62	1,67	5.2
22.....	8,60	2,07	4.2	8,47	1,62	5.2
23.....	8,75	1,95	4.5	8,37	1,42	4.9
MOYENNES.....	7,05	2,24	3.1	8,19	1,80	5.6

Aux États-Unis, on suppose conventionnellement que l'on peut disposer en moyenne de l'équivalent d'un vent de 7 mètres par seconde soufflant pendant le tiers de l'année, ou 8 heures par jour : soit, pour  $u$ , une

moyenne générale de 2 m. 30, et les moulins sont établis pour marcher convenablement avec des vents à vitesse d'environ 3 mètres par seconde.

Comme élément de comparaison, nous donnons ci-dessus, page 163, le tableau de la moyenne des vitesses des vents relevés en 1891 par le Bureau météorologique de Paris, à 20 mètres de hauteur et au sommet de la tour Eiffel, où la vitesse du vent est beaucoup plus forte et surtout plus constante en grandeur et en direction.

La détermination de la puissance probable d'un moulin à vent est donc toujours *excessivement aléatoire*; aussi ne doit-on adopter qu'avec toutes les réserves que comporte la question les tableaux suivants, donnés par M. Wolff, comme s'appliquant avec une approximation suffisante aux moulins du type *Corcoran*, l'un des plus répandus aux États-Unis, marchant pendant huit heures par jour, ou 2,920 heures par an, avec un vent de 7 mètres à la seconde.

DIAMÈTRE DE LA ROUE.	TOURS PAR MINUTE.	PUISSANCE EN CHEVAUX.
mètres.		chevaux.
2,60	70 à 75	0,04
3,00	60 à 65	0,12
3,65	55 à 60	0,21
4,25	50 à 55	0,28
4,85	45 à 50	0,41
5,50	40 à 45	0,61
6,00	35 à 40	0,78
7,60	30 à 35	1,34

DIAMÈTRE de LA ROUE.	PUISSANCE EN CHEVAUX pendant huit heures par jour.	DÉPENSES PAR HEURE DE TRAVAIL.					PRIX du cheval- heure.
		INTÉRÊTS des moteurs et des constructions à 5 p. o/o du prix d'achat.	DÉPRÉCIATION et réparations à 5 p. o/o du prix d'achat.	SURVEIL- LANCE.	HUILE.	TOTAL.	
mètres.		centimes.	centimes.	centimes.	centimes.	centimes.	centimes.
2,60	0,04	1,25	1,25	0,30	0,20	3,00	75,0
3,00	0,12	1,50	1,50	0,30	0,20	3,50	29,0
3,65	0,21	1,80	1,80	0,30	0,20	4,10	19,5
4,25	0,28	3,75	3,75	0,30	0,35	8,15	29,0
4,85	0,41	5,75	5,75	0,30	0,35	12,15	29,5
5,50	0,61	6,85	6,85	0,30	0,35	14,15	23,0
6,00	0,79	8,50	8,50	0,30	0,50	17,80	22,5
7,60	1,34	10,25	10,25	0,30	0,50	21,30	15,0

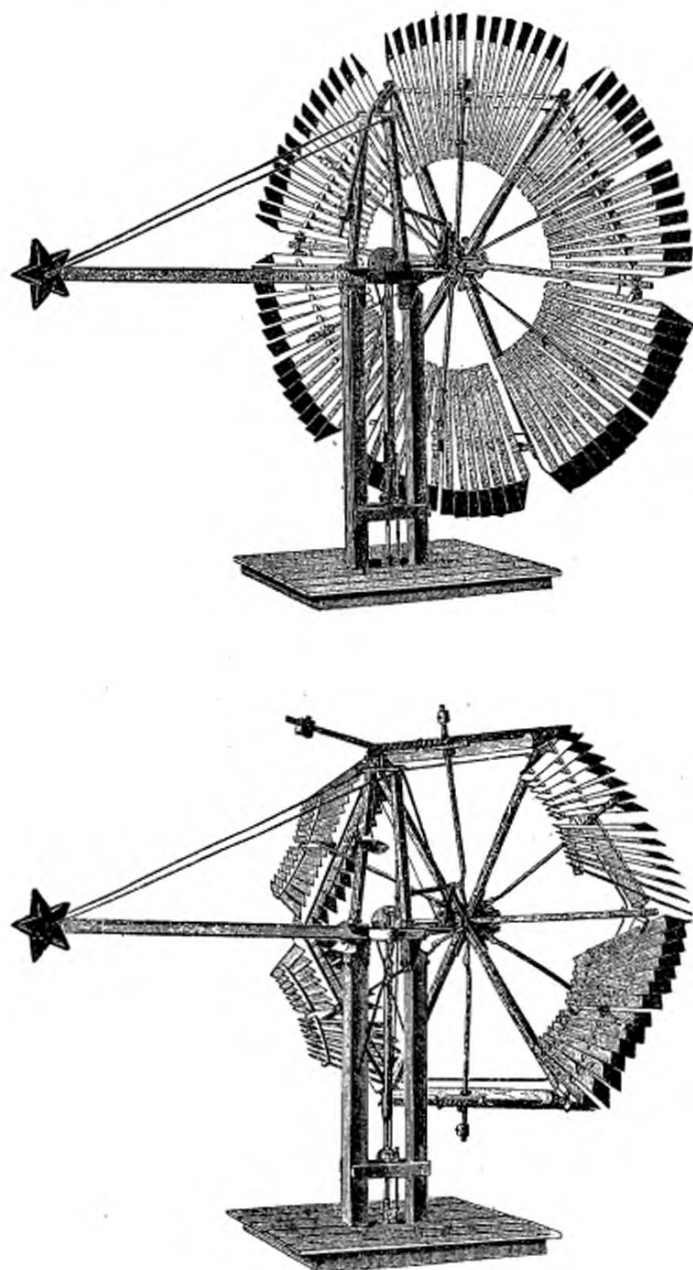


Fig. 325 et 326. — Moulin sans gouvernail (*Vaneless*)  
*United States Wind Engine and Pump Co* (Baltimore).

Ce moulin marche avec vent arrière, de sorte qu'il se maintient automatiquement dans la direction du vent, sans le secours d'aucun gouvernail. La roue, du type Halladay, se replie comme de fig. 325 à 326 quand le vent augmente, avec une sensibilité réglée par le régulateur à poids, qui se soulève, comme on le voit de fig. 325 à 326, et s'oppose au ployage des ailes d'autant plus que le vent augmente. Le poids de la roue est équilibré par l'étoile en fonte que l'on voit au bout du bras qui remplace le gouvernail ordinaire.



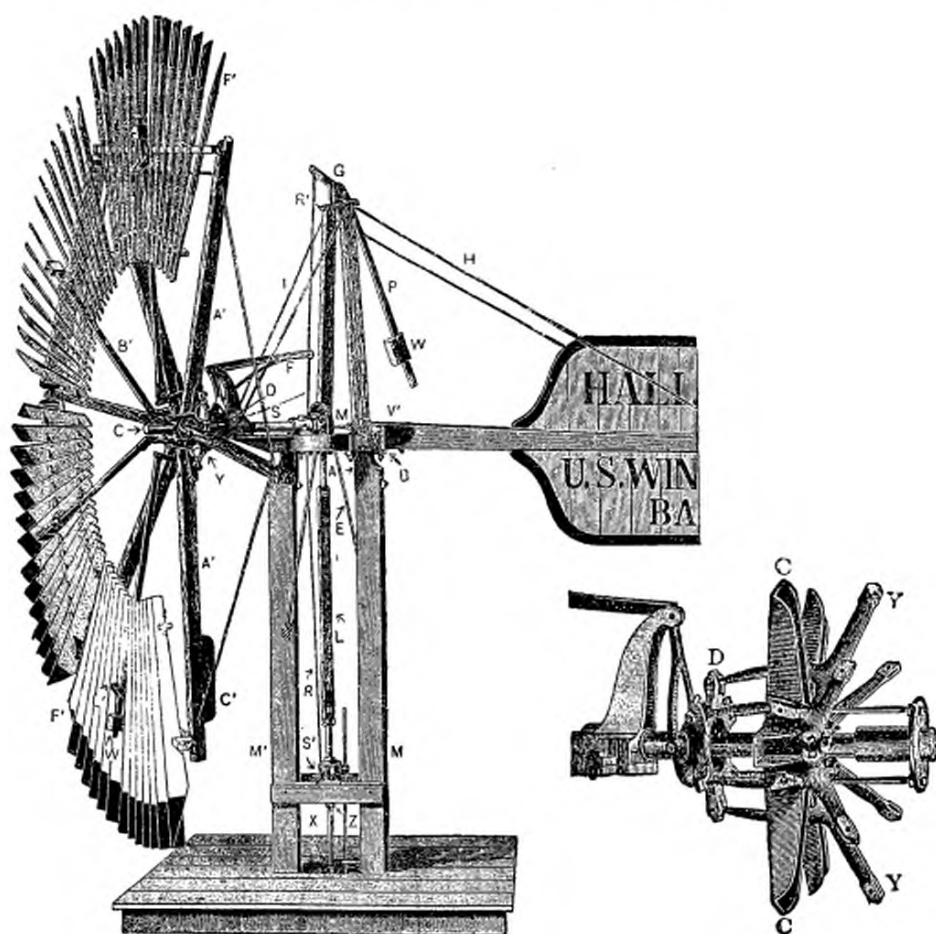


Fig. 327 et 328. — Moulin Halladay (type de la U. S. Wind Engine and Power Co.).

Ensemble de la roue et détail du régulateur centrifuge.

W, poids à l'extrémité du levier PG, relié par la corde R' au levier F, dont la fourche commande (fig. 328) par le manchon D les leviers Y, articulés aux bielles B' des ailettes F'. W', masses dont la force centrifuge agit en opposition de W pour replier les ailes à mesure que la vitesse augmente, comme de fig. 325 à fig. 326. A', bras de la roue fixés dans le tourteau C (fig. 328), calé sur l'arbre S, et réunis vers la circonférence par les barres d'articulation des ailettes F'. L'arbre S, à coussinet en métal Babbitt, porte un disque manivelle M, qui commande la tige L de la pompe, et dont la course peut facilement se changer; et la tige L est reliée à son prolongement X par un joint universel SZ, permettant à la plaque B de tourner sur sa plate-forme A en suivant la direction du vent. EE, tirant<sup>s</sup> assujettissant la plate-forme A sur les montants MM'. B est porté sur A par des galets anti-friction qui n'exigent aucun graissage. R, corde permettant de manœuvrer les ailettes F à la main, du bas de la tour. H, tirants d'attache du bras V' du gouvernail.

D'après ce même auteur, un moulin à roue de 3 m. 20 fournit en moyenne 2 chevaux 4, avec une dépense de 0 fr. 12 par cheval-heure<sup>(1)</sup>. D'autre part, un moulin ordinaire, du type flamand, à 4 ailes de 21 mè-

<sup>(1)</sup> *The Windmill*, p. 139.

tres de diamètre, donne, d'après Coulomb, une puissance d'environ 7 chevaux avec un vent de 7 mètres à la seconde.

La puissance des moulins à vent augmentant comme le cube de la vitesse du vent, c'est-à-dire très rapidement avec cette vitesse, et cette vitesse variant elle-même entre des limites très étendues, de 4 à 15 mètres à la seconde en moyenne, il s'ensuit que ces moulins doivent toujours être établis beaucoup trop puissants pour la plus grande vitesse du vent utilisable sans danger, et trop faibles pour la plus petite, dont on veut toujours pro-

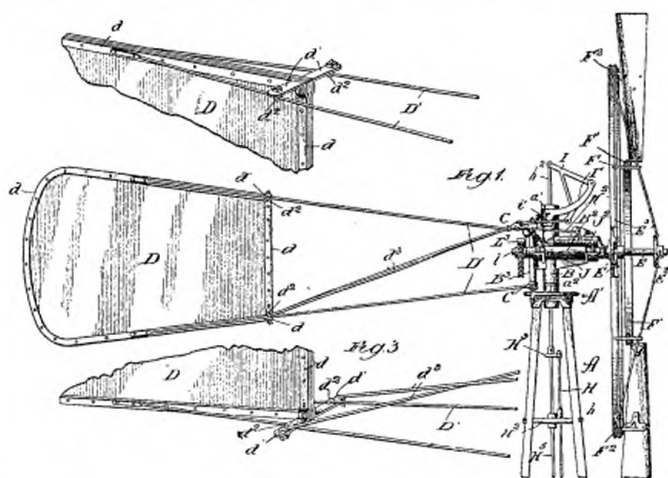


Fig. 329, 330 et 331. — Moulin de Snow. (*Elgin Wind Power and Pump Co.*)  
Ensemble du beffroi et détail du gouvernail.

D, gouvernail en tôle d'acier, avec cadres en fer plats *dd*, repliés en *d'* et attaché aux balanciers CC par les tringles *D'd'*, avec diagonales *d'* (Pour les autres lettres, voir les légendes des figures 322 à 348).

fiter. De là, la nécessité de pouvoir faire varier dans une grande étendue soit la surface *S* de la roue du moulin, soit l'orientation de cette roue par rapport au vent. Cette régularisation des ailes, si difficile sur nos grands moulins, a été résolue, sur les moulins américains, par des mécanismes automatiques simples, légers et très ingénieux, dont l'application a été rendue possible parce que les Américains ont remplacé nos grandes ailes très écartées par une multitude de petites ailettes fixes ou articulées, occupant presque toute la surface décrite par la partie utilisable de la roue<sup>(1)</sup>.

<sup>(1)</sup> Principe indiqué par Medhurst dès 1799 (brevet anglais 2299). La plupart des perfectionnements que l'on rencontre sur les

moulins américains ont été indiqués et parfois même exécutés par de nombreux inventeurs : notamment, en France, par Amédée Durand,

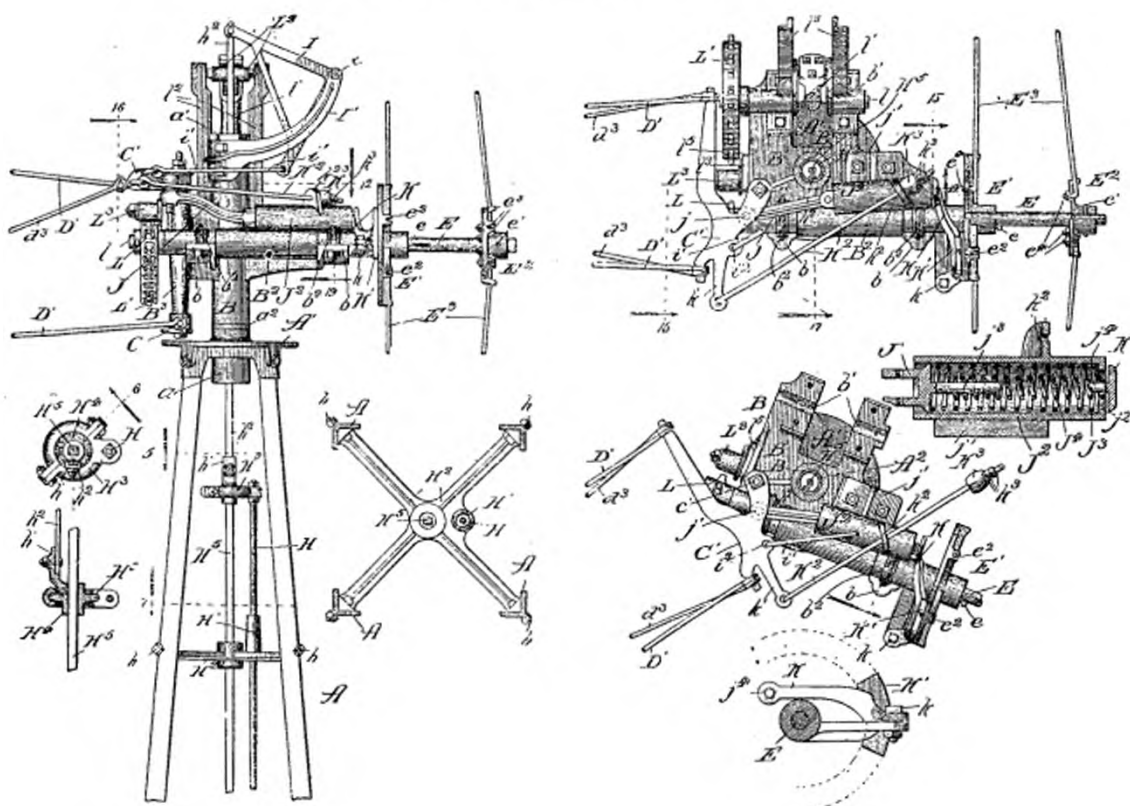


Fig. 33a à 33g. — Moulin Snow. Détail du beffroi. Élévation. Coupes 5, 6, 7 et 12 : cette dernière en deux vues, avec le gouvernail dans l'axe de la roue (fig. 336) et incliné (fig. 337). Détail du cylindre J<sup>2</sup> (coupe 14, fig. 33a) et du frein K (coupe 15, fig. 33a).

B, manchon pivoté en  $a^2$  (fig. 344) sur la plate-forme A' de la tour A, et portant une plate-forme B', à trois paliers : 1° le palier B<sup>2</sup> de l'arbre E de la roue, attaché aux oreilles  $bb$  par les brides  $b^2b^3$  (fig. 340 et 341) faciles à démonter ; 2° le palier  $b'$  (fig. 337) de la manivelle  $b'b$  (fig. 339) qui commande la tige H<sup>2</sup> de la pompe ; 3° le palier vertical B<sup>3</sup> (fig. 343) sur lequel les balanciers CaC' du gouvernail (fig. 330 et 340) pivotent autour d'un boulon c (fig. 343) avec jeux de rattrapage d'usure  $c'e'$ . H, tringle de manœuvre fixée au manchon H<sup>2</sup>, que traverse la tige H<sup>2</sup> de la pompe, et articulée par son prolongement  $h^2$  au levier H', pivoté en i, et qui commande par la bielle  $i'i'$  le balancier C'. JJ', bielle articulée au balancier C' et à la tige  $j^2$  du double ressort J<sup>2</sup>J<sup>3</sup>, enfermé dans le cylindre J<sup>2</sup>, fixé en  $j'$  sur B', percé en  $j^2$  pour le passage de la butée  $j^2$  du levier Kk du frein K' (fig. 339). K<sup>2</sup>, tige guidée  $k^2$ , avec butée élastique K<sup>2</sup>k<sup>2</sup>, et articulée au bras  $k'$  du balancier C', dont elle limite le pivotement. H<sup>2</sup>, plate-forme guide de H et de H<sup>2</sup>, boulonnée en h sur A. (Pour les autres lettres, voir les légendes des fig. 329 et 340.)

en 1836 (Haton de la Goupillière, *Cours de machines*, vol. II, p. 568, *Bulletin de la Société d'encouragement*, 1830, p. 153) et en Angleterre, par Andrew Meikle, en 1780 (*Appleton's Cyclopædia*, vol. II, p. 951 et Sir William Cubitt (Rankine, *La machine à vapeur*, Paris, Dunod, p. 234. Brevet anglais 3041, de 1807.)

Voir aussi les brevets anglais Wiseman (1399, de 1783); Hilton et Mead (1484 et 1628, de 1785 et 1787), et les brevets français de Dellon et Formes (75200, de 1867). C. de Laguerre (19,571, de 1871); Lepaute (137,870, de 1880).

C'est de l'application de ce principe que provient l'aspect si léger, si peu encombrant, la grande activité relative des moulins américains, et le bon marché incomparable de leur installation, qui en a permis l'utilisation dans une foule de circonstances où l'on ne pouvait songer à nos types européens.

*Régularisation.* — On peut diviser, avec M. Wolff, les moulins américains en deux grandes classes : suivant que leur régularisation s'opère par

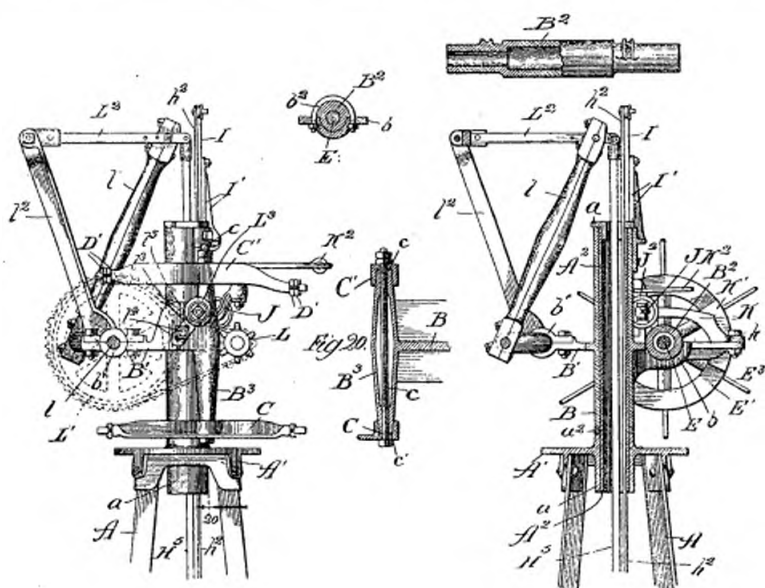


Fig. 340 à 344. — Moulin Snow. Détail du palier B<sup>2</sup> et B<sup>3</sup> et du mécanisme de commande de la tige H<sup>3</sup> de la pompe. (Élévation 16 et coupe 17, fig. 333.)

A, tube calé dans la plate-forme A', autour duquel pivote, sur bague en bronze a<sup>2</sup>, le manchon B, maintenu par la bague filettée a'. L, pignon calé sur l'arbre de la roue, et commandant par la transmission à chaîne. L' b' la manivelle l de la bielle l', articulée au levier L<sup>2</sup>, lequel, pivoté sur le bras l<sup>2</sup>, attaque la tige H<sup>3</sup> de la pompe. L<sup>2</sup>, galet tendeur de la chaîne à bras l<sup>2</sup>, réglable par la coulisse l'. (Pour les autres lettres, voir la légende des fig. 332 à 339.)

le repliement de leurs ailes mobiles sur la roue, au moyen d'un régulateur généralement à force centrifuge, ou par le défilement de leur roue à ailettes fixes, au moyen d'une paire de gouvernails octogonaux placés l'un dans le prolongement de l'axe de la roue et l'autre perpendiculairement à cet axe. Le premier de ces gouvernails maintient normalement la roue face au vent, et l'autre la défile ou l'incline sur le vent s'il devient trop fort.

L'action du premier gouvernail peut être aidée ou même remplacée par celle d'une petite roue perpendiculaire à celle du moulin, tournant sous l'action du vent jusqu'à ce qu'elle ait ramené, par une transmission facile à imaginer et dont nous verrons quelques exemples, le moulin face au vent. Enfin, dans bien des cas, les gouvernails peuvent, comme nous le verrons, s'incliner l'un par rapport à l'autre, de manière à permettre de régler à volonté l'inclinaison moyenne du moulin sur le vent.

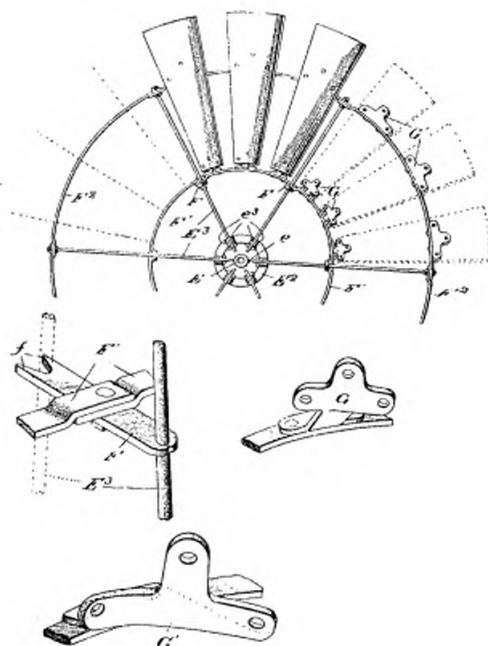


Fig. 345 à 348. — Moulin Snow. Détail de la roue, des attaches G et G', des ailettes et des rayons E<sup>3</sup>.

E<sup>3</sup>, rayons inclinés, convergents, recourbés et boulonnés comme e<sup>3</sup> (fig. 336) dans les encoches e<sup>3</sup> des plateaux EE<sup>2</sup> calés en ee' (fig. 332) sur l'arbre E de la roue. F, entretoises des rayons, qu'elles embrassent en f, et boulonnées sur les assemblages des segments FF<sup>2</sup> des cercles de la roue (fig. 330).

Pour les petits moulins, on va parfois jusqu'à supprimer complètement le gouvernail. Comme exemple de cette simplification, je citerai les petits moulins à vent arrière de la *United States Wind Engine and Pump Co* représentés par les figures 325 et 326. Ces moulins marchent vent arrière, de manière à s'orienter d'eux-mêmes sur leur pivot; ils sont équilibrés par un contrepoids fixe en forme d'étoile; et, quand le vent augmente trop, leurs

ailes se replient comme de figure 325 à figure 326, en soulevant un contrepoids dont le moment résistant augmente à mesure qu'il s'élève.

*Régulateurs centrifuges.* — Parmi les moulins à régulateur centrifuge, l'un des plus employés est celui de *Halladay* (fig. 327) qu'il me suffira de rappeler, par ce qu'il est déjà bien connu en France, où il est construit par M. Shabaver, de Castres<sup>(1)</sup>.

Les ailettes F', articulées comme celle de la figure 326, sont commandées par des bielles radiales B', articulées aux leviers Y (fig. 328), reliées par des biellettes à un manchon D. Ce manchon est sollicité, par le levier F du contrepoids W, à s'avancer à droite (fig. 328) de manière à ouvrir les ailettes à mesure que le vent diminue, tandis que les masses centrifuges W' tendent à replier ces ailes, comme en figure 326, malgré W, quand la vitesse de la roue augmente.

Le régulateur centrifuge, dont il existe un grand nombre de variétés, est plus sensible que les gouvernails; mais ceux-ci sont en général plus simples et suffisamment sensibles pour la grande majorité des cas; aussi semblent-ils actuellement préférés aux États-Unis, bien que la plupart des constructeurs continuent à exploiter les deux systèmes.

*Régularisation par gouvernail.* — Parmi les régulateurs à gouvernails, l'un des plus connus est celui de *Corcoran* ou du *Moulin Éclipse*, suffisamment connu et déjà répandu en France pour qu'il soit inutile de le décrire à nouveau<sup>(2)</sup>.

Nous décrirons au contraire en détail quelques types nouveaux, moins répandus, mais encore peu connus chez nous.

Les figures 329 à 348, qui représentent les principales parties d'un moulin à ailes d'acier de moyenne importance du type *Solid Wheel*, construit par la *Elgin Wind Power and Pump Co*, vont nous permettre d'exposer les principales particularités de la construction d'un type de ces appareils, assez répandu aux États-Unis.

Le mât A porte (fig. 351) une plate-forme A', avec douille a, dans laquelle est emmanché à force le tube A<sup>2</sup>. Sur ce tube on emmanche,

<sup>(1)</sup> Publication industrielle d'Armengaud, 1884, p. 112; *Portefeuille des machines*, mars 1886; *Bulletin des arts et métiers*, avril 1885.

<sup>(2)</sup> Construit par Beaume, à Boulogne-sur-

Seine. (*Bulletin de la Société des ingénieurs civils*, novembre 1884, p. 514. Gustave Richard, *Les moteurs secondaires à l'Exposition de 1889*, p. 438; *Génie civil*, 3 mars 1894.)

maintenu par le collet vissé  $a'$ , et pivotant sur une rondelle en bronze  $a^2$ , le manchon  $Bs'$ ,  $\alpha'$  plate-forme  $B'$ . Cette plate-forme porte trois paliers : celui  $B^2$  (fig. 336) de l'arbre de la roue, attaché en  $bb$  par des brides  $b^2$ ,  $b'$ ;

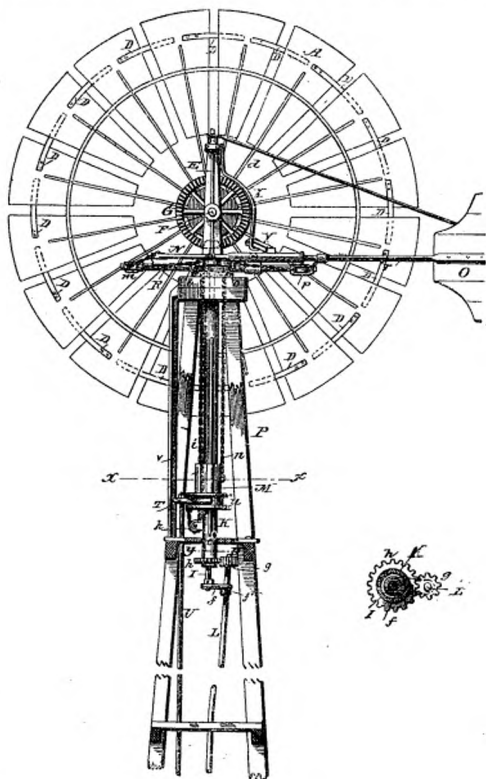


Fig. 349 et 350. — Moulin Wallace. Ensemble du beffroi et détail de la commande  $hg$  de la transmission. (Même légende qu'en fig. 351.)

celui  $b^2$  de la manivelle de la pompe, et le palier vertical  $B^3$  (fig. 343) du boulon  $c$  du gouvernail. Les tiges  $D'$  de ce gouvernail sont attachées à des balanciers  $CC'$  (fig. 342), pivotés sur  $B^3$  par des capuchons  $c'e$ , pourvus d'un jeu permettant d'en rattraper les usures.

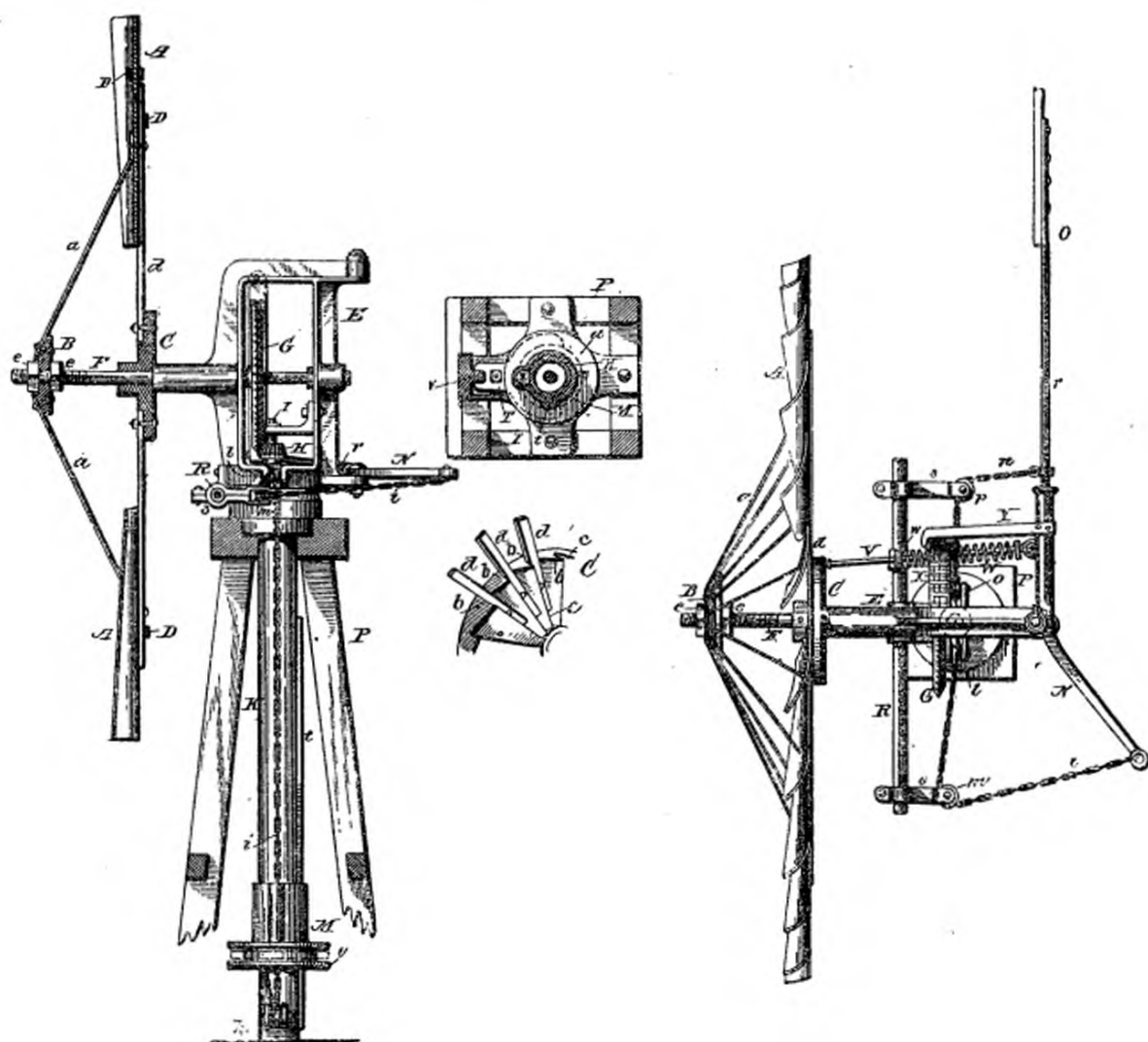


Fig. 351 à 355. — Moulin Wallace. Détail du beffroi.

Élévation et plan du moulin en position hors du vent.

Coupe *xx* (fig. 349) et détail du plateau C. (Même légende qu'en fig. 352.)

A, ailettes en tôle d'acier fixées sur les rayons *d*, attachées en *bc* au plateau C de l'arbre F, avec baguettes *a*, attachées de même au plateau B, à une distance de C réglée par les écrous *ee*. D, bandes reliant entre elles les ailettes A et passant (fig. 349) alternativement de l'extérieur de l'une à la face intérieure de l'autre. E, châssis pivoté sur le tube K fixé à la tour P. G, pignon commandant par H l'arbre I, dont le bras *ff'* (fig. 349) fait rouler sur le pignon *h* du tube fixe K le pignon *g* (fig. 350) de l'arbre L. M, manchon rainuré en *t* sur K, commandé à la main par la tige V, à fourche T, et auquel sont attachées (fig. 349) deux chaînes *c* et *n*, aboutissant (fig. 355) l'une, par *km*, au bras N du gouvernail O, et l'autre, par *op*, au bras *r*. R, bras du châssis E, portant en *ss* les galets *o* et *p*. W, ressort à tige V, qui limite le rabattement du gouvernail, et maintient les chaînes *n* et *i* tendues quand le moulin est hors du vent, en même temps que le bras Y de *r* arrête la roue en appuyant sur le frein X.



Le gouvernail est en une tôle d'acier D (fig. 329), avec cadre  $d$ , en fers plats recourbés en  $d'$  pour permettre l'attache en  $d^2$  des tiges  $D'$  : le cadre formé par ces tiges est renforcé par deux diagonales  $d^3 d^3$ , articulées aussi, comme l'indique la figure 338, au balancier supérieur  $C'$ .

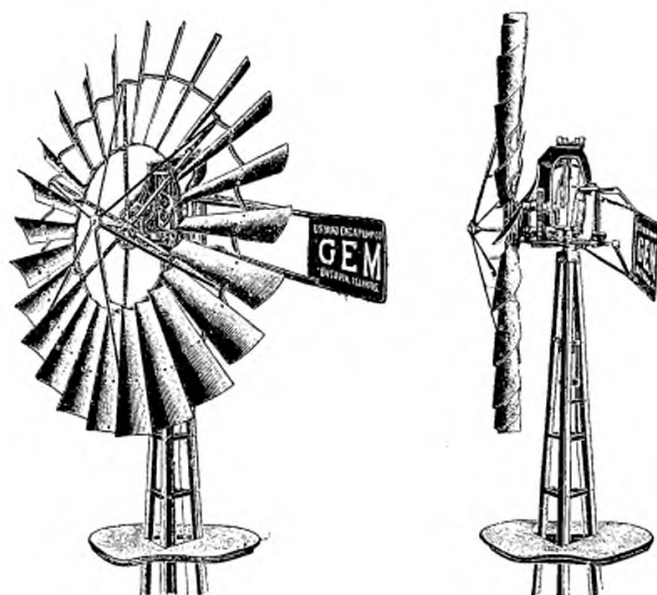


Fig. 356 et 357. — Moulin Gem (U. S. Wind and Power Co) en travail et au repos, type *Solid Wheel*, à ailettes fixes en tôles d'acier, commandant la tige de la pompe par une transmission réductrice dans le rapport de 2 à 1, avec portées sur coussinets à boutons de plombagine sans graissage.

Un moulin de 3 mètres de diamètre fait, avec un vent de 10 mètres par seconde, 300 tours par minute et 1 cheval : poids 450 kilogrammes, prix 300 francs. La tour triangulaire, en cornières d'acier avec entretoisement ajustable, pèse environ 23 kilogrammes par mètre de hauteur, jusqu'à 18 mètres, et coûte 4 fr. 50 par mètre pour des roues de 3 mètres.

L'arbre E de la roue est pourvu de deux moyeux  $E'$  et  $E^2$  (fig. 332), à cales  $e$  et  $e'$ , avec rainures  $e^2 e^3$  (fig. 345) dans lesquelles sont engagés, recourbés et boulonnés comme en  $e^4$  (fig. 336) les rayons  $E^3$ , supportant les ailes de la roue. Ces tiges, qui convergent, sont assemblées, comme l'indique la figure 330, sur un grand cercle  $F^2$ , en six parties (fig. 345), réunies vers leur milieu par des maillons F (fig. 346), constitués par des barres fendues en  $f$ , dont il suffit de fermer les fentes, et boulonnées sur un deuxième cercle  $F'$ , également en six parties, de manière à constituer un ensemble facile à monter, à réparer et à expédier sans encombrement.

Les ailes, en tôle d'acier, sont rivées à des attaches G et G' (fig. 343 et 348) fixées aux cercles F et F' sous les angles voulus.

L'orientation de la roue se détermine en agissant sur le gouvernail par la bielle  $i'$  (fig. 332) que l'on manœuvre du bas de la tour par le levier II', pivoté en  $i$  et articulé à la tige  $h^2$ , fixée au manchon H<sup>3</sup> (fig. 333), traversé par la tige H<sup>5</sup> de la pompe, et relié par la bride H<sup>3</sup> à la tringle de

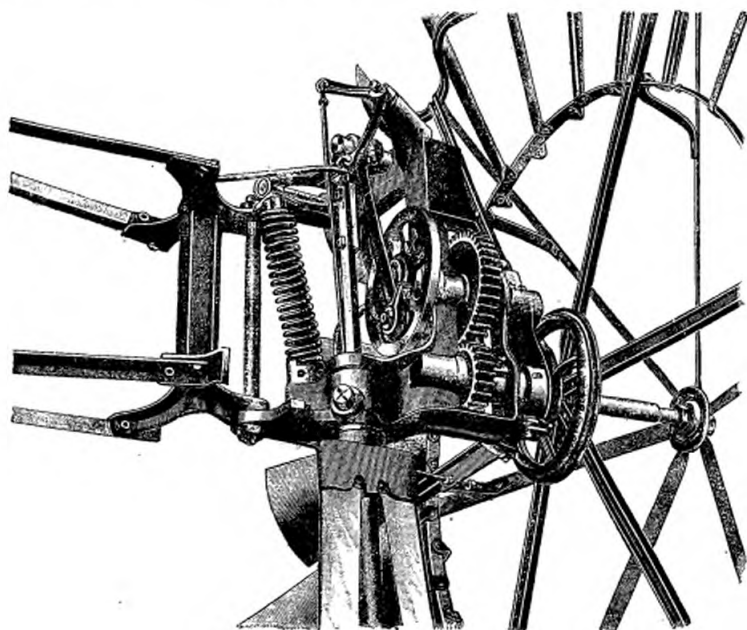


Fig. 358. — Moteur Gem. Détail du beffroi.

Les ailettes sont rivées sur des cercles en acier d'une seule pièce, dont l'un ondulé à la forme des ailettes, et l'autre plat, emboitant l'extrémité intérieure des ailes. La tension des baguettes qui renforcent les rayons se règle par un plateau à écrou, comme en fig. 352. Transmission presque directe et sans porte-à-faux, par bielle et balancier, à la tige de la pompe, avec disque manivelle permettant quatre courses différentes.

manœuvre H', guidée en  $h'$ . L'inclinaison ainsi imprimée au gouvernail par rapport à l'axe E de la roue la tourne, puis la maintient automatiquement de l'angle voulu sur ou hors le vent, sans aucun effort de torsion sur le manchon B. En même temps que la roue se défile, le balancier C' du gouvernail repousse, comme de figure 336 à figure 337, la bielle J', malgré le ressort J<sup>1</sup>, dans le cylindre J<sup>2</sup>, fixé à la plate-forme B', jusqu'à ce que son talon vienne, en comprimant le ressort J<sup>1</sup> (fig. 338), repousser par J<sup>3</sup> le levier K pivoté en  $k^2$  (fig. 339), et serrer son frein K' contre le plateau

de  $E'$  de la roue, de manière soit à en empêcher l'emportement, soit à en arrêter la rotation hors le vent, suivant que le gouvernail cède à un coup de vent ou à la manœuvre suffisamment prolongée de  $H$ .

Lorsqu'on lâche la tige  $H$ , le ressort  $J^a$ , repoussant  $J'$ , ramène le gouvernail dans l'axe de la roue, position où il se trouve arrêté sans choc par la tige  $K^2$  (fig. 337) à butée élastique  $K^3/k^3$ .



Fig. 359. — Moulin Fairbanks, à ailes d'acier galvanisé, régulateur à poids, transmission directe, roue tournant sur arbre fixe, avec réservoir de graissage dans les plateaux; portées sur Babbitt.

La commande de la pompe se fait par la transmission à chaîne  $LL'$  (fig. 332 et 342) avec manivelle  $b'l$  et bielle  $l'$ , commandant le levier  $L^2$ , articulé d'une part dans le bras  $l^2$  et, de l'autre, à la tige  $H^5$  de la pompe. La chaîne est pourvue d'un galet tendeur  $L^3$ , à bras  $l^3$ , ajustable dans la coulisse  $l^4$  de  $B'$ .

Ce moulin est, comme on le voit malgré la longueur de sa description, extrêmement simple, léger et robuste, facilement démontable et transportable.

Le petit moulin de J. Wallace, représenté par les figures 349 à 354, du type *Solid Wheel*, est aussi remarquable par sa simplicité et sa légèreté.

Les ailettes A, en tôle d'acier, sont (fig. 352) fixées sur les bras d, boulonnés à un plateau C et renforcés par des baguettes a, boulonnées sur un

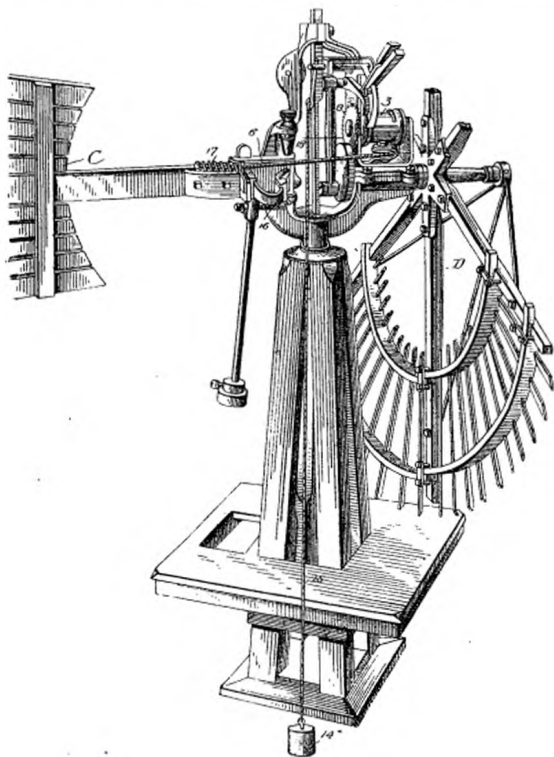


Fig. 360. — Moulin Myers, avec arrêt automatique à flotteur.

second plateau B, réglé sur l'arbre F par les écrous ee, avec, comme C, des mortaises bc (fig. 354) disposées de manière à assurer la fixation latérale de d et de a sur ces plateaux. Ces ailettes sont, de plus, reliées par des bandes D passant (fig. 349) de l'intérieur d'une aile à l'extérieur de l'autre. L'arbre F de la roue transmet sa rotation par GH (fig. 352) à l'arbre I, dont le bras f (fig. 349) entraîne autour du pignon h, fixé au tube K, le

pignon *g*, qui commande l'arbre de transmission *L*. Le tube *K*, sur lequel est calé le châssis *E*, porte, rainurée en *t* (fig. 353), une douille fixe *M*, à laquelle est amarré le bout de la chaîne *i* (fig. 355) qui va, par *kml*

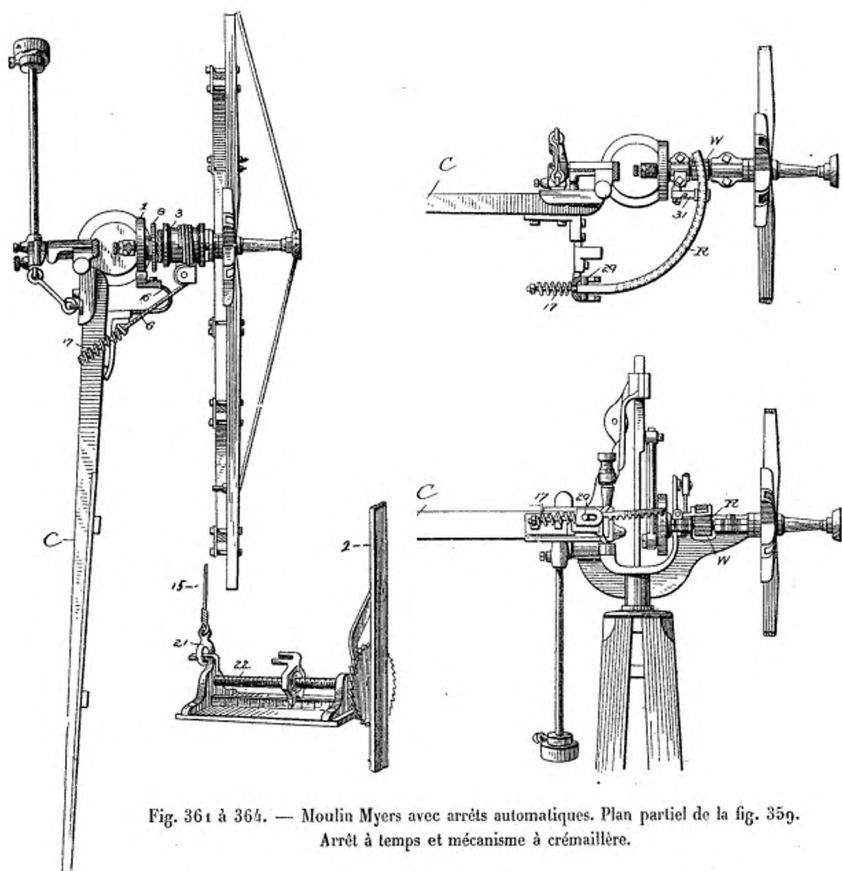


Fig. 361 à 364. — Moulin Myers avec arrêts automatiques. Plan partiel de la fig. 359.

Arrêt à temps et mécanisme à crémaillère.

(fig. 352), s'attacher au bras *N* du gouvernail *O*; et, sur la douille *M*, se trouve aussi attachée une seconde chaîne *n* (fig. 355) qui va, par *op*, s'attacher à la tige *r* de *O*, de l'autre côté de son articulation *P*. Les galets *m* et *p* sont pivotés au bout du bras *ss* de la tige *R*, fixée au châssis *E*. Le gouvernail *O* a sa sensibilité réglée par le ressort *W*, qui maintient les

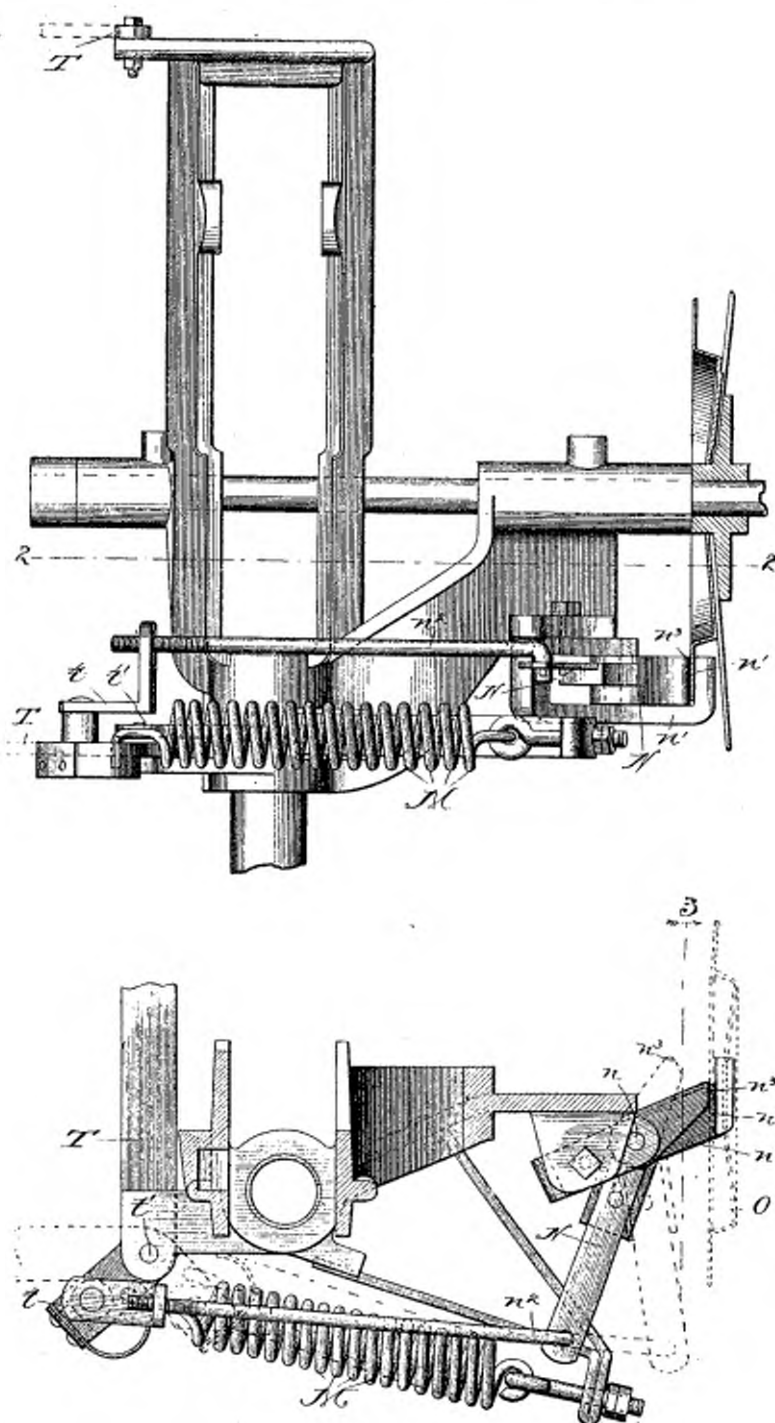


Fig. 365 et 366. — Frein du moulin Allen. Élévation et plan coupe 2-2.

T, bras du gouvernail pivoté en  $t'$ , et dont le levier  $t$ , articulé au ressort régulateur M, amène, quand le gouvernail devient parallèle à la roue, l'extrémité  $n^3$  du levier N, pivoté en  $n$ , de la position indiquée en traits pointillés à celle indiquée en traits pleins, de manière à arrêter la roue d'abord en frottant sur son plateau O, puis en pinçant le bord de ce plateau sur la butée fixe  $n'$ .

chaines tendues quand le moulin est hors le vent, comme figure 355, et la tige *r* serre en même temps, par *Y*, le frein *X* qui immobilise la roue.

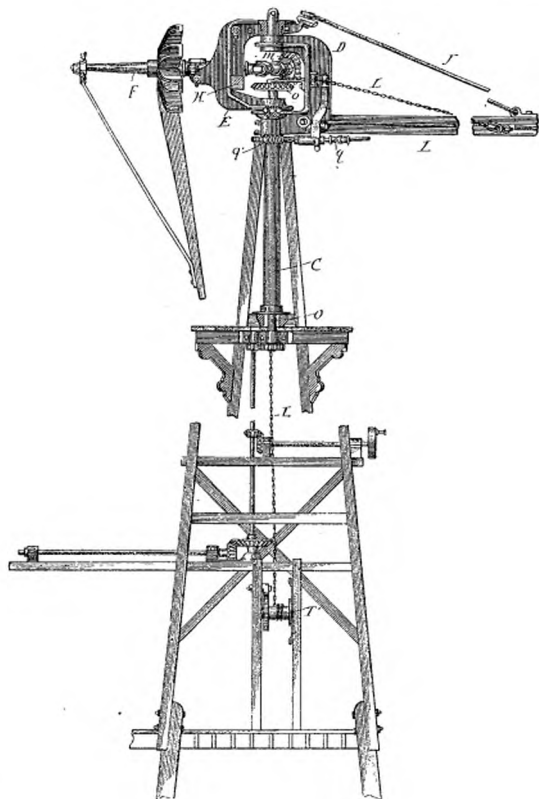


Fig. 367. — Moulin Chapman. Ensemble du beffroi. (Même légende qu'en fig. 373.)

Nous citerons également, comme remarquables par leur simplicité et leur bon marché, les moulins du type *Gem* et de *Fairbanks*, suffisamment expliqués par les figures 356 à 359 et leurs légendes.

On a proposé, en combinaison avec ces régulateurs à gouvernails, un grand nombre de dispositifs pour arrêter et défilier automatiquement le

moulin, soit au bout d'un certain nombre de tours, soit à la fin du remplissage du réservoir alimenté par sa pompe. On peut citer parmi les plus simples ceux de M. Myers, représentés par les figures 360 à 364.

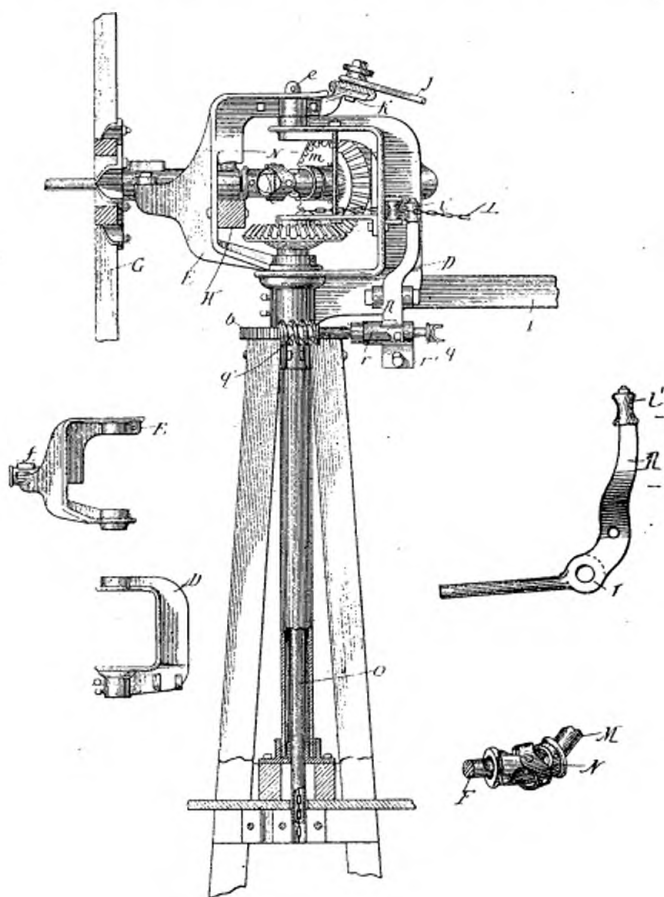


Fig. 368 à 372. — Moulin Chapman. Détail du beffroi, des châssis E et D, du levier du gouvernail R (fig. 368) et du joint universel MNF. (Même légende qu'en fig. 373.)

En figure 360, dès que l'eau atteint son niveau, elle soulève le poids flotteur 14, suspendu à un levier 12, qui maintient ordinairement le rochet 8 dégagé d'un cliquet actionné par la bielle même de la pompe. Il en résulte que, dès le niveau atteint, le contrepoids 14 amène 8 en prise avec ce cliquet, qui fait alors tourner le treuil 3 de manière que sa corde 6, tirant



par le ressort 17 sur le gouvernail C, l'amène comme en figure 361, parallèle à la roue qui se dérobe alors automatiquement du vent. Ce même mouvement serre sur la poulie 1 le frein à ressort 16, de sorte que le moulin s'arrête immédiatement. Afin d'arrêter le mouvement du gouvernail au parallélisme, on a découpé sur le rochet 8 une partie plane 18, limitant l'arc de sa denture à ce qu'il faut pour accomplir ce mouvement.

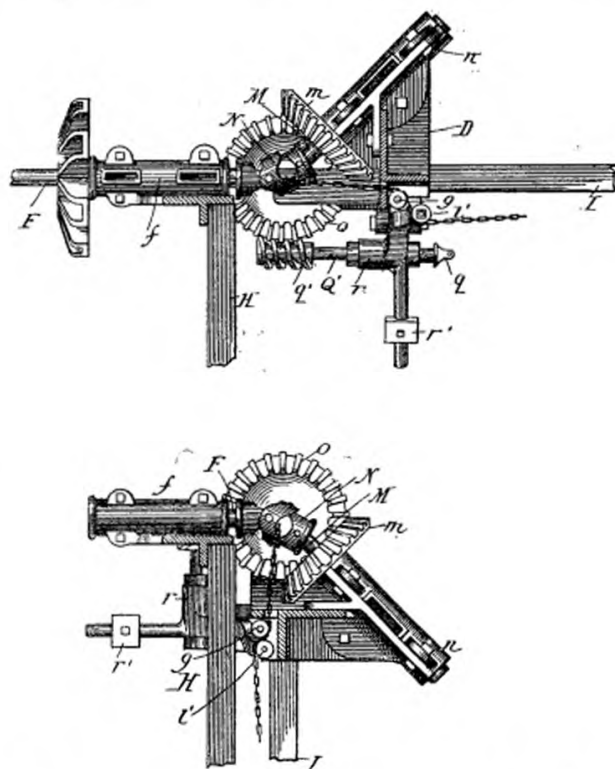


Fig. 373 et 374. — Moulin Chapman. Coupes par N (fig. 368) avec roue en pleine marche, puis au repos.

F, arbre de la roue G (fig. 367), à palier *f*, dans le châssis E (fig. 369), articulé par l'axe *c* (fig. 368 et 375) au châssis D. N, joint universel reliant (fig. 392) l'arbre F à l'arbre M, à palier *n*, solidaire du châssis D, et à pignon *m*, en prise avec le pignon *o*, qui commande la transmission du moulin par l'axe creux O (fig. 367 et 368). Pour les autres lettres, voir la légende de la fig. 377.

Dans le dispositif figure 363, on a remplacé le rochet 8 et ses cliquets par une crémaillère circulaire R, reliée au gouvernail C par l'articulation 29, à ressort 17, et que le levier-guide 31, actionné par la corde 15 (fig. 360), met en prise avec le pignon W, en la laissant, dès que le flotteur se soulève, retomber autour de 29.

Enfin, lorsqu'on veut que le moulin s'arrête automatiquement au bout d'un certain nombre de tours, on remplace le poids flotteur 14 (fig. 360) par un crochet 21 (fig. 362), auquel on attache la corde 15, et qu'une butée filetée sur la vis 22 vient repousser en décrochant la corde dès que la vis 22, commandée, de l'arbre du moulin, par le rochet 2, a fait le nombre de tours correspondant à celui voulu pour le moulin.

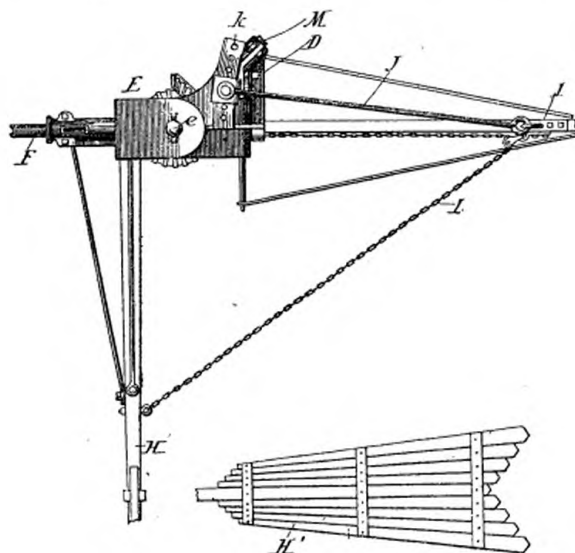


Fig. 375 et 376. — Moulin Chapman. Détail du gouvernail auxiliaire. (Plan.)

HH', gouvernail fixé au châssis E et manœuvré, du treuil T (fig. 367), par la chaîne L, qui permet de fixer ainsi l'orientation normale de D sur E (fig. 368). J, tige articulée d'une part sur E, par son pivot K (fig. 368) enfilé dans l'un des trous k, et, de l'autre, au bras l.

Le frein de *G. M. Allen* est aussi (fig. 365 et 366) ingénieux et fort simple. Quand le vent devient trop fort, il rabat le gouvernail *Tt* autour de *t*, dans la position figurée en traits pleins, parallèlement à la roue, malgré le ressort *M*; et ce mouvement a pour effet d'abord d'appuyer l'extrémité *n*<sup>3</sup> du levier *N* sur le bord du plateau *O* de la roue, de manière à la ralentir, puis de pincer ce rebord entre *n*<sup>3</sup> et la butée fixe *n'* et de l'arrêter complètement. Dès que le vent s'apaise, le ressort *M* ramène le gouvernail et *N* graduellement dans leurs positions normales, indiquées en pointillés, et correspondant à la pleine marche de la roue face au vent.

*Régulateurs à roue auxiliaire.* — La roue G du moulin de C. Chapman transmet son mouvement à l'arbre O par la paire de pignons d'angle  $m$ ,  $o$ , à joint universel N (fig. 372) permettant aux deux châssis E et D (fig. 369

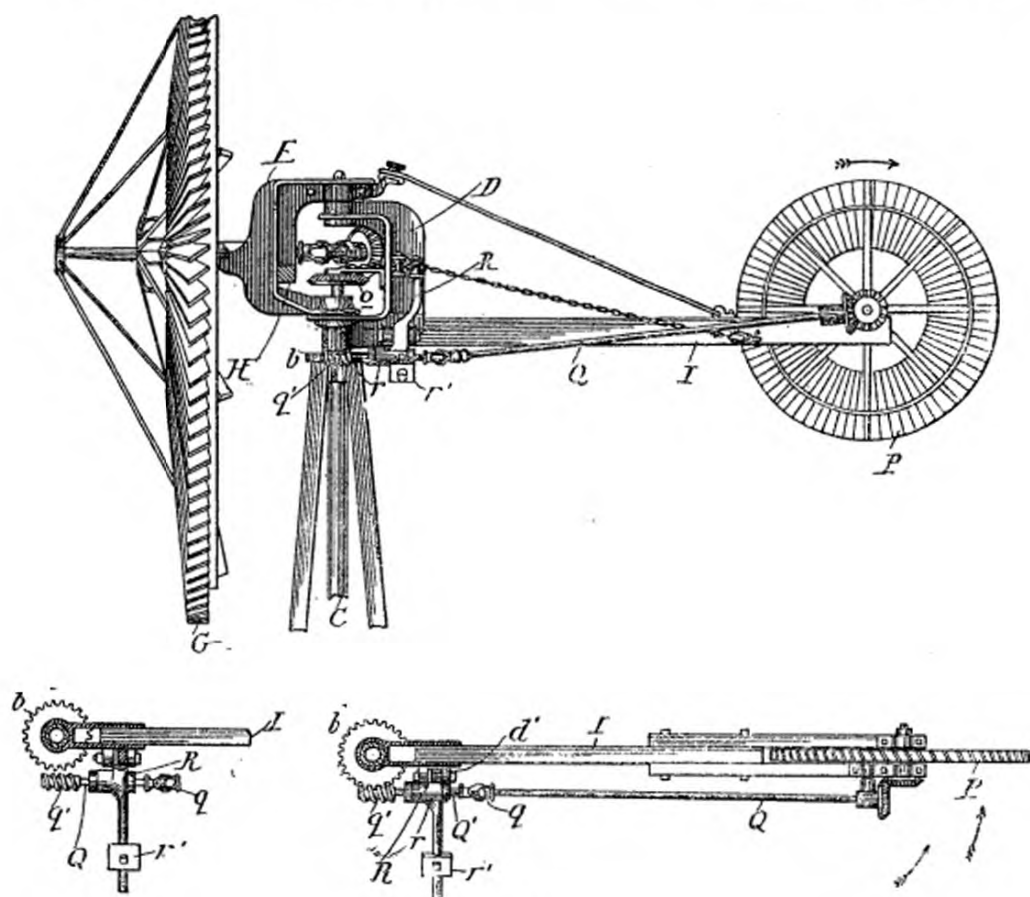


Fig. 377 à 379. — Moulin Chapman. Élévation et plan, avec détail du gouvernail principal I.

P, roue du gouvernail qui, lorsque le vent souffle dans le sens des flèches (fig. 378), tourne de gauche à droite et commande par la transmission QQ', à joint universel  $q$ , la vis sans fin  $q'$ , en prise ordinairement avec le pignon fixe  $b$ , et fait ainsi pivoter l'ensemble du moulin FEDI (fig. 368), de manière que sa roue G fasse face au vent.  $r$ , portée de l'axe  $q$ , située à l'extrémité d'un levier R (fig. 371) à contrepoids  $r'$ , pivoté en  $d'$  sur le châssis D (fig. 368) et terminé par un galet  $l'$ , sur lequel passe la chaîne L (fig. 374). Tant que G est dans le vent, la chaîne L n'est pas tendue, et le levier R appuie, comme en fig. 379,  $q'$  sur  $b$ ; mais, dès que G sort du vent, L se tend et débraye, par  $l'$  (fig. 374)  $q'$  de  $b$ , ce qui permet au moulin de se tourner immédiatement au vent, sous l'impulsion du gouvernail auxiliaire HH' (fig. 375).

et 370) de pivoter l'un par rapport à l'autre autour de leur charnière  $e$  (fig. 368). Comme le pignon  $m$  a son arbre M guidé dans une portée de D (fig. 373), tandis que celui F de G est porté par E, on voit que la prise de  $m$  sur  $o$  tend à maintenir, comme en fig. 373, E et le gouvernail à

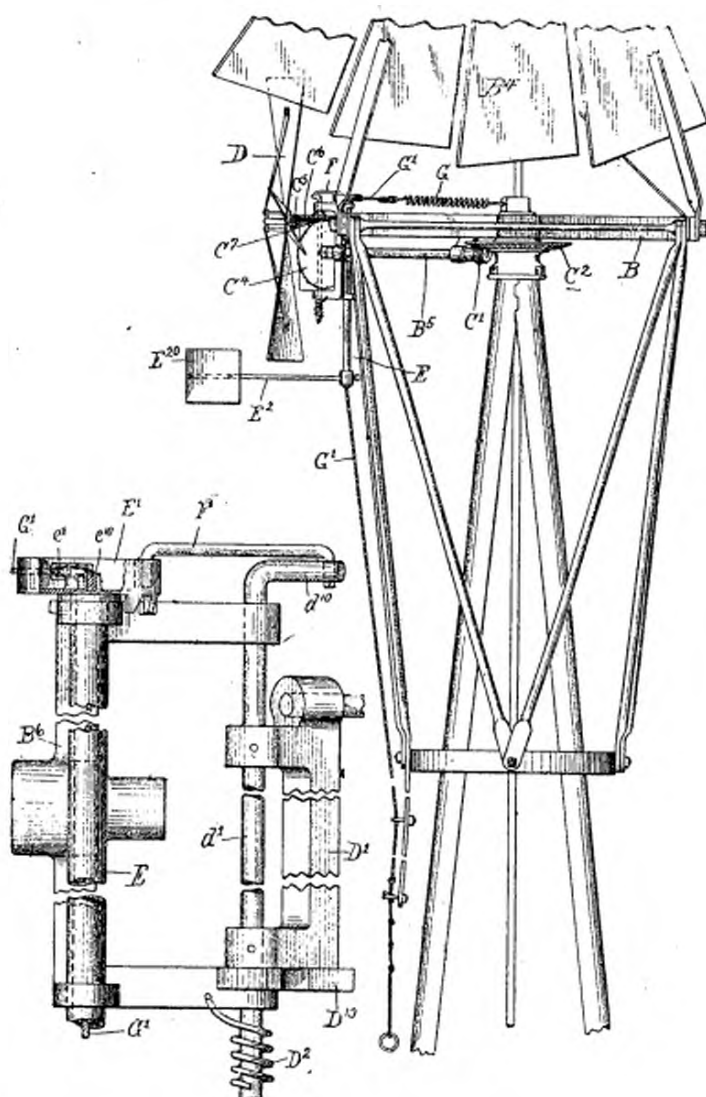


Fig. 380 et 381. — Moulin Perry. Ensemble du gouvernail à roue et détail de son châssis.

D, roue gouvernail montée sur un châssis  $D^1$ , calé sur l'axe  $d^1$ , solidaire de la plate-forme tournante B, qui porte la roue principale  $B^1$  du moulin et qui commande, par le train d'engrenages  $C^1C^2C^3$ , l'arbre  $B^2$ , à portée  $B^3$ , solidaire de B, avec pignon  $C^1$ , en prise avec le pignon fixe  $C^2$ .  $D^{10}$  (fig. 381 et 383), tocs limitant à 90 degrés le pivotement de  $D^1$ .  $D^2$ , ressort tendant à maintenir  $D^1$  parallèle à  $B^1$ , G, ressort antagoniste de  $D^2$ , dont la corde  $G^1$  (fig. 382 et 383) attaque, par le renvoi de galets  $e^1e^{10}$ , le disque manivelle E, relié par la bielle F à la manivelle  $d^{10}$ , de rayon égal au diamètre de  $E^1$ .  $E^{20}$ , palette à bras  $E^2$ , sur l'axe E du disque-manivelle  $E^1$ , empêchant, comme il est dit dans le texte, le retournement de la roue.

roue I dans l'axe de F, et s'oppose au pivotement de D sur E avec d'autant plus de force que la résistance opposée par  $\sigma$  est plus grande. Or D est fixé par la prise de la vis sans fin  $q'$  dans le pignon fixe  $b$  (fig. 368);

c'est donc G ou E qui tend à tourner seul autour de  $e$  proportionnellement à la résistance de  $o$ . Cette rotation soulève, par  $kj$  (fig. 375), le bras I du gouvernail à roue autour de son articulation sur D, de sorte que le poids de ce gouvernail, dont on peut faire varier le moment en changeant les trous  $k$  de l'attache de J, s'oppose à ce mouvement et tend à ramener I dans l'axe de F.

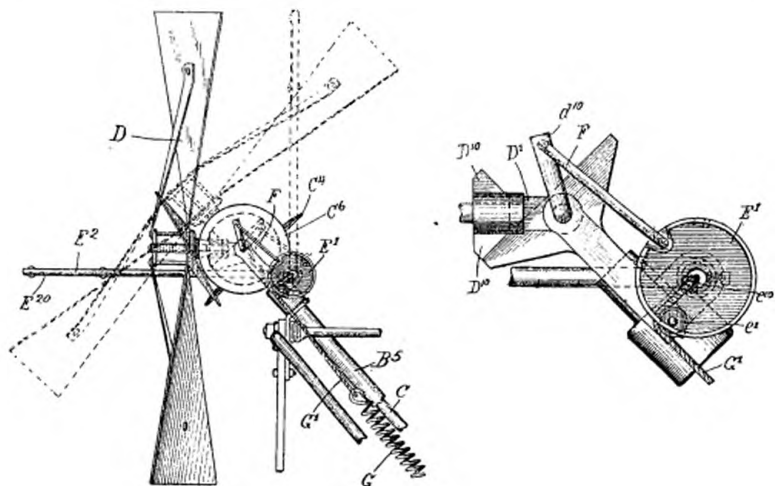


Fig. 382 et 383. — Moulin Perry, détail du mécanisme de la roue D et plan de la fig. 381.  
(Même légende qu'en fig. 380.)

C'est la position qu'il occupe normalement avec la roue G faisant face au vent, comme en fig. 367, 373 et 375, l'arbre M à 45 degrés, et le bras H du gouvernail auxiliaire H', solidaire de E, à 90 degrés de F. Ce gouvernail est manœuvré par la chaîne L (fig. 367 et 375), qui permet de régler par le treuil T' l'orientation normale de D sur E. Quand le vent augmente ou quand le travail du moulin diminue, E pivote sur  $D_e$ , sous l'action de H, de manière à défilier du vent la roue G, jusqu'à ce que l'équilibre soit rétabli par la diminution de la poussée, maintenant oblique, du vent sur H', entre cette nouvelle poussée et le moment de I, soulevé par J.

Quand le vent change, la roue P (fig. 377) du gouvernail I tourne comme en fig. 377 et 379, et ramène, par  $Qqb$ , l'ensemble du moulin FEDI à faire face au vent. Le joint universel  $q$  permet à l'axe Q de suivre

les oscillations verticales du bras I du gouvernail. En outre, cet axe Q est porté en  $r$  (fig. 368 et 379) par un levier R (fig. 371), pivoté sur D, et terminé par un galet  $l'$ , sur lequel passe la chaîne L (fig. 374). Tant que G est dans le vent, la chaîne L n'est pas tendue, et le contrepoids  $r'$  (fig. 378) applique  $q'$  en prise avec  $b$ ; mais, dès que G sort du vent (fig. 373 et 378), L se tend et débraye, par  $l'$ ,  $q'$  de  $b$ , de manière à

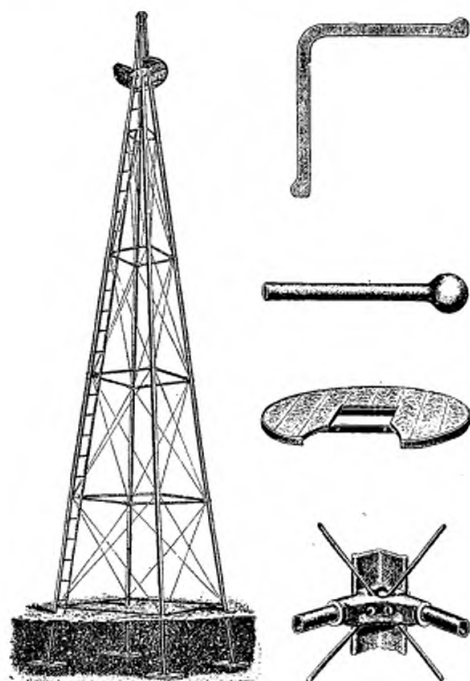


Fig. 384 à 386. — Tour de moulin Fairbanks (p. 176), avec échelle latérale. Ensemble, section d'un montant en acier : détail d'un tirant de la plate-forme et d'un nœud d'assemblage facilité par les boules qui terminent les tirants.

permettre au gouvernail auxiliaire HH' de tourner instantanément le moulin au vent. On voit que, par ce système, le moulin est ordinairement maintenu par  $qb$  dans la direction du vent, puis s'y maintient automatiquement quand le vent change, mais qu'il redevient libre de suivre le vent quand sa roue est arrêtée et défilée du vent.

Le régulateur de Perry, représenté par la figure 380, est aussi du type à roue auxiliaire, mais pourvu d'une disposition très simple assurant à son fonctionnement une grande stabilité.

La roue auxiliaire D, ou roue gouvernail, est montée sur un châssis D, calé sur l'axe  $d^1$  (fig. 381) solidaire de la plate-forme tournante B, et elle

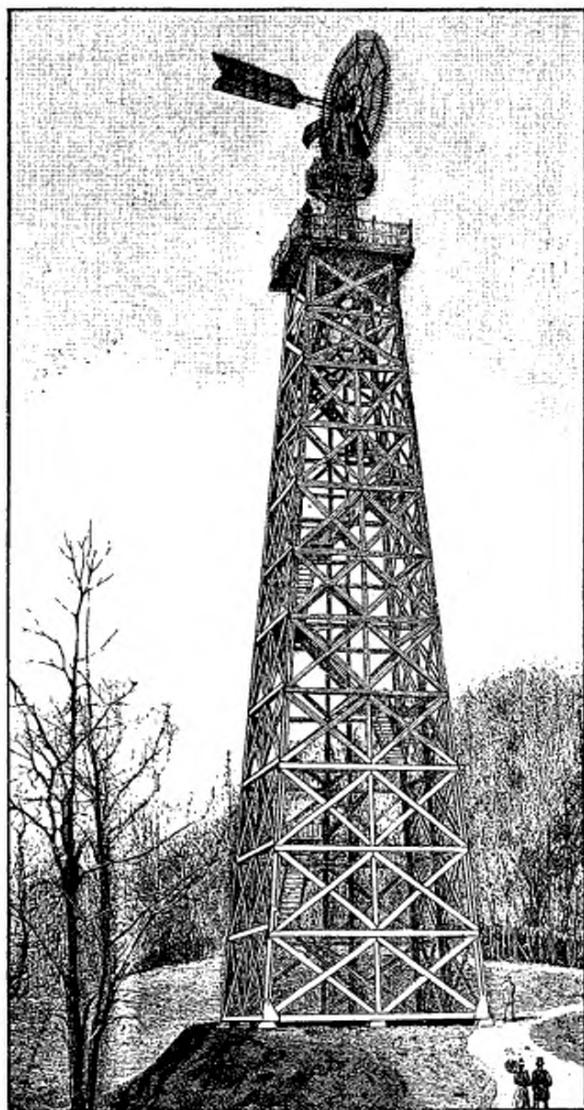


Fig. 387. — Tour en bois de 45 mètres de hauteur sur 14 mètres de côté à la base.

Les quatre montants d'angle ont leurs sabots en fonte attachés par des tirants à de gros dés en briques, de 1 m. 50 de côté, sur fondation en béton et pilotis : chacun de ces montants est formé, jusqu'à une hauteur de 37 mètres, de 3 madriers de sapin de 0 m. 15 d'équarissage. La plate-forme a 6 mètres de côté. Diamètre de la roue 6 m. 80. Type Corcoran.

commande par le train d'engrenages  $C^5 C^6 C^4$  l'arbre  $B^5$ , également porté par cette table, et dont le pignon  $C^1$  engrène avec le pignon fixe  $C^2$ . Il en résulte que la table B est entraînée par la rotation du gouvernail D, en

entraînant avec elle la roue principale  $B^1$  du moulin, et que, d'autre part, le gouvernail  $D$  peut osciller autour de  $d^1$  d'un angle limité à 90 degrés

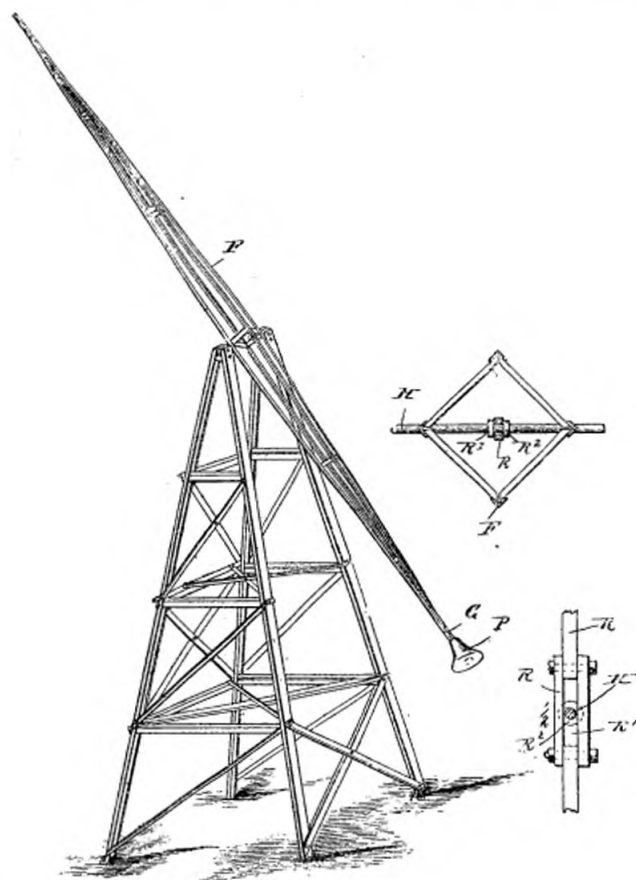


Fig. 388 à 390. — Tour à balancier Perry. Ensemble, coupe du balancier  $F$  par son axe  $H$ , et détail du passage de l'axe  $H$  au travers de la maille  $R'$  de la tige  $R$  de la pompe, guidée par les collets  $R^2R^3$  de  $H$ .

par les tocs  $D^{10}$ , malgré le ressort  $D^2$ , qui tend à maintenir  $D^1$  parallèle à la roue principale.

En marche normale, avec la roue principale  $B^1$  faisant face au vent, la roue  $D$  est perpendiculaire à la roue principale, et ne tourne pas : dès que le vent change,  $D$  se met à tourner, jusqu'à ce qu'elle ait ramené  $B^1$  face au vent, après s'être défilée et arrêtée de nouveau. La roue  $D$  est maintenue dans cette position par un ressort  $G$ , antagoniste de  $D^2$ , et qui agit



par sa corde  $G^1$  sur le disque manivelle  $E^1$ , relié par la bielle  $F$  à la manivelle  $d^{10}$ , de rayon double de celui de  $E^1$ , et l'arbre  $E$  de ce disque porte une vanne  $E^{20}$  (fig. 382) au bout d'un bras  $E^2$ , orienté de façon que  $E^{20}$  soit parallèle à  $B$  quand  $D$  lui est perpendiculaire, et, puisque le rayon de  $d^{10}$  est égal au diamètre de  $E^1$ , parallèle à  $B$  quand  $D^4$  est, comme en pointillés (fig. 382), à 45 degrés de  $B^4$ . Lorsque le vent augmente, la palette  $E^{20}$ , repoussée par ce vent, tourne, en ajoutant son action à celle du ressort  $D^2$  pour amener, malgré  $G$ , le gouvernail à 45 degrés du vent ou de  $B^4$ ; puis son action cesse, parce que  $E^1$  est alors ramené parallèle au vent. Il en résulte que la roue  $D$  tournera de manière à obliquer graduellement  $B^4$  sur le vent, à 45 degrés du vent, ou même parallèlement au vent, si sa violence est suffisante pour continuer jusqu'à 90 degrés le pivotement de  $D^1$  sur  $d^1$ ; mais comme, de 45 à 90 degrés, ce pivotement s'opère en opposition avec l'action du vent sur la palette  $E^{20}$ , il ne peut que s'effectuer assez lentement, ce qui donne au moulin une allure très stable.

En outre, sans l'addition de la palette  $E^{20}$ , dans une brusque saute du vent, il peut fort bien arriver que le gouvernail, amené brusquement parallèle à la roue  $B^4$ , la fasse tourner avec un lancé tel que, dépassant le parallélisme au vent, elle se retourne et lui présente son dos, de manière à renverser le sens de sa rotation avant que le gouvernail n'ait eu le temps de lui faire reprendre son orientation normale. Cet affolement est complètement évité par l'emploi de la palette  $E^{20}$ , dont on peut d'ailleurs régler l'action en variant la tension du ressort  $G$  par sa corde  $G^1$ , qui lui est renvoyée par les galets  $e$ ,  $e^{10}$  (fig. 383), de manière qu'en tirant cette corde on augmente la tension de  $G$ .

Les *tours des moulins* à vent sont (fig. 384) généralement en acier, très légères, solides et bon marché; parfois en bois, principalement pour les hauteurs exceptionnelles (fig. 387) où il coûterait trop cher de faire exécuter un type spécial en fer ou en acier, tandis que le bois ne coûte au contraire presque rien.

On emploie parfois, pour les petits moulins, des *tours à balanciers*, analogues à celle de la figure 388, où le moulin, monté à l'une des extrémités du balancier  $F$ , équilibré par un contrepoids  $P$ , peut être amené à terre pour le graissage, etc., puis ramené dans sa position normale d'un coup du balancier, que l'on fixe en  $G$  par une attache. Dans le cas de la figure 388, le balancier est constitué par un faisceau de quatre cornières

convenablement entretoisées, embrevées en FG (fig. 393) et disposées de manière à laisser passer la tige R de la pompe, guidée en R'R<sup>2</sup> (fig. 389) autour de l'axe H du balancier. Cet axe tubulaire est solidement fixé au balancier par des sabots en fonte I (fig. 394 et 395) qu'il tra-

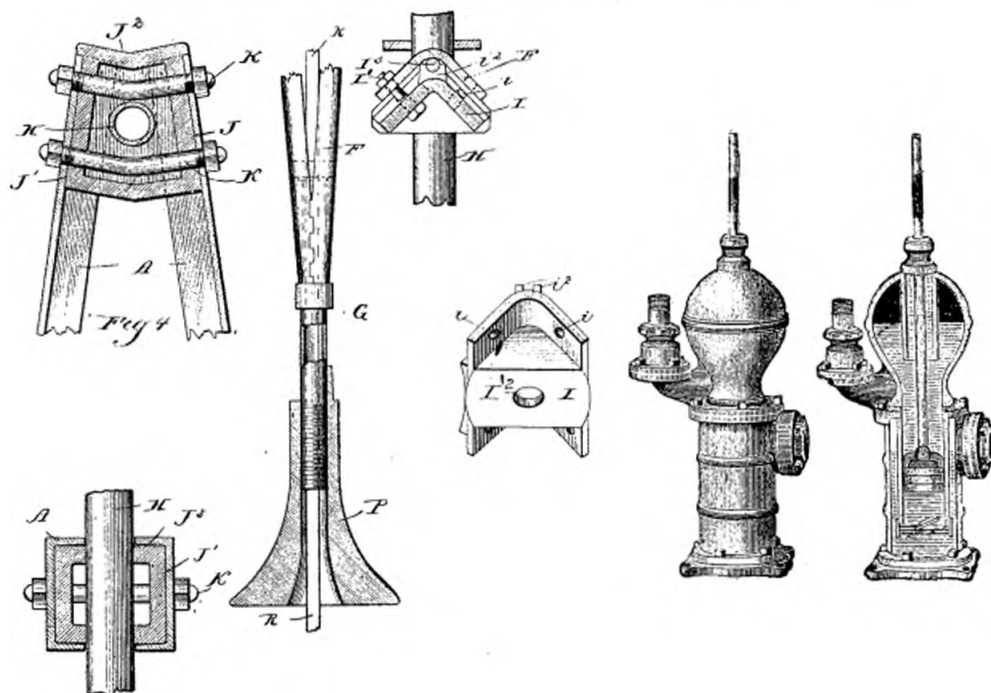


Fig. 391 à 395. — Tour Perry. Détail du palier du balancier, de son contrepoids P et de sa fixation sur l'arbre H.

Fig. 396 et 397. — Pompes Gould à simple effet, avec colonne annulaire d'amorçage.

JJ<sup>2</sup>, chapiteau creux, fixé par les boulons K aux montants de la tour A, et servant de palier à l'arbre H du balancier F. I, bloc traversé en I<sup>2</sup> par l'axe H, sur lequel il est claveté en I<sup>2</sup> I<sup>3</sup>, et fixé par les boulons I' au balancier F.

verse en I<sup>2</sup>, avec clavetage I<sup>2</sup> I<sup>3</sup>, attachés en i, par les boulons I, aux cornières F du faisceau et de l'entretoisement du balancier. Ses paliers sont constitués par un chapiteau creux J<sup>2</sup> J' (fig. 391) solidement fixé par des boulons K aux montants de la tour A, dont il constitue l'entretoisement supérieur<sup>(1)</sup>.

(1) A citer aussi les tours à balancier de Cadle (*Engineering*, 23 juin 1893, p. 868).

*Applications.* — L'une des applications les plus fréquentes des moulins américains est la commande des pompes pour les usages domestiques, les

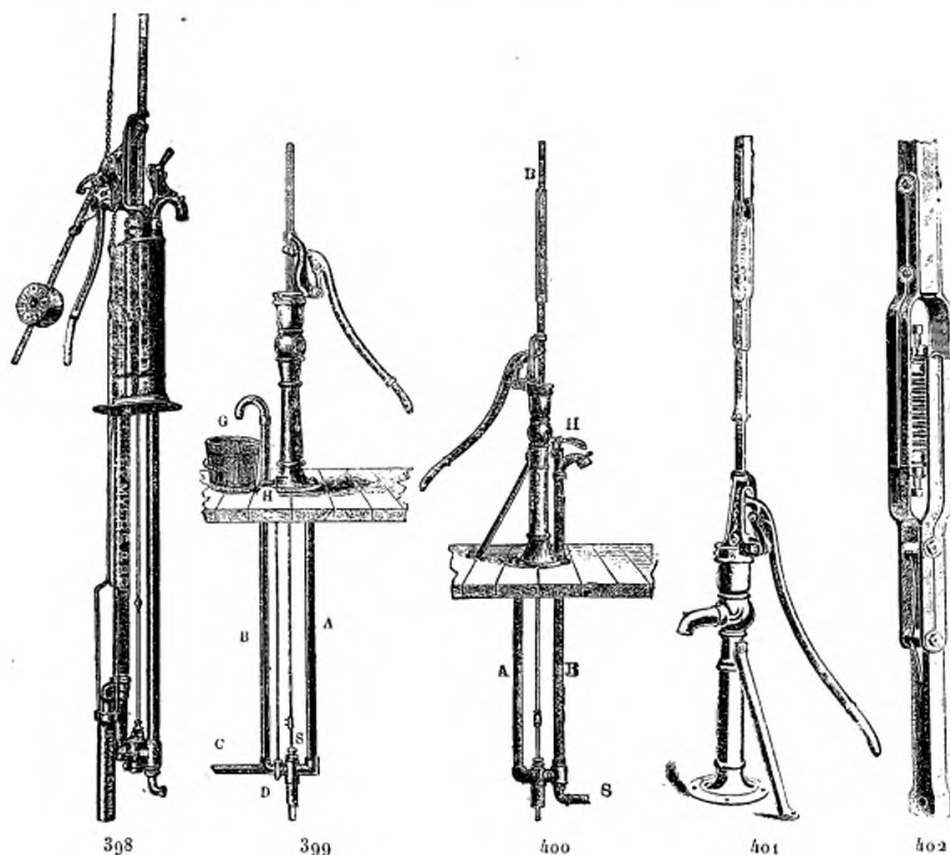


Fig. 398 à 402. — Pompes de la *U. S. Wind Engine and Pump Co.*

Fig. 398. — Pompe Myers, avec arrêt automatique : dès que le réservoir est plein, un flotteur dérive le refoulement dans le cylindre (*Hydraulic Cylinder*), que l'on voit au bas à droite de la figure 398, lequel, soulevant son contrepoids de rappel, tourne le moulin hors du vent, et l'arrête jusqu'à ce que le niveau baisse de nouveau.

Fig. 399. — S, corps de pompe avec tube réservoir d'air A et robinet à 3 voies D, manœuvré par la manivelle H, et permettant de refouler l'eau en C ou en G. Il suffit de dévisser le stuffing box de S pour pouvoir enlever le piston.

Fig. 400. — Même pompe qu'en fig. 399, avec remplacement du robinet D par un distributeur vertical manœuvré par H. Ces pompes sont à l'abri de la gelée.

Fig. 401 et 402. — Pompe pouvant, comme les précédentes (fig. 399 et 400), marcher à volonté à la main et au moulin, et commandée par une tige à ressort réglable.

fermes, les pâturages, les mines, les irrigations, les alimentations de gares, et même les petites distributions d'eau.

On compte ces moulins aux États-Unis par centaines de mille : plus de 500,000 en 1893, notamment dans les grandes plaines du Missouri et du Mississippi, où il faut descendre à 30, 50 et même 150 mètres pour trouver l'eau pompée pour l'alimentation du bétail.

Il est vrai que, dans ces grandes plaines, le régime des vents paraît

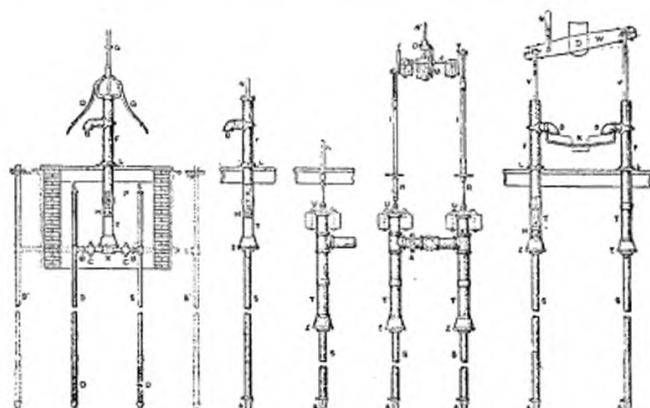


Fig. 403 à 407. — Types de pompes de la U. S. Wind Engine and Pump Co.

SS', tuyaux de puits (fig. 411) avec crépines A ou D. Z et X, clapets d'aspiration. H, pistons avec clapets de refoulements. TF, corps de pompes. GIRV, tiges de pompes commandées directement, par transmission N'OMJY, ou par balancier W. U, stuffing box. C, robinets de dérivation. B, refoulement L, attaches de F.

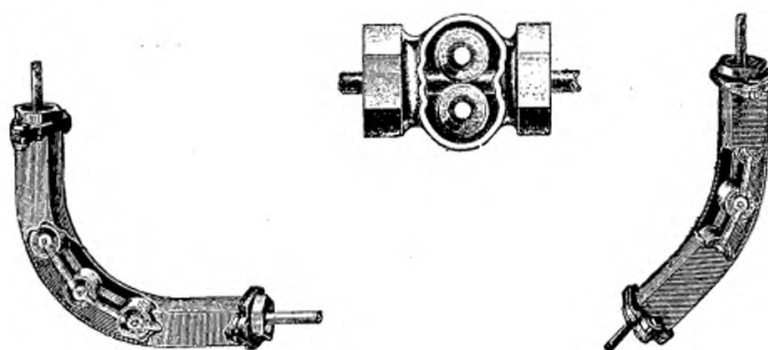


Fig. 408 à 410. — Renvois de tige par galets Gould, avec coudes de 90 degrés et de 45 degrés, et guide de tige à galets.

plus favorable que chez nous. C'est ainsi qu'à Saint-Louis, par exemple, on admet que le vent souffle pendant environ les quatre cinquièmes de l'année à la vitesse d'au moins 30 kilomètres à l'heure.

Les pompes employées avec ces moulins sont (fig. 396 à 407) très rustiques et pourvues en général, pour les petites puissances, d'un bras permettant de les faire fonctionner à la main. Leurs tiges sont parfois, comme en figure 402, pourvues de ressorts amortissant les chocs, et parfois aussi, mais pour les faibles puissances seulement, interrompues (fig. 408) par des galets de renvoi permettant de les couder à 45 ou 90 degrés dans le tuyau même de refoulement de la pompe.

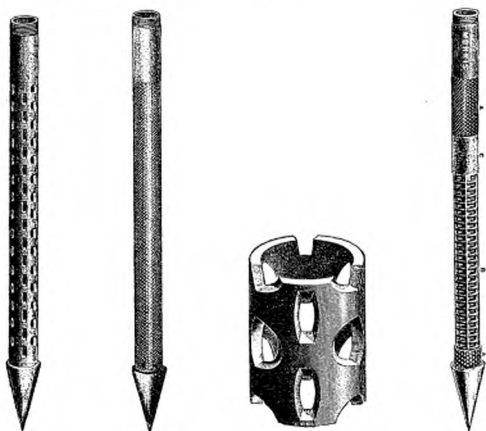


Fig 411 à 413. — Crépines de fonçage pour puits tubulaires de la *U. S. Wind Engine and Pump Co*, galvanisées après perçage des trous.

Les pompes sont ordinairement disposées à une certaine profondeur, à l'abri des gelées (fig. 399 et 400), et pourvues d'un robinet ou d'une valve à trois voies permettant d'envoyer l'eau à volonté à la pompe même ou plus loin. Parfois, on leur associe un dispositif très simple permettant d'arrêter, comme nous en avons déjà vu un exemple en figure 360, automatiquement le moulin quand le réservoir est plein. Dans la pompe de *Myers*, par exemple, dès que le réservoir est rempli, son flotteur renvoie le refoulement de la pompe dans le petit cylindre indiqué à gauche au bas de la figure 398, de manière à le faire descendre malgré son contrepoids, et à tirer ainsi la chaîne qui commande l'arrêt du moulin.

Les figures 411 à 419 représentent quelques types usuels d'installation de pompes de moulins, ainsi que les types de pistons et de tubes à

crépines les plus usités pour les puits profonds et sableux, ou puits artésiens, dont l'emploi est suffisamment expliqué par les légendes de ces figures.

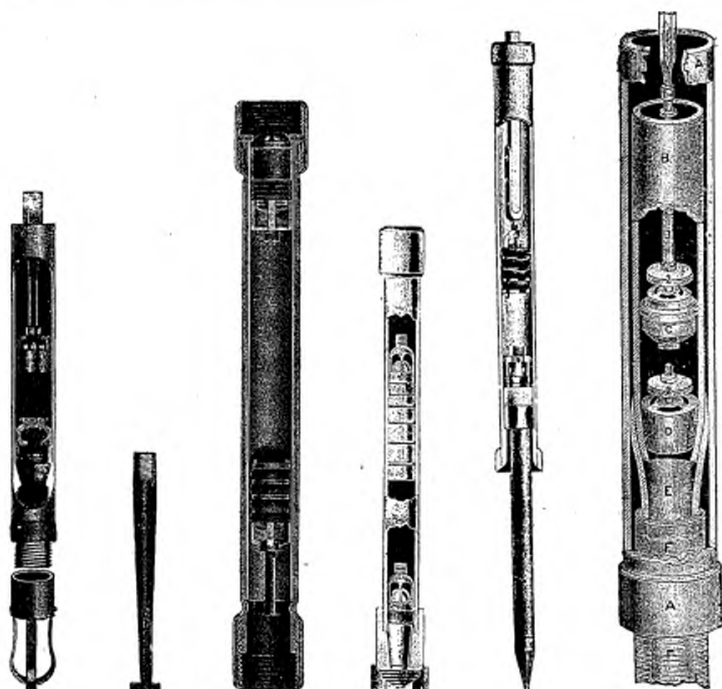


Fig. 414 à 416. — Pompes pour puits tubulaires de la *U. S. Wind Engine and Pump Co.*

Fig. 414. — Pompe placée au niveau même de l'eau, avec clapets mis en place au moyen de l'outil (fig. 415).

Fig. 416. — Pompe de fond pour puits artésien.

Fig. 417 et 418. — Pompes pour puits artésiens de la *U. S. Wind Engine and Pump Co.*, pour des profondeurs jusqu'à 300 mètres.

Fig. 419. — Pompe Cook pour puits tubulaires.

A, tube enfoncé au niveau voulu, avec crépine F et garniture en caoutchouc E, sur laquelle on force le corps de pompe B, ce qui forme un joint imperméable au sable. D, clapet d'aspiration. C, piston à clapet de refoulement en caoutchouc 2, commandé par la tige 3.

Il en est de même pour les figures 420 à 422, qui représentent l'un des types de réservoir d'alimentation les plus usités pour le service des petites gares au moyen de moulins à vent.

	DIAMÈTRE de la ROUE.	TOURS par MINUTE.	COURSES DE LA POMPE.			POIDS.	PRIX.	PRIX du KILOGRAMME.
	mètres.		mm.	mm.	mm.	kilogr.	francs.	francs.
PRIX DES MOULINS HALLADAY À RÉGULATEURS CENTRIFUGES.								
Pour irrigations, drainages, fermes, etc. stations de chemin de fer.	3,00	50	100	125	150	230	400	1,75
	3,60	48	150	180	200	320	500	1,57
	3,90	46	150	180	200	390	550	1,40
	4,20	44	150	180	200	440	650	1,50
	4,80	40	200	230	250 ou 300	810	1,400	1,70
	5,40	37	200	230	300 250	900	1,630	1,80
	6,10	34	200	230	300 250	1,150	1,880	1,65
	6,70	32	200	230	300 250	1,270	2,130	1,69
	7,60	30	"	300	460 380	1,590	2,500	1,57
	8,50	28	"	300	460 380	1,680	2,750	1,65
	9,15	26	"	300	460 380	1,730	2,875	1,65
PRIX DES MOULINS, TYPE U.S. SOLID. WHEEL (fig. 356).								
	3,00	50	100	125	150	250	350	1,40
	3,60	48	150	180	200	320	450	1,40
	3,90	45	150	200	250	340	500	1,45
	4,20	43	150	200	250	545	650	1,20
	4,80	40	150	200	250 et 300	770	1,250	1,60
	5,40	37	150	200	250 300	815	1,400	1,70
	6,10	37	150	200	250 300	1,360	1,750	1,30
	6,70	35	150	200	250 300	1,500	2,000	1,35

Ainsi que l'indique le tableau ci-dessus, le prix de ces moulins n'a rien d'exagéré; aussi n'hésite-t-on jamais à les employer, parfois avec une sorte de profusion; c'est ainsi que M. Elwood, grand éleveur de chevaux à De Kalb (Illinois), emploie à lui seul 48 moulins Halladay, dont 2 de 9 mètres de diamètre, 2 de 6 m. 70, 1 de 6 m. 10, 3 de 4 m. 80, 30 de 4 m. 20, et 10 de dimensions diverses.

Les moulins sont très employés pour les irrigations, principalement dans la région californienne, le Colorado, le Texas, etc. D'après M. Mac Alaster<sup>(1)</sup>, on peut facilement, avec une installation coûtant en tout 1,200 à 1,300 francs, irriguer 4 à 6 hectares. D'après M. Wolf, on peut compter en moyenne sur les données du tableau ci-joint :

<sup>(1)</sup> *Scientif. American Suppl.*, 17 mars 1894, p. 15-189.



DIAMÈTRE du moulin.	NOMBRE D'HECTARES que l'on peut couvrir en 8 heures d'une couche d'eau de 0,025 d'épaisseur élevée à :		
	3 <sup>m</sup> 00	4 <sup>m</sup> 50	7 <sup>m</sup> 50
2 <sup>m</sup> 40	0 <sup>h</sup> 10	0 <sup>h</sup> 07	0 <sup>h</sup> 04
3 00	0 35	0 20	0 14
3 70	0 65	0 40	0 25
4 25	0 80	0 50	0 30
4 90	1 10	0 75	0 45
5 50	1 80	4 10	0 70
6 10	2 20	1 50	0 90
7 60	3 80	2 55	1 50
9 15	7 70	5 20	3 10

On emploie souvent, pour les irrigations et les drainages, quand la levée de l'eau est assez basse, des machines élévatoires très simples, comme la chaîne à godets (fig. 423) dont le prix d'établissement est, ainsi que l'indique le tableau ci-dessous, excessivement bas.

DIAMÈTRE de la roue du moulin.	HAUTEUR DE LA MONTÉE 1 m. 50.				HAUTEUR DE LA MONTÉE 3 m. 10.				HAUTEUR DE LA MONTÉE 4 m. 60.			
	DIMENSIONS des augets.				DIMENSIONS des augets.				DIMENSIONS des augets.			
	VITESSE EN MÈTRES par seconde.	débit en mètres cubes à l'heure.	prix de l'élévateur.		VITESSE EN MÈTRES par seconde.	débit en mètres cubes à l'heure.	prix de l'élévateur.		VITESSE EN MÈTRES par seconde.	débit en mètres cubes à l'heure.	prix de l'élévateur.	
3,60	75 × 100 <sup>mm</sup>	2,50	80,5	200	75 × 100 <sup>mm</sup>	1,60	54	225	50 × 75 <sup>mm</sup>	2,30	39,5	200
3,90	75 × 125	2,35	100,0	225	75 × 100	1,75	63	"	50 × 75	2,70	46,0	"
4,80	100 × 150	2,25	150,0	325	75 × 125	2,25	96	250	75 × 100	2,05	70,0	250
6,70	100 × 310	2,10	285,0	390	100 × 150	2,70	180	350	100 × 150	1,95	130,0	370
7,60	100 × 310	2,70	370,0	"	100 × 200	2,60	235	375	100 × 150	2,50	170,0	"
9,00	100 × 460	2,60	540,0	430	100 × 300	2,50	240	420	100 × 200	2,70	245,0	400
11,00	100 × 810	2,10	770,0	500	100 × 460	2,40	490	460	100 × 300	1,60	350,0	450
12,20	100 × 810	2,60	950,0	"	100 × 610	2,20	595	500	100 × 460	2,25	435,0	500
15,25	200 × 660	2,50	1450,0	450	100 × 810	2,60	910	550	100 × 610	2,50	680,0	550
18,30	200 × 915	2,60	2100,0	550	200 × 915	2,30	1,360	560	100 × 810	2,70	960,0	625

Parmi les distributions d'eau de villages et de petites villes alimentées par des moulins à vent, on peut citer celle d'Arkansas City, dans le Texas. Un moulin Corcoran de 4 m. 30 de diamètre refoule, sous une charge de 16 mètres et à travers une canalisation de 330 mètres, de 10 à 90 mètres cubes par 24 heures, dans un réservoir de 145 mètres, à 5 m. 60 au-dessus de la conduite principale de distribution. La canalisation se compose de 430 mètres de tuyaux en bois de 0 m. 10 de diamètre, d'une construction très remarquable, et de 360 mètres de tubes en fer de 40 millimètres, avec 3 prises d'incendie de 80 millimètres de diamètre, qui ont servi plusieurs fois très utilement. La distribution fait l'arrosage



des rues et alimente les maisons à un taux annuel très modéré : 25 francs par maison et 50 francs par hôtel. Ces taxes rapportent 1,500 francs par

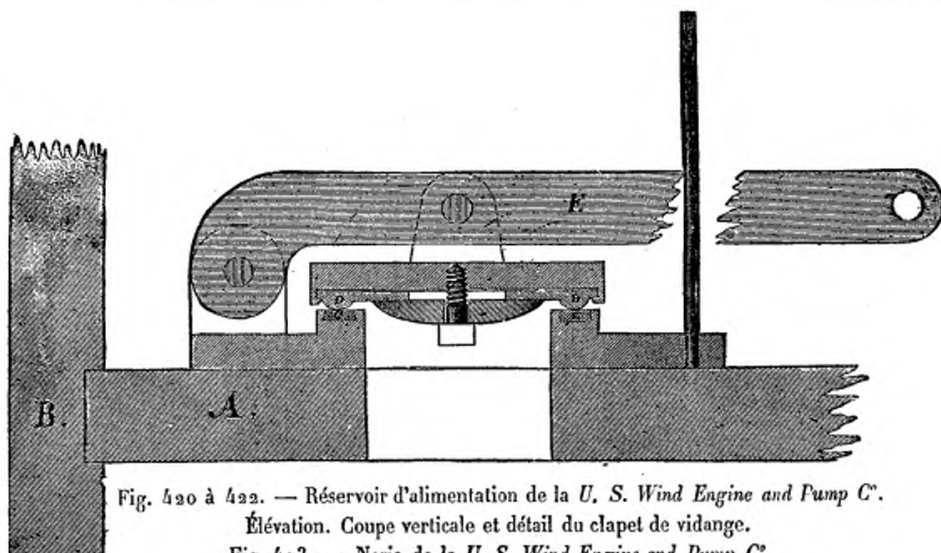
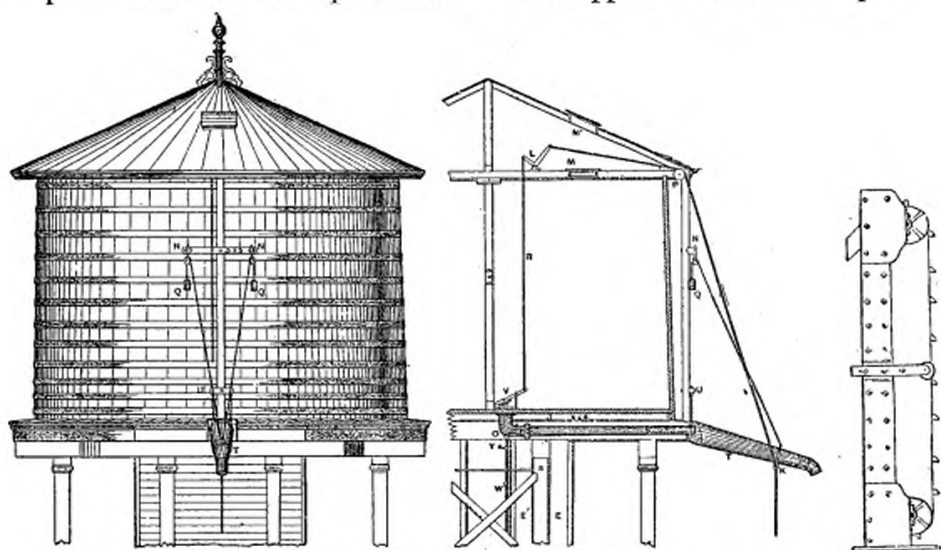


Fig. 420 à 422. — Réservoir d'alimentation de la U. S. Wind Engine and Pump Co.

Élévation. Coupe verticale et détail du clapet de vidange.

Fig. 423. — Noria de la U. S. Wind Engine and Pump Co.

T, bec de vidange équilibré par QNU. KLR, manœuvre de la soupape de vidange U, à levier E et siège en caoutchouc D, sur métal Babbitt C. W', tuyau allant au puits, servant à drainer S en O, et pourvu d'un branchement ouvert Y, par où l'air pénètre en S après la fermeture de U, pour en éviter le choc.

an, et l'installation, qui n'a coûté que 10,000 francs, n'exige qu'une dépense d'entretien presque nulle : 25 francs par an<sup>(1)</sup>.

(1) D'après J. Hill *Scientific American Supp.*, 18 juillet 1884, p. 7112.

A Macpherson City (Kansas), un moulin de 6 m. 60, installé sur une tour de 24 mètres, refoule 130 à 170 mètres d'eau par 24 heures, sous une charge de 22 mètres, dans un réservoir de 280 mètres cubes, alimentant une canalisation de tuyaux en fonte, dont 480 mètres de 0 m. 25 de diamètre et 90 mètres de 0 m. 100, avec 8 bouches à incendie de 0 m. 60. La vanne de prise d'eau est à mi-hauteur du réservoir, qui reste ainsi toujours à moitié plein en cas d'incendies pour lesquels on ouvre une vanne spéciale placée au fond du réservoir.

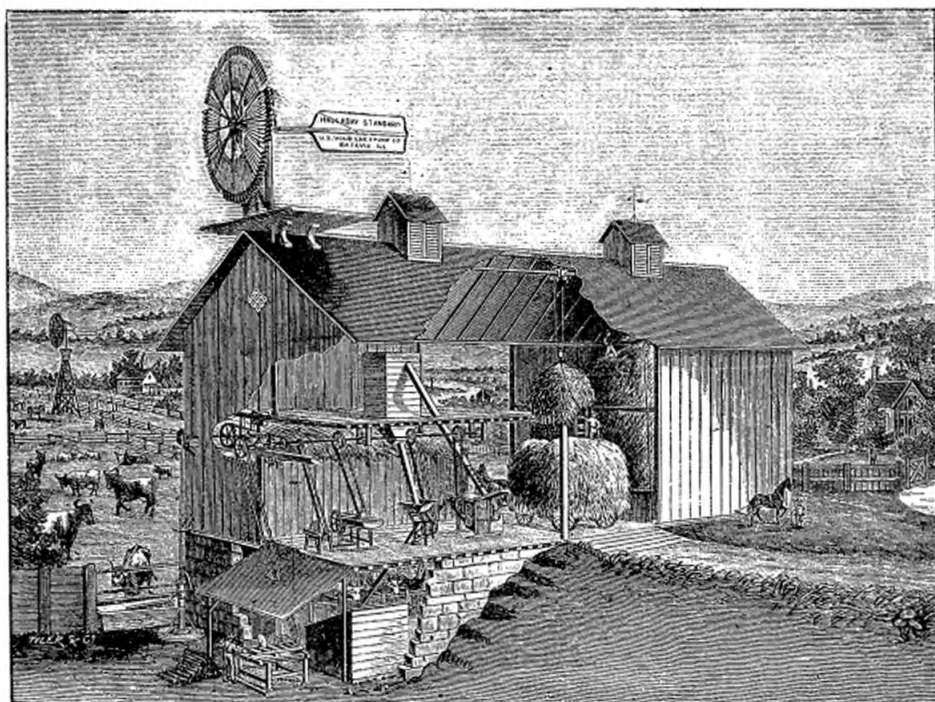


Fig. 424. — Installation d'un moulin actionnant une pompe, une scie et diverses machines agricoles.

Les moulins s'appliquent, bien entendu, dans l'agriculture non seulement au service de l'eau, mais, comme l'indique la figure 424, à tous les usages de la ferme, ainsi qu'aux petites meuneries, avec des puissances allant, comme l'indique le tableau ci-dessous, jusqu'à 40 chevaux, sous un vent de 30 kilomètres à l'heure.

DIMENSIONS, PUISSANCE, POIDS ET PRIX DES GRANDS MOULINS HALLADAY  
À ENGRENAGES.

DIAMÈTRE DU MOULIN.	PUISSANCE MOYENNE.	TOURS PAR MINUTE.	POIDS.	PRIX.
3 95 mètres.	1 75 ch.	260	640 kil.	850 fr.
4 25	2 25	250	680	1 000
4 90	3 50	280	1 000	1 700
4 90	5 00	280	770	1 370
6 70	35 00	230	1 360	2 750
7 60	6 00	240	2 130	3 500
9 15	8 00	210	2 360	4 000
11 00	12 00	160	3 170	5 000
12 20	18 00	150	4 350	6 000
15 20	28 00	160	12 700	12 500
18 30	40 00	150	14 500	15 000

Je ne ferai que rappeler ici l'application très intéressante des moulins à vent pour les petits éclairages électriques particuliers. Cette application, qui exige, bien entendu, l'emploi des accumulateurs, a été, en effet, l'objet de nombreuses études et descriptions dans la presse technique française<sup>(1)</sup>; et, bien qu'indiquée depuis très longtemps<sup>(2)</sup>, malgré l'ingéniosité de ses promoteurs<sup>(3)</sup>, elle ne s'est guère plus répandue aux États-Unis qu'en Europe. Son succès dépend d'ailleurs, il semble, bien plus du perfectionnement des accumulateurs que de celui des moulins à vent.

C'est donc surtout dans les fermes que ces moulins américains trouvent leurs principales et innombrables applications. Il est certain que ces appareils, bien que figurant à toutes nos expositions agricoles, et construits par plusieurs fabricants français (Beaume, Shabaver, Picard, Rostin, Weinberger) ne se sont pas encore suffisamment répandus chez nous, comme en Allemagne par exemple, et que l'on rencontre presque à chaque pas dans nos campagnes, et même aux environs de Paris, une foule de cas où leur application, tout indiquée, serait des plus avantageuse pourvu que le régime du vent s'y prêtât. Nous avons, en conséquence, cru qu'il serait utile d'attirer tout particulièrement l'attention de nos lecteurs sur ces moulins, et nous n'avons pas hésité à leur consacrer un espace hors de proportion avec leur importance dans l'ensemble de la mécanique générale.

<sup>(1)</sup> *La lumière électrique*, 9 avril 1892, p. 66.

<sup>(2)</sup> Nollet. Brevet belge du 6 janvier 1841. Lord Kelvin. *British Association*, 1802, proc., p. 513.

<sup>(3)</sup> Brush, *La Nature*, 17 janvier 1891. Blyth (*Lumière électrique*, 18 mars 1893,

p. 527). Bucholtz Dählman (*id.*, 16 juillet 1892, p. 127). Duc de Feltre (*id.*, 9 avril 1892, p. 67). Carwardine (*The Engineer*, 1<sup>er</sup> avril 1892. *The Electrician*, 20 janvier 1893). Rollason (*The Engineer*, 20 avril 1894, p. 337). Lewis Electric Co (*Electrical World*, 3 février 1894, p. 157).

## IV

## LES MOTEURS HYDRAULIQUES.

## LES TURBINES.

Les États-Unis sont, par excellence, le pays des turbines. On évalue à 1,200,000 chevaux la puissance des chutes d'eau qu'elles y utilisent, dans des installations parfois extrêmement remarquables : plus de 20,000 chevaux à Holyoke, 12,000 à Portland, sans parler du Niagara.

Ces 1,200,000 chevaux équivalent à une dépense annuelle d'au moins 4 millions de tonnes, égale au quart environ de notre production houillère, et ils dépassent la puissance totale de nos machines à vapeur, non compris les locomotives et les machines marines <sup>(1)</sup>. Cet emploi si étendu des turbines représente donc, pour l'industrie américaine, une économie des plus sérieuse.

Les turbines américaines ne sont plus inconnues chez nous, elles sont même construites et exploitées en France avec un certain succès, notamment par MM. Brault et Tasset <sup>(2)</sup> et par M. Singrun <sup>(3)</sup>, et elles ont été, pour la plupart, décrites avec détail dans les principales publications techniques françaises <sup>(4)</sup>. Je me bornerai donc à décrire ici ceux de ces appareils qui, n'ayant pas encore été l'objet de pareilles publications, sont moins connus chez nous, et méritent réellement d'attirer l'attention des ingénieurs <sup>(5)</sup>.

Les turbines américaines sont presque toutes à réaction et du type *mixte*, c'est-à-dire, dans la roue desquelles l'eau s'écoule à la fois vers l'axe, comme

<sup>(1)</sup> 920,000 chevaux en 1890 (M. Block, *Annuaire d'Économie politique*, 1893, p. 557).

<sup>(2)</sup> *Revue industrielle*, 4 août 1894.

<sup>(3)</sup> Turbine Hercule. *Revue industrielle*, 30 juillet 1892, p. 301. *La Lumière électrique*, 24 février 1883, p. 234.

<sup>(4)</sup> *La Lumière électrique*, janvier, février, 28 juillet, 4 août 1883. (Turbines Alcott, Leffel, Hercule, Rison, Hett, Humphrey, Swain Victor)... Haton de la Goupillière

(*Cours de machines*, vol. I, p. 285). A citer en outre la turbine mixte Vigreux (*Revue industrielle*, 2 juin 1894, p. 215.)

<sup>(5)</sup> Consulter sur les turbines américaines les ouvrages de Francis, *Hydraulic Experiments* (Van Nostrand, New-York). Emerson, *Testing of Water Wheels* (chez Wever, à Springfield). Trowbridge, *Turbine Wheels* (Van Nostrand, New-York). Bodmer, *Hydraulic Motors* (Whittaker, Londres).

dans les turbines centripètes, et parallèlement à l'axe, comme dans les turbines axiales. Dans ces turbines, comme dans toutes les turbines dites à réaction, où la pression de l'eau au sortir des directrices diffère de la pression atmosphérique, l'eau s'écoule, ou du moins, devrait s'écouler, en pleine marche, au travers du vannage et de la roue sans discontinuité, en remplissant complètement leurs passages, comme en mouvement permanent au travers d'une série de tuyaux de diamètres variables, de sorte que la vitesse de l'eau en un point quelconque de la turbine la déterminerait en tous les autres points. On connaît les avantages de ce genre de turbines, dont les principaux sont la supériorité de leur rendement en pleine charge et la faculté de pouvoir marcher noyée et dans un tube de section qui permet de les placer sans inconvénient au-dessus du bief d'aval. En revanche, leur rendement diminue toujours notablement par l'action du vannage, même quand on agit à la fois sur la section des aubes directrices et sur celles des réceptrices, ce qui n'a pas lieu avec les turbines à impulsion ou en libre déviation (roue Poncelet, turbines Girard, etc.), et elles sont, en outre, impropres à l'utilisation des hautes chutes à faible débit. La facilité avec laquelle les turbines à impulsion se prêtent aux grandes variations de débit les ont fait souvent préférer en Europe, tandis qu'aux États-Unis, où l'on a presque toujours l'eau en extrême abondance, on donne universellement la préférence aux turbines à réaction.

On a souvent revendiqué en faveur des turbines américaines des rendements de 0,85 et même 0,90, supérieurs à ceux des turbines centripètes européennes, qui ne dépassent guère 0,82. Comme il n'y a aucune raison théorique de cette supériorité, on est tenté de l'attribuer à des différences dont la manière d'évaluer le débit de ces turbines. En effet, on mesure assez souvent, en Europe, ce débit au moyen de moulinets, tandis qu'aux États-Unis il est toujours évalué par la méthode des déversoirs: de sorte que les rendements ainsi évalués ne sont évidemment pas comparables; et, de plus, les coefficients employés en Europe pour le débit des déversoirs ne sont pas les mêmes qu'aux États-Unis.

Aux États-Unis, comme en Europe, on évalue le débit du déversoir par la formule

$$Q = m l h \sqrt{2 g h},$$

$l$  étant la largeur du déversoir et  $h$  la hauteur du niveau supérieur de l'eau au-dessus du seuil; mais, tandis qu'en France on prend, pour le coefficient

de réduction  $m$ , suivant la hauteur  $h$  et la forme du déversoir, des valeurs

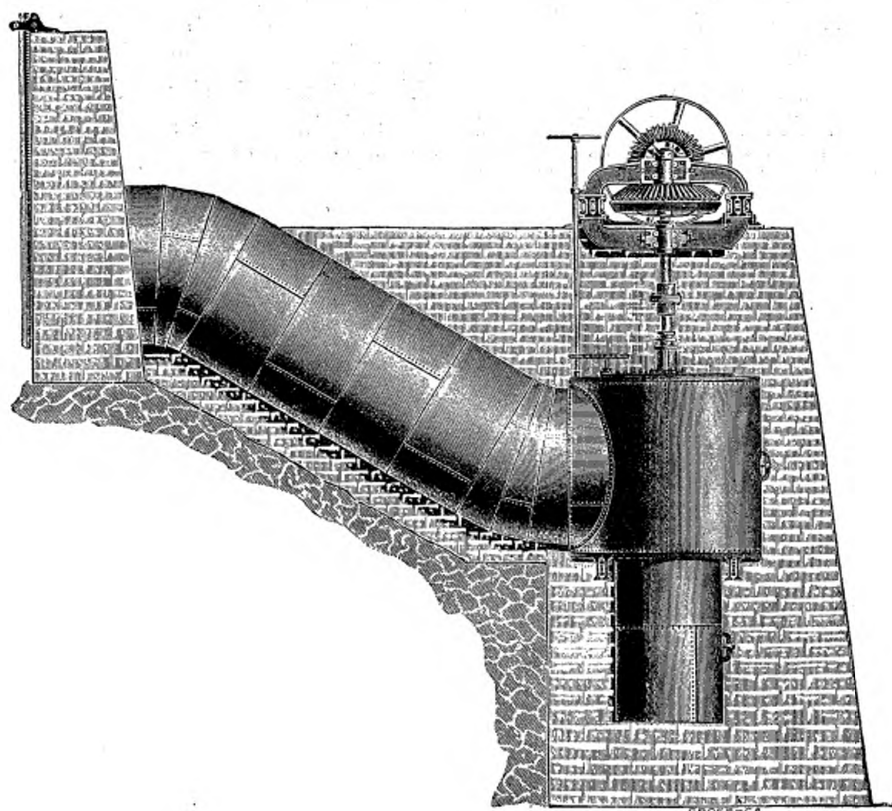


Fig. 425. — Turbine New American, à axe vertical.

Diamètre 1 m. 40, charge 8 m. 30, puissance de 520 chevaux à 130 tours.

variant de 0,386 à 0,424, et souvent la moyenne 0,400, on emploie presque toujours en Amérique la formule de Francis

$$Q = 0,416 l h \sqrt{2gh}.$$

Cette formule suppose que l'eau arrive au déversoir, sans contraction latérale, lentement, dans un bief de profondeur égale au moins à  $l/3$ , et que le biseau du déversoir soit en arête tranchante. En outre, dans les expériences de Francis,  $l$  a varié de 3 m. 02 à 4 m. 26,  $h$  de 0 m. 180 à

0 m. 480, et  $l/h$  de 0,66 à 17,15, conditions très différentes des cas étudiés par Poncelet, Lesbros, Castel, etc.; de sorte que les débits évalués en France et en Amérique, même par la méthode des déversoirs, ne sont pas rigoureusement comparables. Il est donc permis, sans mettre le moins du monde en doute la compétence des expérimentateurs américains, ni l'exactitude relative de leurs résultats, de ne pas admettre comme absolument démontrée la supériorité du rendement des turbines américaines <sup>(1)</sup>.

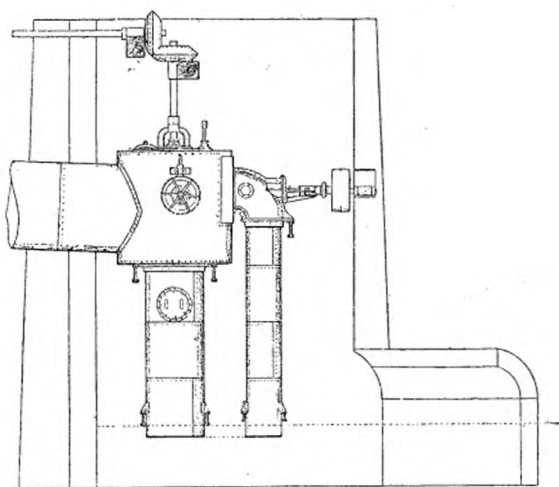


Fig. 426. — Turbine Rodney Hunt. Installation de deux turbines : une grande à axe vertical et une petite à axe horizontal, branchée sur la chambre de la grande turbine.

En réalité, ces turbines l'emportent souvent sur les nôtres par leur bon marché d'achat et d'établissement, la facilité de leur installation, qui tient en principe à l'emploi du type centripète. Leurs aubes, plus hautes et moins nombreuses, permettent d'en augmenter le débit et la vitesse, ou l'énergie à poids et à prix égal, avec un diamètre et un encombrement moindres. Leurs vannages, par aubes directrices mobiles ou par tambour, sont généralement bien étudiés, notamment celui de la turbine Hercule <sup>(2)</sup>.

<sup>(1)</sup> Voir aussi dans le *Génie civil* du 13 décembre 1893, p. 103, le résumé, par M. Lavergne, des expériences de M. Schabaver « sur

le coefficient de débit des turbines ».

<sup>(2)</sup> *La Lumière électrique*, 24 février 1883 p. 234.

Principales caractéristiques d'une turbine Hercule de 0 m. 460 de diamètre.		En pleine charge.	Vannage ouvert aux 0,806.
Hauteur de chute.....	$h$	5 <sup>m</sup> ,17	5 <sup>m</sup> ,16
Débit par seconde.....		2,500 <sup>l</sup>	2,200
Puissance disponible totale.....		169 <sup>ch</sup> ,84	
Angle des aubes directrices à la sortie avec le plan passant par l'axe, ou plan dia- métral correspondant de la turbine...	$a$	75°,15	
Angles des aubes réceptrices { à l'entrée.. avec le plan diamétral .. { à la sortie.	$a_1$	—8°	
	$a_2$	70°	
Rayon de la roue à l'entrée.....	$r_1$	460 <sup>mm</sup>	
Rayon de la roue à la sortie.....	$r_2$	245	
Hauteur suivant l'axe des aubes directrices.....	{ à la sortie.	410	
	{ à l'entrée..	400	
	{ à la sortie.	850	
Nombre des aubes { directrices.....		24	
	{ réceptrices.....	17	
Épaisseur { des directrices à la sortie ..		7 <sup>mm</sup> ,6	
	{ des réceptrices à l'entrée ..	0,6	
	{ des réceptrices à la sortie ..	4	
Section d'entrée des direc- trices.....	{ mesurée....	0 <sup>m²</sup> ,451	0,355
	{ effective....	$A^1$ 0,395	0,325
Section de sortie des récep- trices.....	{ mesurée....	0,735	
	{ effective....	$A^2$ 0,590	
Rapports .....	$\frac{A_1}{A_2} =$	0,673	
	$\frac{r_1}{r_2} =$	1,84	
	$\frac{c_1}{c_2} =$	0,5	
Puissance effective.....		145 <sup>ch</sup> ,72	130,3
Rendement total.....		0,858	0,870 <sup>(1)</sup>
Vitesse tangentielle à l'entrée de la roue, en mètres par seconde .....	$w =$	6 <sup>m</sup> ,70	
Rapport $K_2 = \frac{w}{\sqrt{2gh}}$ .....		0,669	0,652
Vitesse d'écoulement à la sortie des direc- trices.....	$c =$	6 <sup>m</sup> ,18	6,80

(1) Ce rendement était encore de 0,85, 0,80 et 0,70 pour des vannages ouverts aux 0,66, 0,49 et 0,38 de l'ouverture en grand,

grâce au sectionnement partiel des aubes, particulier à cette turbine.



Principales caractéristiques d'une turbine Hercule de 0 m. 460 de diamètre.	En pleine charge.	Vannage ouvert aux 0,806.
Rapport $K_1 = \frac{w}{\sqrt{2gh}}$ (réel).....	0,625	0,685
— (calculé).....	0,629 <sup>(1)</sup>	
Vitesse $V = \sqrt{2gh}$ .....	10 <sup>m</sup>	10 <sup>m</sup>
Tours par minute.....	140,6	

Le tableau ci-dessus (p. 205), qui donne, d'après Bodmer, les principales caractéristiques numériques d'une turbine Hercule essayée à Holihoke, permettra de se faire une idée assez précise des principales particularités de leurs dimensions. Leur rayon  $r_1$  varie de 0,70 à 1,15,  $\sqrt{A}$ , en raison de la petitesse de leur diamètre, et le rapport  $\frac{r_1}{r_2}$  atteint parfois 2, au lieu des 1,50 de nos turbines Fournayron.

Quant à la facilité avec laquelle ces turbines américaines s'adaptent aux circonstances les plus diverses, les figures 425 à 436 en donneront, croyons-nous, une idée suffisante pour faire apprécier toute la souplesse de cette adaptabilité.

La turbine Leffel, l'une des premières en date parmi les types mixtes, est encore l'une des plus répandues, puisque l'on en comptait aux États-Unis, à la fin de 1893, d'après leur constructeur, environ 13,000, développant une puissance d'environ 550,000 chevaux.

Les figures 435 et 436 suffisent pour rappeler l'aspect bien connu des types les plus usuels des turbines Leffel, le *Standard*, et le *New Special*, qui diffère du premier par une plus grande hauteur des aubes et du vannage, permettant, comme l'indique le tableau de la page 215, d'augmenter notablement son débit et, par conséquent, sa puissance à diamètre égal, ou son énergie spécifique<sup>(2)</sup>.

Ainsi que le montrent les figures 432, 434 et 435, qui s'expliquent d'elles-mêmes, ces turbines peuvent facilement se monter isolément ou par couples équilibrés sur axe horizontal ou vertical, avec captages en bois ou en fer.

Pour les basses chutes à niveau très variable, M. Tyler, ingénieur de la maison Leffel, a imaginé la disposition représentée par les figures 437 à 441, qui consiste à entourer la chambre FE de la turbine d'une enveloppe ou cloche 2. 3.

<sup>(1)</sup> Concordance indiquant que la turbine fonctionne en réaction. — <sup>(2)</sup> *La Lumière électrique*, 10 et 24 février 1883, p. 170 et 240.

Quand le niveau d'amont, en B, baisse jusqu'en 19 sous la roue, l'on ouvre la vanne 4, et l'eau, se précipitant en E, y crée, ainsi qu'en 3, au

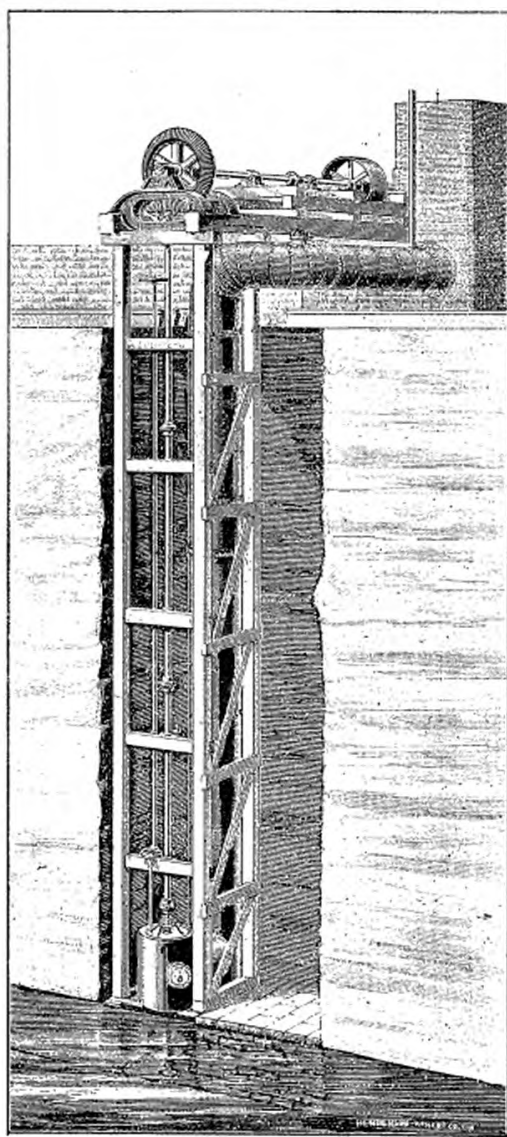


Fig. 427. — Turbine New American, installation pour hautes chutes. Diamètre 0 m. 630 : fait 400 chevaux à 420 tours, sous une charge de 23 mètres. Transmission par un long axe vertical.

travers du reniflard 8, un vide qui fait monter l'eau dans la cloche jusqu'au niveau fixé par le flotteur 9, de manière que la turbine reste noyée; puis

on ferme la vanne 4. Quand l'eau est moyenne, comme en 21, la cloche empêche qu'il se produise, sous cette faible charge, des tourbillons et des rentrées d'air dans la turbine.

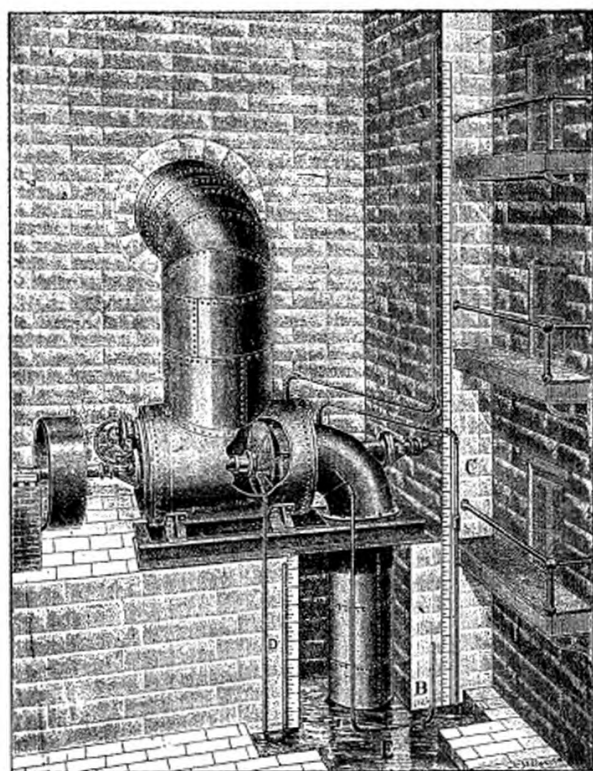


Fig. 428. — Turbine New American à axe horizontal, et montage des tubes de vérification.

A, tube indiquant la charge dans l'enveloppe de la turbine. B, tube indiquant la perte de charge due aux frottements du tube de fuite. A-B est la charge réelle en marche. C, tube indiquant s'il y a de l'air dans le tube de fuite. D, tube indiquant la pression de l'eau dans l'enveloppe de la roue qui, dans une turbine à dégagements insuffisants, peut être assez forte pour faire chauffer les paliers de butée.

On peut ainsi utiliser avec un bon rendement des chutes de hauteur variant de 1 m. 50 à 3 mètres.

La poulie G est montée dans un puits à l'abri des plus hautes eaux, de manière à permettre de placer le plus bas possible l'axe des turbines. Les vannages de ces turbines jumelles, du type Leffel à bras (fig. 438), sont commandés indépendamment par les manettes V V.

Nous allons maintenant décrire avec quelques détails les modifications

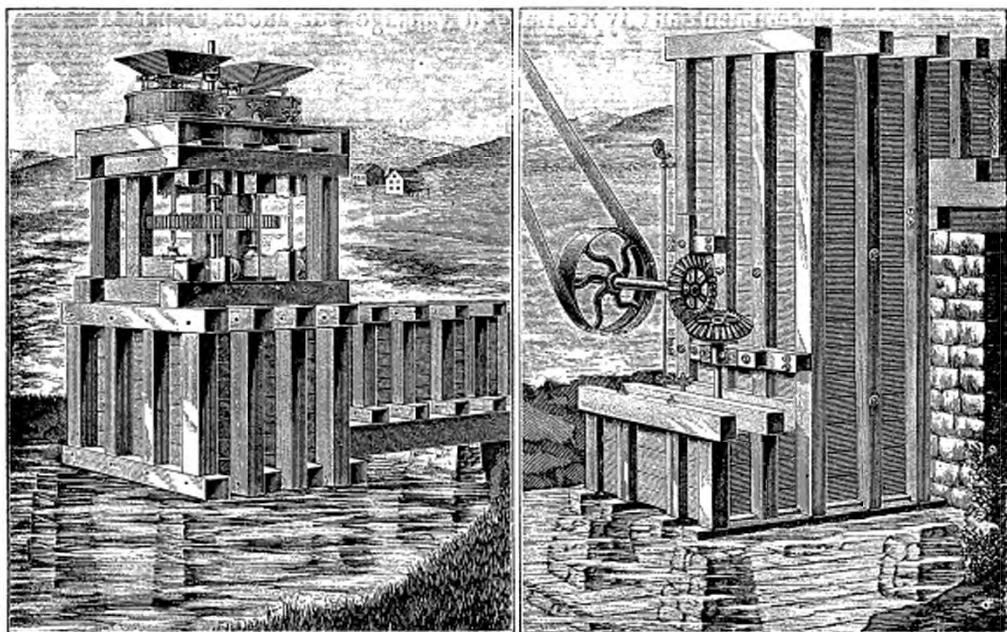


Fig. 429 et 430. — Installations de turbines Leffel à axe vertical, avec chambres en bois, commandant l'une deux paires de meules et l'autre une transmission.

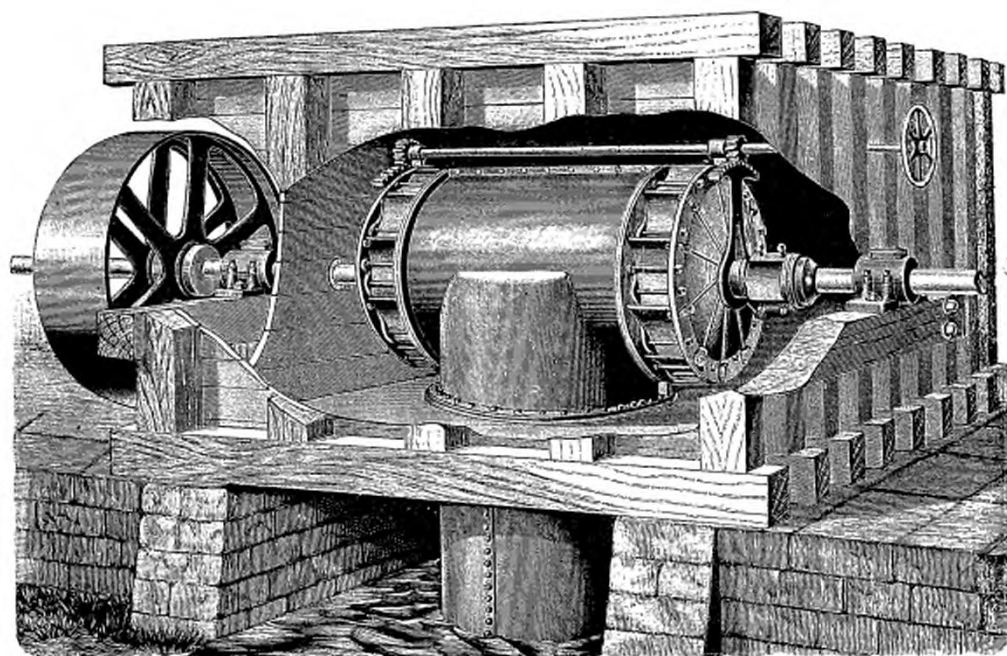


Fig. 431. — Turbine Leffel double, dans une chambre en bois, avec évacuation par une chambre en tôle; axe horizontal.

apportées récemment aux types Leffel à vannage par aubes et par tambour.

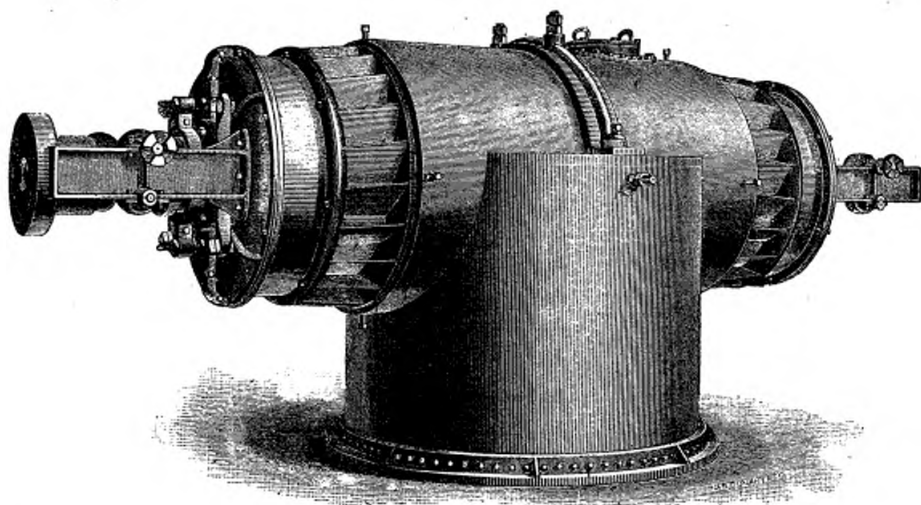


Fig. 432. — Turbines jumelles Rodney Hunt, avec vannage à tambour; prix d'une paire de turbines de 0 m. 740 de diamètre: 5,500 francs; puissance: 500 chevaux à 250 tours, sous une chute de 10 mètres.

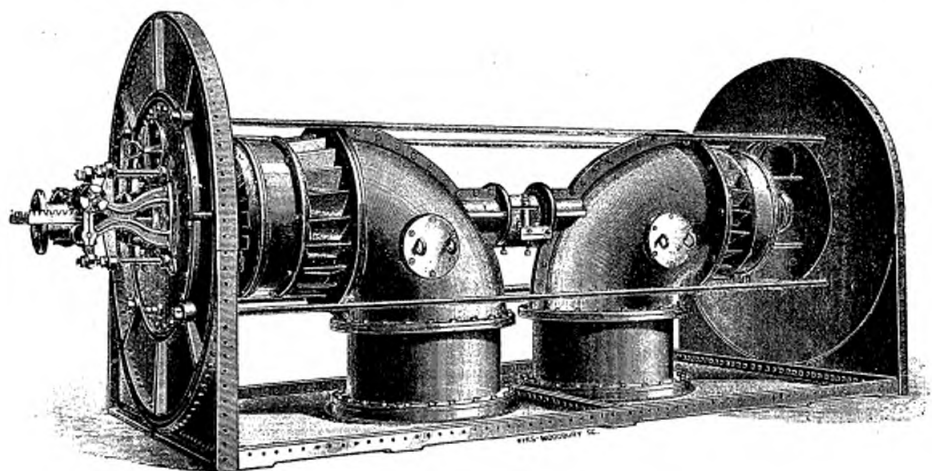


Fig. 433. — Turbines jumelles Rodney Hunt, à deux tubes de fuite et vannages indépendants.

La roue de la turbine *Bookwalter et Tyler* représentée par les figures 443 à 454 est à deux étages d'aubes *eg* et *i'g'*, séparées (fig. 443, 444 et 453) par le diaphragme cylindro-conique *dd'*, qui constitue, avec le chapiteau *c*,

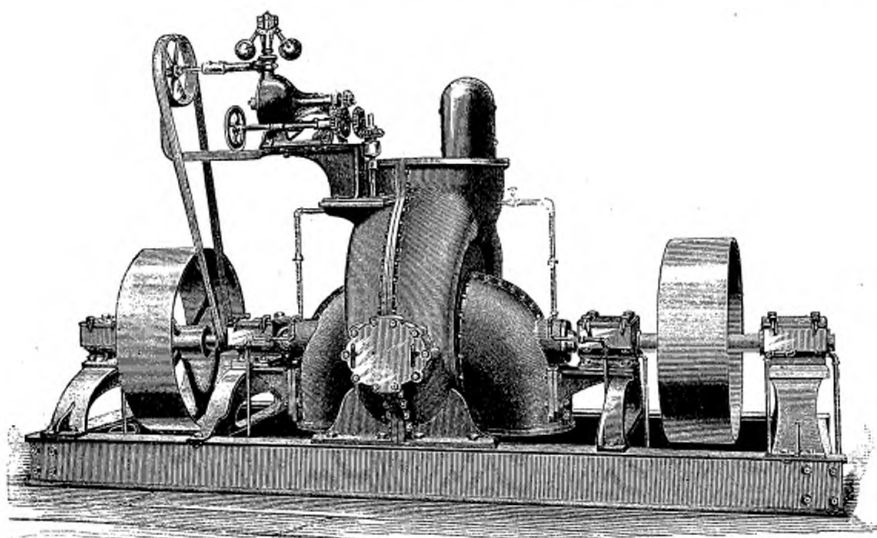


Fig. 434. — Turbine Loeffel horizontale à double évacuation, avec paliers à circulation d'eau, régulateur et matelas d'air amortissant les chocs à la mise en train et à l'arrêt.

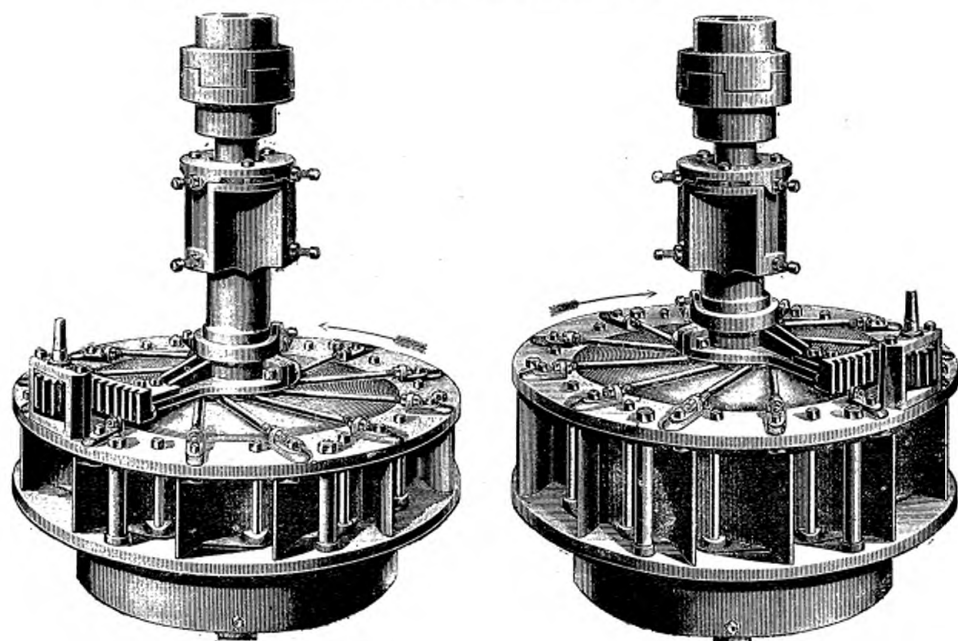


Fig. 435 et 436. — Turbines Loeffel, types *Standard* et *Special*, ne différant en principe que par la hauteur des aubes.



l'armature de la roue. Ces deux rangées d'aubes s'ouvrent à l'extérieur sur une même couronne de vannes directrices *O* (fig. 445), qui règlent, comme nous le verrons, l'ouverture des canaux d'admission *E*.

L'arête terminale *g* des aubes motrices supérieures est à peu près perpendiculaire à la direction moyenne de l'eau qui s'en échappe, de manière à faciliter son inflexion parallèlement à l'axe de la roue, suivant la courbure

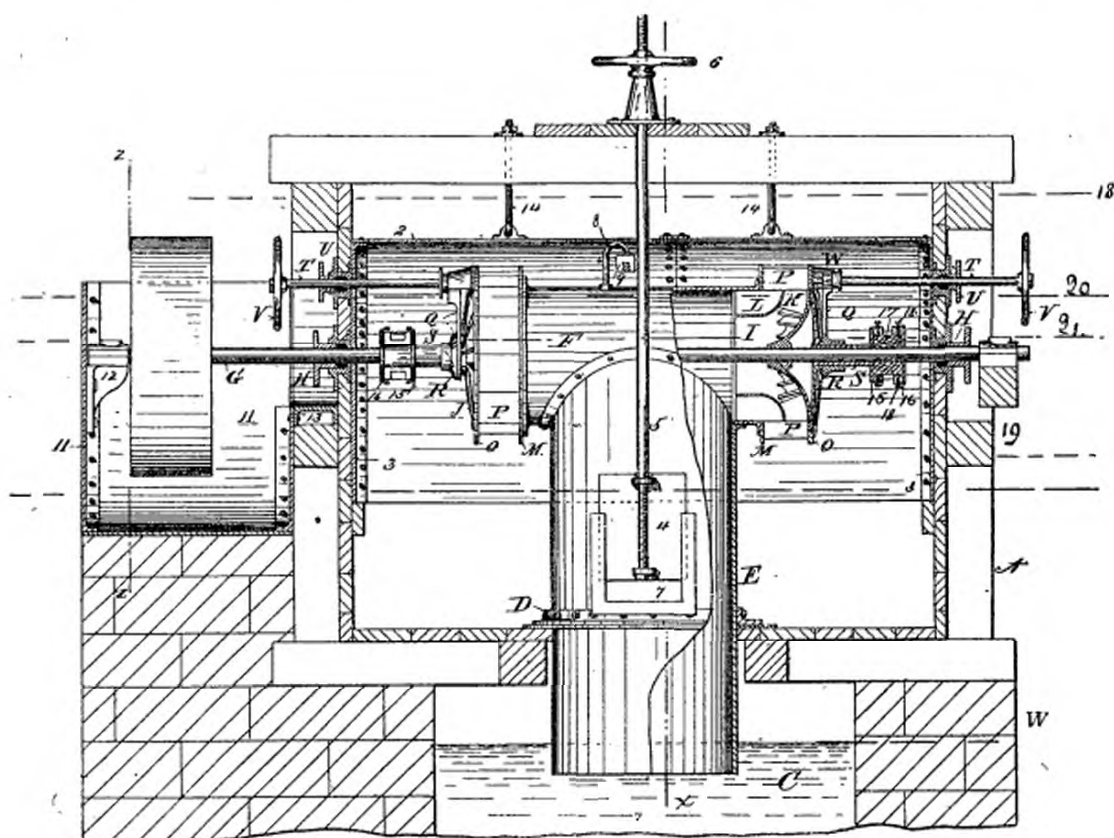


Fig. 437. — Turbine Leffel Tyler pour basses chutes (type de 1892).

Élévation par *gg* (fig. 439) et demi-coupe verticale diamétrale.

2, 3, cloche suspendue en 14. ED, tube de fuite *C*, commun aux deux turbines jumelées, avec prise d'eau d'amorçage 6, à vanne 4, commandée par 6, 5. — 8, reniflard à flotteur 9, 10. *P*, vannes d'admission de l'eau aux deux étages *M* et *L* de la turbine *I*, commandées, pour chaque turbine, par le bras denté *Q*, ses tringles *R* (fig. 438), le pignon *w* de l'arbre *I* et la manette *VU*. — *H*, stuffing box. *S*, manchon solidaire du couvercle *O*, maintenant entre son collet 15 et la rondelle 16 deux blocs de bois 17, formant garniture et palier de l'arbre *G*, avec vis 18 rattrapant leur usure. 11, puits étanche, à palier 12, renfermant la poulie motrice et l'abritant de l'eau à partir du niveau 21. — 19, 21, 13, niveaux des eaux basses, moyennes et hautes.

de la paroi *dd'*, disposée de façon que la hauteur des aubes augmente de *e* vers *g*, afin d'offrir à la sortie de l'eau un débouché le plus large et le plus

libre possible. A partir de  $d'$  (fig. 443), la paroi  $dd'$  se rapproche un peu du centre, de manière à suivre aussi exactement que possible l'inflexion naturelle de l'eau tombant de  $eg$  et à augmenter de l'entrée à la sortie de l'eau, ou du haut vers le bas, la largeur radiale des aubes inférieures; puis elle se termine par un biseau  $f$ , en forme d'ajustage divergent, assurant la libre sortie finale de l'eau des aubes supérieures.

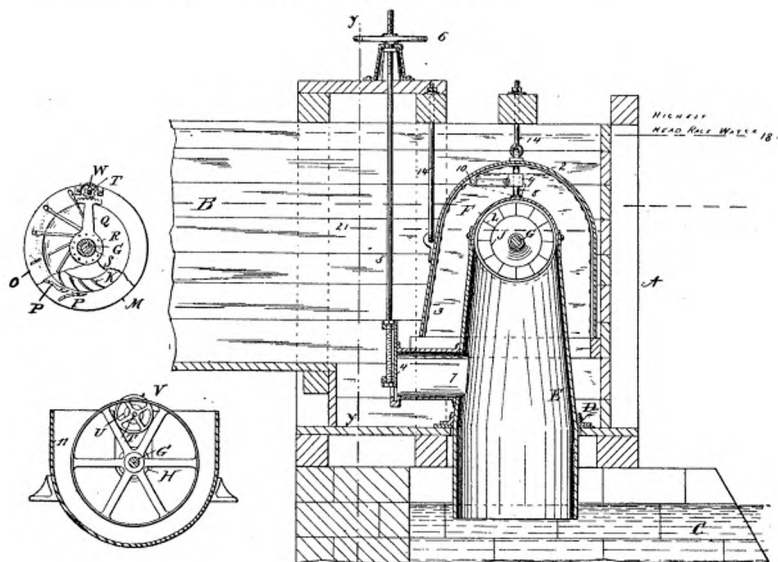


Fig. 438 à 441. — Turbine Leffel-Tyler.

Coupe  $xx$ , fig. 437, et détails de la poulie motrice et du vannage.

(Même légende qu'en fig. 437.)

Les aubes inférieures  $g'$  occupent à l'entrée une hauteur égale aux deux tiers de celle  $DB$  (fig. 443) du vannage, de manière à égaliser à peu près les sections radiales de débit des aubes supérieures et inférieures dans le plan  $hh'$ . Les parois de ces aubes, presque verticales jusqu'au point  $i'$  (fig. 453) où leur diamètre augmente, s'infléchissent à partir de ce point de manière que l'eau en sorte avec une vitesse absolue verticale, et leur diamètre moyen est, déterminé par l'expérience, tel qu'elles tourneraient naturellement à la même vitesse que les aubes supérieures si elles en étaient



détachées, de sorte que leur liaison rigide par  $d$  n'établit aucun antagonisme entre les deux rangées d'aubes. Cette concordance est encore assurée en donnant à l'entrée des aubes  $e$  et  $g'$ , sur une longueur de 0 m. 006 à 0 m. 015, suivant le diamètre de la roue, la même inclinaison de 45 degrés (fig. 446) sur leurs rayons respectifs 1 et 2. Enfin l'élargissement de diamètre des aubes  $g'$  permet d'augmenter leur débit et, à encombrement égal, la vitesse et la puissance ou l'énergie spécifique de la turbine.

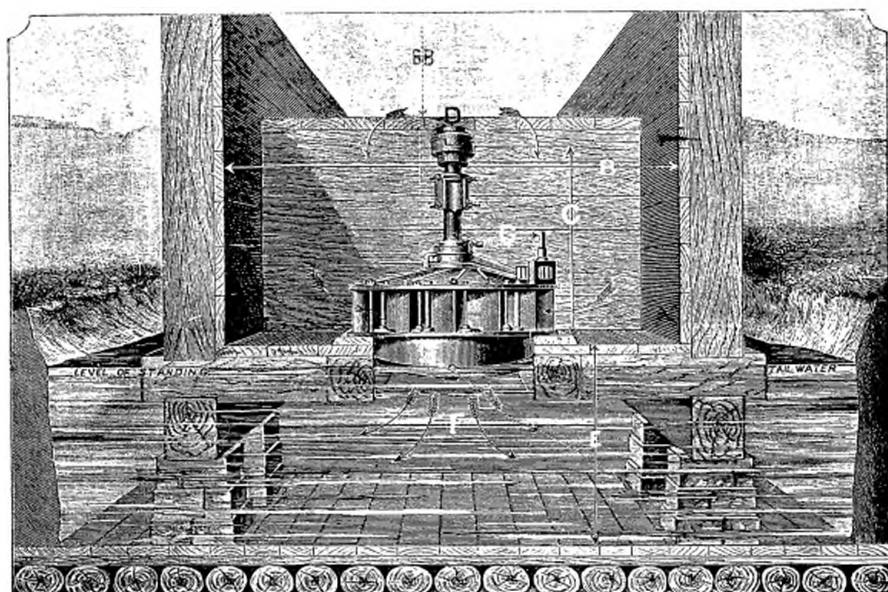


Fig. 442. — Turbine Leffell avec captage en bois.

Le vannage s'opère au moyen d'une couronne de vannes ou aubes directrices  $O$  (fig. 448), pivotées sur les plateaux  $F$  et  $B$ , et manœuvrées simultanément par un anneau  $H$ , à coulisses  $M$  (fig. 447, 448 et 449), attaquant chacune de ces vannes par son coulisseau  $Q$ , disposé de manière que son bras de levier soit maximum au commencement de l'ouverture de la vanne, c'est-à-dire à l'instant même où la pression de l'eau s'oppose à son mouvement avec le plus de force. La facilité de cette manœuvre peut être encore augmentée en actionnant, pour les grandes turbines, l'anneau  $H$  non pas directement par un pignon  $X$  (fig. 446), mais par un large secteur  $V$  (fig. 451 et 452) solidaire d'un excentrique  $T$ , dont la bielle est articulée en  $z$  à

DIAMÈTRES, PUISSANCES, VITESSES ET DÉPENSES DES TURBINES LEFFEL  
« STANDARD » ET « SPECIAL ».

(Fig. 435 et 436.)

Diamètre de la roue.					
507 <sup>mm</sup> (Standard).	Hauteur de chute....	3 <sup>m</sup>	6 <sup>m</sup> ,10	8 <sup>m</sup> ,50	10 <sup>m</sup>
	Puissance en chevaux.	8	22 5/8	37 1/2	47 3/7
	Vitesse en tours par minute.....	218	308	371	396
	Dépenses en litres par seconde.....	250	350	420	455
1 <sup>m</sup> ,01 (Standard).	Puissance.....	32	90	149 1/2	191
	Vitesse.....	109	154	182	198
	Dépense.....	1000	1420	1680	1830
1 <sup>m</sup> ,01 (Special)..	Puissance.....	46	131	217	277 1/2
	Vitesse.....	109	154	182	198
	Dépense.....	1450	2120	2445	2655
1 <sup>m</sup> ,55 (Standard).	Puissance.....	92	261	431	553
	Vitesse.....	72	101	119	130
	Dépense.....	2900	4101	4860	5290
1 <sup>m</sup> ,55 (Special)..	Puissance.....	106	302	499	641
	Vitesse.....	72	101	119	130
	Dépense.....	3345	4770	5630	6135
1 <sup>m</sup> ,88 (Standard).	Puissance.....	136	384	638	813
	Vitesse.....	59	83	97	105
	Dépense.....	4290	6065	7200	7785
1 <sup>m</sup> ,88 (Special)..	Puissance.....	152	430	714	910
	Vitesse.....	59	83	97	105
	Dépense.....	4800	6790	8050	8715

CONDITION D'ÉTABLISSEMENT DES TURBINES LEFFEL  
AVEC CAPTAGE EN BOIS.

(Fig. 442.)

A	AA	B	BB	C	D	E	EE	F	G	H	I
250 <sup>mm</sup>	380	610	200	406	28	610	610	330	165	610	350
290	406	610	230	430	28	610	610	350	185	660	406
335	480	610	250	460	35	610	610	430	216	710	460
385	560	710	300	560	47	660	660	460	255	760	510
440	630	810	360	640	51	710	710	530	290	915	610
510	710	890	460	710	29	760	760	580	335	1 <sup>m</sup>	710
585	840	1 <sup>m</sup> ,05	610	890	41	810	810	680	380	1,27	915
675	960	1,22	710	965	48	915	915	790	437	1,47	1 <sup>m</sup> ,05
775	1 <sup>m</sup> ,10	1,42	760	1 <sup>m</sup>	80	1 <sup>m</sup>	915	890	505	1,70	1,22
890	1,25	1,62	890	1,10	110	1,10	960	1 <sup>m</sup>	560	1,90	1,42
1 <sup>m</sup>	1,45	1,90	1 <sup>m</sup>	1,15	110	1,22	1 <sup>m</sup>	1,15	640	2,15	1,62
1,10	1,50	2 <sup>m</sup>	1,16	1,30	110	1,32	1	1,27	710	2,30	1,80
1,22	1,73	1,90	1,25	1,45	137	1,32	1,05	1,35	790	2,40	1,93
1,27	1,75	2,15	1,40	1,60	137	1,50	1,10	1,40	825	2,55	2,10
1,42	2 <sup>m</sup>	2,60	1,50	1,70	150	1,60	1,15	1,60	890	3 <sup>m</sup>	2,30
1,55	2,10	3 <sup>m</sup>	1,70	1,70	150	1,80	1,20	1,70	950	3,30	2,45
1,65	2,25	3,40	1,80	1,80	150	1,90	1,25	1,80	1 <sup>m</sup> ,03	3,50	2,60
1,88	2,55	3,80	1,95	1,90	152	2 <sup>m</sup>	1,30	2 <sup>m</sup>	1,17	4,06	2,80
2,20	3 <sup>m</sup>	4,30	2,40	2,10	165	2,40	1,40	2,40	1,36	4,60	3,50

l'anneau H, et dont le bras de levier augmente à mesure que les vannes s'ouvrent. On voit, en figures 445 et 450, que chacune de ces vannes se termine, au bas, d'un côté par une lèvre  $O'$ , qui empêche l'eau de tomber dans les aubes inférieures avant d'avoir bien reçu du vannage la direction et la vitesse voulues, et, de l'autre côté, par un retrait  $P'$  (fig. 450) qui

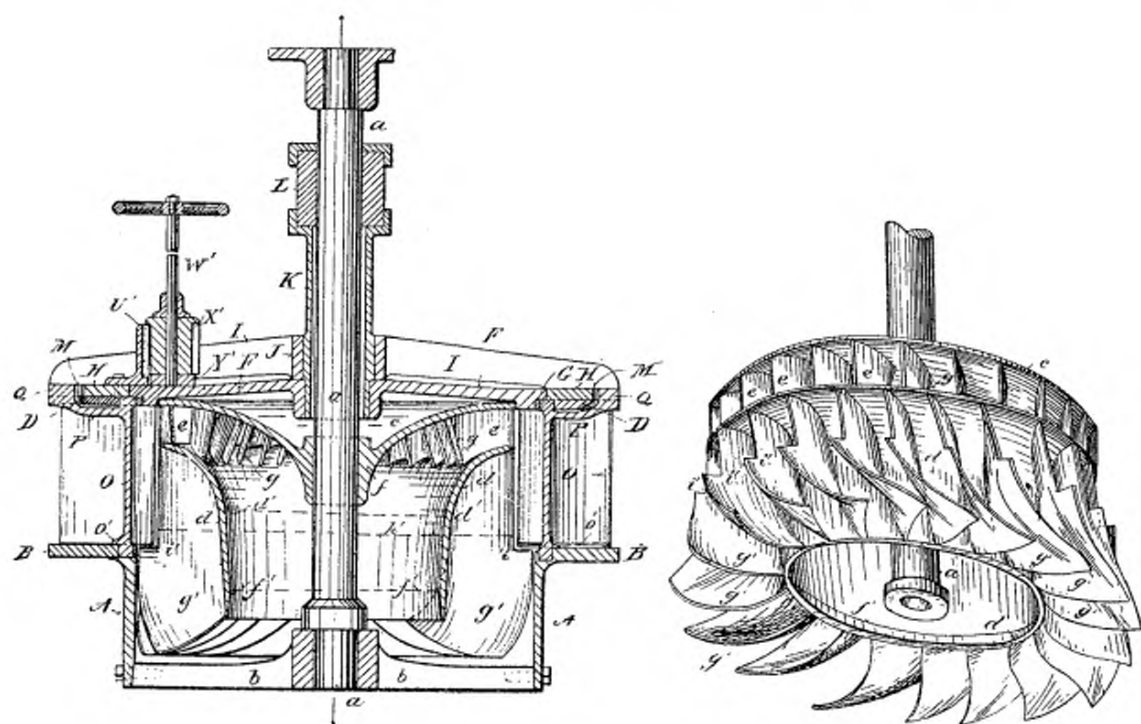


Fig. 443 et 444. — Turbine Bookwalter et Tyler. Coupe verticale diamétrale et ensemble de la roue.

AB, enveloppe de la turbine, reliée par les barreaux  $c$  (fig. 445) au plateau supérieur D, qui reçoit en G le couvercle F. — H, anneau commandant le vannage E (fig. 445), porté par l'étoile IJ, mobile autour du manchon K, fixé par la poutre L, et reposant sur F, de manière à éviter tout frottement de H sur D. — W, arbre, crapaudine Y', commandant l'anneau H par le pignon X' (fig. 445) et le secteur U'. — M (fig. 447), coulisses de H, attaquant chacune des vannes O par son coulisseau Q, à bras P, dont le moment diminue, comme de fig. 447 à 449, à mesure que la vanne s'ouvre.  $O'$  et P, (fig. 445 et 450), inflexions des vannes, dont le rôle est expliqué dans le texte. —  $eg$   $ig'$  (fig. 443, 444 et 453), deux étages d'aubes de la roue, à diaphragmes  $ef$  et  $dd'f'$ , calée sur l'arbre  $a$ , porté par la crapaudine de l'étoile  $b$ .

empêche tout retard partiel de cette chute. En effet, la forme des canaux E, déterminés par les vannes, est telle, comme on le voit en figure 445, que, sans  $P'$ , une partie de l'eau quitterait l'extrémité de la face ou la lèvre  $O'$  de l'une des deux vannes qui constituent les joues de chacun de ces canaux avant de quitter l'extrémité du dos de l'autre vanne.

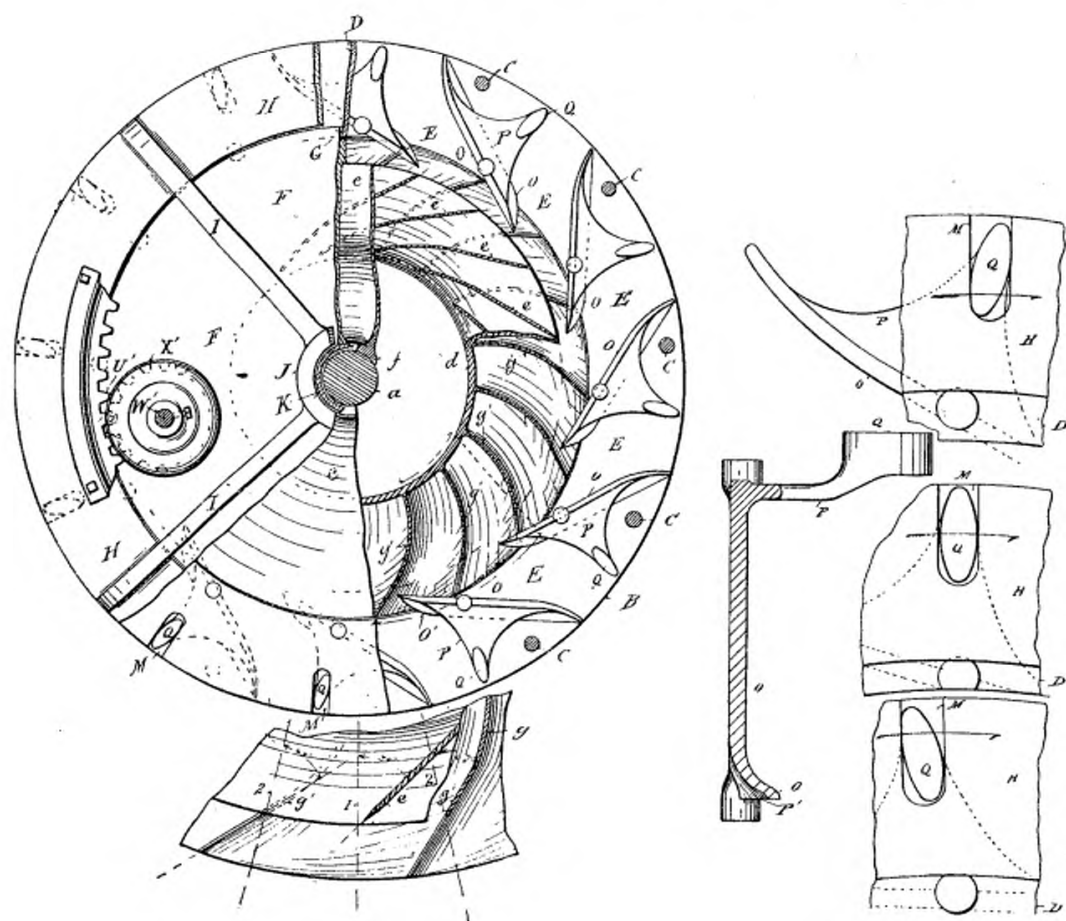


Fig 445 à 450. — Turbine Bookwalter et Tyler. Plan-coupe.  
 Détail des aubes de la roue et du vannage. (Même légende qu'en fig. 443.)

PUISSANCES, VITESSES ET DÉBITS DES TURBINES LEFFEL, TYPE SAMSON.

Diamètre de la roue.

	0 <sup>m</sup> ,90	3 <sup>m</sup>	6 <sup>m</sup> ,10	8 <sup>m</sup> ,50	10 <sup>m</sup>	15 <sup>m</sup>
50 <sup>m</sup>						
Hauteur de chute.....	3 1/4	20	56 3/4	94	120	223
Puissance en chevaux.....	134	245	338	411	446	548
Vitesse en tours par minute..	350	645	915	1080	1170	1430
Dépenses en litres par seconde.	13 1/4	80 1/4	227	376	481	
1 <sup>m</sup> ,01						
Puissance.....	67	122	173	205	223	
Vitesse.....	1415	2540	3660	4250		
Dépense.....	31 3/4	193	546	904		
1 <sup>m</sup> ,57						
Puissance.....	43	79	111	132		
Vitesse.....	3410	6220	8780	10390		
Dépense.....	45 1/4	275	777	1288		
1 <sup>m</sup> ,88						
Puissance.....	36	66	94	112		
Vitesse.....	4850	8870	12500	14840		
Dépense.....						

C'est d'après ce type que sont construites les nouvelles turbines Leffel, connues aux États-Unis sous le nom de turbines *Leffel-Samson* (fig. 455),

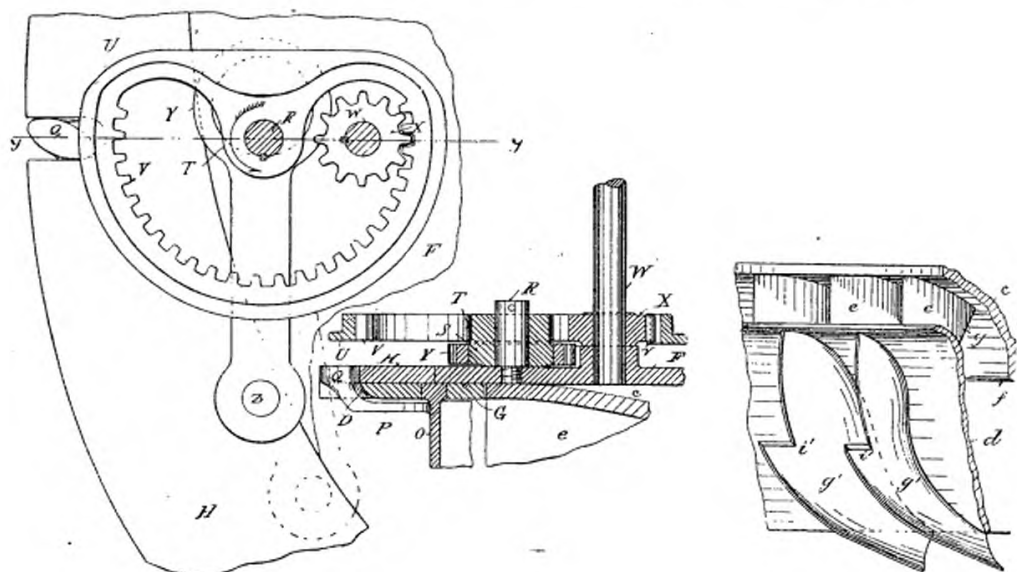


Fig. 451 à 453. — Turbine Bookwalter et Tyler, variante du mécanisme du vannage et détail des arbres de la roue.

W, arbre commandant par son pignon X le secteur VT, dont l'axe R porte un excentrique X, à bras z, articulé à l'anneau de vannage H (pour les autres lettres, voir la légende de la fig. 443).

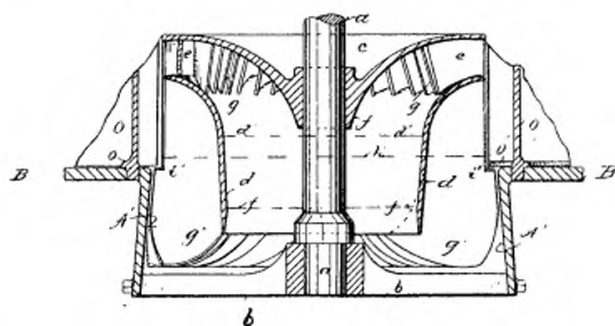


Fig. 454. — Turbine Bookwalter et Tyler ne différant de la précédente que par la diminution et même la suppression du redan  $i'$  des aubes de la roue et leur élargissement radial à partir de ce point. Il suffit de démonter l'étoile  $b$  pour pouvoir sortir la roue par le bas.

remarquables par leur grande énergie, ainsi que l'indiquent les données des tableaux p. 217 comparées à celles du tableau page 215.

La turbine représentée par les figures 458 à 461 est aussi à deux dia-

mètres, mais avec une seule rangée d'aubes et un vannage par tambour C. Ce tambour est équilibré par la pression de l'eau sous son piston annulaire G et sur les tubes H, dont on fait varier les diamètres suivant cette pression, de manière à réaliser dans tous les cas l'équilibre sans avoir à changer G. La manœuvre se fait par une crémaillère S, à galet guide M.

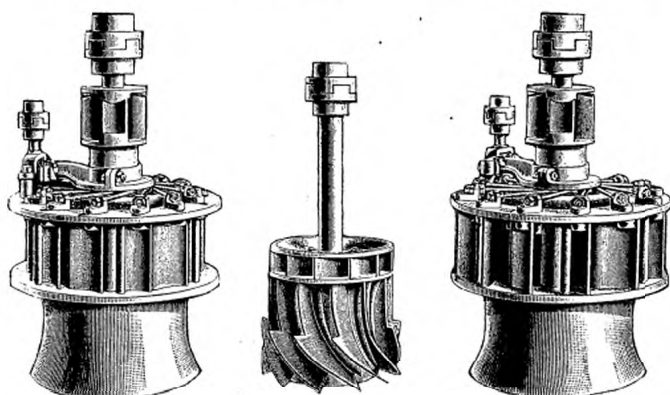


Fig. 455 à 457. — Turbine Leffel (type Samson) avec vannage ouvert et fermé.  
Détail de la roue.

La vanne se termine par un rebord F, qui, combiné avec la forme donnée en *b'* au diaphragme BB' de la roue, assure la libre entrée de l'eau sans remous, même à vannage incomplètement ouvert, en même temps que la fermeture étanche de ce vannage par l'appui de F sur le bord *e* du seuil E'.

Les extrémités des aubes directrices fixes D, qui affleurent le tambour C, surplombent légèrement en *g* le redan *i* des aubes de la roue, de manière à assurer le mieux possible l'embarquement de l'eau dans ces aubes.

La maison Leffel construit aussi, principalement pour les hautes chutes, une turbine *tangentielle*, dont les principales particularités sont représentées sur les figures 462 à 471.

L'eau admise au vannage G (fig. 463 et 469) par F et le limaçon E s'évacue de la roue A par le tube noyé D'. Le limaçon E va se rétrécissant de E vers E', de manière que la vitesse de l'eau y reste sensiblement constante, et que l'excès d'eau non absorbé par la turbine revienne par conséquent se mélanger presque sans choc, en E', à l'eau admise par F.

Les directrices G sont moitié fixes, moitié mobiles, et creusées (fig. 468) de manière à offrir à l'eau un passage de section circulaire (fig. 464): elles

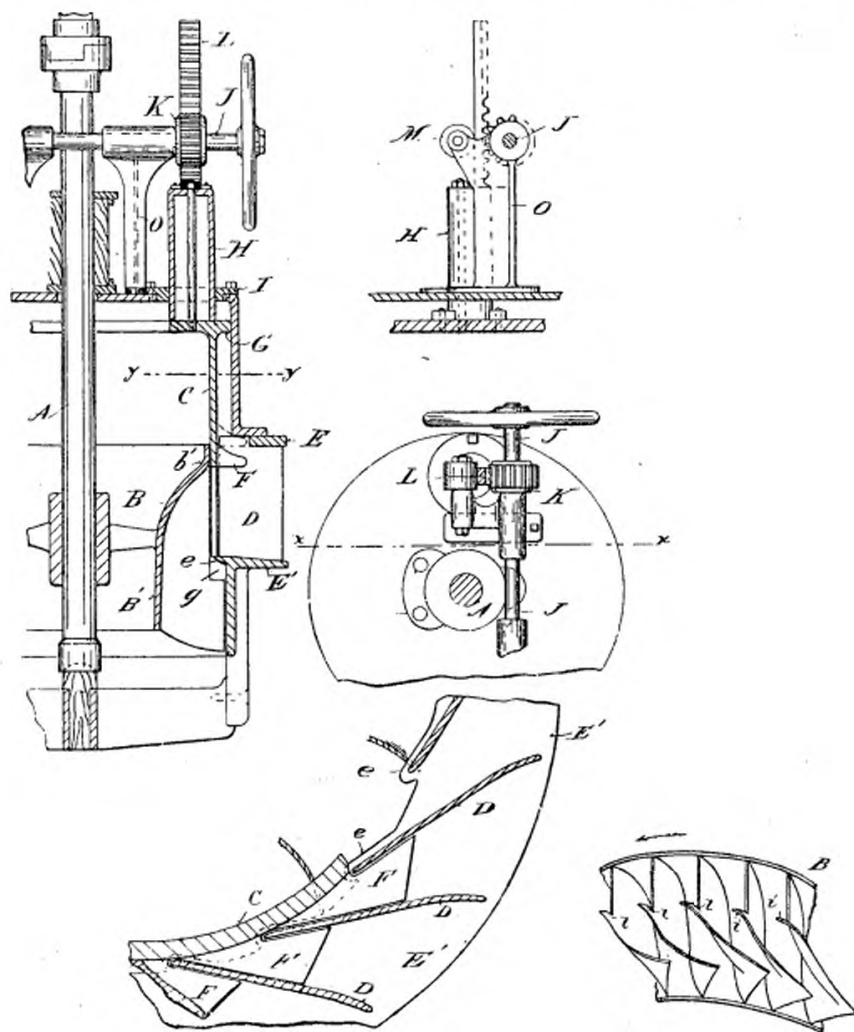


Fig. 458 à 461. — Turbines Bookwalter et Tyler, avec vannage par tambour.

Ensemble, détail de la roue et du vannage, coupes *xx* et *yy*.

C, tambour de vannage manœuvré par le pignon K de l'arbre J, à palier O, et sa crémaillère L, à galet guide M, et équilibré par la différence des pressions exercées par l'eau sous son rebord G et sur les pistons H. EE', parois du vannage, à directrices D, échancrées en *ee*. B, roue à arbre A, avec aubes à redans *i* et diaphragme Bb'.

pivotent autour de tourillons extérieurs I et I' (fig. 468) auxquels elles sont fixées par des pattes H. Ce dispositif a l'avantage de n'offrir aucun obstacle



au passage de l'eau; en outre, la position de l'axe virtuel II' est telle que les pressions de l'eau sur les faces des vannes se font presque équilibre

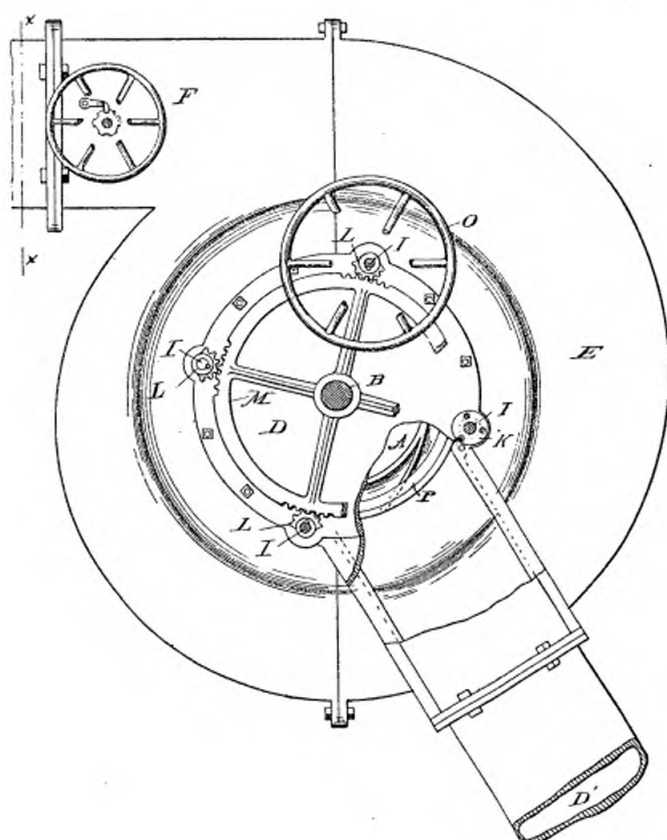


Fig. 462. — Turbine tangentielle Bookwalter. Élévation.

F, manette commandant par la vanne F' (fig. 463) l'admission de l'eau au limaçon EE', qui communique avec la roue A par le vannage G. D', tuyau de fuite. O, manette calée sur l'un quelconque des axes I (fig. 468) et commandant les vannes G par leurs pignons L et le grand pignon M. B, arbre de la roue, à garniture C et C' (fig. 464).

pendant toute l'étendue de leur mouvement, indiquée par le tracé pointillé (fig. 463). Ces vannes sont manœuvrées simultanément par le pignon M (fig. 462 et 466) au moyen de la manette O, fixée sur l'un des axes I.

Le joint périphérique entre la roue A et son vannage est constitué



(fig. 466) par deux anneaux P, à chicanes annulaires Q', entre les jeux desquels l'eau ne peut passer que très difficilement <sup>(1)</sup>.

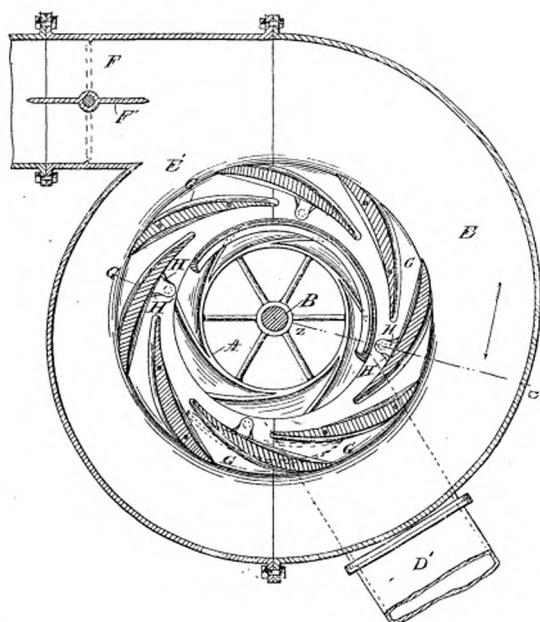


Fig. 463. — Turbine tangentielle Bookwalter. Coupe diamétrale YJ (fig. 465).  
(Même légende qu'en fig. 462.)

Le vannage de la turbine *New American*, analogue (fig. 473 à 476) à celui de la turbine Kaiser <sup>(2)</sup>, est commandé, comme celui de la turbine Leffel (fig. 436), par un secteur à bielles radiales. Ainsi qu'on le voit en figure 474, les aubes du vannage, pivotées près de la roue, sont presque totalement équilibrées. La construction simple et robuste de cette turbine l'a rendue spécialement avantageuse pour les hautes chutes, ainsi que l'indiquent les données du tableau ci-dessous. Une turbine de 1 m. 06, installée (fig. 427) au moulin à papier de la *Cataract Manufacturing Co* (Niagara), développe

<sup>(1)</sup> Voir aussi les turbines Thomson (*La Lumière électrique*, 3 février 1883, p. 140). —

<sup>(2)</sup> *American Machinist*, 8 octobre 1887, p. 2.

1,900 chevaux sous une chute de 30 mètres (prix de la turbine: 3,250 fr.; poids: 2,800 kilogrammes).

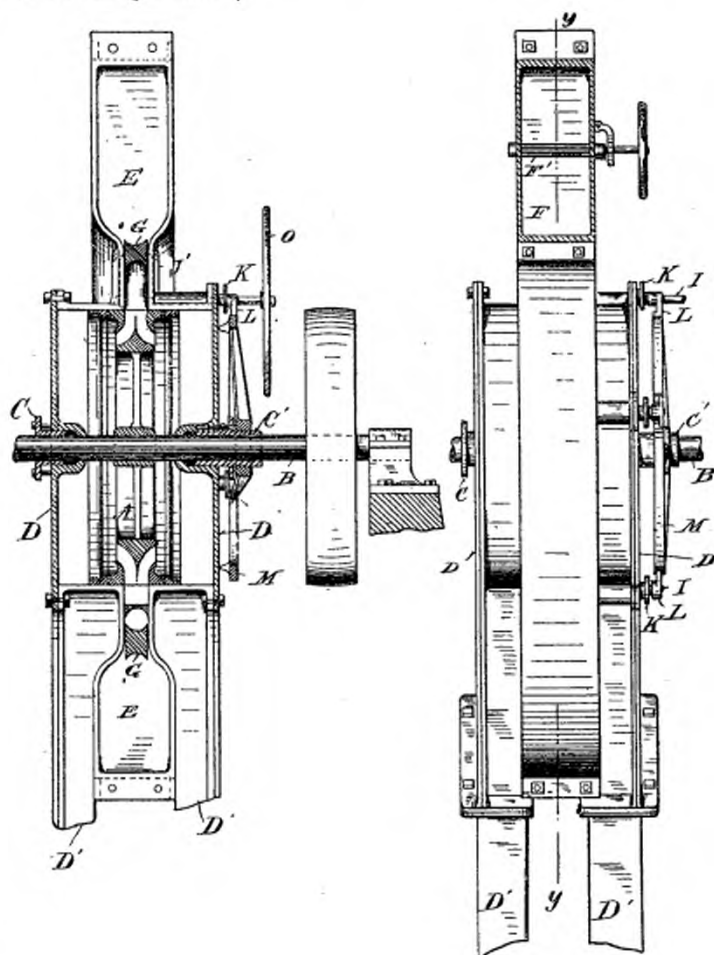


Fig. 464 et 465. — Turbine tangentielle Bookwalter. Coupe diamétrale et vue de face *xx* (fig. 462). Même légende qu'en fig. 462.

PUISSANCES, VITESSES ET DÉBITS DES TURBINES NEW AMERICAN  
POUR HAUTES CHUTES.

Diamètre de la roue.		Mètres.			
		15	20	25	30
150 <sup>m</sup>	Hauteur de chute.....	15	20	25	30
	Tours par minute.....	1 426	1 656	1 846	2 038
	Puissance en chevaux.....	17,3	27,1	37,6	50,0
400	Débit en litres par seconde.....	117	136	151	167
	Tours.....	537	624	696	764
	Puissance.....	118	184	255	343
630	Débit.....	790	920	1 020	1 130
	Tours.....	342	397	442	489
	Puissance.....	210	327	453	610
	Débit.....	1 410	1 640	1 830	2 000

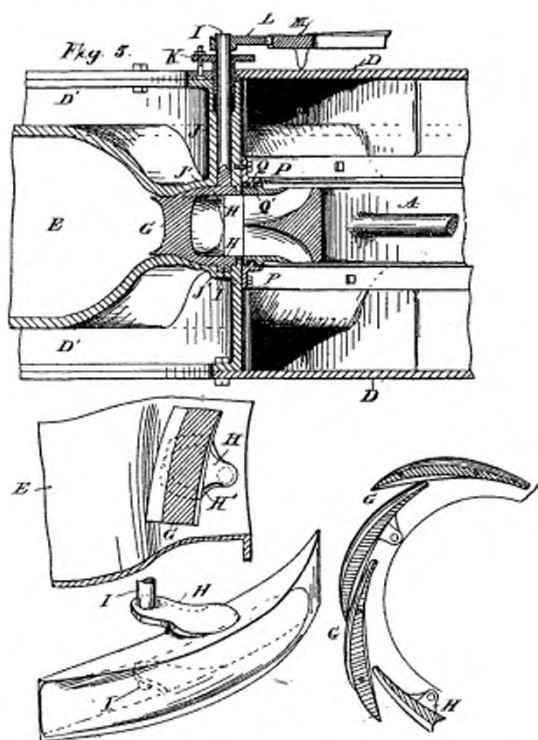


Fig. 466 à 469. — Turbine tangentielle Bookwalter. Coupe 22, fig. 463, et détails du vannage.

G, vannes directrices, dont la moitié seulement sont mobiles par les axes IH (fig. 462), avec garnitures R (fig. 466). PP, gardes de la roue A, avec joint à chicanes QQ'. (Pour les autres lettres, voir la légende de la fig. 462.)

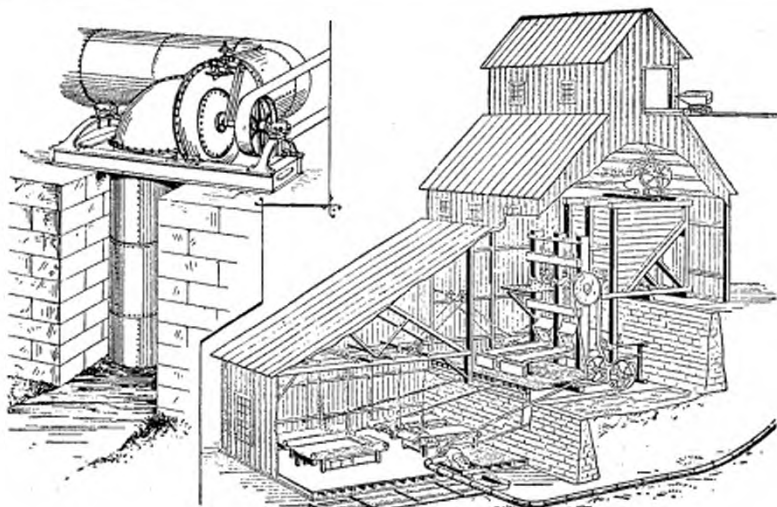


Fig. 470 et 471. — Installation d'une turbine tangentielle Bookwalter, pour un lavage d'or à 10 brocards.

Pour pouvoir étudier à chaque instant le fonctionnement de leur turbine, les constructeurs de la *New American* conseillent l'emploi des quatre tubes indicateurs représentés en ABCD sur la figure 428.

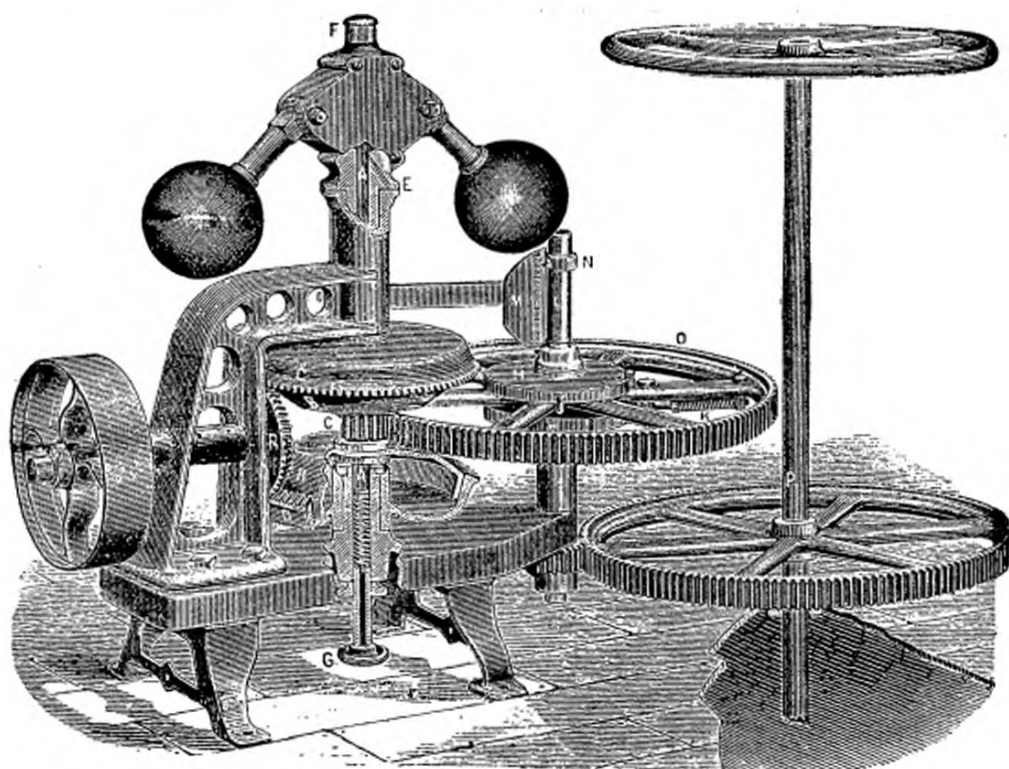


Fig. 472. — Régulateur Fruen de la turbine New American.

R, pignon en prise avec les deux pignons B, dont l'un commande le régulateur F. — BB, embrayages à friction, solidaires du pignon C et que le manchon du régulateur met alternativement en prise avec l'un ou l'autre des pignons B. — O, roue commandant le vannage par l'arbre P, au moyen d'un rochet HK, qui cède si la résistance de P devient excessive. N, écrou fileté sur L, dont l'index marque sur M l'ouverture des vannes. G, écrou réglant, par le ressort A, la vitesse de régime de la turbine.

Le tube A indique la pression réelle de l'eau dans l'enveloppe de la turbine, et, par conséquent, la perte de charge dans le tuyau d'amenée. Cette perte ne doit pas dépasser, en moyenne, 0 m. 075 d'eau.

Le tube B, par la hauteur de l'eau dans B au-dessus du bief d'aval E, indique la perte de charge due au tuyau d'aspiration et à son coude.

Le tube C permet de voir si le tuyau d'aspiration est complètement plein d'eau : il indique le niveau de l'eau dans ce tuyau, où elle doit entièrement noyer la turbine.

Le tube D, inséré dans le chapeau de la turbine, à une distance égale aux trois quarts du rayon, indique la pression sur la roue de la turbine,

pression qui peut, dans certains cas, avec des turbines à débits étranglés, s'élever jusqu'aux trois quarts de la charge totale, et fatiguer énormément les butées et les paliers.

*Régularisation.* — La régularisation des turbines se fait presque toujours

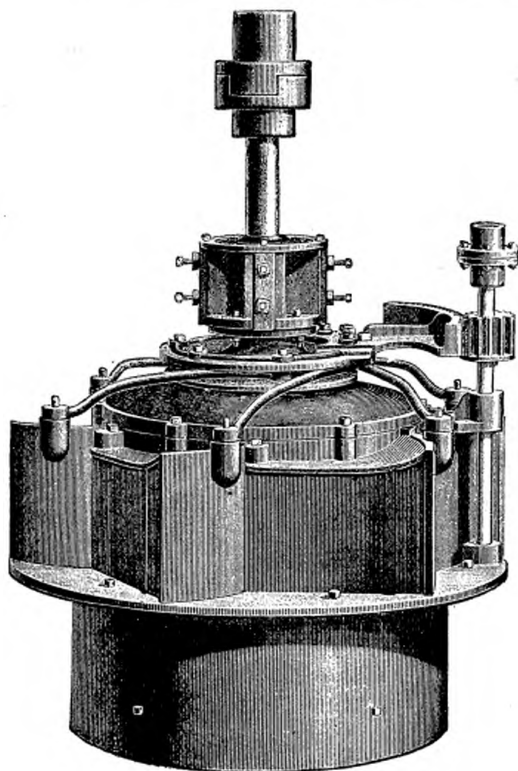


Fig. 473. — Turbine New American.  
Ensemble.



Fig. 474. — Turbine New American.  
Détail de la roue.

au moyen de régulateurs à force centrifuge agissant, bien entendu, indirectement, au moyen de mécanismes assez compliqués, mais dont quelques-uns, comme celui de la *New American*, sont extrêmement sensibles.

Dans cet appareil, le manchon du régulateur actionne (fig. 472) deux cônes de friction BB, de sorte que le pignon C entraîne la roue D, qui commande le vannage, dans un sens ou dans l'autre suivant que la vitesse de la turbine augmente ou diminue. Les cônes de friction B sont en forme de

cloches faisant matelas d'air et permettant, grâce à la stabilité qu'elles donnent ainsi au régulateur, de ne laisser à ces cônes qu'un jeu très faible,

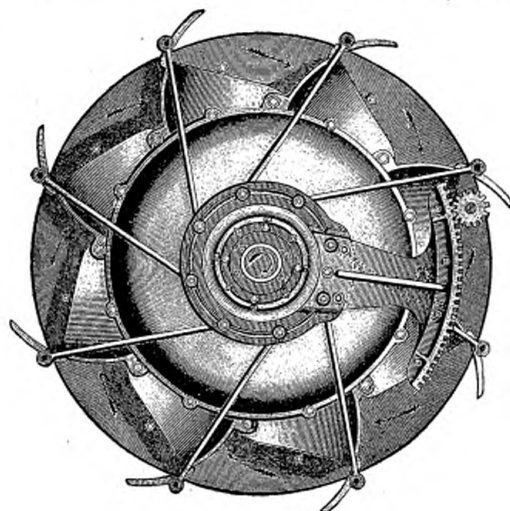


Fig. 475. — Turbine New American. Plan.

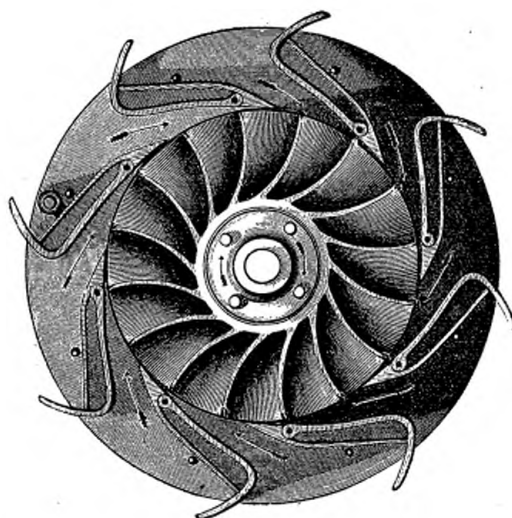


Fig. 476. — Turbine New American. Coupe par le vannage.

0 m. 001 environ, de sorte que le régulateur est très sensible. La roue D n'attaque pas son arbre directement, mais par un rochet H, à ressort K, qui

cède quand le vannage, obstrué ou dérangé, présente une résistance dangereuse. Un index N indique à chaque instant l'ouverture actuelle du vannage.

Dans le régulateur *Scholfield*, adopté par les constructeurs de la turbine *Rodney Hunt* (fig. 477), le manchon du régulateur agit sur un levier terminé par deux doubles cliquets : l'un à droite, l'autre à gauche, sans cesse oscillés

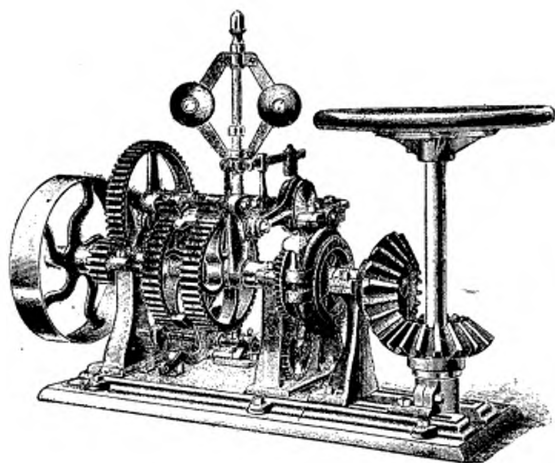


Fig. 477.  
Régulateur Scholfield pour turbines Rodney Hunt.

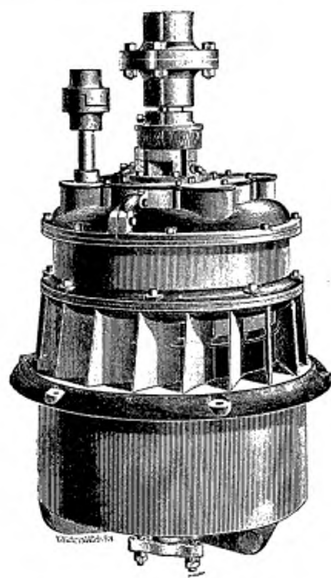


Fig. 478. — Turbines Rodney Hunt.  
Vannage par tambour équilibré,  
avec garniture en bois.

par un excentrique, et qu'il met en prise alternativement avec le train du vannage suivant l'allure de la turbine <sup>(1)</sup>.

L'emploi de plus en plus fréquent des turbines pour l'actionnement des dynamos souvent soumises à des régimes très variables, et qui exigent une grande régularité, a conduit à rechercher des appareils plus sensibles que les régulateurs à force centrifuge, et agissant sur la turbine en fonction même de l'intensité ou du voltage du courant. L'application de régulateurs

<sup>(1)</sup> Voir, dans *La lumière électrique* du 4 août 1883, la description des régulateurs de Hewes, Kurg et Leffel. A signaler aussi les régulateurs de Bonnet et de Piccard (*Porte-feuille économique des machines*, novembre 1888, septembre 1892). Page et Bell (Armen-

gaud, *Publication industrielle*, 1885, p. 241 et 303). Escher Wyss (*Revue industrielle*, 5 avril 1890, p. 133 et 23 septembre 1893, p. 373). (Raffard, *Bulletin des arts et métiers*, 1888, p. 197).

électriques fournit une solution tout indiquée de ce problème; et il existe aux États-Unis quelques appareils de ce genre, très ingénieux, dans lesquels le courant électrique régulateur, fonction directe de celui même de la dynamo actionnée par la turbine, n'agit, comme précédemment la force centrifuge, qu'indirectement sur le mécanisme du vannage. Comme exemple de ce genre

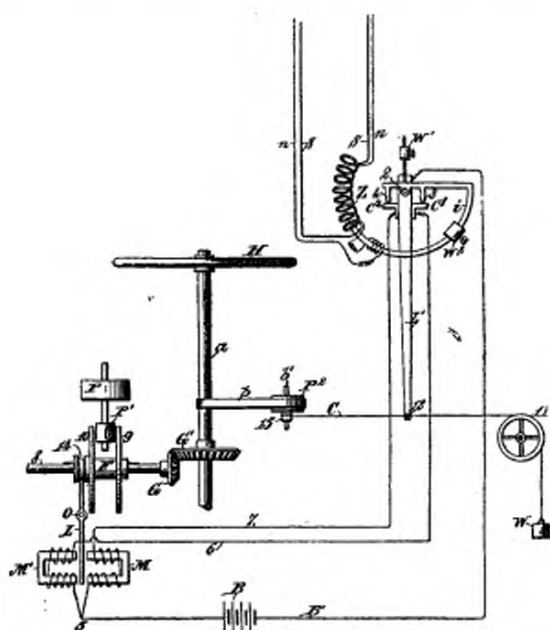


Fig. 479. — Régulateur électrique English.

Z, solénoïde compound, en dérivation *n* et série S sur le courant de la dynamo actionnée par la turbine, et dont l'armature *i*, à contrepoids *W<sup>2</sup>W'*, porte deux contacts 3 et 4, vis-à-vis de ceux C<sup>1</sup> et C<sup>2</sup> du levier L', également pivoté en 2, et relié en 12 à la corde C, à poids de rappel W. Le levier L' suit ainsi, par le mécanisme *b*, P<sup>2</sup>b', 15 c, 11, les mouvements de l'arbre du vannage *a*. — B, pile locale reliée par B' à *i* et par 5, 6, 7 au double électro-aimant MM' et aux contacts C<sup>1</sup> et C<sup>2</sup>. — L, armature de MM' attaquant en 14 le manchon F, rainuré sur l'arbre S, dont le pignon G engrène avec celui G' de *a*. P, poulie motrice du régulateur à galet P', que P met alternativement en prise avec les plateaux 10 et 9 de F.

d'appareils, je citerai celui de M. English, représenté par le schéma (fig. 479) <sup>(1)</sup>.

La partie essentielle de ce régulateur consiste en un solénoïde à gros fil Sz, en série dans le courant de la dynamo, à l'intérieur duquel peut osciller autour d'un axe 2 un arc de fer doux *i*, entouré d'un fil fin *n*, dérivé sur le circuit de la dynamo, et en un double électro-aimant MM' agissant sur le manchon F, rainuré sur l'arbre 8, de manière à mettre en prise avec la pou-

<sup>(1)</sup> Voir aussi, dans *La lumière électrique* du 7 juillet 1894, p. 19, la description du régulateur Wetmore.



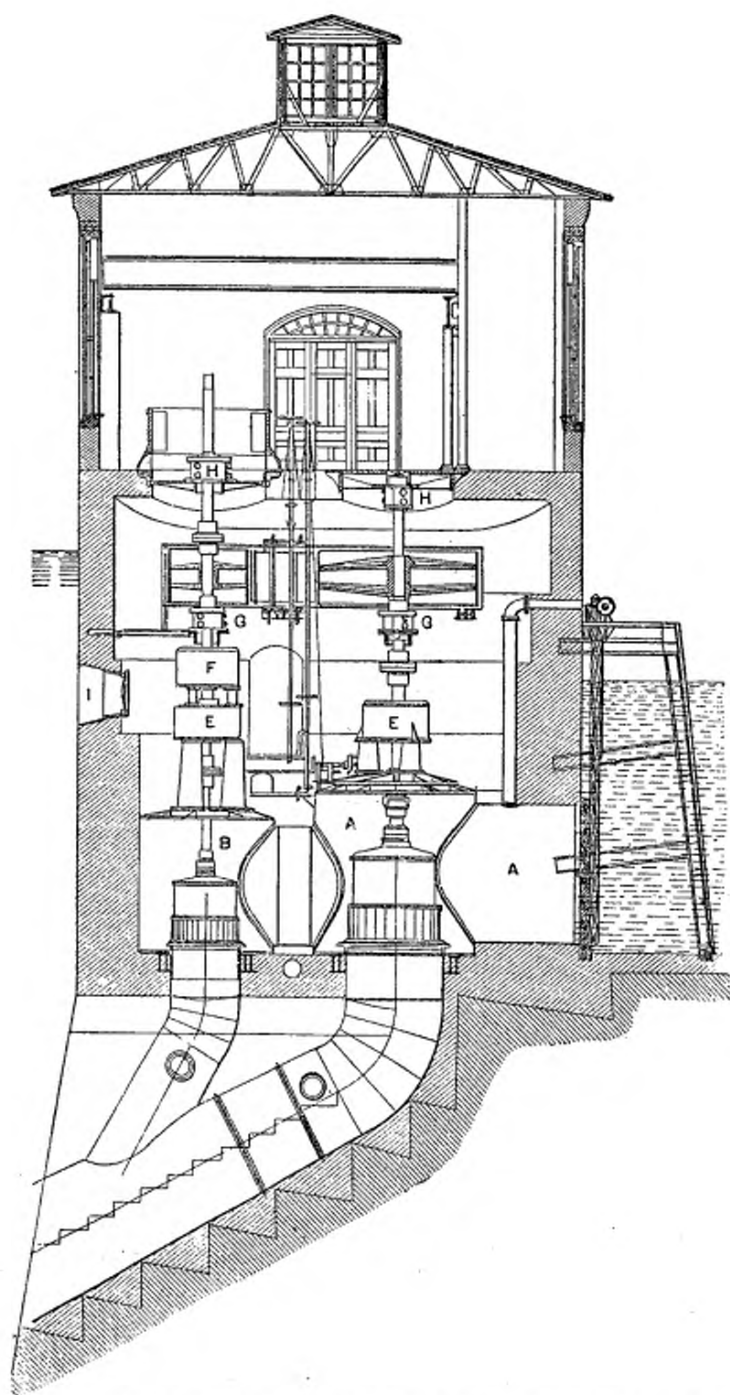


Fig. 480. — Installation d'un groupe de turbines Victor à la station électrique de 12,000 chevaux de Portland (Oregon).

B, turbine de 1 m. 06 de diamètre faisant 200 tours sous une charge de 12 mètres, commandant directement, en HH', une dynamo de 600 chevaux. A, turbine de 1 m. 50 commandant, en cas de basses eaux, la dynamo par la transmission à courroies GG. — EE, crapaudines ordinaires à circulation d'eau. F, crapaudine à huile supportant sur de l'huile refoulée à une pression de 20 atmosphères le poids de l'arbre de B et de la dynamo, s'élevant à 15,000 kilogrammes. La crapaudine E de B n'intervient qu'en cas d'accident à F. — GG, crapaudine d'alignement.

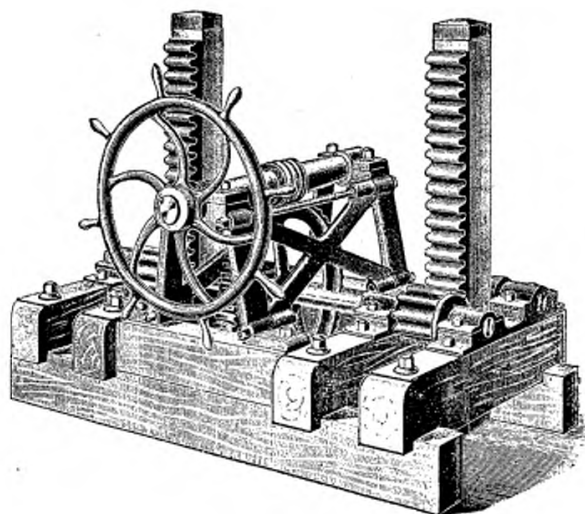


Fig. 481.  
Manœuvre de vannes Rodney Hunt.

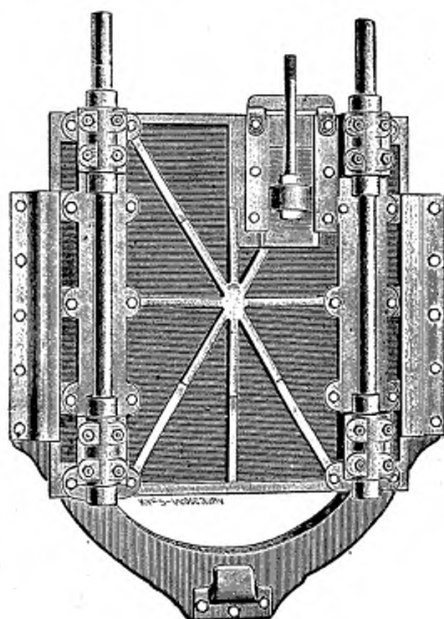


Fig. 482.  
Vanne à vanelle d'équilibre Rodney Hunt.

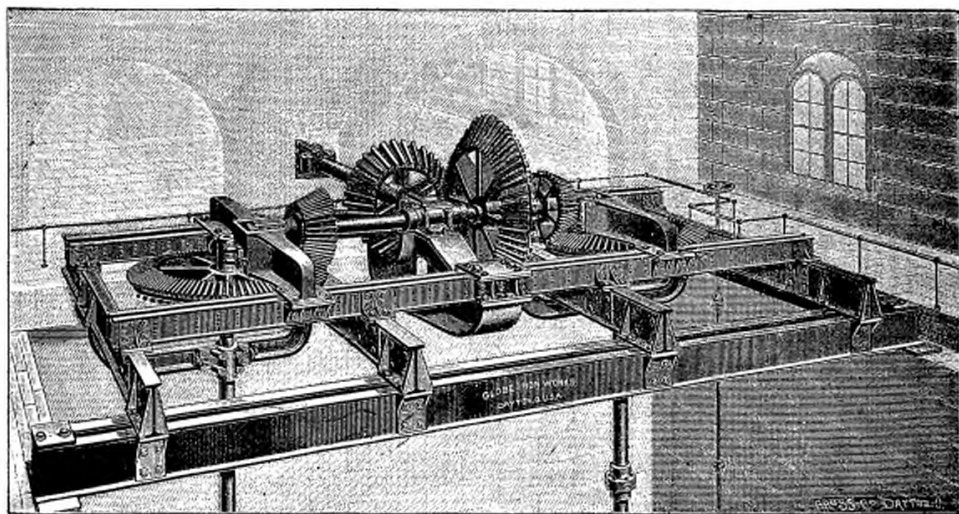


Fig. 483. — Beffroi de transmission pour deux turbines New American de 1 m. 70 de diamètre, faisant 1,200 chevaux sous une charge de 7 m. 30. (Dells Power Co. Tramways électriques de Eau-Claire, Wisconsin.)

lie motrice  $P'$  du régulateur le plateau 10 ou le plateau 9, suivant que  $i$  fait passer, comme nous allons le voir, le courant de la pile B en  $M'$  ou en M.

Dès que la dynamo se met à tourner, avec une faible ouverture du vannage pour ne pas mettre en train brusquement,  $z^1$ , attirant  $i$ , ferme en  $3C'$  le circuit de la pile B sur l'électro  $M'$ , de sorte que son armature P appuie 10 sur  $P'$ , qui fait alors tourner, par  $GG'$ , l'arbre  $a$  du vannage de manière à l'ouvrir. Ce même mouvement a pour effet, par la corde C, de déplacer vers la gauche le levier  $c'$ , de manière à rompre le contact  $c'3$  et à arrêter l'ouverture du vannage. Cet arrêt se maintient, et l'ouverture du vannage reste invariable, tant que l'intensité du courant en S demeure à sa valeur normale, réglée par les contrepoids  $w^1$  et  $w^2$ . Si l'intensité du courant en S diminue, ainsi que la charge de la dynamo,  $i$ , moins attiré par  $z$ , ferme en  $4c^2$  le circuit de B sur M, qui, appuyant 9 sur  $L'$ , fait fermer le vannage, jusqu'à ce que le contrepoids  $w$ , ramenant  $L'$  vers la droite, rompe le contact  $4c$ , arrêtant ainsi le mouvement de fermeture au point correspondant à la charge actuelle de la dynamo.

Si cette charge augmente ou baisse très brusquement, il se produit malgré tout une petite variation dans la vitesse de la turbine, accompagnée d'une variation correspondante du potentiel dans la dérivation  $n$ , qui amène  $i$  un peu au delà de la position qu'il prendrait sous l'influence seule des variations de l'intensité en  $z$ , de manière à réprimer le plus vivement possible ces variations de vitesse.

Les détails de construction des turbines américaines autres que ceux décrits dans les monographies qui précèdent ne présentent pas un grand intérêt. Les crapaudines, presque toujours noyées et peu accessibles, sont parfois établies sur gaïac<sup>(1)</sup>, avec une pression qui atteint quelquefois 3 kilogrammes par millimètre carré, et s'usent assez vite. Leur frottement paraît aussi plus considérable qu'avec le bronze ou l'acier : environ 2 p. 100 de la puissance totale. Pour les grandes turbines, on emploie parfois (fig. 480) des crapaudines à huile, d'un frottement excessivement faible.

Citons encore l'établissement, en général très simple, des vannes des biefs (fig. 481 et 482) et des beffrois de transmission (fig. 483).

### LES ROUES.

Parmi les différentes roues hydrauliques usitées aux États-Unis, celle qui présente de beaucoup le plus d'intérêt est la roue Pelton, dont les

<sup>(1)</sup> Quelquefois en verre (turbine Geyelin).

figures 484 à 488 suffisent pour faire immédiatement comprendre l'extrême simplicité, la facilité et la rusticité de son installation.

Cette roue est, en réalité, une sorte de turbine à impulsion à axe hori-

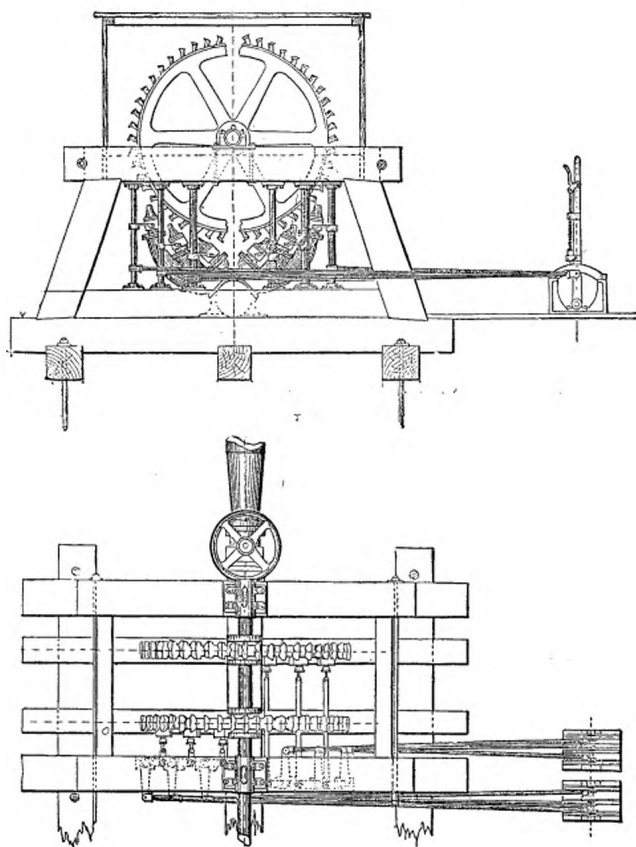


Fig. 484 et 485. — Roue Pelton réversible à 6 ajustages. Élévation et plan.

zontal. Ses augets, à angles d'entrée et de sortie voisins de 90 degrés, sont (fig. 489) divisés en deux parties par une arête radiale aiguë, coupant le jet en deux nappes dont les réactions latérales s'équilibrent sur la roue, et à laquelle on doit attribuer en grande partie la supériorité du rendement

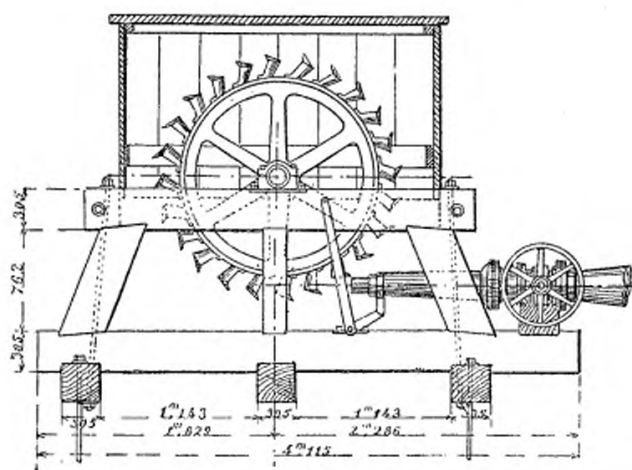


Fig. 486. — Roue Pelton à tuyère mobile à la main.

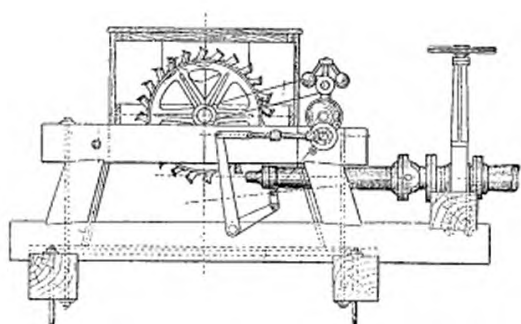
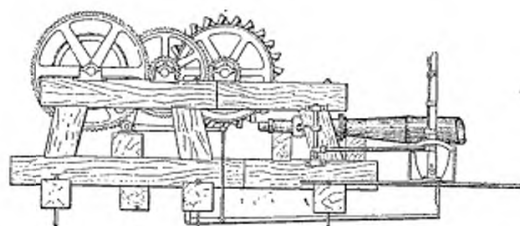
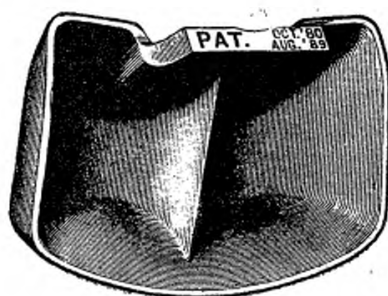


Fig. 487. — Roue Pelton à turbine commandée par un régulateur centrifuge.

Fig. 488.  
Roue Pelton actionnant un treuil.Fig. 489. — Vue en vraie grandeur d'un auget de  
roue Pelton de 0 m. 600 de diamètre faisant  
175 chevaux sous une chute de 246 mètres.

de la roue Pelton. Ces augets, généralement en bronze phosphoreux parfaitement poli, ont des bords très minces, afin d'entraver le moins possible l'action du jet; et leur largeur, qui varie de six à dix fois le diamètre du jet, est suffisante pour que l'eau s'y étale largement, et en sorte en une lame de très faible épaisseur. Pour que cette sortie se fasse sans vitesse et que le rendement soit maximum, il faut, comme on le sait, que la vitesse à la circonférence moyenne des augets soit égale à la moitié de celle de l'eau qui les frappe: de là, pour les hautes chutes, auxquelles la roue Pel-

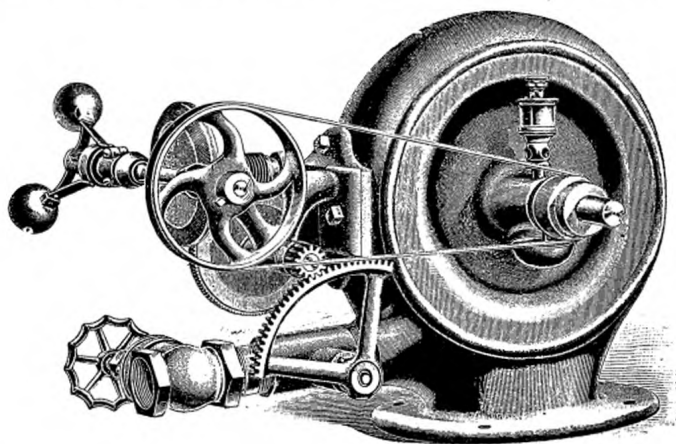


Fig. 490. — Petit moteur Pelton de 0 m. 150. (Voir le tableau, p. 237, avec régulateur.

ton convient tout particulièrement, les grandes vitesses indiquées au tableau p. 236; de là aussi la grande énergie et le bon marché de ces roues.

C'est en effet pour les hautes chutes à faible débit que la roue Pelton convient d'une façon toute spéciale et sur une échelle extrêmement étendue: depuis 10 mètres jusqu'à 100 mètres de chute; depuis le petit moteur d'un vingtième de cheval (fig. 490 et 491)<sup>(1)</sup> jusqu'aux roues de 5,000 chevaux. Cette grande souplesse d'adaptation, jointe à un excellent rendement, 0,80 à 0,87 p. 100, ont fait adopter aux États-Unis la roue Pelton presque universellement pour l'utilisation des hautes chutes à faible débit, si nombreuses, principalement dans les régions minières de la Californie.

(1) Voir aussi le moteur Pitman (*Engineering*, 19 octobre 1891, p. 531).

PUISSANCES, DÉPENSES, VITESSES, PRIX ET POIDS  
DES ROUES PELTON.

Hauteur  
de chutes.

<b>15<sup>m</sup></b>	Diamètre de la roue.....	<b>150<sup>mm</sup></b>	<b>300</b>	<b>460</b>	<b>610</b>	<b>915</b>	<b>1<sup>m</sup>22</b>	<b>1<sup>m</sup>52</b>	<b>1<sup>m</sup>83</b>
	Puissance en chevaux.....	0,21	0,49	1,50	2,65	6	10,60	16,60	24
	Débit en litres par seconde.	1,80	3,10	9,30	17	37	66	103	150
	Tours par minute.....	1080	540	360	270	180	135	108	90
	Prix en francs.....					1 120	1 425	1 750	2 125
<b>30</b>	Puissance.....	0,60	1,40	4,30	7,50	16,8	30	47	67
	Débit.....	1,87	4,37	13,10	23,3	53	93	146	110
	Tours.....	1530	765	510	380	255	190	150	130
	Prix.....					1 200	1 500	1 900	2 250
<b>50</b>	Puissance.....	1,33	3,10	9,3	16,5	37,5	66,5	105	150
	Débit.....	2,45	5,70	17	30	63	120	190	270
	Tours.....	1990	997	665	500	330	250	200	166
	Prix.....					1 250	1 600	2 000	2 370
<b>70</b>	Puissance.....	2,10	4,90	14,7	26,15	59	104	163	235
	Débit.....	2,8	6,5	20	35	80	140	220	318
	Tours.....	2319	1160	770	580	385	290	230	190
	Prix.....					1 325	1 750	2 225	2 500
<b>100</b>	Puissance.....	3,60	8,40	25,3	45	100	180	280	405
	Débit.....	3,40	8	23	42	95	170	265	380
	Tours.....	2780	1390	927	696	463	346	277	231
	Prix.....					1 500	2 000	2 425	3 225
<b>150</b>	Puissance.....	6,74	15,73	47,20	84	190	335	525	755
	Débit.....	4,20	5	29	52	118	280	325	470
	Tours.....	3426	1713	1142	856	570	430	340	285
	Prix.....					1 950	2 700	3 875	5 000
<b>200</b>	Puissance.....	9,87	27,35	70	124	280	500	780	1,120
	Débit.....	4,70	14	34	60	4,134	240	370	535
	Tours.....	3906	1950	1300	976	650	490	390	325
	Prix.....					2 250	3 375	3 875	5 000
<b>300</b>	Puissance.....	19	52	133	237	524	950	1,484	2,136
	Débit.....	6	16	43	74	166	245	460	615
	Tours.....	4845	2420	1615	1210	807	605	485	403
	Prix.....					2 250	3 375	3 875	5 000
	Poids.....	{				320	450	630	950
						à 450 <sup>k</sup>	à 770 <sup>k</sup>	à 950 <sup>k</sup>	1,360 <sup>k</sup>

## PUISSANCES ET DIAMÈTRES DES ROUES PELTON À AJUTAGES MULTIPLES.

HAUTEUR de CHUTES.	ROUES DE 1 m. 70		ROUES de 2 m. 45 à 4 AJUTAGES.	ROUES de 3 m. 05 à 5 AJUTAGES.
	à 2 AJUTAGES.	à 3 AJUTAGES.		
mètres.	chevaux.	chevaux.	chevaux.	chevaux.
PUISSANCE EN CHEVAUX.				
6	21	30	40	52
9	38	57	76	95
12	59	88	118	147
15	82	123	164	206
18	107	161	215	269
21	135	203	271	339
24	165	247	330	412
30	232	348	465	581
33	302	454	605	757
45	425	637	850	1,062
60	655	982	1,310	1,637

## PRIX ET PUISSANCES DES MOTEURS PELTON

(Fig. 490 et 491).

CHUTE en mètres.	DIAMÈTRE.									
	150 <sup>mm</sup> .		305 <sup>mm</sup> .		460 <sup>mm</sup> .		460 <sup>mm</sup> .		610 <sup>mm</sup> .	
	PUISSANCE en chevaux.	PRIX en francs.	PUISSANCE en chevaux.	PRIX en francs.	PUISSANCE en chevaux.	PRIX en francs.	PUISSANCE en chevaux.	PRIX en francs.	PUISSANCE en chevaux.	PRIX en francs.
6	0,05	150	0,12	300	0,20	625	0,37	875	0,66	1,375
15	0,20	150	0,50	300	0,85	625	1,50	875	2,65	1,375
24	0,43	150	1,00	300	1,70	625	3,10	875	3,35	1,375
30	0,60	150	1,40	300	2,30	625	4,20	875	7,50	1,375
45	1,10	150	2,60	300	4,40	625	7,75	875	13,80	1,375
60	1,70	150	4,00	300	6,75	625	12,00	875	21,20	1,375
75	2,40	150	5,50	300	9,40	625	16,70	875	29,60	1,375
90	3,13	175	7,30	350	12,40	700	22,00	1,000	39,00	1,500
105	4,00	175	9,20	350	15,60	700	27,60	1,000	49,00	1,500
120	4,80	200	11,20	400	19,00	750	34,00	1,100	60,00	1,600
135	0,75	200	13,40	450	22,70	750	40,30	1,100	71,60	1,600
150	6,75	250	15,70	450	26,60	800	47,20	1,150	84,00	1,650



## PUISSANCES, POIDS ET PRIX DES ROUES PELTON À DEUX AJUTAGES.

HAUTEUR de CHUTE.	ROUE DE 0 m. 91.		ROUE DE 1 m. 22.		ROUE DE 1 m. 50.		ROUE DE 1 m. 82.	
	PUISSANCE.	PRIX.	PUISSANCE.	PRIX.	PUISSANCE.	PRIX.	PUISSANCE.	PRIX.
mètres.	chevaux.	francs.	chevaux.	francs.	chevaux.	francs.	chevaux.	francs.
6	3,00	1,500	5,30	1,775	8,30	2,125	12	2,500
9	3,50	1,500	9,70	1,775	15,40	2,125	22	2,500
12	8,50	1,550	15,00	1,800	24,00	2,165	34	2,550
15	12,00	1,625	21,00	1,820	33,00	2,200	48	2,600
18	16,00	1,700	28,00	1,950	43,50	2,225	63	2,650
21	19,76	1,800	35,00	2,000	55,00	2,300	79	2,750
24	24,00	1,900	43,00	2,100	67,00	2,375	96	2,875
30	33,70	2,000	60,00	2,250	94,00	2,500	135	3,000
46	62,00	2,200	110,00	2,500	172,00	2,875	248	3,500
61	95,50	2,400	170,00	2,875	265,00	3,250	382	4,000
76	133,50	2,625	237,00	3,250	371,00	3,750	534	4,500
91	175,50	2,750	311,00	3,400	487,00	4,000	702	4,850
106	221,00	2,875	393,00	3,550	614,00	4,300	884	5,125
122	270,00	3,000	480,00	3,700	751,00	4,625	1,080	5,625
137	322,00	3,125	572,00	3,875	896,00	5,000	1,289	6,125
150	377,00	3,250	670,00	4,000	1,050,00	5,375	1,510	6,750
Poids..	430 à 570 kil.		570 à 900 kil.		860 à 1,100 kil.		1,100 à 1,800 kil.	

Voici quelques exemples qui permettront d'apprécier de quelle utilité l'emploi de la roue Pelton s'est montrée pour le développement des mines de cette région, principalement en permettant d'utiliser la puissance de chutes inapplicables aux turbines ordinaires à la production de l'électricité transmise ensuite à des mines situées à des hauteurs et dans des régions pratiquement inaccessibles à toute autre puissance (fig. 492).

Les mines du mont Sneffes, appartenant à la *Caroline Mining Co*, sont situées dans les Montagnes Rocheuses à l'altitude de 4,800 mètres, dans la région des neiges perpétuelles, et à 1,500 mètres au-dessus de la zone forestière : la presque impossibilité d'y transporter du charbon y fit adopter l'électricité. L'eau, prise au Red Canyon Crick par un tuyau de 1,200 mètres de long, actionne, sous une charge de 150 mètres, deux roues Pelton, l'une de 1 m. 50 de diamètre et l'autre de 1 m. 80, faisant respectivement 500 et 700 chevaux. Ces roues font tourner différents appareils : broyeurs et trois dynamos Edison, d'une puissance totale de 293 chevaux, qui est envoyée à la mine, sous une tension de 800 volts, par une

ligne de 7,400 mètres, pour y actionner les pompes, ventilateurs, broyeurs, treuils, etc. de l'exploitation. On économise ainsi annuellement plus de 200,000 francs de charbon.

A Telluride (Colorado), dans une des mines de la *Gold King Mining Co*,

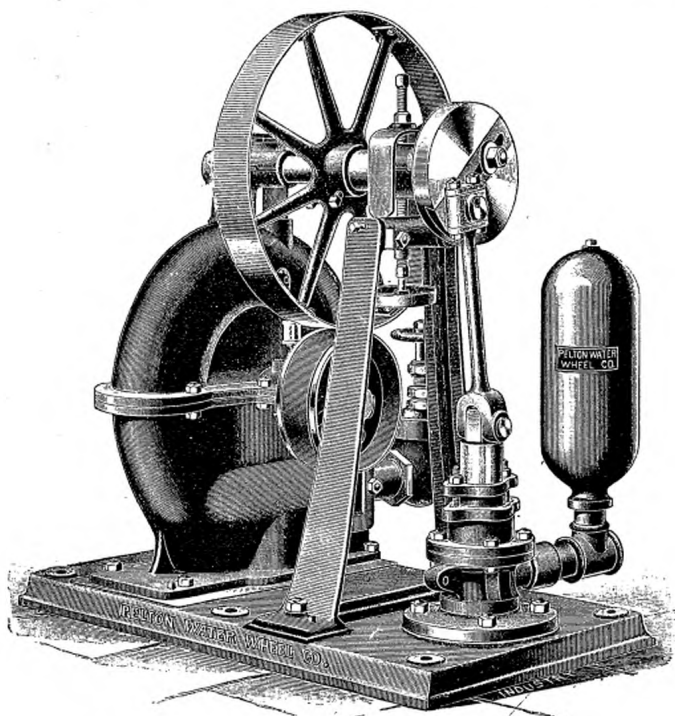


Fig. 491. — Moteur Pelton commandant une pompe à l'aide d'une transmission par frottement.

un alternateur Westinghouse, commandé par une roue Pelton de 1 m. 80, sous une charge de 100 mètres, actionne à une tension de 3,000 volts un dynamoteur de 100 chevaux, situé à 750 mètres plus haut, et qui fournit la puissance nécessaire à l'exploitation de la mine. Bien que la ligne passe en pleines neiges, elle a fonctionné, pendant l'hiver de 1892, presque sans interruption. Son entretien n'a guère coûté, jusqu'à présent, qu'une

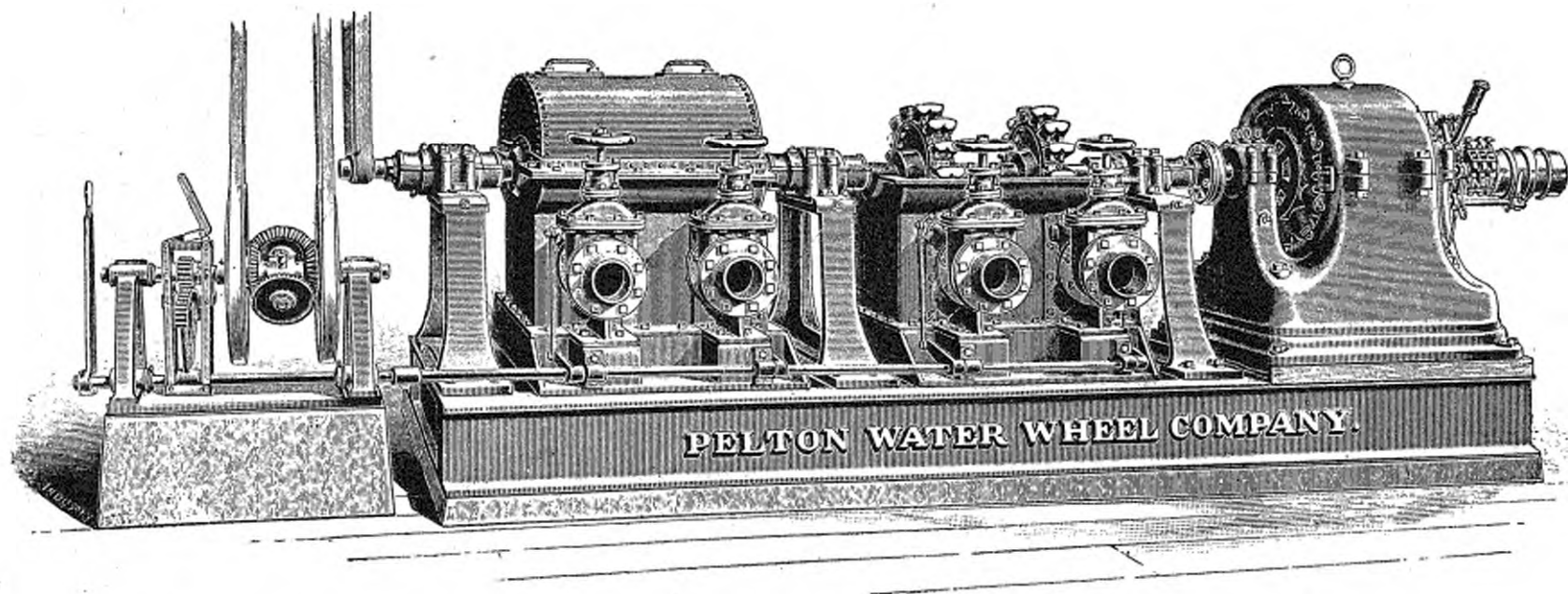


Fig. 492. — Installation de 4 roues Pelton de 0 m. 530 de diamètre, faisant 250 chevaux à 830 tours, sous une charge de 104 mètres et actionnant une dynamo dont le courant est envoyé à une mine située à 21 kilomètres.

centaine de francs, à la suite d'accidents dus aux orages. On y a installé récemment deux roues Pelton de 500 chevaux, pour la commande électrique d'autres appareils de la mine, à 16 kilomètres de la station, et pour l'éclairage de Telluride, à 13 kilomètres. Ces roues, de 1 m. 50 de dia-

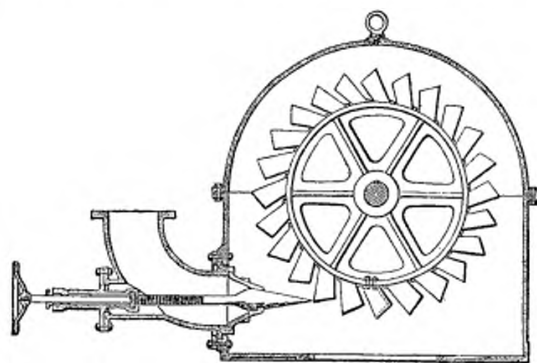


Fig. 493. — Roue Pelton avec ajutage de Hett.

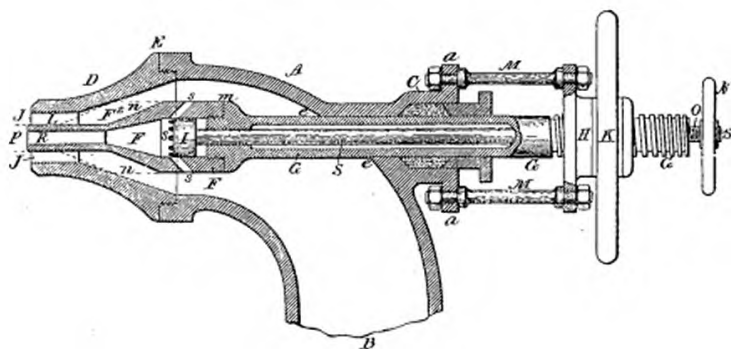


Fig. 494. — Ajutage de Scharff.

B, admission de l'eau de la chute dans l'orifice annulaire LJ, réglé par F<sup>2</sup>G au moyen de la poulie écrou K, filetée sur G. — ss, trous admettant une partie de l'eau de B, réglée par NOSI, au jet central FR. — D, tuyau fileté en E sur A. — e, garniture. — m, filetage de F sur G. — aM, attache de H à B : le tout disposé de manière à rendre les diverses parties de l'appareil facilement accessibles.

mètre, reçoivent leur eau sous une charge de 150 mètres, par un tuyau de 1,200 mètres de long.

Au Comstock, tunnel Sutro, puits Chollar, six roues Pelton, installées à 520 mètres sous terre, dans une salle de 7 m. 50 × 15 mètres, font chacune 125 chevaux, à 900 tours par minute, et sous une charge de 510 mètres, avec un ajutage de 16 millimètres de diamètre, d'où l'eau s'échappe, à la vitesse d'environ 90 mètres par seconde, en un jet qui

elle tient lieu de volant; l'eau lui est fournie par un tuyau de 1,600 mètres de long. On peut encore citer, comme curiosité, le moulin de Northey et Duneau, à Woonsocket (South Dakota) avec une roue de 1 m. 20, alimentée par l'eau d'un puits artésien de 0 m. 180 de diamètre et de 230 mètres de profondeur; l'ajutage est de 0 m. 045 et la pression indiquée de 6 atm.  $1/2$ . Voir aussi le mémoire de M. R. Hay, *Water Power applied by Electricity to Gold Dredging* (Inst. of Civil Engineers' London, 5 mars 1895).

encore, en raison de son importance, l'installation de la *Roaring Fork Electrical Power Co.*, à Aspen (Colorado), qui comprend 15 roues Pelton, dont 8 de 0 m. 600, faisant chacune 175 chevaux à 1,000 tours, sous une chute de 246 mètres : poids 40 kilogrammes, ou 0 kilog. 23 par cheval<sup>(1)</sup>.

La régularisation des roues Pelton s'opère soit en inclinant leur ajutage (fig. 485), soit en le changeant suivant l'intensité du travail, soit enfin en étranglant cet orifice, par exemple comme le fait M. Hett (fig. 493) au moyen d'une pointe manœuvrée à la main ou par le régulateur M. Scharff

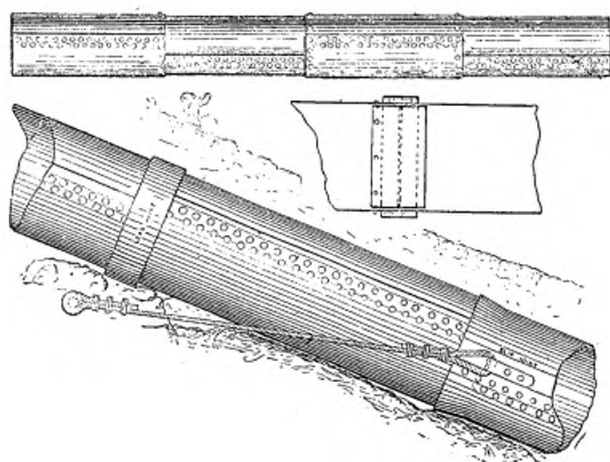


Fig. 500 et 502. — Types de tuyauteries en tôle montrant l'emploi de joints en plomb et des emmanchements coniques sur les pentes.

a proposé, pour cet ajutage, la forme représentée en fig. 494. L'ajutage est à deux jets : l'un annulaire JJ, réglé par la manette K, et l'autre central et plein P, réglé indépendamment du premier par N. Ce jet central, arrivant à l'intérieur du jet annulaire avec une vitesse un peu moindre, aurait, d'après M. Scharff, pour effet de constituer un jet résultant absolument massif, réglable dans une très grande étendue, sans danger de se creuser comme avec le réglage par une simple aiguille. N une fois réglée, c'est, en général, K seul qui fonctionne, à la main ou par un régulateur quelconque.

Nous citerons encore, comme intermédiaire entre les roues genre Pelton proprement dites et les turbines à impulsion, la roue pour hautes chutes

<sup>(1)</sup> *Revue générale des sciences*, août 1894, p. 361, et *Annales du Conservatoire des arts et métiers*. Conférence du 18 février 1894 sur « la Mécanique générale à l'Exposition de Chicago ».

de M. Bookwalter, représentée par les figures 495 à 499, dans laquelle l'eau arrive, par les ouvertures latérales des ajutages D, tangents aux tambours B, et les déflecteurs J, aux deux couronnes d'augets symétriques I, ouverts à l'air libre. Le débit est réglé par un vannage E<sup>(1)</sup>.

Les roues Pelton sont, comme nous l'avons vu, alimentées par des tuyaux souvent très longs, et travaillant parfois sous des charges énormes, dépassant 600 mètres. Ces tuyaux très remarquables sont en tôles de fer ou d'acier rivées, les plus minces possible, jusqu'à 0 m. 001 1/2, travaillant à des tensions allant jusqu'à 10 et même 12 kilogrammes par millimètre carré. Ces tuyaux sont excessivement légers : un tuyau de 0 m. 250 de diamètre, pouvant supporter une charge de 270 mètres, pèse 29 kilogrammes par mètre, et coûte 25 francs par mètre ; un tuyau de 0 m. 150, pour charge de 250 mètres, pèse 11 kilog. 20, et coûte 9 fr. 20. On évalue à près d'un millier de kilomètres (6 à 700 milles) la longueur des tuyaux de distribution d'eau, presque tous en fer, employés actuellement sur la côte du Pacifique. Moyennant la précaution de les tremper dans un mélange bouillant de bitume et de goudron, ces tuyaux résistent parfaitement à la corrosion, aussi bien, sinon mieux que la fonte, et les fuites sont en général tout à fait négligeables. Pour les hautes pressions, les joints se font au plomb (fig. 501). Ces tuyaux se font en longueurs de 8 m. 20 pour le transport par chemin de fer, et de 6 mètres pour le transport par chariots ; pour le transport à dos de mulet, on les livre en tôles cintrées de 0 m. 60 à 0 m. 75 de long, avec leurs rivets, prêtes pour l'assemblage. Ces tuyauteries ont rendu, dans la région de la côte Ouest, les plus grands services pour les irrigations et les transmissions de force hydraulique ; on les emploie aussi pour les distributions d'eau des villes, avec des diamètres allant jusqu'à 0 m. 80<sup>(2)</sup>.

<sup>(1)</sup> A citer encore les roues Loffel du type en cascade, avec augets alternés symétriquement de chaque côté du plan médian de la roue, en deux séries alimentées soit chacune par un ajutage, soit par un seul ajutage à jet fendu (brevets américains Bookwalter, n°s 451259 et 469959, de 1891, et *Scientific American*, 1<sup>er</sup> septembre 1894, p. 132), les roues Scharff (brevet anglais, 18907, de

1893) ainsi que les roues à couronnes d'ajutages de Pitchford (brevet américain, 460758, de 1891). (Voir l'Annexe, p. 560.)

<sup>(2)</sup> Consulter à ce sujet le très intéressant mémoire de M. Hamilton Smith, *Water Power with High Pressures and Wrought Iron Pipes* (*Scientific American*, Suppl. 13 septembre 1884, p. 7247, et *Journal of the Iron and Steel Inst.*, 1886).



## V

## LES POMPES À VAPEUR.

Les pompes à vapeur peuvent, comme on le sait, se diviser en deux grandes classes, suivant que les pistons de leurs cylindres à vapeur attaquent ceux des pompes directement ou par l'intermédiaire d'un mécanisme quelconque, avec interposition d'un volant pour le passage des points morts. Ce mécanisme peut d'ailleurs se réduire à un arbre avec volants, relié par bielle et manivelle au croisillon qui réunit la tige du piston moteur à celle de la pompe. Nous insisterons particulièrement sur les *pompes à action directe*, qui ont pris aux États-Unis un développement tout à fait remarquable, et qui, d'ailleurs, figuraient à peu près seules à l'Exposition de Chicago<sup>(1)</sup>.

*Pompes à volant.* — Parmi les premières pompes à volant à grand débit et à rendements élevés, il faut citer celles établies par *Morris*, puis par *Leavitt*, notamment la machine de *Lynn* (1873), qui donna aux essais un rendement de 310,000 kilogrammètres par kilogramme de houille en eau montée. Cette machine, étudiée par *Leavitt*, était une compound à balancier, avec les cylindres à vapeur d'un côté du balancier et ceux des pompes de l'autre côté.

M. *Leavitt* ne tarda pas à reconnaître l'avantage de placer le balancier au-dessous des cylindres à vapeur, entre eux et les pompes, avec son axe au même niveau que celui du volant. C'est sur ce modèle que furent construites les pompes type *Ontario* des mines de *Calumet and Hecla*<sup>(2)</sup> de Boston<sup>(3)</sup>, de Louisville, etc. Toutes ces machines sont compound, avec enveloppes, réservoirs et réchauffeurs intermédiaires. L'une de celles de Boston est à triple expansion, avec cylindres de 350, 630 et 990 millimètres de diamètre sur 1 m. 83 de course : vitesse 50 tours par minute,

<sup>(1)</sup> Consulter : J. F. Holloway, *Pumping Engines Ancient and Modern*; *Leavitt*, *Pumping Machinery* (*Scientific American*, supp. 29 juin 1889, p. 14245 et 31 juillet 1886, p. 8810); F. W. Dean, *Recent Practice in Pumping En-*

*gines* (*The Engineer*, 8 sept. 1893, p. 239).

<sup>(2)</sup> *American Machinist*, 25 juin, 2 juillet 1881, 21 mars 1885.

<sup>(3)</sup> *Engineering News*, 8 mai 1880 et 22 décembre 1892.



correspondant à une vitesse de piston de 1 mètre par seconde; débit, 270,000 mètres cubes en 24 heures; pression de la vapeur à l'admission, 13 kilogrammes; détente, 30; dépense garantie, 5 kilogr. 4 de vapeur par cheval-heure indiqué.

Je rapellerai encore les remarquables machines installées par *Cortiss* en 1878 et 1890 à Pawtucket<sup>(1)</sup>, puis en 1881 à Providence: compound jumelles à balancier, dont le rendement s'est élevé à 390,000 kilogrammètres par kilogramme de charbon.

Viennent ensuite les célèbres machines de Caskill, construites par la *Holly Manufacturing Co.*, de Lockport, d'abord horizontales, types des eaux d'Auburn<sup>(2)</sup>, puis verticales à balancier inférieur<sup>(3)</sup>, aujourd'hui très répandues aux États-Unis.

Ces machines font un excellent service et sont très économiques, mais aucune d'elles n'avait encore notablement dépassé en pratique un rendement supérieur à celui de la célèbre machine de Cornouailles, établie en 1840 à Fowey Consols, qui donnait un travail de 360,000 kilogrammètres en eau montée par kilogramme de charbon; cet honneur était réservé aux deux machines à *triple expansion*, dont nous allons dire quelques mots avant de passer aux pompes à action directe.

Parmi les pompes verticales à triple expansion et à volant, il faut en effet citer, comme des plus remarquables sous tous les rapports, celles qui ont été établies à Chicago et à Milwaukee par la maison *Allis*, sur les plans de MM. I. et E. Reynolds. L'une de ces machines, celle de Milwaukee, a été l'objet, de la part de MM. Leavitt et Thurston, d'essais remarquables, dont nous allons faire connaître les principaux résultats<sup>(4)</sup>.

Cette machine est (fig. 503) à trois cylindres à double effet, accouplés sur un même arbre à deux volants et manivelles à 120 degrés avec enveloppes totales, corps et fonds, et deux réservoirs intermédiaires. Elle devait, d'après contrat, refouler, par vingt-quatre heures, 81,000 mètres

<sup>(1)</sup> *Engineering News*, 18 et 24 janvier 1890.

<sup>(2)</sup> *Van Nostrand's Engineering Magazine*, octobre 1883, p. 297. *Engineering*, 15 février 1884, p. 141. *American Machinist*, 14 novembre 1885.

<sup>(3)</sup> *American Machinist*, 15 mai 1886. *Engineering*, janvier-février 1887, p. 17 et 56, avril 1889, p. 183.

<sup>(4)</sup> *American Society of Mechanical Engineers*, déc. 1893 (*Transact.*, vol. XV). *Sibley Journal of Engineering*, juin 1893 et *Engineering*, 15 juin 1894, p. 794. Voir aussi la machine des eaux d'Allegheny City (*Engineering*, 22 janvier 1886, p. 95), et l'ouvrage de Thurston, *Test. of Pumping Engines*, publié par Allis, à Milwaukee.

cubes d'eau à 48 m. 20, avec une dépense de 7 kilogrammes de vapeur par cheval effectif.

Les principales dimensions de cette machine sont les suivantes :

	Diamètre.	Puissance indiquée.	Espaces nuisibles.
Petit cylindre.....	0 <sup>m</sup> 710	175 <sup>ch</sup> 39	1,4 p. 100.
Moyen.....	1 22	169 62	1,5
Grand.....	1 87	228 86	0,77
Course.....			1 <sup>m</sup> 52
Tours par minute.....			20
Vitesse du piston, par seconde.....			1 mètre.
Volume. { du premier réservoir intermédiaire.....			2 <sup>m3</sup> 83
{ du second réservoir intermédiaire.....			5 10
Diamètre { de la pompe à air (simple effet).....			510 millim.
{ des 3 pompes à eau (simple effet).....			813

Les principaux résultats des essais ont été les suivants :

Vaporisation { par kilogramme de charbon sec.....	10 <sup>k</sup> 72
ramenée { par kilogramme de combustible.....	10 88
à de l'eau prise { par mètre carré de chauffe.....	8 30
à 100 degrés, { par mètre carré de grille.....	357
Rendement : Rapport de la chaleur absorbée par la vapeur à celle dégagée par le combustible.....	73,45 p. 100.

#### Machine.

Pression à l'admission.....	9 <sup>k</sup> 50 absolus.	
Pression finale.....	0 371	
Contre-pression au grand cylindre.....	0 11	
Détente totale.....	20	
Vide au condenseur.....	0 <sup>k</sup> 09	
Eau d'injection à 15 degrés, par kilogramme d'eau vaporisée.....	14 9	
Rapport du frottement de la machine à sa puissance indiquée.....	9, 22 p. 100.	
Dépense par cheval.....	Indiqué.	Effectif.
Charbon.....	0 <sup>k</sup> 560	0 <sup>k</sup> 620
Vapeur.....	5, 29.	5, 80
Kilogrammètres par kilogramme de houille ou <i>Duty</i> .....	429110	

#### ANALYSE THERMIQUE.

En tant p. 100 de l'énergie totale de la vapeur :

Pertes thermiques.....	81,27
Frottements.....	1,73
Travail utile.....	17
Rendement par rapport au cycle { de Carnot.....	0,668
{ de Rankine.....	0,740 <sup>(1)</sup>

<sup>(1)</sup> *Manuel de la machine à vapeur*. Édition française, p. 418.

Des pertes ci-dessus, il y en a 100-28, ou 72 p. 100 d'inévitables d'après le cycle de Carnot : la différence  $(81,27-71,27) = 10$  p. 100 provient de l'influence des parois des cylindres et des pertes par conductibilité.

On doit attribuer le rendement très élevé de cette machine principale-

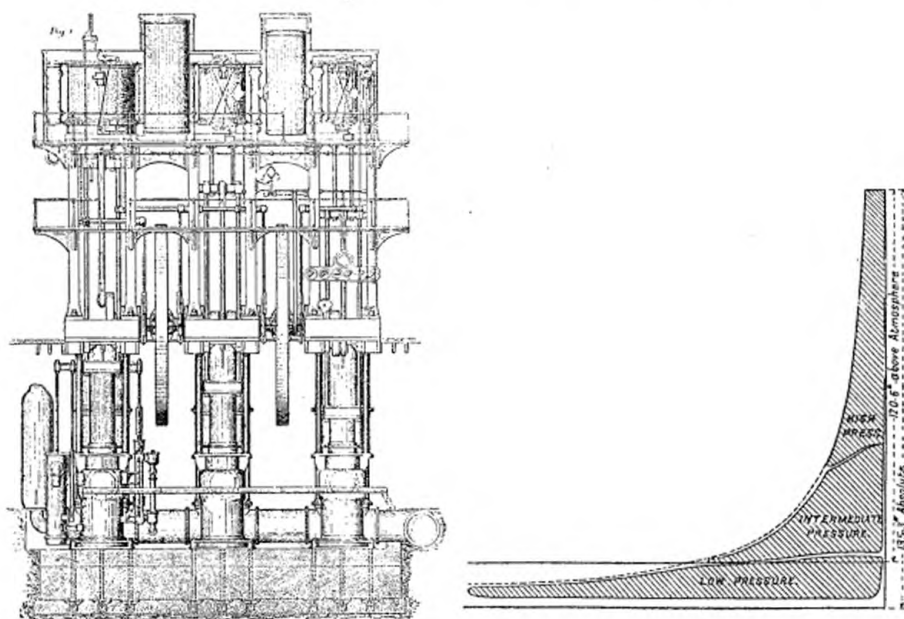


Fig. 503, 504. — Pompe verticale Allis à triple expansion et à volants; service des eaux de Milwaukee. Ensemble et diagrammes des cylindres de haute, moyenne et basse pression.

ment à sa bonne exécution mécanique : équilibrage parfait, larges glissières, etc., qui a considérablement diminué ses frottements<sup>(1)</sup>; à la bonne marche des distributeurs à chutes de pression très faibles : 0 kilogr. 18 à l'entrée; vapeur très sèche (humidité 1,01 p. 100), espaces nuisibles extrêmement réduits; judicieux emploi d'une grande détente, avec enveloppes aux cylindres et aux réservoirs intermédiaires, diminuant de moitié la perte par les parois; enveloppes à pleine pression au grand cylindre, et réduite à 2 kilogr. 5 au grand cylindre.

<sup>(1)</sup> Dans certaines machines verticales directes, ce frottement se serait abaissé, d'après M. Thurston, jusqu'à 4,2 p. 100.

On remarquera la prédominance presque exclusive accordée aux États-Unis aux machines verticales, qui tend à s'imposer même pour les pompes à action directe, comme nous le verrons bientôt par l'exemple des pompes Worthington. L'opinion de M. W. Dean <sup>(1)</sup>, l'un des ingénieurs américains les plus compétents en cette matière, est absolument formelle.

A mon avis, dit M. Dean, un temps viendra où l'on ne fera plus de pompes horizontales, car elles sont sujettes à de grands frais de réparation à cause de l'usure considérable de leurs cylindres et de leurs plongeurs, occasionnée par leurs poids. . . Elles exigent aussi beaucoup plus d'huile que les machines verticales, et leur frottement est plus grand. C'est un fait notoire que les machines verticales sont, dans tous les cas, plus durables, plus économiques et plus sûres que les machines horizontales.

C'est l'inverse de ce qui se passe en France, où le type horizontal domine; mais il se pourrait fort bien que les Américains aient, cette fois, absolument raison.

Il en est de même en ce qui concerne l'emploi que l'on fait souvent aux

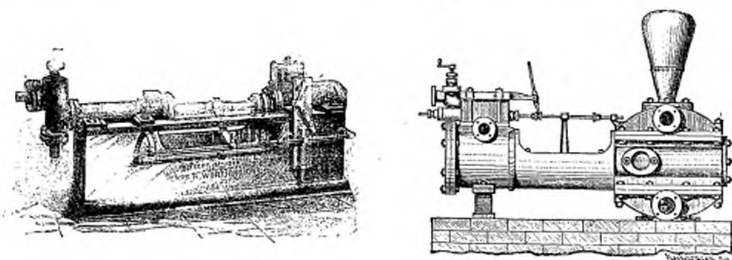


Fig. 505 et 506. — Pompes Worthington de 1840 et 1849, à cylindre unique.

États-Unis, pour les services les plus importants, des pompes à action directe, moins encombrantes et moins coûteuses que les machines à volant, et qui, sans atteindre encore tout à fait le rendement *en marche normale et continue*, en approchent de plus en plus, à la suite des perfectionnements nombreux qui leur ont été apportés, notamment par M. Worthington.

*Pompes à action directe.* — Les pompes Worthington, dont le type primitif date (fig. 505) de 1840, sont trop connues pour qu'il faille autre chose que d'en rappeler, en ce qui concerne leur type normal, la principale caractéristique : le *compensateur* à vapeur ou hydraulique <sup>(2)</sup>. Ce com-

<sup>(1)</sup> *Recent Practice in Pumping Machinery* (*The Engineer*, 15 septembre 1893, p. 274). —

<sup>(2)</sup> Voir aussi le compensateur Groshon (brevets américains, 444828 et 499730).

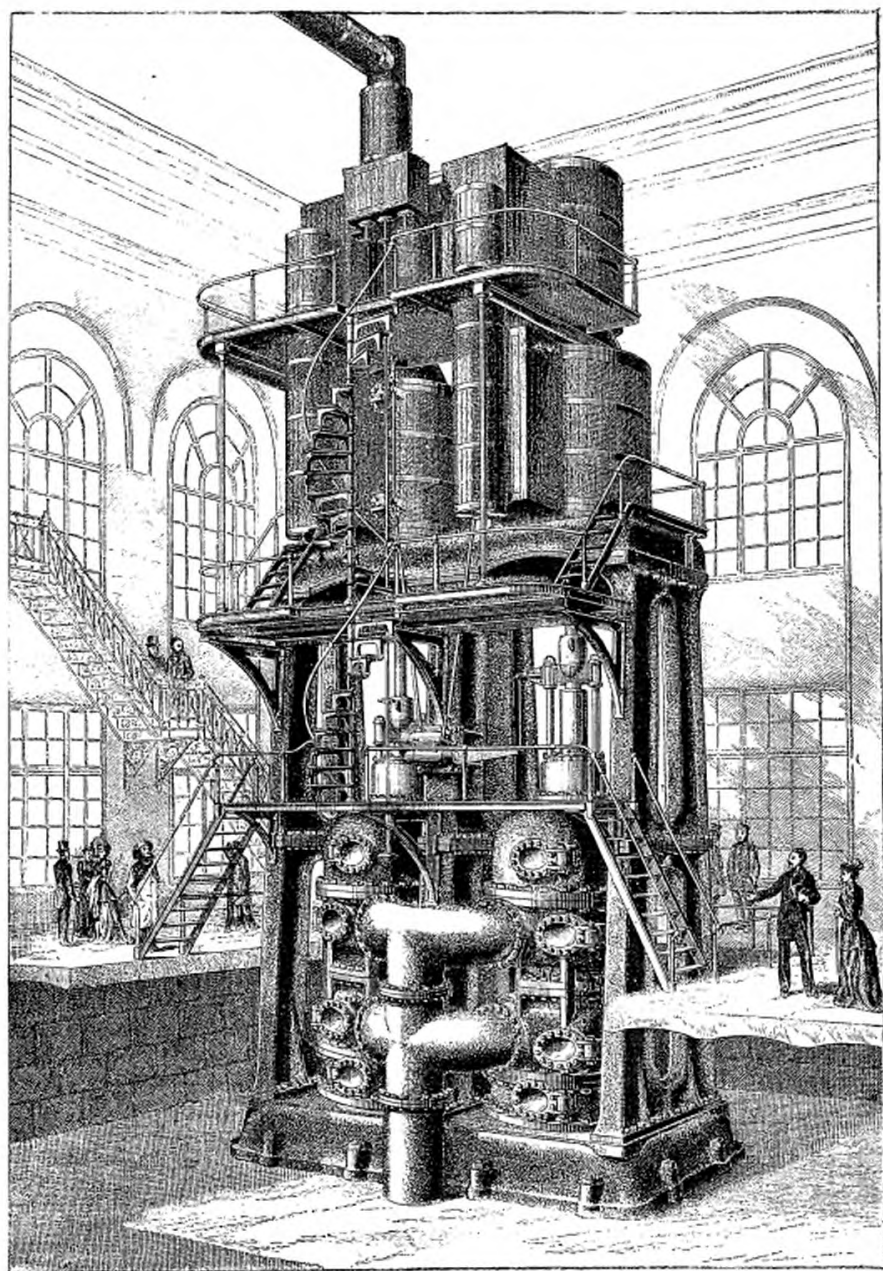


Fig. 507. — Pompe Worthington verticale de l'Exposition de Chicago. Compound à cylindres de 1 m. 58 de course sur 0 m. 760 et 1 m. 53 de diamètre. Débit : 57,000 mètres cubes en vingt-quatre heures.

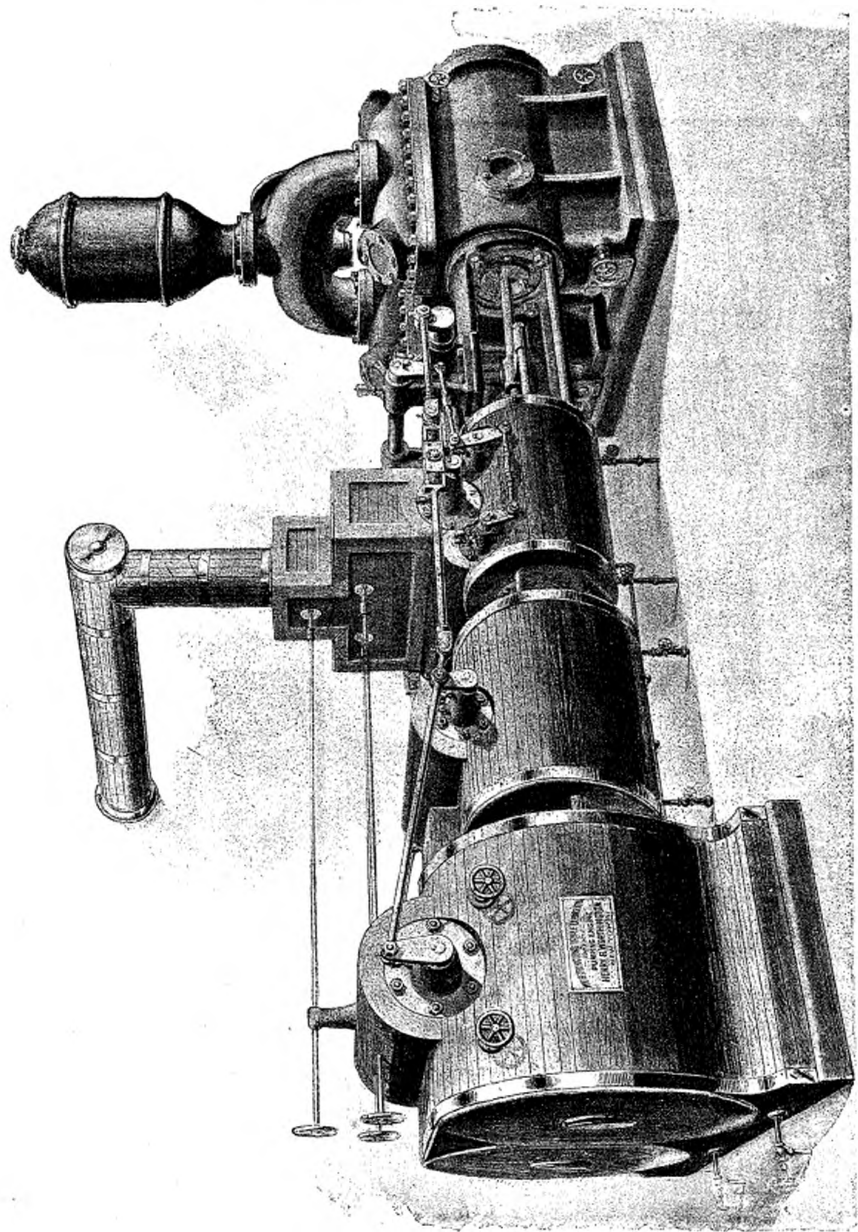


Fig. 508. — Pompe double à triple expansion Worthington, avec distributeurs uniques pour les cylindres de détente, et à détendeurs pour le cylindre de haute pression, *Duty* : 40,000 kilogrammètres par kilogramme de vapeur en eau montée. Dépense : 7 kilogr. 7 de vapeur à 9 kilogrammes par cheval-heure effectif en eau montée (essais Kennedy) avec une pompe de 350 chevaux.



pensateur, qui, sans variation de vitesse, rend la résistance de la pompe à peu près constamment égale à l'effort de la vapeur, permet, comme on le sait, de marcher régulièrement et en pleine sécurité à grande détente et sans volant, même aux plus faibles vitesses <sup>(1)</sup>.

Ces pompes sont actuellement très répandues, sous les formes et pour les emplois les plus divers. On estimait le débit total des pompes Worthington en fonctionnement dans le monde entier, au 1<sup>er</sup> octobre 1893, à en-

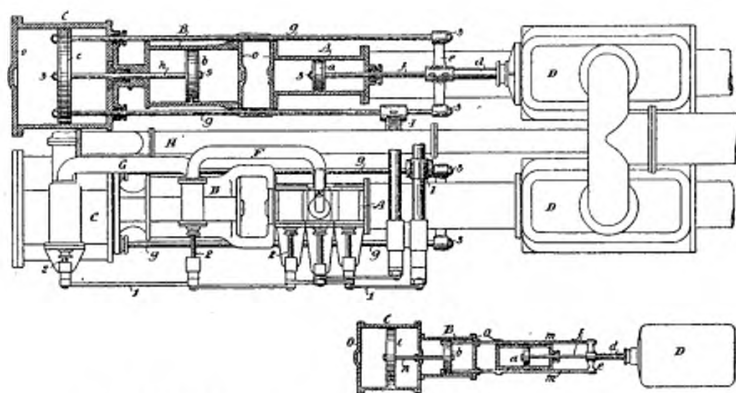


Fig. 509 et 510. — Pompes Worthington à triple expansion.

A, B et C, cylindres de haute, moyenne et basse pressions, à pistons *ab* et *c*, dont *a* relié directement par *f* à la tige *d* des pompes D, et *b* et *c*, conjuguées par leur tige *h*, et reliés par les tiges *gg* au croisillon *e* de *d*. 3, écrous des tiges des pistons. *ooo*, fonds sans stuffing box, qu'il suffit d'enlever pour accéder aux pistons, et dont l'enlèvement se fait en dévissant les écrous 3. En fig. 510, les pistons *a* et *b* sont conjugués sur *e* par *fm*, et *c* est relié à *b* par sa tige *n*. E, admission au cylindre de haute pression A. — F, échappement de A en B. — G, échappement de B en C. — I, bielles commandant les distributeurs 2.

viron 600,000 mètres cubes par heure, équivalant au contenu d'un réservoir de 85 mètres de côté. Parmi les grandes installations françaises, on peut citer celle du service des eaux de Roubaix-Tourcoing, composée de quatre pompes à triple expansion, débitant chacune environ 1,000 mètres cubes à l'heure.

Les pompes Worthington se construisent, comme on le voit, dans les plus grandes puissances : jusqu'à 5,000 mètres cubes à l'heure. Leur dé-

<sup>(1)</sup> Consulter, sur les pompes Worthington, Berthot, *Traité de l'élevation des eaux* (1 vol., Paris, Baudry, 1894). Le *Portefeuille économique des machines*, août 1892. Le *Bulletin de la Société industrielle de Rouen*, année 1886. *The Engineer*, 6, 13 et 27 mars 1891, 4 janvier 1889. *Engineering*, 1<sup>er</sup> octobre 1886,

p. 340. *Scientific American* *supp.*, 6 juillet 1889, p. 11264. Le brevet anglais 15087, de 1894, et les brevets américains 292525, 299525, 309676, 332857, 341534, 401401, 422680, 445917, 451147, 451148, 455555, 455935, 504644, 501796. (Voir l'Annexe, p. 563.)

pense s'abaisse, pour les grandes machines, jusqu'à 0 kilogr. 900 de charbon et 7 kilogr. 300 de vapeur par cheval-heure en eau montée, avec des

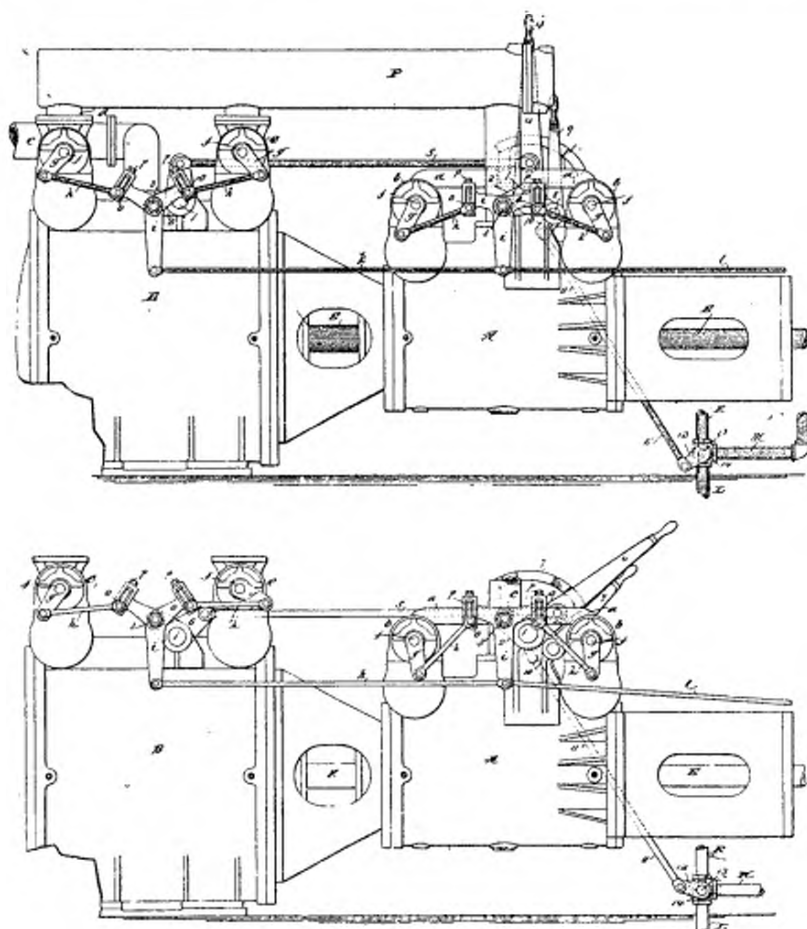


Fig. 511 et 512. — Compensateur facultatif Worthington pour pompes à régime variable.  
Élévation des mécanismes en marche avec, puis sans compensateur. Plan.

*llk*, tringles commandées par les tiges des pistons *EE* de la pompe double, et menant les distributeurs *b* et *c* des cylindres de haute pression *A* et de basse pression *B* par les balanciers *ii*, pivotés en 3, à articulations *o*, réglables par les vis *p*, les bielles *h*, les manivelles *g* et leurs axes *f*. — *aa*, admission de la vapeur au cylindre de haute pression *A*. — *cP*, échappement de *A* en *B*. 13. 14, robinet à trois voies permettant de mettre le robinet *N* des compensateurs, soit (fig. 517), en communication avec le tuyau *L* de vapeur ou d'eau sous pression, soit (fig. 512), en communication avec l'échappement *E*. — 9, 10, levier à secteur 7, commandant 13. 14, par l'arbre transversal 8, monté sur l'axe *I* et les bielles 11. — 4, levier commandant par les axes transversaux 1-1, reliés par la bielle 5 et les manivelles 6, les bras 2, auxquels les balanciers *i* sont pivotés en 3.

vitesse de 15 à 20 coups de piston par minute. La vitesse du piston y descend souvent à 0 m. 40 ou 0 m. 50 par seconde. On peut donc les ranger sans hésiter parmi les machines les plus économiques.



Les types des pompes Worthington les plus connus et encore les plus répandus aujourd'hui sont les pompes horizontales; mais, principalement pour les grandes machines, le type vertical tend à se répandre de plus en plus aux États-Unis, comme, ainsi que nous l'avons dit, plus durable et moins encombrant. A l'Exposition de Chicago, l'on remarquait deux pompes verticales compound du type représenté par la figure 507, à cy-

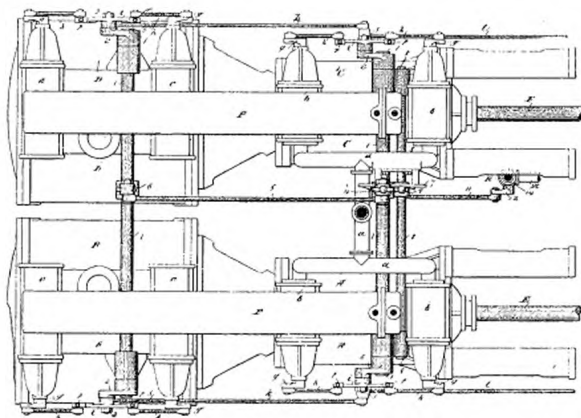


Fig. 513. — Compensateur facultatif Worthington pour pompes à régime variable. Plan.  
(Même légende qu'en fig. 511 et 512.)

lindres de 0 m. 760 et 1 m. 53 de diamètre, sur 1 m. 58 de course, et débitant chacune 57,000 mètres cubes en vingt-quatre heures.

Je citerai encore la remarquable installation de l'*Artesian Water Co.*, de Memphis, composée de deux pompes verticales débitant chacune 45,000 mètres cubes à l'heure, sous une charge de 75 mètres, à cylindres de 750 millimètres et 1 m. 50 de diamètre sur 1 m. 20 de course. Ces machines ont, avec une pression initiale de 7 kilogr. effectifs et une vitesse de piston de 0 m. 70 par seconde, développé chacune 606 chevaux indiqués et 563 chevaux effectifs : rendement organique, 93 p. 100. Dépense par cheval-heure indiquée : 0 kilogr. 79 de charbon et 7 kilogr. 13 d'eau, prise à 67 degrés et vaporisée à la pression de 8 kilogrammes effectifs.

La grande majorité des pompes Worthington de fortes puissances sont actuellement à double expansion, mais les pompes à *triple expansion* com-

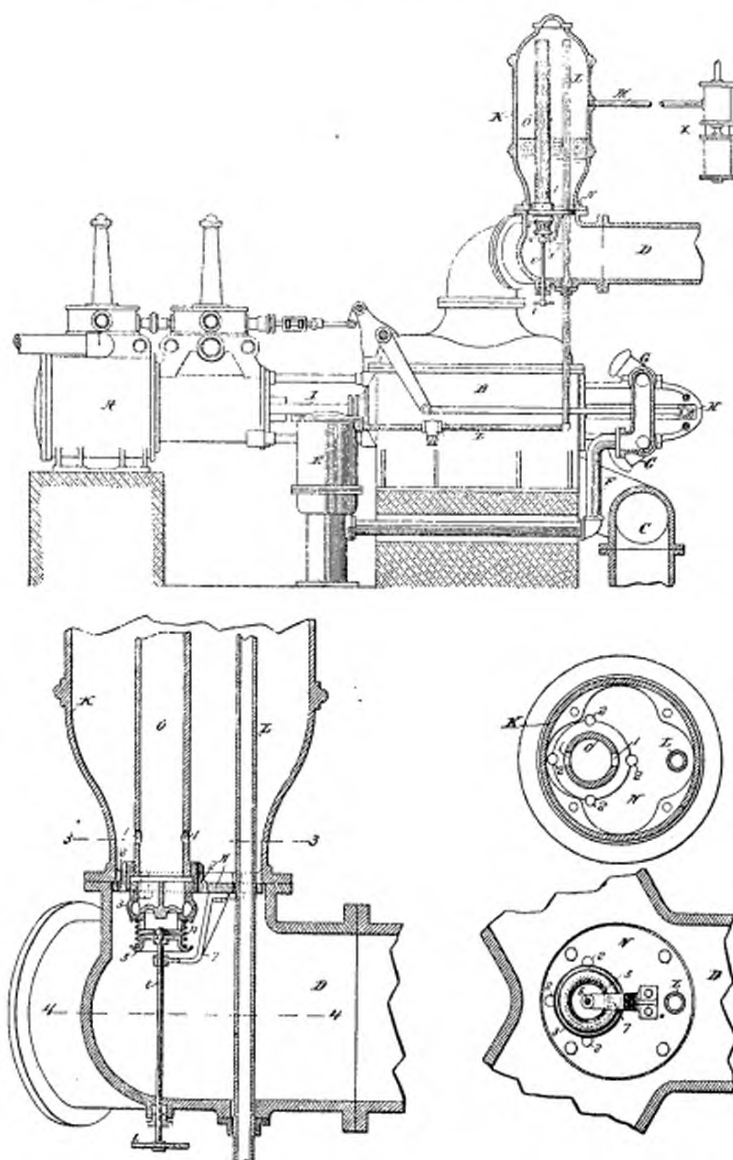


Fig. 514 à 517. — Amortisseur Worthington. Ensemble de l'installation, coupe verticale  
détail de l'amortisseur et coupes horizontales 3-3, 4-4.

K, matelas d'air comprimé par le compresseur XM, et mis en communication par les trous 2 avec la colonne de refoulement D, et, par L, avec l'accumulateur E, qui charge par F les compensateurs GG, articulés à la tige HI de la pompe AB. — O, tuyau ouvert dans l'air de K, et percé au bas de trous 11 qui le font communiquer avec l'eau de K. — 3, soupape à ressort 4, réglé par la manette s, à tige 6 filetée en 7, et à plateau 5. — C, aspiration de la pompe.

mençant à se répandre avec succès. Dans ces pompes (fig. 508 à 510), les pistons *a* et *c* des cylindres de haute et de basse pression A et C sont conjugués par deux tiges *gg*, qui dispensent d'un stuffing box aux cylindres

intermédiaires A et B, et permettent d'accéder facilement aux pistons par les couvercles *oo*, ainsi que de les enlever en dévissant simplement leurs écrous 3.

La distribution s'opère au moyen de robinets oscillants, uniques pour les cylindres B et C, et avec détenteurs pour le cylindre de haute pression.

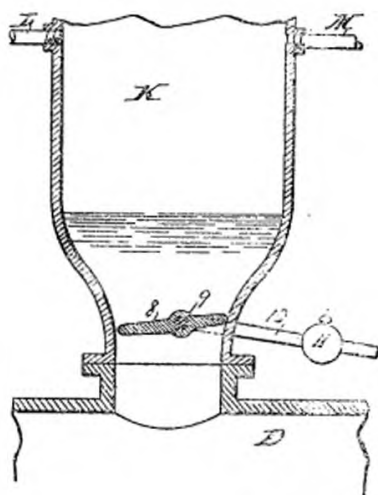


Fig. 518. — Amortisseur Worthington pour les petites pompes.

8, vanne dissymétrique, à contrepoids 10, 11, qui s'ouvre quand la pression baisse dans la colonne foulante D. K, matelas d'air refoulé par M, et communiquant par L avec l'accumulateur E (fig. 517) du compensateur.

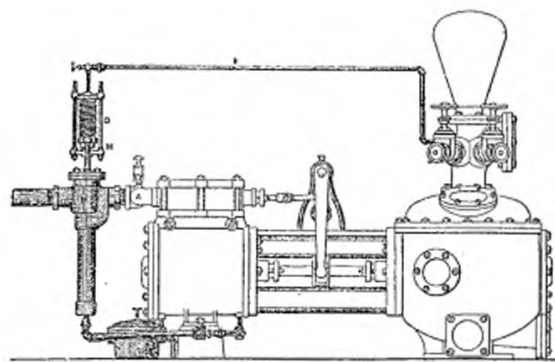


Fig. 519. — Régulateur direct Worthington, pour pompes à débits très variables.

B, prise de vapeur équilibrée de l'admission A, maintenue fermée, malgré le ressort D, par la charge E de la colonne foulante. Lorsque la pompe alimente une canalisation d'incendie pourvue d'extincteurs, ce régulateur la met en marche automatiquement, dès que la pression y baisse.

Parmi les installations les plus remarquables de ces pompes à triple expansion, je citerai celle du service des égouts de *Bombay*, exécutée par la maison J. Simpson, de Londres. Les pompes sont au nombre de quatre, à cylindres de 0 m. 280, 0 m. 430 et 0 m. 735 de diamètre, sur 0 m. 990 de course, avec plongeurs en bronze de 0 m. 990 de diamètre; elles élèvent, par 24 heures, de 270,000 à 360,000 mètres cubes d'eau d'égouts, sous la faible charge de 6 m. 70 à 8 m. 20. Elles ont dépensé aux essais, à la vitesse de 20 à 25 coups par minute, 1 kilogr. 30 de charbon par cheval-heure effectif, avec un rendement organique de 92 p. 100 <sup>(1)</sup>.

On a parfois besoin, dans les services très variables, de passer momen-

<sup>(1)</sup> *Engineering*, 4 mai et 30 novembre 1894. p. 578 et 717. Voir aussi *The Engineer*, 10 novembre 1893, p. 448. Les pompes

de *Hornsey Sluice* ont dépensé, aux essais de M. Kennedy, 0<sup>h</sup> 730 par cheval-heure en eau montée, *The Engineer*, 15 février 1895, p. 132.

tanément de la marche normale, à grande détente et avec compensateur, à la marche à pleine pression, qui implique la suppression du compensa-

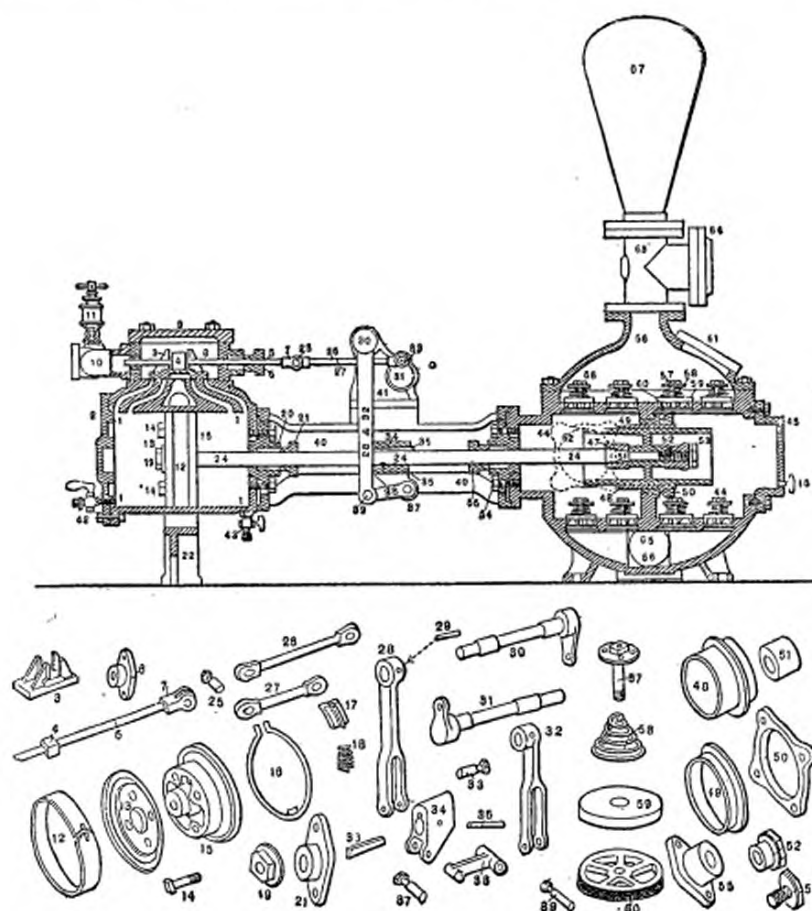


Fig. 520. — Nomenclature des pièces d'une pompe Worthington double, à distributions croisées par tiroirs.

1, cylindres à vapeur n° 1 et 2. — 2, fonds des cylindres. 3, tiroir. 4, écrou de la tige 5 du tiroir, à stuffing box 6 et articulation 7. — 8, chambre du tiroir, à couvercle 9, tuyau d'admission 10 et graisseur 11. — 12, segment du piston 13, à boulons 14, ressort 16 et joint 17, à ressort 18. — 24, tige du piston, à stuffing box 20, 21 et écrou 19. — 22, pied du cylindre. 25, 26, bielle à goupille 29, articulées à l'axe 31, qui commande le tiroir du cylindre n° 1, lequel est mené, de la tige du cylindre n° 2, comme l'axe 30, qui commande le tiroir n° 2, par 27, 28, l'est, de la tige du cylindre n° 1, par 34, 35, 38, 39 et 32. — 44, cylindre de la pompe, à fonds 45 et 54, stuffing box 55, 53, plongeurs à fixation conique 54, 47, par boulon 52, 53, garniture 49, 48, clapets 59 d'aspiration par 65, 66, et de refoulement par 63, 64, avec siège 60, tiges 57, ressorts 58. — 42, 43, 40, purgeurs, 61, regard, 67, réservoir d'air.

teur. Les figures 511 à 513 représentent le mécanisme récemment adopté par M. Worthington pour opérer cette transformation dans les meilleures conditions possibles, sans aucun danger pour la machine.

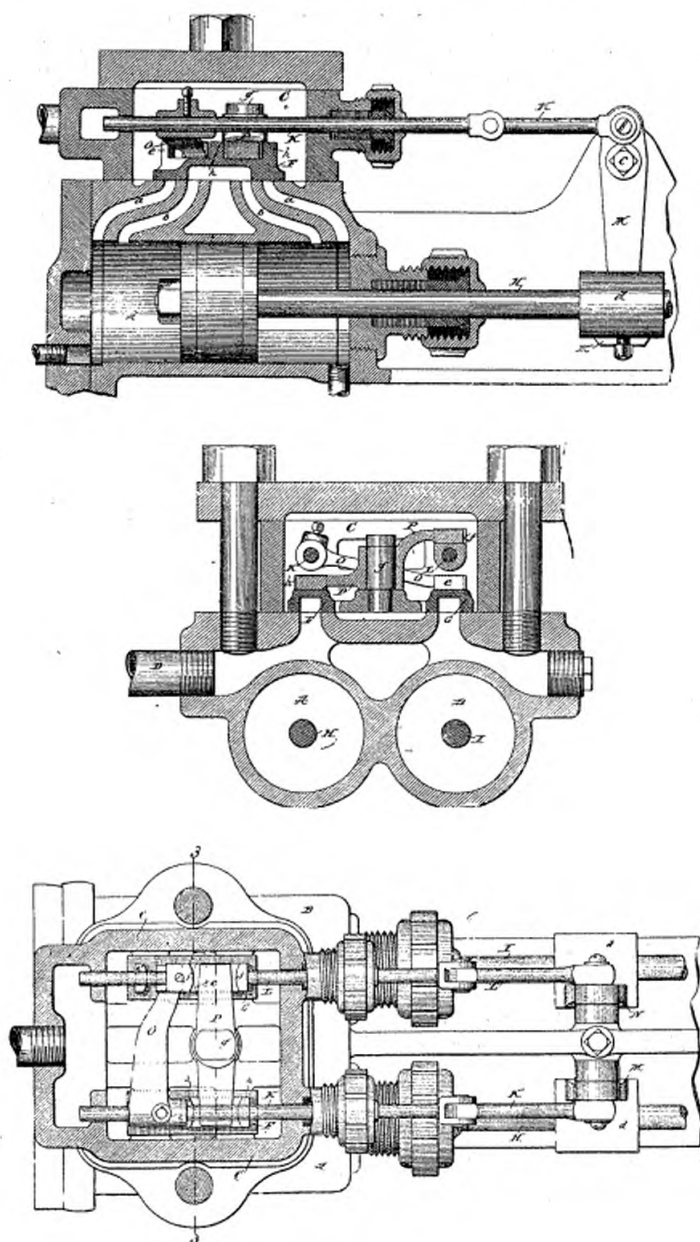


Fig. 521 à 523. — Distribution Worthington par tiroirs croisés à leviers intérieurs.

A et B, deux cylindres à vapeur, à tiges H et I et tiroirs F et G, menés respectivement : G par le bras O de la tige K, commandée, de H, par *dcM*, et F par le renvoi NL de I, analogue à MK, et le balancier P, pivoté en *g*.

En temps ordinaires, les axes 3 3 des balanciers *u*, qui manœuvrent les robinets distributeurs *gg*, occupent les positions indiquées sur la figure 511. Ces balanciers sont manœuvrés par une tige *lk*, articulée au croisillon de la tige des pistons. Quand les axes 3 3 occupent les positions correspondant à la marche à grande détente, la tige 11 occupe une position telle qu'elle met, pour chaque pompe, par le robinet à trois voies 14, le tuyau *M*, allant aux compensateurs, en communication, par *L*, avec leur eau ou leur air comprimé, de manière à les mettre en charge.

Quand on veut marcher en pleine pression presque sans détente, on commence par supprimer les compensateurs en tournant, par le levier 9,

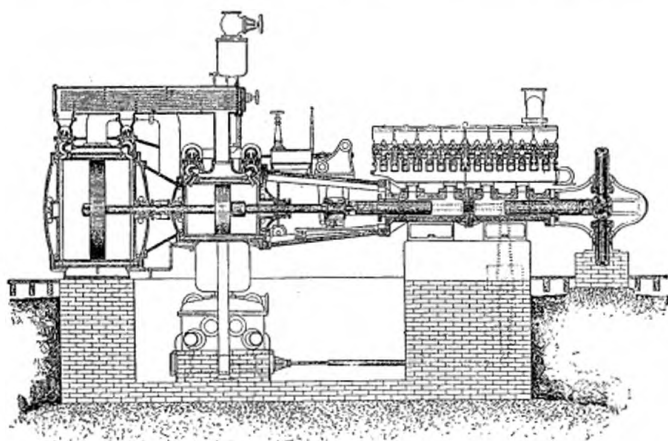


Fig. 524. — Pompe Worthington à haute pression compound, à deux plongeurs conjugué par un cadre extérieur. Compensateur. Condenseur à injection. Réchauffeur de la vapeur passant du petit au grand cylindre. Garnitures extérieures, facilement accessibles. Clapets multiples, à chambres subdivisées, métalliques, avec sièges à garnitures en cuir, à petites surfaces et faibles levées. Duty : 400,000 kilogrammètres par kilogramme de charbon : frottement 3.6 p. 100.

l'arbre transversal 8, dont la manivelle 10 met alors, par la tringle 11 et le robinet 14, les compensateurs en communication avec leur échappement *R*, de sorte qu'ils n'exercent plus aucune action; puis, ceci fait, on tourne, par le levier 4, le second arbre transversal 1, dont les manivelles 2 2 font passer les balanciers *cc* de la position fig. 511 à celle fig. 512, correspondant à la marche sans détente. Pour la remise en marche normale, on ramène successivement 4 puis 9 à leurs positions correspondantes.

Lorsque la pression dans la colonne de refoulement est sujette à de brusques variations, il importe d'y soustraire le compensateur, de manière à éviter les chocs qui en résulteraient pour le mécanisme : tel est l'objet de l'amortisseur à air comprimé représenté par les figures 514 à 517.

Cet appareil consiste en un matelas d'air comprimé K, alimenté par le

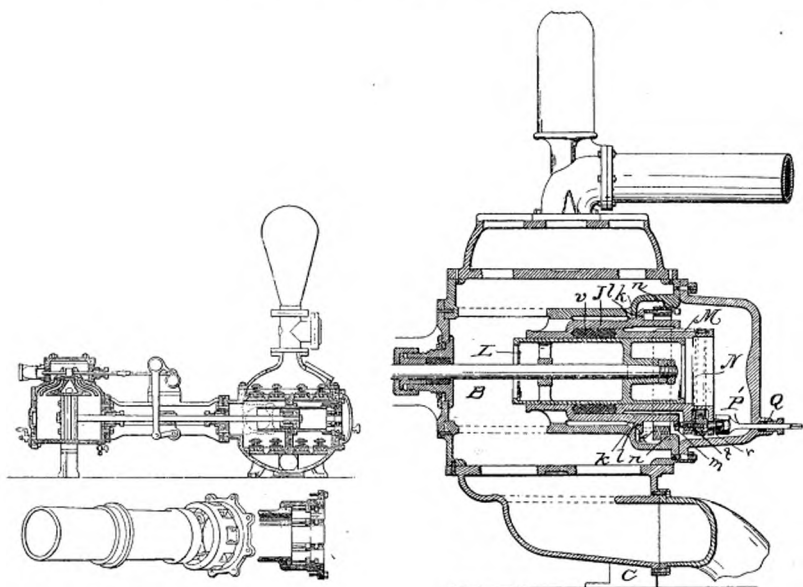


Fig. 525 et 526. — Pompe Buffalo double. Coupe longitudinale et détail de la lanterne des corps de pompe.

Fig. 527. — Pompe à lanterne Miller. Coupe des corps de pompe.  
(Même légende qu'en fig. 531.)

compresseur X, en communication directe, par les trous 2, avec la colonne de refoulement D, et, par L, avec l'accumulateur E des compensateurs GG. Quand la pression augmente brusquement en D, l'air fait matelas; quand elle baisse brusquement et d'une quantité notable, le ressort 5 ouvre la soupape 4, qui laisse s'échapper, par O, de l'air comprimé, jusqu'au rétablissement de l'égalité des pressions en KD et E, mais avec assez de lenteur pour éviter un choc.

Dans le dispositif plus simple de la figure 518, l'amortisseur est réglé par une vanne dissymétrique 8, à contrepoids 11, et qui s'ouvre quand la pression baisse en D; mais, dans ce cas, l'air ne s'échappe de K qu'après l'évacuation complète de son eau, de sorte que l'action de l'amortisseur est moins vive qu'avec l'appareil précédent.

Pour les petites pompes à débits et charges très variables, comme les pompes à incendie, on a avantage à employer un régulateur D (fig. 519) chargé en E par la colonne de refoulement, et agissant directement sur la prise de vapeur équilibrée B.

La distribution des petites pompes s'effectue, comme l'indique la figure 520, au moyen de tiroirs; et, dans le cas des pompes jumelles, les mécanismes qui commandent les tiroirs des deux cylindres doivent être croisés. Les figures 521 à 522 indiquent la disposition prise pour que ce mécanisme tienne, dans la chambre des tiroirs, le moins de hauteur possible.

La tige H du piston du cylindre A actionne le tiroir G du cylindre conjugué B par MK et le bras O; et la tige I du piston de B actionne le tiroir F de A par NL et le balancier P, pivoté en g, de sorte que les deux tiroirs se meuvent, G en sens contraire de H, et F dans le même sens que I.

Parmi les spécialités les plus intéressantes des pompes Worthington, on peut citer (fig. 527) l'application de leurs types à haute pression au pompage du pétrole dans les *Pipe Lines* de Pennsylvanie, sous des charges allant jusqu'à 100 atmosphères. La *National Transit Co* en emploie une cinquantaine, d'un débit journalier d'environ 320,000 mètres cubes. Un essai fait sur l'une de ces pompes, refoulant 6,750 mètres cubes de pétrole par vingt-quatre heures au travers d'une ligne de 50 kilomètres de long et de 0 m. 150 de diamètre, charge 60 atmosphères, a donné, pour la dépense de vapeur, 1 kilogr. 70 par cheval-heure effectif, et 1 kilogr. 40 par cheval indiqué<sup>(1)</sup>.

Les pompes de la *Buffalo Steam Pump Co* sont (fig. 525) caractérisées par l'emploi d'une sorte de lanterne ajustée sur l'avant du corps de pompe, et boulonnée sur son enveloppe de manière à la maintenir solidement soutenue et appuyée sur son diaphragme. Ce corps de pompe peut facilement se retourner quand il commence à s'ovaliser.

On retrouve une disposition analogue sur les pompes de Miller, dont le

<sup>(1)</sup> *Transactions of the American Society of Mechanical Engineers*, vol. XII. *Engineering*, 31 juillet 1883, p. 108.



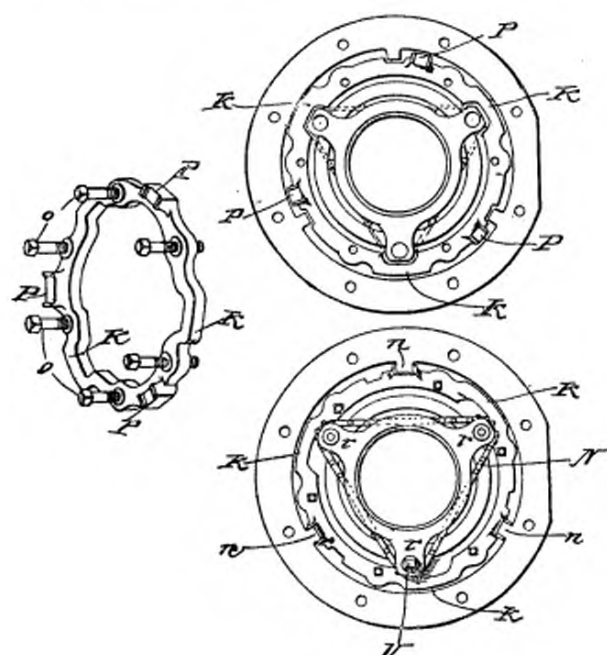


Fig. 528 à 530. — Détail de la lanterne Miller : séparée, déclenchée et montée.

K, couronne à redents P, correspondant à ceux n (fig. 532) de l'enveloppe k, sur laquelle elle s'appuie par les vis o. (Pour les autres lettres, même légende qu'en fig. 531.)

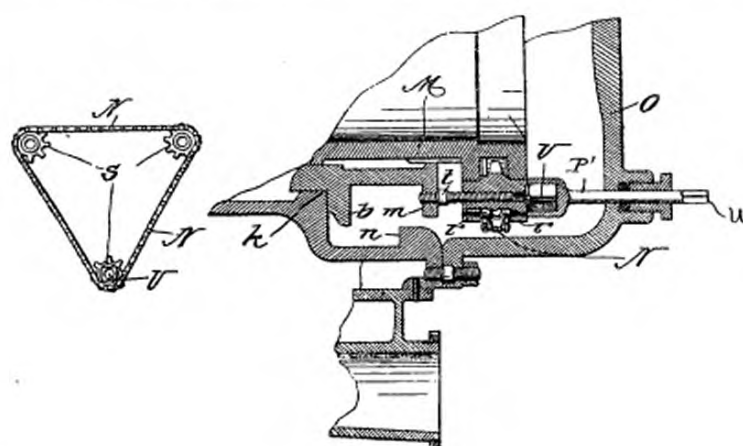


Fig. 531 et 532. — Détail du montage de la lanterne Miller et de la commande N de ses écrous, la couronne K (fig. 528) étant supposée enlevée.

M (fig. 527), partie mobile du corps de pompe, à piston L, coulissant dans la partie fixe J, appuyée en b sur l'enveloppe k (fig. 527), et serrée sur la garniture v au moyen des écrous s, filetés sur les goujons t, enfoncés dans la bride m de J, et conjugués par la chaîne N. — O, couvercle laissant passer le carret uP', manœuvrant simultanément les écrous s par la tête U de l'un d'eux.

corps est en deux parties: l'une fixe J, l'autre mobile M. La partie fixe J est terminée à l'avant par une face b (fig. 532), qui vient s'appuyer sur

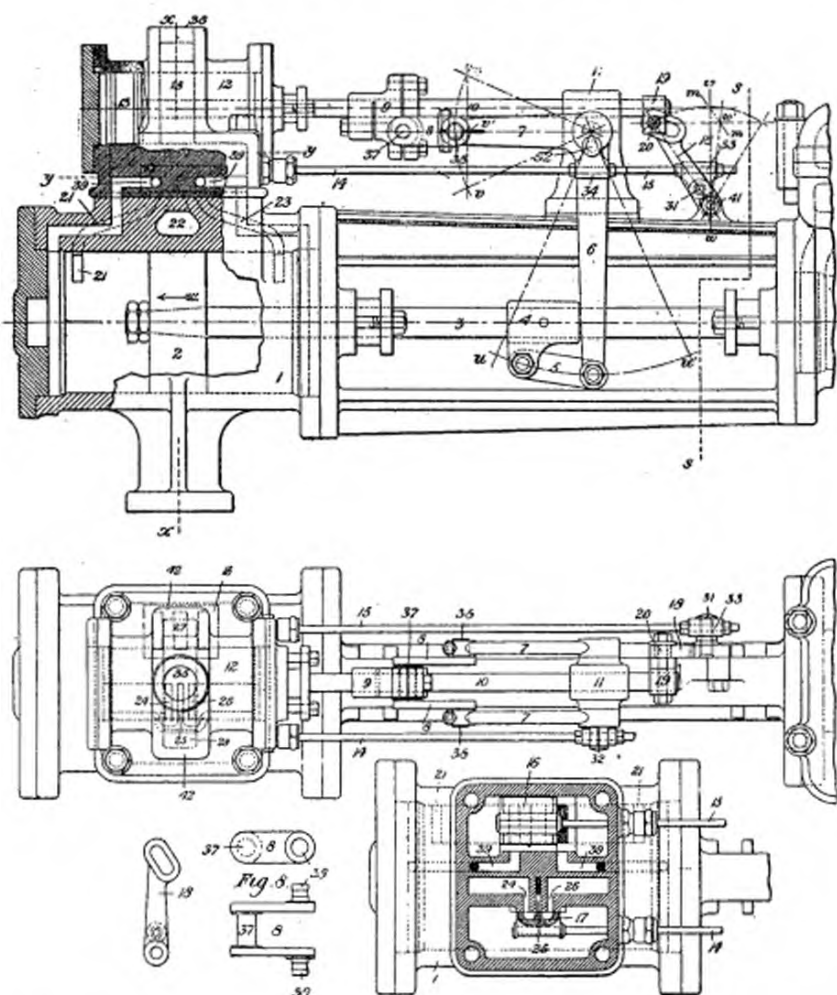


Fig. 533 à 538. — Pompe à vapeur directe de Nisbet. Élévation. Plan. Coupe yy.  
Détail du renvoi 8 et du levier 18.

1, cylindre à vapeur, à piston 2, dont la tige 3 commande, par 4, 5, 6, 7, les articulations 38, 38 de l'étrier 8, pivoté en 37 sur la crosse 9 de la tige 10 du piston auxiliaire 13, laquelle tige commande, par 19, 20, 18, 31, 33 et 15, le tiroir 16, qui laisse, quand il occupe la portion indiquée en fig. 535, la vapeur admise en 35, 27, 28 (fig. 539), pénétrer par 23 (fig. 533), à droite du piston 2. — 17, second tiroir distributeur, commandé par 6, 34, 14, et qui, à la fin de la course de 2 vers la gauche, admet par la lumière 24 la vapeur derrière le piston 13, auquel l'étrier 8, entraîné par 7 (fig. 541), permet de se déplacer vers la droite jusqu'à ce que, 37 arrivant en  $w'v$ , 10 admet par 16 la vapeur en 21 et ouvre 23 à l'échappement 22. — 36, 39, 39 (fig. 533 et 541), lumières qui débouchent derrière le piston 2, et auxquelles le tiroir 16 admet la vapeur en même temps qu'en 21 ou en 23, dans le but expliqué par le texte. 20 (fig. 533), coulisse du levier 18, inclinée en  $mm$  quand 18 occupe la portion  $ww$ , et que 20 est en  $w'$ , au delà de  $ww$ , de la quantité qu'il faut pour corriger les effets des obliquités de 18 sur la marche du tiroir 16, qui doit suivre uniformément le piston 13.

l'épaulement correspondant  $k$  de l'enveloppe, et par une bride  $m$ . Entre  $b$  et  $m$  se trouve un anneau K (fig. 528), de diamètre intérieur plus grand

que celui de *m*, pourvu d'encoches *P*, emboîtées (fig. 530) sur les saillies correspondantes *n* de l'enveloppe, et de boulons *o*, qui appuient fermement *b* sur *k*. La paroi mobile *M* du corps de pompe est fixée et ajustée dans *J* par trois goujons *t* (fig. 532) à écrous *s*, conjugués par une chaîne *N*, de manière à assurer la concordance de leur serrage sur la garniture *v*.

Pour retirer le corps de pompe, il suffit de desserrer les boulons *o*, de manière à permettre aux encoches *P* de sortir de *n*, puis de tourner *K*, comme de figure 530 à figure 529.

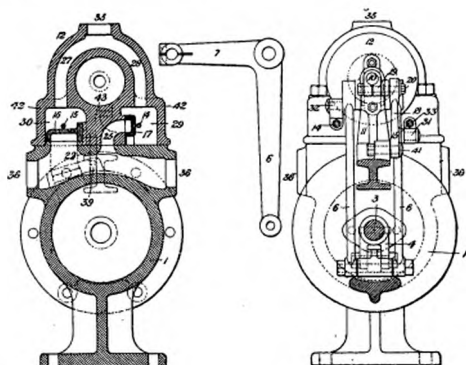


Fig. 539 à 541. — Pompe Nisbet. Coupes *xx* et *ss* (fig. 533) et détail du levier 6, 7.  
(Même légende qu'en fig. 533.)

La marche de l'ingénieuse distribution de la pompe Nisbet est facile à suivre sur les figures 533 à 541, qui la représentent dans ses moindres détails.

Quand les pièces occupent les positions indiquées en figure 533, le piston auxiliaire 13 est au fond de sa course arrière, et le tiroir 16 (fig. 535 et 539), que le piston 13 commande par 10, 19, 20, 18, 31 (fig. 540), 33 et 15, laisse la vapeur pénétrer en grand par la lumière 23 (fig. 533), sur la face droite du piston 2 de la pompe, qui continue sa course de droite à gauche. Ce mouvement commande, par 3, 4, 5, 6, 34, 14, le second tiroir 17 (fig. 535) de manière qu'il admette vers la fin de la course de 2, par la lumière 24, la vapeur derrière le piston auxiliaire 13; en même temps, le bras 7 du levier 6-7 (fig. 541) arrivé en *v* (fig. 533), en entraînant avec lui l'étrier 38, 37, 38 (fig. 538) articulé

en 37 sur la crosse 9, permet au piston 13 et à sa tige 10 de se déplacer vers la droite. Quand 2 arrive au fond de sa course, avec 6 en *uu* et 7 en *vv*, le tiroir 17 (fig. 535 et 539), actionné par 6, ouvre en grand l'ad-

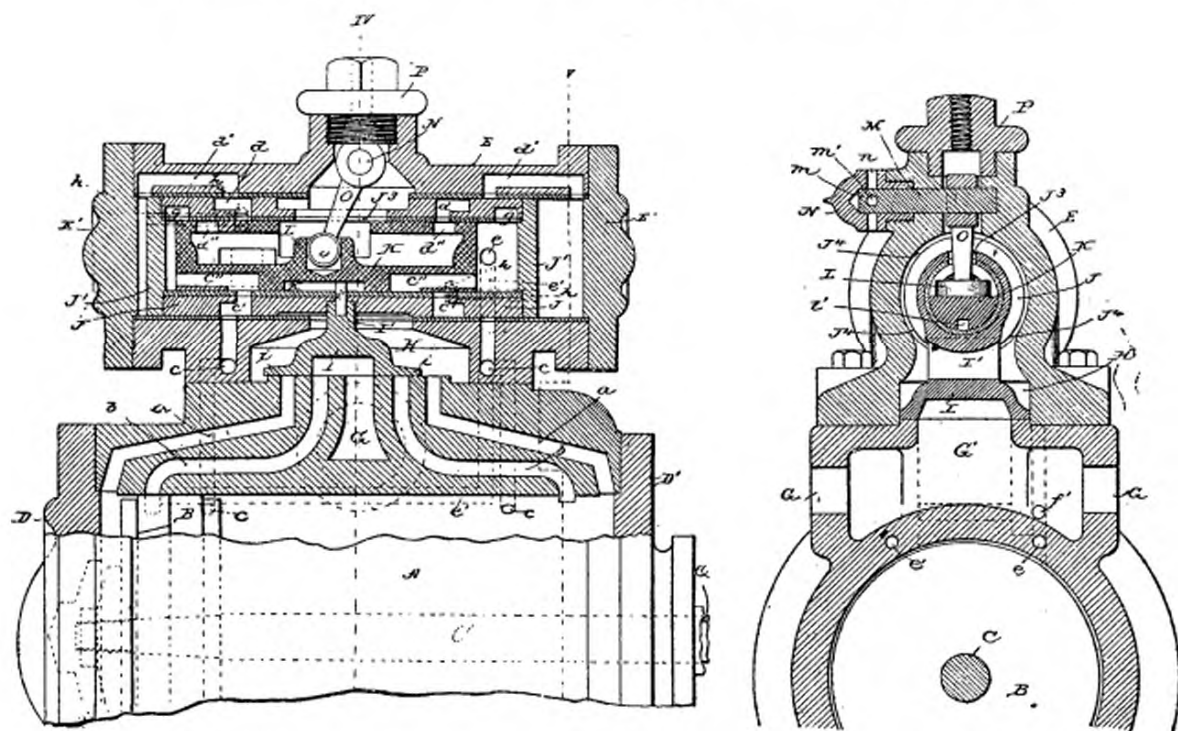


Fig. 542 et 543. — Pompe Blake (de la *Blake Manufacturing Co*, New-York).

Coupes du cylindre à vapeur verticale longitudinale et transversale par IV.

ADD', cylindre moteur, avec piston B, à tige C, commandant directement la pompe. H, chambre du tiroir principal I (fig. 547), saisi en I' par l'encoche R (fig. 552), du tiroir piston principal J, avec téton i', limitant par k la course du piston auxiliaire K (fig. 557) dans J, et barrettes à recouvrements ii, admettant la vapeur aux deux extrémités de A, d'abord par a, puis par b, et l'échappement par GG'. — cc, ee', ff', conduit de distribution de vapeur, dont le fonctionnement est expliqué dans le texte. EE', chambre de distribution recevant la vapeur en F, renfermant deux tiroirs pistons libres K et JJ' (fig. 547 à 559), avec bouchon de visite P et levier O, attaquant K par L, et permettant de mettre exceptionnellement la pompe en train par l'axe M, au moyen d'une barre passée en nm' dans le capuchon N.

mission de la vapeur sur le piston 13, qui, rencontrant très peu de résistance en raison de la position de la menotte 37, se déplace vivement vers la droite. Quand l'articulation 37 dépasse le plan *vv'*, la tige 10 admet, par le tiroir 16, la vapeur dans la lumière 21, et ouvre la lumière 23 à l'échappement 22. Cette lumière est, comme 23, disposée de manière que le piston 2 la recouvre avant la fin de sa course, afin de déterminer au fond de course les sous-pressions nécessaires à l'amortissement de son

lancé. Afin de pouvoir admettre la vapeur au cylindre moteur pendant que le piston 2 recouvre les lumières 2 et 23, on a disposé les lumières auxiliaires 39, 39 (fig. 533 et 535) qui débouchent derrière le piston 2, et auxquelles le tiroir 16 admet la vapeur en même temps qu'en 21 ou en 23.

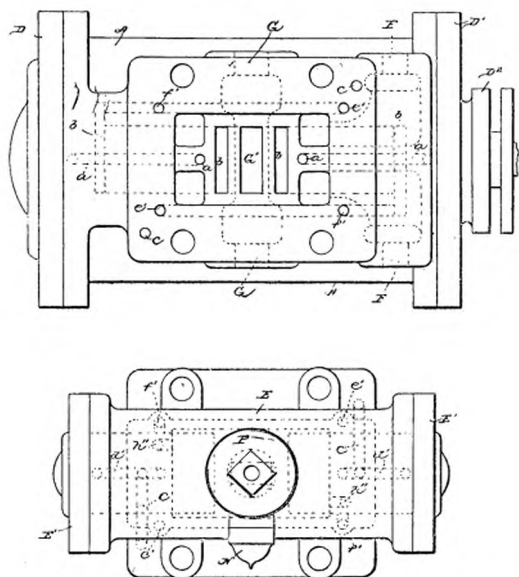


Fig. 544 et 545. — Pompe Blake. Plan de la glace G et du cylindre distributeur.

Au retour du piston 2, les mêmes phénomènes se reproduisent en sens contraire, sans possibilité de points morts.

La distribution de la pompe Blake fonctionne (fig. 542 à 549) entièrement par la vapeur<sup>(1)</sup>.

Quand le piston B arrive au fond de sa course de gauche, comme en figure 542, il découvre la lumière auxiliaire *cc* de gauche, qui admet par *c'e* la vapeur à gauche du tiroir piston auxiliaire K (fig. 557) et le repousse à droite. Ce mouvement amène la lumière *d''* de gauche de K

<sup>(1)</sup> Voir aussi l'*American Machinist*, 22 juillet 1882, 19 mai 1883, et l'Annexe.



ferme son échappement  $e$  (fig. 554) dont la vapeur emprisonnée l'arrête, secondée au besoin par l'admission de la vapeur de  $d$  en  $g$ , si  $K$  dépasse  $e$ ; en même temps, l'admission  $c''$  se ferme à gauche, de sorte que  $K$  se trouve pris entre deux matelas de vapeur jusqu'à ce que l'avancement de  $J$  vers la

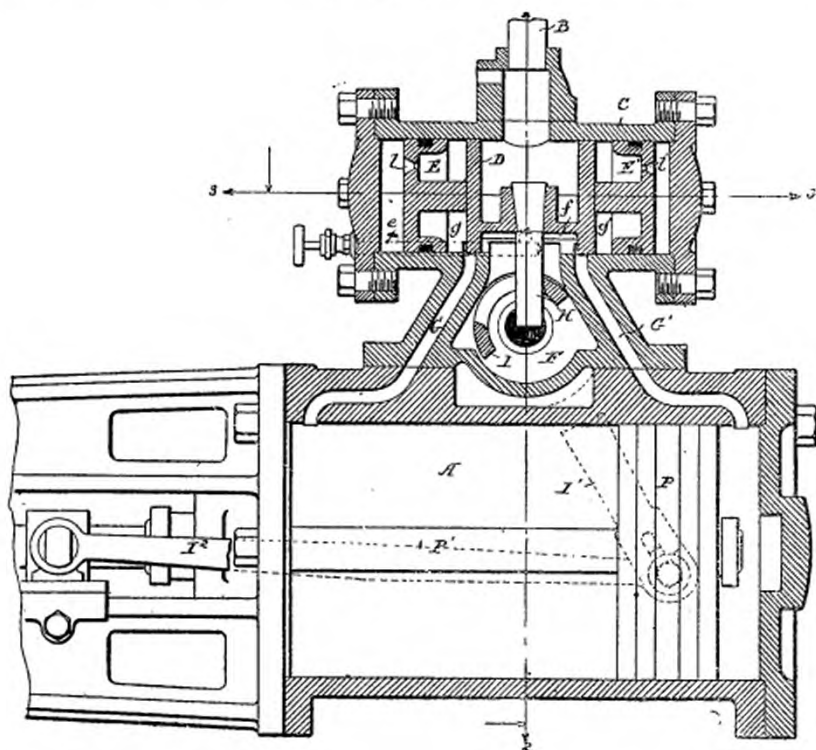


Fig. 560. — Pompe Drewett et Davidson. Coupe longitudinale médiane du cylindre à vapeur.

A, cylindre à vapeur, dont la tige  $P'$  du piston  $P$  commande, par  $I'I'$  et la coulisse  $I$  (fig. 561), le bras  $H$  du tiroir piston  $D$ , et lui imprime ainsi un mouvement oscillant, tout en le laissant en partie libre de se déplacer longitudinalement sous l'action de la vapeur. Quand  $P$  arrive au fond de course de gauche à droite,  $I$  achève de fermer l'échappement  $G'g/F$ , auquel il ouvre le canal  $e$  (fig. 561), en même temps que  $e'$  à l'admission de la vapeur sur  $E'$ , de manière à repousser  $D$  de droite à gauche, ouvrir l'échappement en  $Gg/F$ , et l'admission  $B$  en  $DG'$ . —  $H'$ , ouvertures équilibrant la pression moyenne sur les faces  $E$  et  $E'$  de  $D$ , mais d'ouvertures trop faibles pour paralyser l'action de la distribution de vapeur.

droite mette les deux extrémités de  $K$  en rapport avec l'échappement  $c$  du cylindre  $A$ , comme nous l'avons vu au commencement.

Lorsque  $K$  est au fond de course, à gauche,  $f$  (fig. 552) ne communique pas avec  $h$ , mais, dès qu'il ouvre, par  $d''$ , l'admission de la vapeur à gauche de  $J$ , il fait communiquer  $f$  avec  $h$  par  $h'$  (fig. 559), de sorte que la vapeur de  $J$  s'échappe par  $f'$  (fig. 544); puis  $J$  ferme  $f'$ , de sorte que la

vapeur d'échappement enfermée en J' l'arrête, aidée, s'il dépasse  $f'$ , par la vapeur admise alors par  $h'h$ . Ces mêmes phénomènes se reproduisent symétriquement au retour du piston J, comme pour le piston K.

La description de cette distribution est forcément assez difficile à suivre en raison du manque de liaison rigide entre ses organes, mais elle est en

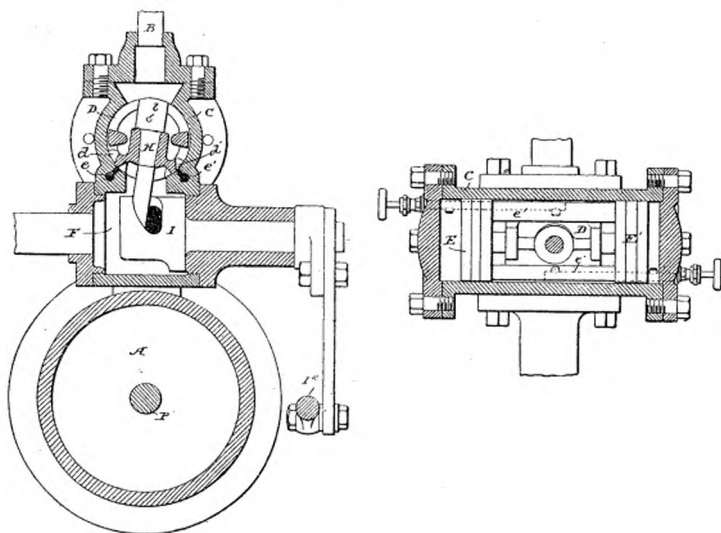


Fig. 561 et 562. — Pompe Drewett et Davidson. Coupes 2-2 et 3-3 (fig. 560).  
(Même légende qu'en fig. 560.)

réalité, comme on le voit sur les figures 547 à 559, constituée par un petit nombre de pièces robustes, accessibles, garnies de fourrures en bronze pour adoucir leurs frottements et éviter la rouille après un arrêt prolongé, au bout duquel on peut d'ailleurs mettre en train en déplaçant le piston K par la manivelle O.

La distribution de la pompe Drewett et Davidson est (fig. 560) commandée à la fois par la vapeur et par un mécanisme desmodronique très simple. Dans la position indiquée en figure 560, correspondant à la fin de la course de gauche à droite du piston P, le tiroir cylindrique D a presque



fermé G' à l'échappement F, et G à l'admission B; puis, lorsque P arrive au fond de sa course, la came I, commandée par le bras I', achève de fermer G et G', et oscille de manière à ouvrir le petit canal e (fig. 561) à l'échappement et e' à l'admission. Il en résulte que la vapeur admise par e' derrière la face E' la repousse vivement vers la gauche de manière à ouvrir

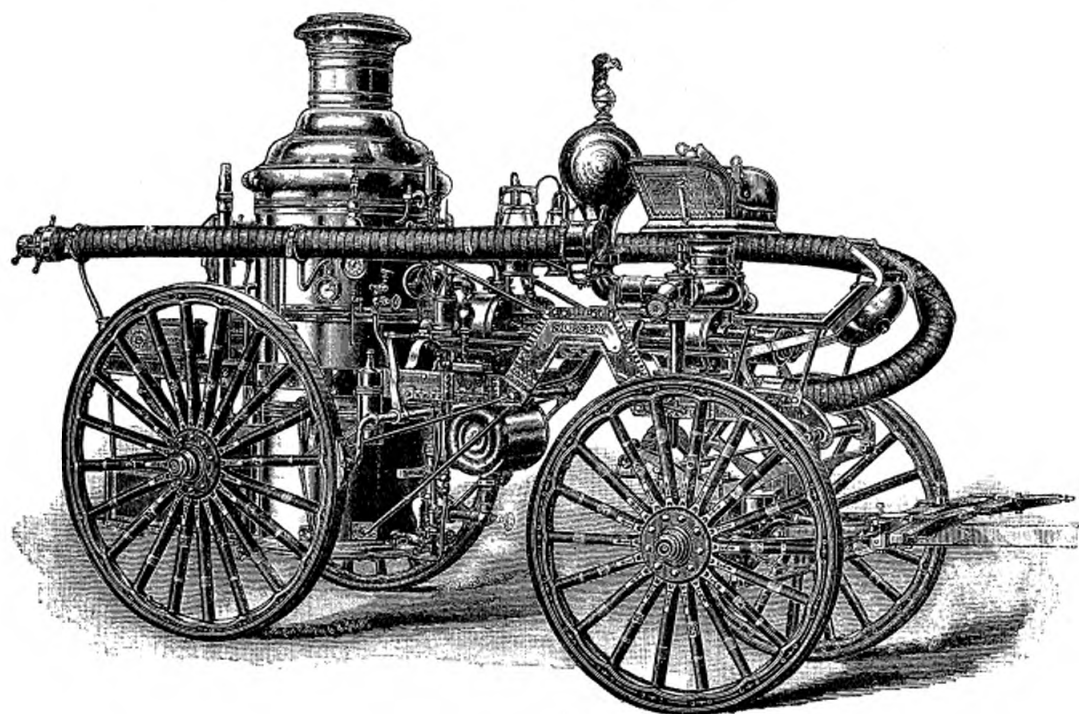


Fig. 563. — Pompe à incendie rotative Silsby, de l'*American Fire Engine Co.*

en grand C' à l'admission, et C à l'échappement. Au retour du piston P, les mêmes phénomènes se reproduisent en sens inverse, par le jeu de la came I et des canaux e et e'. Le bras I' ne doit exercer, pour imprimer au tiroir D ses petits mouvements hélicoïdaux, que des efforts très faibles, car ce tiroir est équilibré par la mise en communication de ses deux faces au moyen des petits orifices l et l' (fig. 560)<sup>(1)</sup>.

<sup>(1)</sup> On trouvera dans la collection de l'*American Machinist* la description d'un grand nombre de pompes à action directe américaines, notamment celles de Burnham

(24 mars 1891, p. 3); Deane (28 janvier 1888, 17 février 1882, 8 août 1885, 29 janvier 1887); Henwood (10 octobre 1885); Harlow (11 octobre 1884); Hooker

*Pompes à incendie.* — Les pompes à incendie américaines se distinguent des nôtres par un grand nombre de détails de construction, dont les principaux sont l'emploi assez fréquent du pétrole en place du charbon pour

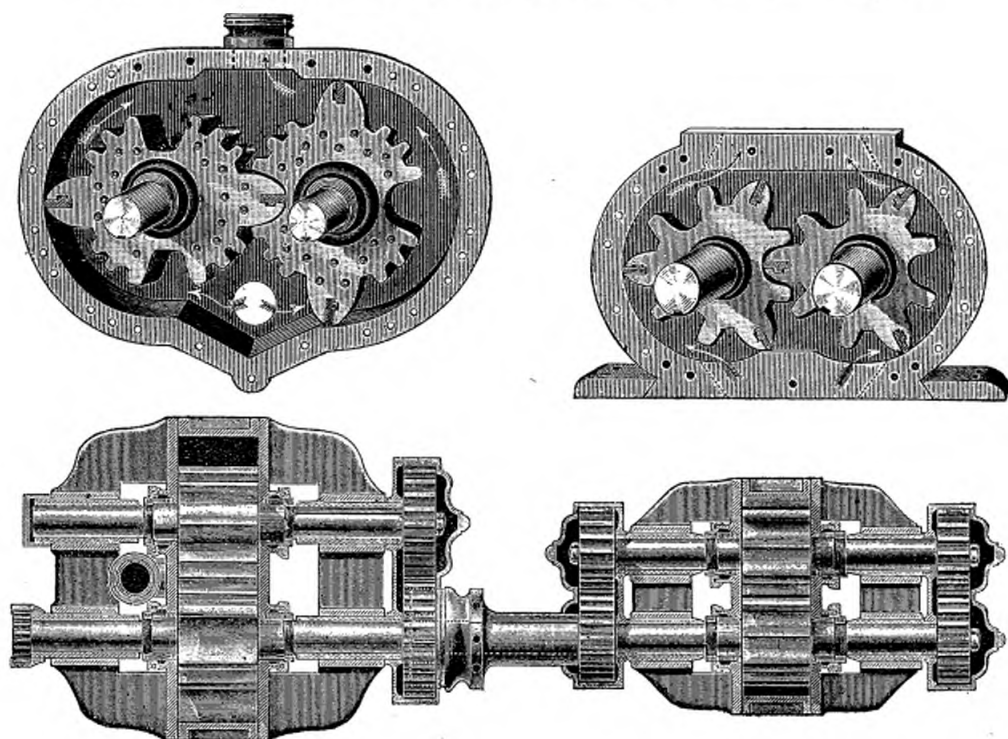


Fig. 564 à 566. — Pompe à incendie rotative Silsby. Détail des cylindres à vapeur et de la pompe.

chauffer la chaudière<sup>(1)</sup>, et celui des pompes rotatives au lieu de pompes à pistons.

L'une des plus usitées parmi ces pompes rotatives est celle de Silsby,

(30 décembre 1882); Valley (17 mai 1884, 18 septembre 1886); Maxwell (23 décembre 1882, 1<sup>er</sup> novembre 1884 et brevet américain, 498806, de 1893). Voir aussi les brevets américains de d'Auria (493153, de 1893); Burnham (492188, de 1893); Clark (512010, de 1894); Groshow (499730, de 1893); Hall (446406, de 1891). Citons encore les bédiers hydrauliques de Rife et de Webster (*Scientific American*, 5 juillet 1890, p. 5, et

27 octobre 1892, p. 274), de Richards (*American Inst. of Mechanical Eng.*, février 1888) et de Morris (*Appleton's Cyclopædia*, vol. 2, p. 667).

<sup>(1)</sup> Comme sur les locomotives de Clayton (*Engineering*, 16 juin 1893, p. 831) et les pompes de Gwyne (*Engineering*, 9 mars 1894, p. 319. *Revue technique*, 25 avril 1894, p. 183 et brevet anglais 18254, de 1892). Voir l'Annexe, p. 570.

construite par l'*American Fire Engine C<sup>o</sup>*, de Seneca Falls, dont les figures 563 à 567 suffisent à faire comprendre le fonctionnement. Les garnitures des cames, constituées par des barrettes en bronze pressées contre les parois des cylindres par des ressorts, peuvent se retirer facilement au moyen de regards ménagés dans les fonds de ces cylindres, et les arbres de ces cames

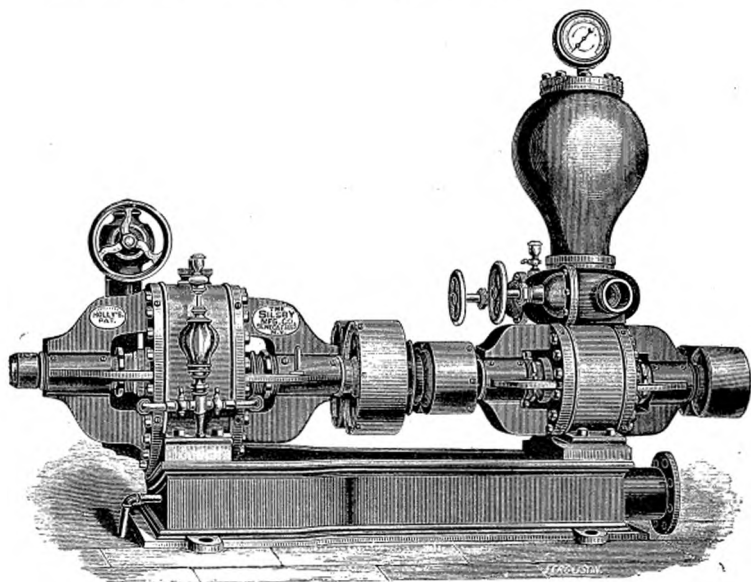


Fig. 567. — Pompe Silsby, fixe, de l'*American Fire Engine C<sup>o</sup>*.

Encombrement : 1 m. 05 × 7 m. 10 × 1 m. 37 de haut. Débit : 5 m. c. par minute.

sont conjugués par des engrenages qui en assurent la concordance. Le fonctionnement de ces pompes rotatives et sans clapets est, en raison de sa continuité, d'une grande douceur, telle qu'elles peuvent refouler l'eau au travers de tuyaux de toile ayant jusqu'à 900 mètres de long sans risque de les crever.

Dans les machines à pompes ordinaires, les pompes sont presque toujours verticales. Comme exemple de ce genre de machines, je décrirai le type le plus récent de l'*American Fire Engine C<sup>o</sup>*, dont les principaux détails sont représentés par les figures 568 à 579.

La chaudière, du type *Clapp*, est (fig. 369) à tubes d'eau. Ces tubes, au nombre de six, en cuivre étiré sans soudure, sont disposés en spirales aboutissant au bas et au ciel de la boîte à feu par des joints filetés (fig. 572) parfaitement étanches et faciles à démonter. L'intérieur de ce faisceau de tubes est rempli par un déflecteur formé d'un certain nombre de sections

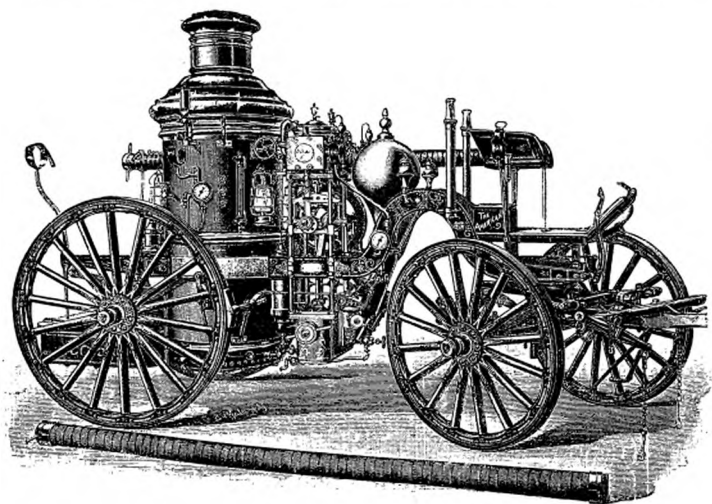


Fig. 568. — Pompe type vertical de l'*American Fire Engine Co.*

à circulation d'eau (fig. 570), filetées en série l'une au-dessus de l'autre, dont la plus haute est vissée dans le ciel du foyer et la dernière au bas. La circulation de l'eau est régulière et très active sans fatiguer les tubes.

Les pompes (fig. 573), du type *Fox* à double effet, sont au nombre de deux, avec pistons reliés directement à ceux des cylindres à vapeur, mais conjugués par des bielles en retour sur les manivelles à 90 degrés d'un arbre à volant central. Les deux corps de pompe sont emboîtés dans une pièce de bronze unique (fig. 575), solidement fixée aux longerons, qui constitue, en même temps que la boîte à clapets, un socle extrêmement solide, permettant de réduire au minimum l'écartement des pistons. L'ensemble est disposé de manière à permettre un accès très facile des clapets. L'aspiration se monte à volonté à droite ou à gauche de la pompe, sur les

branchements directs S. Les pistons, à garnitures presque entièrement libres ou à chicanes, n'exercent qu'un faible frottement à peu près indé-



Fig. 569 à 573. — Chaudière tubulée Clapp. Coupe verticale. Plan-coupe.  
Détail du déflecteur et des raccords des tubes.

pendant de la charge. Les clapets d'aspiration coniques, du type *Wilcox* (fig. 579), ouvrent à l'entrée de l'eau une voie aussi directe que possible, et sont, comme les clapets de refoulement, chargés par des ressorts en

bronze phosphoreux; leur levée est faible et leur section très grande, afin de permettre une marche rapide, et les trépidations sont aussi amorties que possible par l'emploi de réservoirs d'air à l'aspiration et au refoulement.

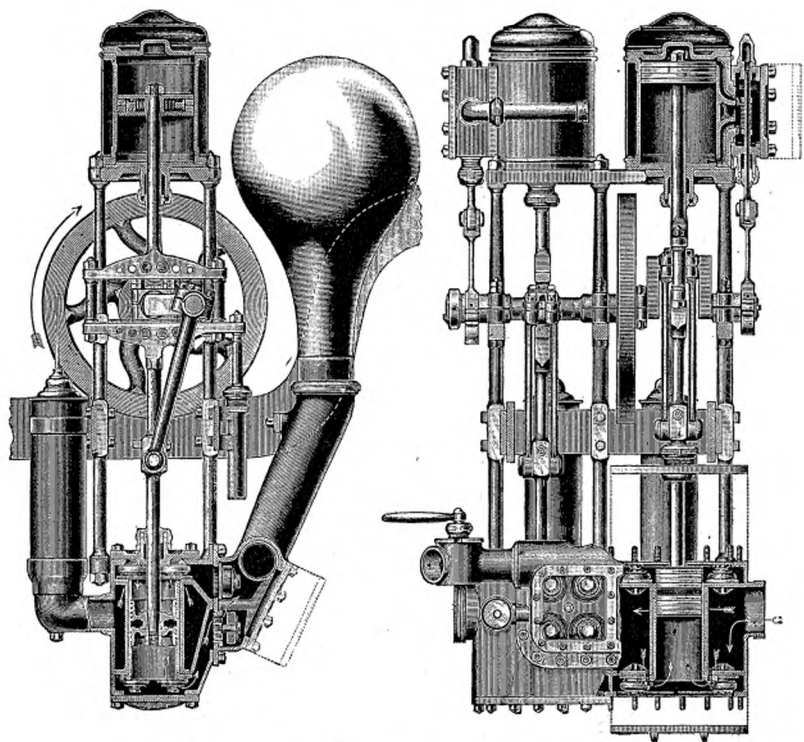


Fig. 573 et 574. — Pompe Fox. Élévation. Coupes orthogonales par un cylindre.

Les clapets de la pompe *Clapp* et *Jones* sont constitués (fig. 581 et 582) par de simples languettes battant sans ressort sur les sièges des corps de pompe dont le piston est à garnitures entièrement libres. Cette pompe est remarquable par son faible encombrement et son grand débit.

Contrairement à la pratique de la plupart des pompes américaines, celles du type *Button* sont (fig. 585) horizontales et, comme on le voit en

(fig. 583), moins accessibles que les verticales. Les cylindres sont à distributions directes croisées comme celles des pompes Worthington<sup>(1)</sup>.

Il y aurait beaucoup à dire sur un grand nombre de détails et d'annexes

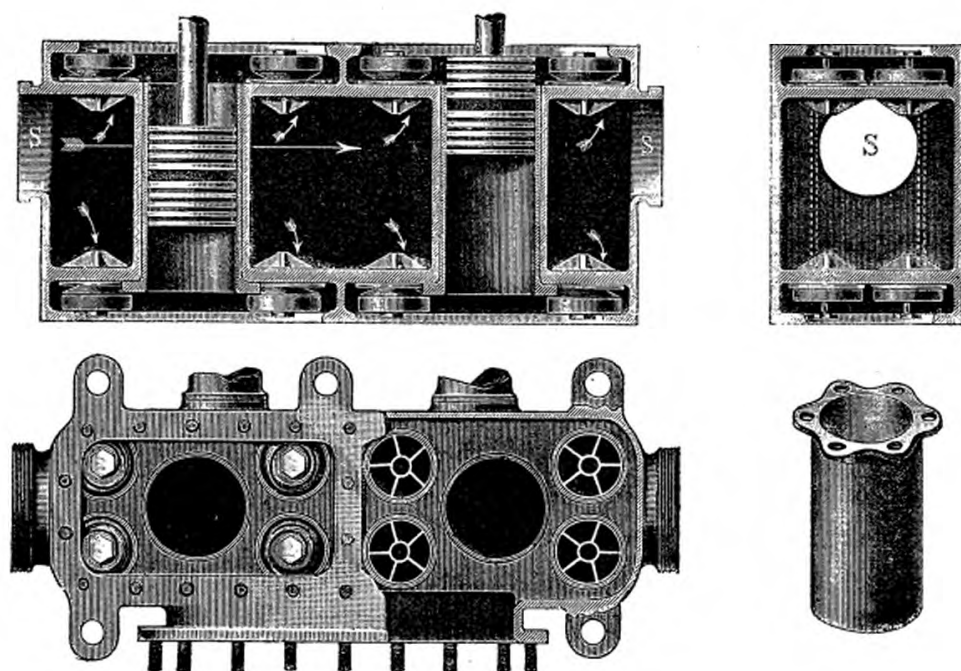


Fig. 575 à 578. — Pompe Fox. Détail des cylindres de pompe.

très intéressants des pompes à incendie américaines, et sur leur service si largement organisé<sup>(2)</sup>. Je ne puis que citer à la hâte quelques-uns de ces

<sup>(1)</sup> A citer les pompes de La France et de Ahrens (*Appletons' Cyclopædia supp.*, p. 262 et 264), de Gould et d'Amoskeag (automobile). (*Id.*, vol. I, p. 628) et la pompe électrique Silsby, actionnée par une dynamo de Crocker Wheeler (*American Machinist*, 2 août 1894, p. 5). Les pompes automobiles commencent à se répandre, mais sans encore un succès définitif (*Scientific American supp.*, 26 mai 1894, p. 15346). [Voir l'Annexe, p. 570.]

<sup>(2)</sup> *La lumière électrique*, 13 mars 1886 : «Organisation du service des pompiers à Chicago». — *Scientific American*, 9 août 1884, 11 septembre 1886. 30 juillet 1885 : «Orga-

nisation de New-York». Cette organisation est souvent moins efficace que la nôtre (*Journal of the Franklin Institute*, février 1890, p. 101 et *Engineering Magazine*, août 1894, p. 603), mais pour des raisons étrangères au service des pompes, dont l'organisation technique est incontestablement supérieure. Voir aussi : J. R. Spears, *Modern Fire Apparatus* (*Scribners' Magazine*, janvier 1891, p. 54); Hexameter, *Means of Extinguishing Fires* (*Journal of the Franklin Institute*, août 1885); Woodbury, *Prevention of Mills from Fires* (*American Society of Mechanical Engineers*, vol. II, p. 301).



détails : les *réchauffeurs* (fig. 587) qui, en même temps qu'ils chauffent la remise des pompes avec de la vapeur à basse pression, maintiennent l'eau

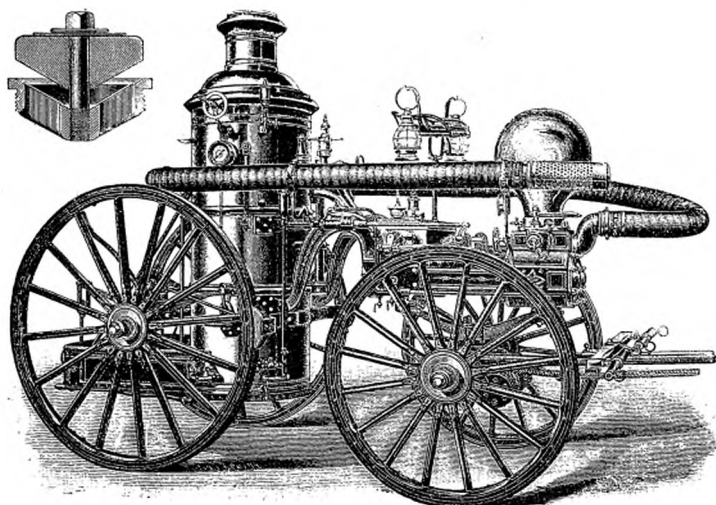


Fig. 579 et 580. — Clapp et Wilcox. Pompe horizontale Clapp et Jones.

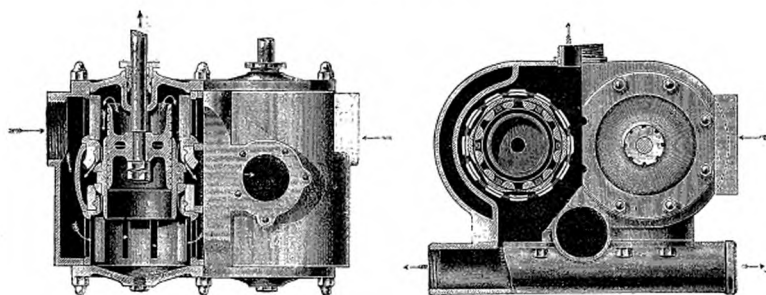


Fig. 581 et 582. — Détail de la pompe Clapp et Jones.

de la chaudière à une température voisine de 100 degrés, de manière que la pression s'y établisse presque dès la mise au feu; les *chariots dévideurs*



(fig. 588) élégants et d'une extrême légèreté; les lances<sup>(1)</sup>, presque toujours protégées par un bourrelet de caoutchouc (fig. 589), à jets simples, multiples (fig. 591) ou composés (fig. 592), pourvues de robinets faciles à

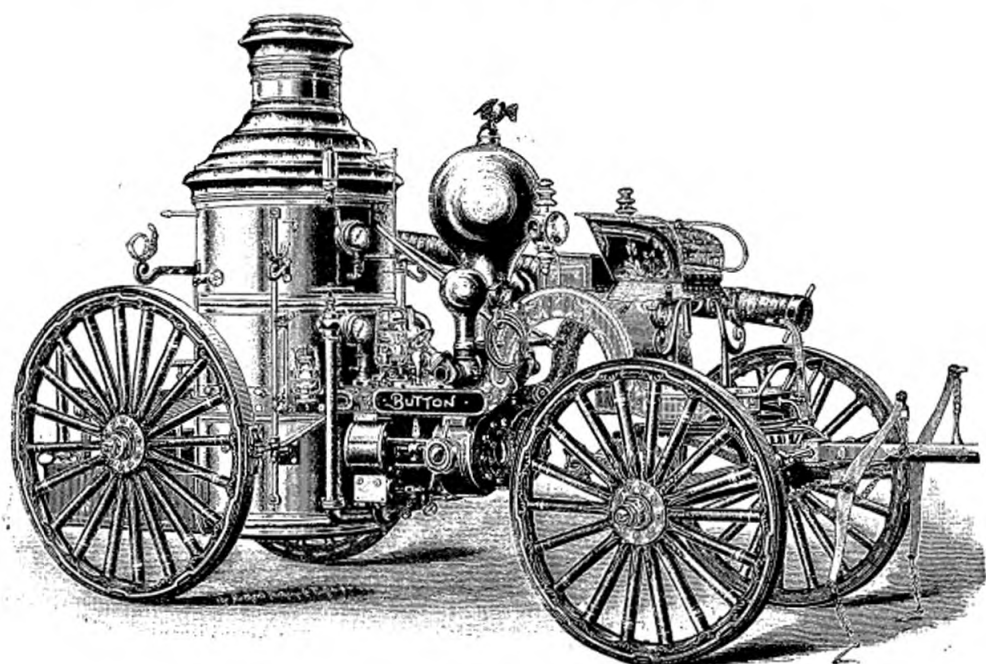


Fig. 583. — Pompe horizontale Button.

manier (fig. 590) et souvent reliées à la pompe par un fil téléphonique ou télégraphique<sup>(2)</sup>; les raccords multiples (fig. 592); les ligatures et raccords de tuyaux (fig. 593 à 598), parfois très ingénieux, leurs crochets d'attache (fig. 599), les harnais<sup>(3)</sup> et les boîtes automatiques<sup>(4)</sup>, puis les innombrables appareils de sauvetage *Fire Escapes*<sup>(5)</sup>, échelles<sup>(6)</sup>, avertisseurs<sup>(7)</sup>, les extinc-

<sup>(1)</sup> Lances de Morse, Shaw, Clemens, Hale (avec injection d'air), etc. (*Appleton's Cyclopædia suppl.*, p. 350).

<sup>(2)</sup> *La lumière électrique*, 14 octobre 1893, p. 69. Accouplement Strauss et Weil, et 14 avril 1894, p. 64. Signal Bamard.

<sup>(3)</sup> *Appleton's Cyclopædia suppl.*, p. 351.

<sup>(4)</sup> *La lumière électrique*, 14 janvier, 8 août 1890, p. 63 et 14 : portes et longues automatiques de Bosh et de Nielson.

<sup>(5)</sup> *Chronique industrielle*, 7 août 1887, p. 358. Bone (*Scientific American*, 7 février 1885, p. 83). *Life and Property Saving Chair Co* (*Id.*, 10 octobre 1885, p. 231). Holthausen (*Génie civil*, 22 avril 1893, p. 407).

<sup>(6)</sup> Hayes. Holes (*Appleton's Cyclopædia suppl.*, p. 347). Letton (*Scientific American* 19 avril 1884, p. 248).

<sup>(7)</sup> *La lumière électrique* (14 janvier 1893, p. 64), d'Almeyda (16 août 1892, 29 juillet

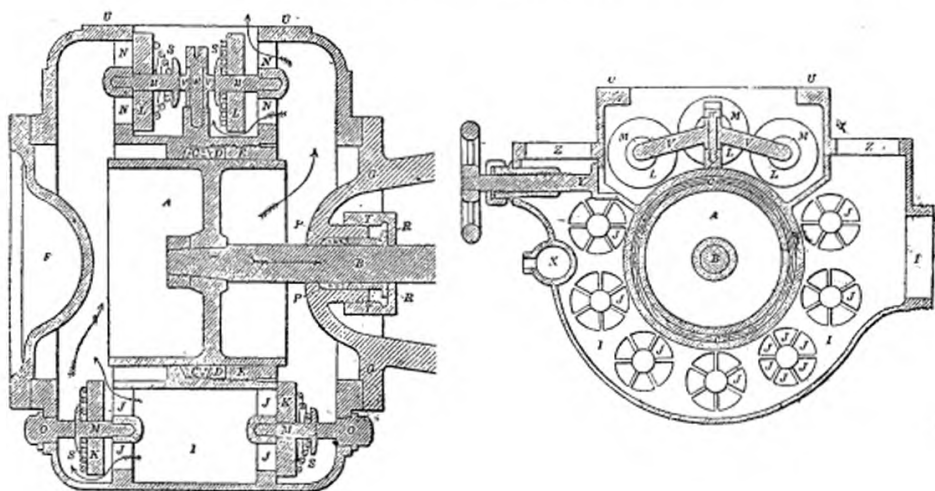


Fig. 584 et 585. — Détail de la pompe Button.

A, piston à tige B, avec garniture C, serrée par DE. — GH, fond reliant le cylindre de la pompe au cylindre à vapeur. K, soupapes de l'aspiration I, à sièges en bronze, J tiges M vissées en O, et ressorts S. — L, soupapes du refoulement U. — PRT, garniture de C. — L, clapets de refoulement avec guide central UM. — X, pompe alimentaire. Y, valve de retour à l'aspiration par ZZ.

teurs chimiques<sup>(1)</sup>, hydrauliques<sup>(2)</sup> et hydro-électriques<sup>(3)</sup> : toute une technologie presque inconnue chez nous, et dont je ne puis ici qu'indiquer quelques sources<sup>(4)</sup>.

On rencontrait à l'Exposition de Chicago, à côté de pompes dont nous

1888). *Automatic Fire Service C. Heat Alarm C.* (5 décembre 1891, p. 457). *Fire Alarm C.* (9 décembre 1893, p. 464). Bernhardt (22 juillet 1893, p. 123). Egans (23 juillet 1892, p. 156), Firman. *Scientific American*, 31 mars 1890 : installation de Jersey City. *American Machinist* (29 janvier 1887). *Id.*, de Ruthenburg.

<sup>(1)</sup> Analogues aux nôtres (*Revue industrielle*, 14 et 15 février 1890, p. 68 et 69), mais plus volumineux, portés sur voitures ou sur des navires. Halloway Londgren, Mahan (*Appleton's Cyclopædia suppl.*, p. 259). Babcock (*Appleton's Cyclopædia*, vol. I, p. 799). Granger (*Id.*, p. 800).

<sup>(2)</sup> *Revue industrielle*, 1<sup>er</sup> et 15 février 1890. *Chronique industrielle*, 31 juillet 1887. *Mechanical Progress*, 21 avril 1888, p. 153. *Journal de la meunerie*, février 1888, p. 167, mars

1889, p. 155. On évalue à plus de 2 millions le nombre de ces appareils actuellement installés aux États-Unis. Leur fonctionnement est très sûr : d'après la statistique des compagnies d'assurances, sur 514,000 de ces appareils en fonctionnement pendant cinq ans, sous des pressions d'eau dépassant parfois 12 atmosphères, 58 seulement ont cédé à la pression, et 317 ont fui par suite d'accidents autres que le feu.

<sup>(3)</sup> *La lumière électrique* (note 7, p. 278) : la plupart des avertisseurs signalés à la note 7, p. 278, fonctionnent aussi comme extincteurs (*Scientific American suppl.*, 25 octobre 1890, p. 12,355).

<sup>(4)</sup> A citer encore les remarquables installations de pompes sur bateaux (*Scientific American*, 1<sup>er</sup> mars 1890. *Engineering*, 14 janvier 1887, p. 45).

venons de décrire quelques types, une grande variété de pompes à moteur ou à la main : pompes domestiques <sup>(1)</sup>, pompes de cale à vapeur (fig. 602

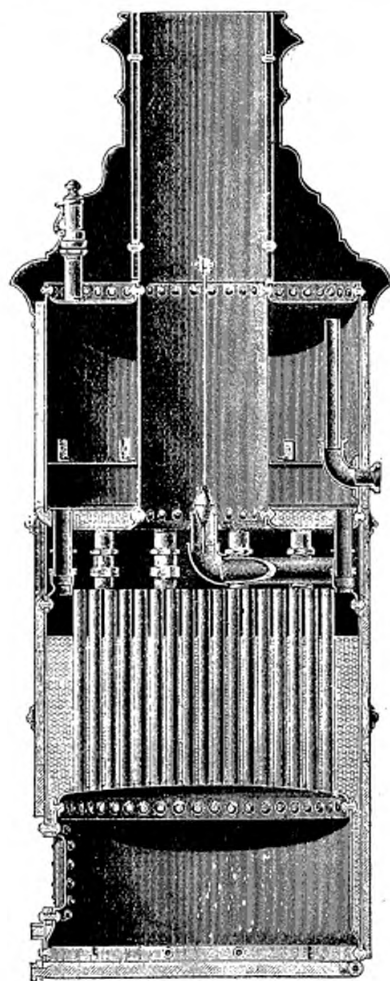


Fig. 586. — Chaudière Button.

à 604) ou à la main, et souvent dérivées du type *Waterwitch* <sup>(2)</sup>, pompes de mines <sup>(3)</sup> (fig. 604 et 605) souvent actionnées par l'électricité <sup>(4)</sup>; mais la

<sup>(1)</sup> Notamment celles de Gould (*Revue industrielle*, 3 mars 1894, p. 81).

<sup>(2)</sup> *Engineering*, 21 janvier 1884, p. 61 et Berthot, *Traité de l'élévation des eaux*, p. 173. *American Machinist*, 13 février 1890, p. 5.

<sup>(3)</sup> Notamment celles de Downie à Valancia, de l'*American Well Co* à Chicago, de Cope et Maxwell à Hamilton (Berthot, *Traité de l'élévation des eaux*, p. 215).

<sup>(4)</sup> Voir, dans *La lumière électrique*, les

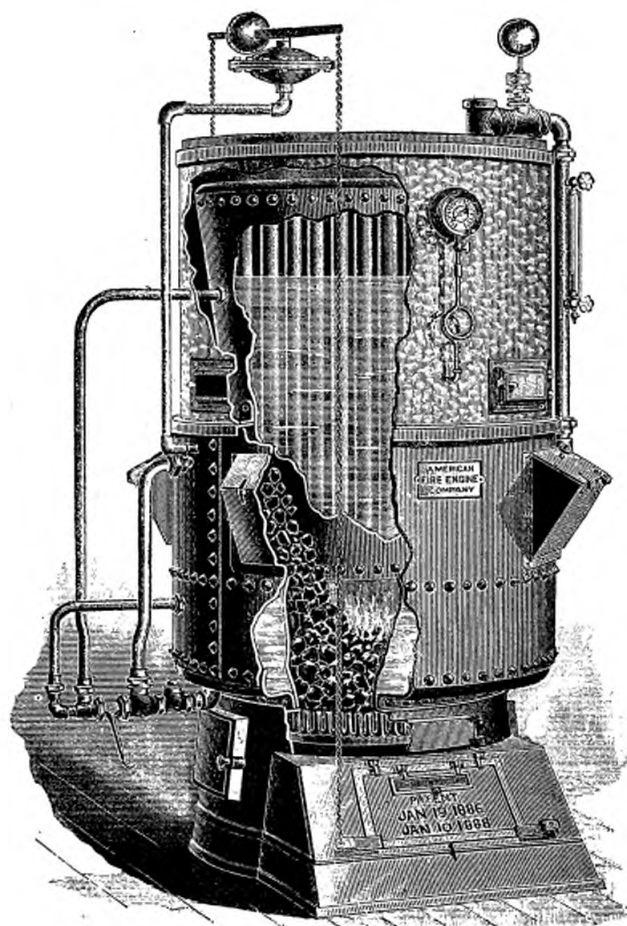


Fig. 587. — Réchauffeur calorifère d'eau d'alimentation de l'American Fire Engine Co. Diamètre, 1 m. 45; hauteur, 2 m. 15. Peut fournir de la vapeur à 170 mètres carrés de surface de radiateurs.

plupart de ces appareils, dont il serait d'ailleurs impossible d'esquisser ici la monographie, ne présentaient en général rien de bien nouveau, ni dont il ne soit aisé de trouver l'équivalent chez nos constructeurs.

pompes de l'*Electrical Engineering Co* et de Hall (24 mai 1890, p. 362); Goolden (3 octobre 1891, p. 26); Johnson (9 septembre 1893, p. 461); Jubilee Colliery (7 décembre 1892, p. 558); Merritt (3 mars 1894, p. 410,

et brevet américain, 524 044, du 7 août 1894); Michaelis (12 octobre 1888, p. 55); Peacock (14 janvier 1893, p. 61); Van Depoele (5 décembre 1891, p. 555, 16 avril 1892, p. 109); Waiti (7 juillet 1894, p. 16).

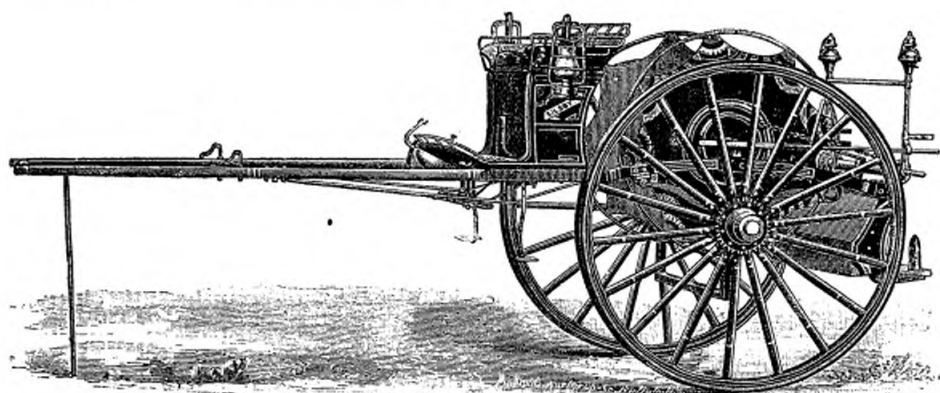


Fig. 588. — Chariot dévidoir de l'American Fire Engine Co.

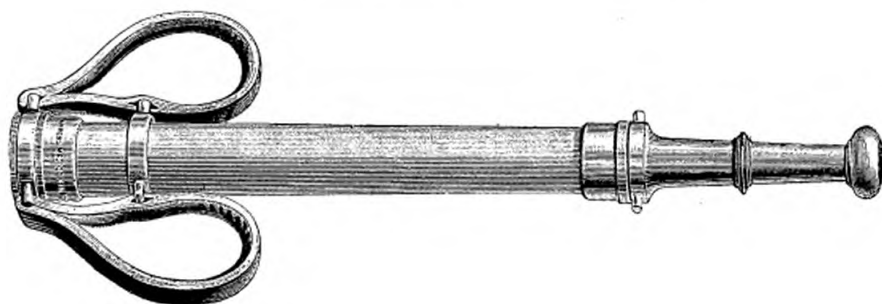


Fig. 589. — Lance à bourrelet de caoutchouc avec oreilles en cuir.

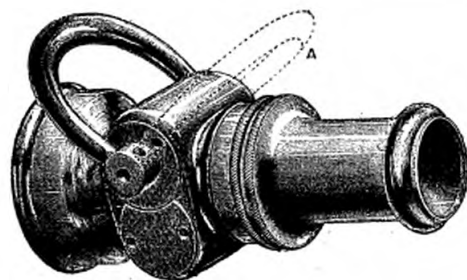


Fig. 590. — Robinet de lance fermant d'un coup du maillon A.

Je me bornerai à décrire avec quelque détail la pompe continue de *Hall*, représentée par les figures 606 à 610 et qui est remarquable par l'ingéniosité de son mécanisme.

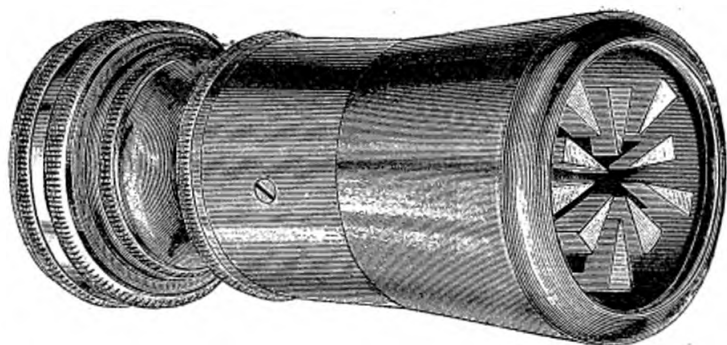


Fig. 591. — Jet multiple Oyston. En tournant l'anneau d'arrière, on coupe le jet à volonté par 5 ou 10 des coins indiqués à l'avant.

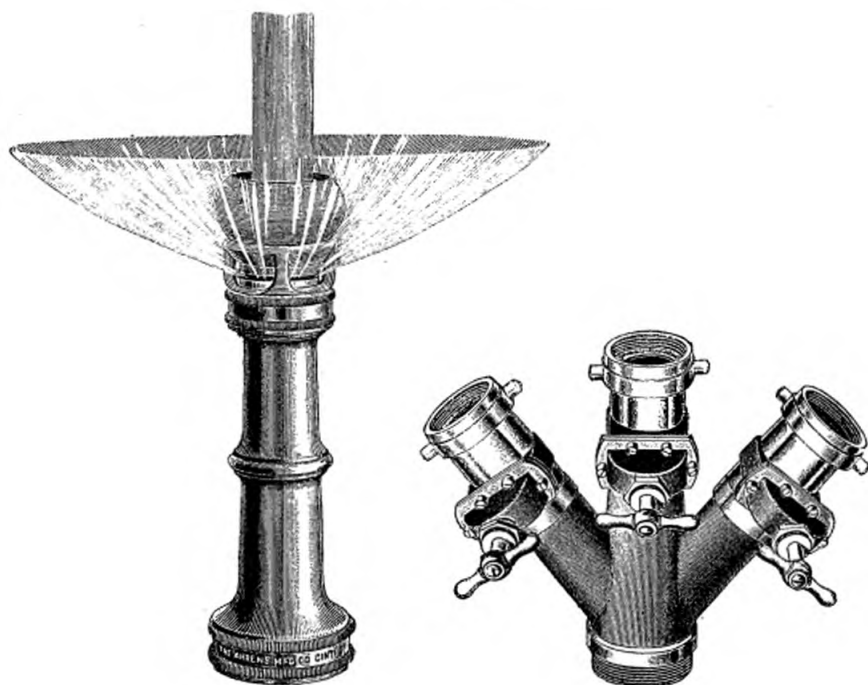


Fig. 592. — Jet mixte Ahrens, avec jet central unique entouré d'une nappe qui chasse la fumée.  
Raccord triple. (Voir l'Annexe, p. 573.)

La pompe de Hall est (fig. 606 à 610) à deux pistons D et D', dont les tiges sont actionnées par les manivelles O et O', commandées, d'un même arbre J et de la même manivelle K, par les mécanismes analogues (LMN)

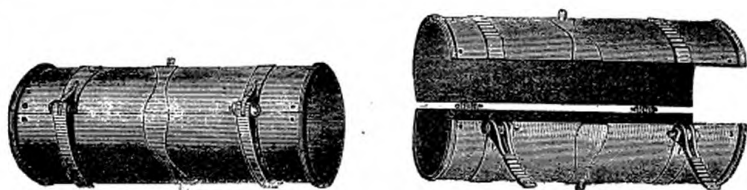


Fig. 593 et 594. — Bandage Neely à serrage par crémaillères.

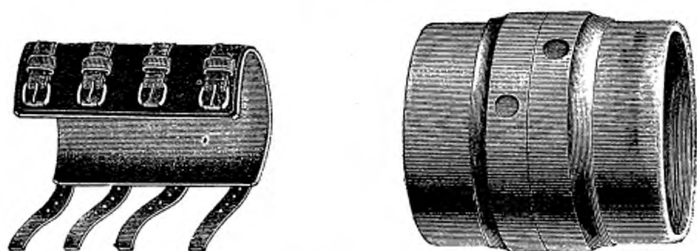


Fig. 595 et 596. — Bandage en cuir à courroies. Raccord à vis.

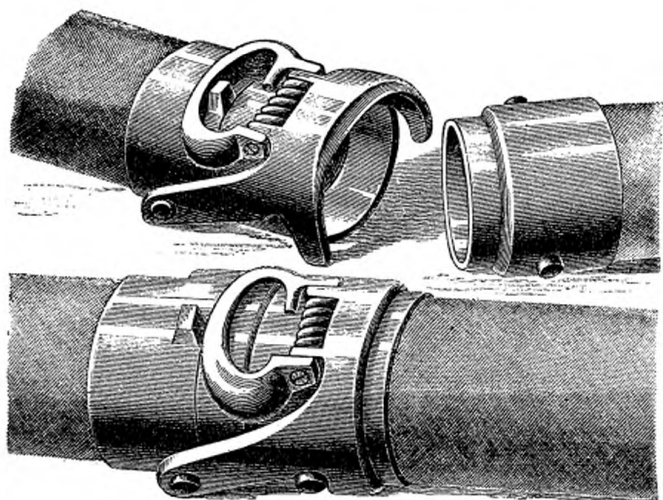


Fig. 597 et 598. — Raccord automatique de la *National Hose Coupling Co.*

(L'M'N') dont la marche est indiquée sur le schéma (fig. 609) où ces mécanismes, désignés par leurs axes, occupent les mêmes positions qu'en figure 607.



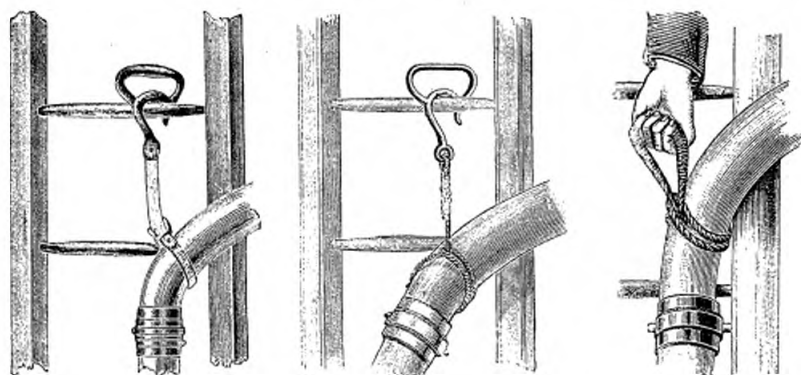


Fig. 599 à 601. — Suspensions aux échelles.

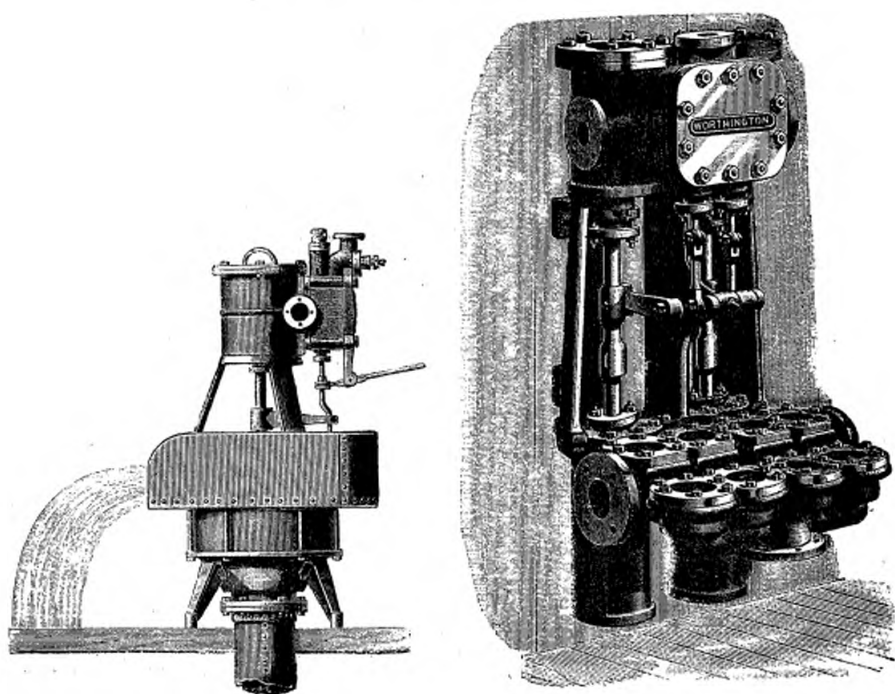


Fig. 602 et 603. — Pompe aspirante Worthington pour le renflouage des navires. Avec plongeur à clapet : faible course de 0 m. 300; grand diamètre, 0 m. 840; débit, 12 mètres cubes par minute. — Pompe Worthington, type Amiralauté. Très compacte, pour service de cale, alimentation de chaudières, etc. Diamètre des cylindres à vapeur, 0 m. 300, des plongeurs, 0 m. 240. Course, 0 m. 250. Vitesse, 50 à 90 coups par minute. Débit, 1,300 à 2,400 litres par minute.



La manivelle K, tournant dans le sens de la flèche, se trouve alors au point O°. La bielle Lf du piston inférieur D occupe une position diamétrale, et elle amène son levier MN en M, après une rotation d'environ 115 degrés,

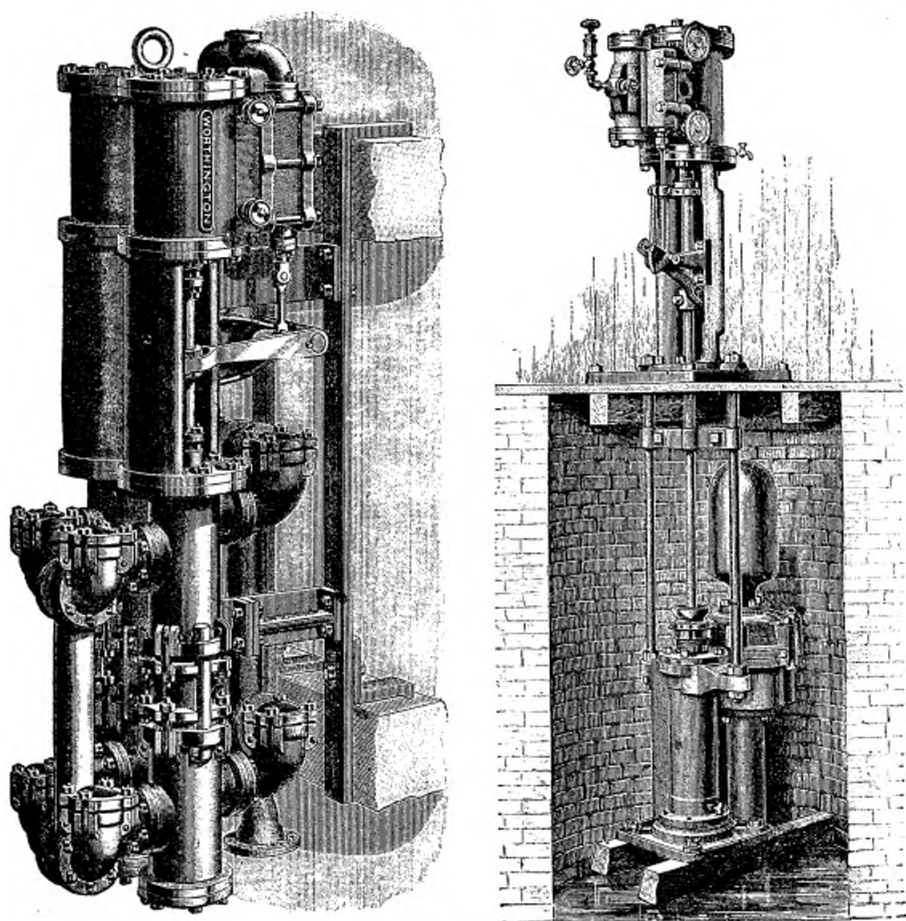


Fig. 604 et 605. — Pompe de sondage Worthington à double effet. Stalling box extérieurs; Clapets accessibles. Diamètres des cylindres à vapeur, 0 m. 150; des plongeurs, 0 m. 115. course, 0 m. 250; débit normal, 1 mètre cube par minute. — Pompe d'épuisement Deane.

en faisant effectuer au piston D' sa course arrière ou d'aspiration, de droite à gauche en figure 610, en un tiers de tour de J, c'est-à-dire très vite. A l'extrémité de cette course, la bielle L occupe la position radiale L<sup>2</sup> (fig. 609) à partir de laquelle elle revient en arrière, son articulation f remontant l'arc x, en faisant ainsi effectuer au piston D sa course motrice avec une

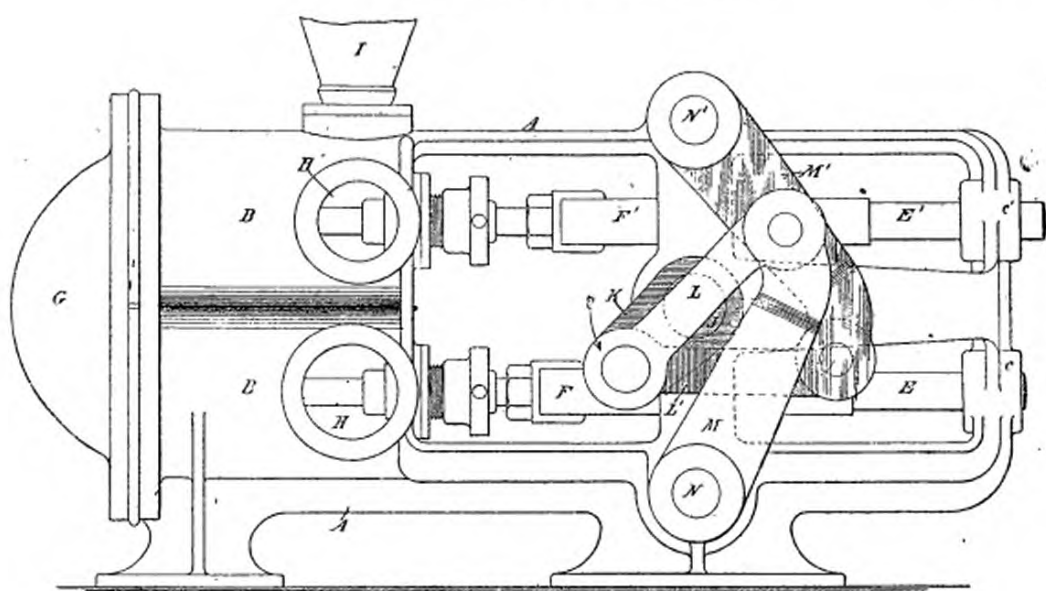


Fig. 606. — Pompe continue de Hall. Élévation du mécanisme. (Même légende qu'en fig. 607.)

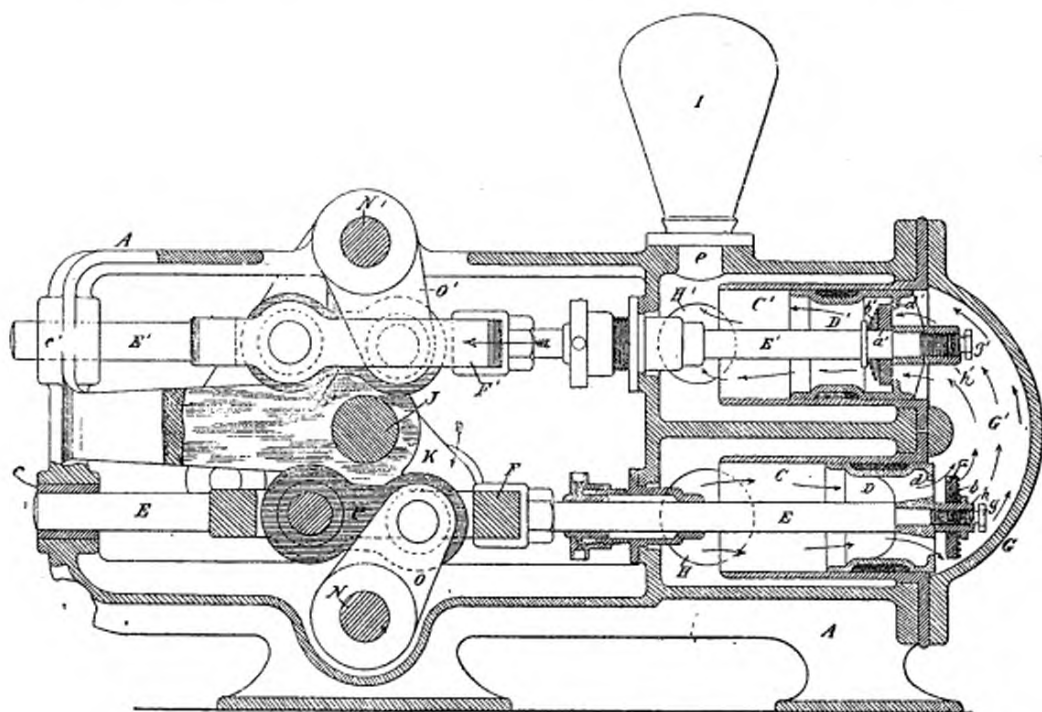


Fig. 607. — Pompe continue de Hall. Coupe par les cylindres.

D et D', deux pistons identiques, sauf l'inversion de leurs soupapes *a* et *a'*, *a'* sièges *d* et *d'*, et ressorts *bb'*, réglées par les vis *gg'*, à écrous *hh'*. — EE', tiges à manivelles OO', guidées en *cc'*, dont les axes N et N', articulés en PF et P'F', sont conjugués par le renvoi KLL'M (fig. 608) de l'arbre moteur J. — H, aspiration par *c*. — GG'H', refoulement par C'e. — I, réservoir d'air.

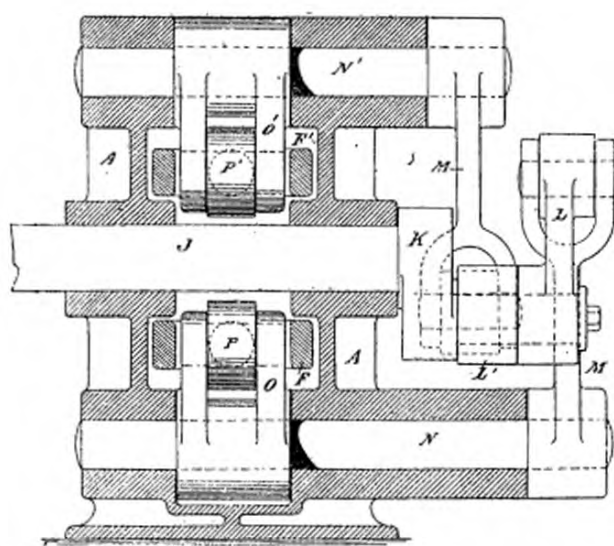


Fig. 608. — Pompe continue de Hall. Coupe par l'axe J. (Même légende qu'en fig. 607.)

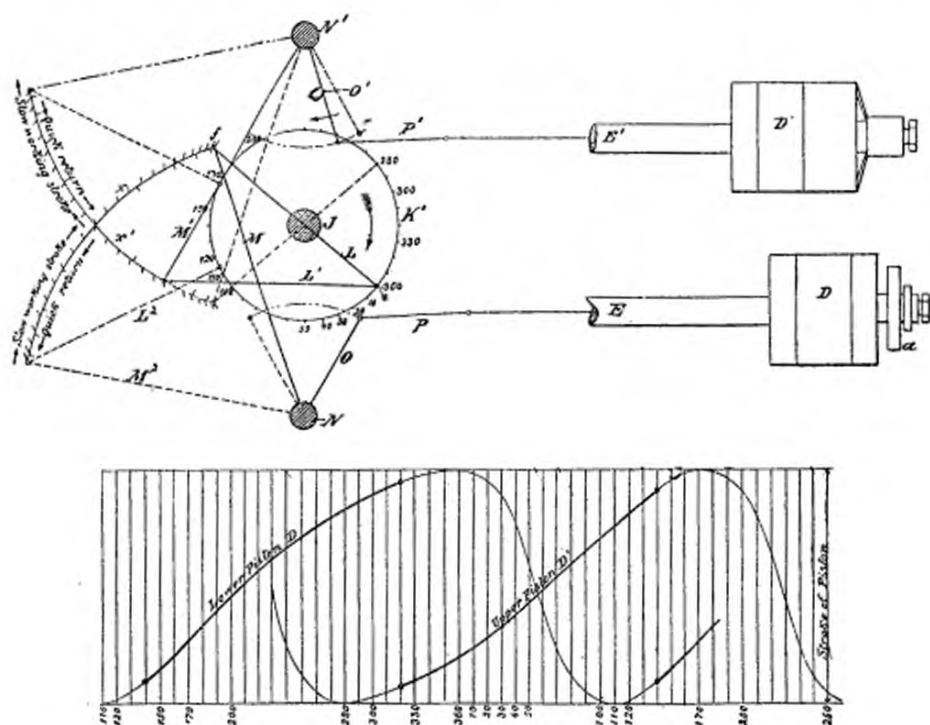


Fig. 609 et 610. — Pompe continue de Hall.

Schéma des mécanismes et courbes des vitesses des deux pistons D et D'. —  $x$  et  $x'$ , arcs décrits par les articulations  $f$  et  $f'$  des manivelles M et M' avec L et L' : rapidement dans le sens de la flèche marquée *Quick Return*, puis lentement dans le sens de la flèche *Slow Working Stroke*. (Pour les autres lettres, voir la légende de la figure 607 et le texte.) Les courbes fig. 610 se rapportent respectivement aux pistons inférieur D, *Lower Piston* et supérieur D', *Upper Piston*. On a porté en ordonnées les distances de ces pistons à leurs fonds de courses, et en abscisses les arcs correspondants de la circonférence décrite par l'articulation de L sur K (fig. 606).

vitesse d'abord lentement croissante jusqu'à 140 degrés, où elle atteint son maximum, et décroissante ensuite vers la fin de la course, comme l'indique la figure 610, pour s'annuler sans choc à 360 degrés. La course motrice ou foulante du piston D s'accomplit ainsi pendant que J fait deux tiers de tours; et, en outre, le moment moteur de K par rapport à N reste sensi-

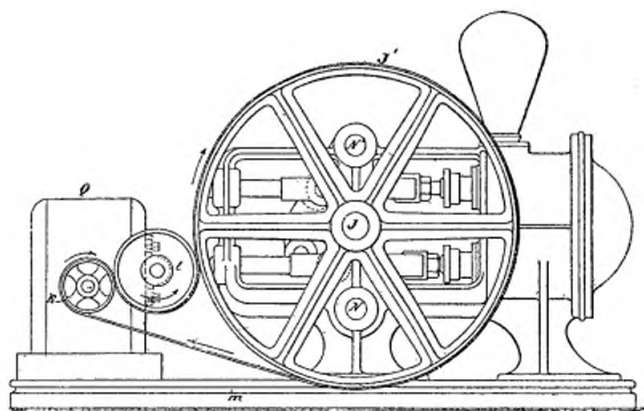


Fig. 611. — Pompe continue de Hall menée, d'une dynamo Q, par la transmission de courroie RJ, à galet d'adhérence I.

blement invariable pendant les trois quarts de cette course, condition évidemment favorable à la régularité de la marche. Les mouvements de l'articulation  $f'$  du levier  $M'$ , qui commande le piston supérieur  $D'$ , sont évidemment, le long de l'arc  $x'$ , les mêmes que ceux de  $f$  le long de l'arc  $x$ , mais déphasés, comme l'indique la figure 610, de manière que le refoulement se fasse d'une façon sensiblement constante ou continue<sup>(1)</sup>.

<sup>(1)</sup> Comme dans les pompes de Baillet et Audemar (Haton de la Goupillière, *Cours d'exploitation des mines*, vol. II, p. 323) et de Pinetti (Berthot, *Élévation des eaux*, p. 206).

## VI

## LES APPAREILS DE LEVAGE.

Les appareils de levage et de manutention employés aux États-Unis sont extrêmement nombreux et variés : leur monographie exigerait à elle seule un gros volume. Aussi, n'ai-je pu songer à présenter ici que quelques notes sur un petit nombre de ces appareils qui m'ont paru les plus intéressants, en omettant même certains appareils spéciaux, dont la description tant soit peu complète eût exigé un déploiement de planches et de croquis trop considérable<sup>(1)</sup>.

*Les ascenseurs.* — Les ascenseurs sont très répandus aux États-Unis, notamment dans les grands *buildings*, qui ont jusqu'à vingt étages, et où ils sont absolument indispensables : ils constituent, en effet, la partie peut-être la plus immédiatement nécessaire de ces constructions, dont les services des différents paliers doivent être constamment desservis avec la plus grande activité. De là, comme par exemple à l'*Auditorium* et au *Masonic Temple* de Chicago, des batteries de 12 à 15 ascenseurs, constamment en marche, divisés en ascenseurs omnibus, s'arrêtant à tous les étages,

<sup>(1)</sup> Comme, par exemple, les élévateurs, transbordeurs, convoyeurs... sur lesquels on pourra consulter utilement les documents suivants : ÉLÉVATEURS À CHAINES ET GODETS. Catalogues de la *Jeffrey Manufacturing Co* (Columbus) et de la *Link Belt Engineering Co* (Philadelphie). *Conveyor Co* (*The Engineer*, 24 février 1893, p. 170); Dodge (*Scientific American*, 28 novembre 1891, p. 338); Hunt (*Génie civil*, 14 avril 1894, p. 378). — À HÉLICES. Robinson (*The Engineer*, 1<sup>er</sup> juin 1894, p. 477). — PNEUMATIQUES Dikham (*Engineering*, 14 juillet 1893, p. 59); Samuelson (*The Engineer*, 9 juin 1893, p. 498). — POUR CHARBONS. Aerts (*Revue Industrielle*, 12 novembre 1885, p. 453); Rigg (*id.* 3 janvier 1883, p. 43, et *Scientific American*, 24 février 1883, p. 111). — POUR GRAINS. (*Génie*

*civil*, 13 octobre 1883, p. 619. *Scientific American suppl.*, 9 décembre 1893, p. 14596. *Journal of the Association of Engineering Societies* (Chicago), décembre 1890, p. 584. *Sanitary News*, 12 novembre 1888. *Engineering News*, 7 avril 1884, p. 158). Armour (*Scientific American*, 24 octobre 1891); Dow (*Engineering*, 2 novembre 1883, p. 402); Reany (*id.*, 8 décembre 1876, p. 524); Watson (*Scientific American suppl.*, 15 juillet 1883, p. 6203); Bordeaux, Liverpool (*Génie civil*, 1<sup>er</sup> juillet 1883 et vol. XII, p. 178); Canadian Pacific RR. (*Trans Canadian Society of Civil Engineers*, 1887, p. 24). — SUR NAVIRES. Mansfield (*Appleton's Cyclopædia*, vol. 1, p. 609 et brevet anglais 3734, de 1882); Scott (*Génie civil*, 15 septembre 1888). [Voir l'Annexe, p. 576.]

et ascenseurs express, ne s'arrêtant qu'une fois ou deux, et tous marchant à des vitesses inconnues chez nous: de 1 m. 50, 2 et même 3 mètres par seconde.

Ces vitesses, qui nous paraissent excessives, ne sont pas, en réalité, dangereuses; les accidents sont en effet excessivement rares<sup>(1)</sup>, et dus non à la vitesse même de l'ascenseur, mais le plus souvent à quelque défaut de construction, principalement des guidages.

Les ascenseurs de beaucoup les plus employés aux États-Unis se divisent en deux grandes classes: les ascenseurs *électriques* et les ascenseurs *hydrauliques*.

Je n'insisterai pas sur les ascenseurs électriques: ils ont été, en effet, pour la plupart décrits en détail dans la presse technique française<sup>(2)</sup>. Je dirai seulement qu'ils se répandent de plus en plus, et que la préférence à leur donner sur les ascenseurs hydrauliques n'est plus qu'une question

<sup>(1)</sup> Grâce, en partie, aux compagnies d'assurances et d'inspection créées spécialement pour la surveillance de ces appareils (*Bulletin de la Société industrielle de Mulhouse*, juin 1894).

<sup>(2)</sup> Dans *La Lumière électrique*, les ascenseurs de Basset, Allen (3 mars 1894, p. 140, 14 janvier 1893, p. 62); Baxter (17 décembre 1892, p. 550); Clark (3 septembre 1892, p. 455); Coyle (3 juin 1892, p. 456); Eickemeyer (6 juin 1891, p. 462); *Electric Elevator Co* (17 janvier 1891, p. 121); Frisbie (7 juillet 1894, p. 18); Hermann (9 avril, 29 octobre 1892, p. 57-203, 23 avril 1893, p. 160, 7 juillet 1894, p. 19); Hollock (12 janvier 1889, p. 54); Léonard (9 avril 1892, p. 59); Hudson (13 août 1892, p. 309); Marshall (9 décembre 1893, p. 459); Moore (22 juillet 1893, p. 119); Neuburger (9 avril 1892, p. 60); Ongley (2 juin 1894, p. 416); Otis (17 janvier, 6 juin 1891, p. 123-459, 6 février, 9 avril 1892, p. 63-263); Pewet et Peirce (9 décembre 1893, p. 460-461); Pratt (4 janvier 1892, p. 454); See et Tyler (25 février 1893, p. 363); Smith (7 juillet 1894, p. 19); Wright (3 septembre 1892, p. 454); *Revue industrielle*, 5 décembre 1891, p. 481, ascenseur

Otis. Pour les autres appareils de levage électriques, consulter *La Lumière électrique*. Cabestan. (Grimston, 4 juin 1892, p. 453). Transbordeurs Chamberlain (17 janvier 1891, p. 12). Treuils Eickemeyer (6 juin 1891, p. 460); Crompton (3 octobre 1891, p. 30); *Electric Elevator Co* (17 janvier 1891, p. 121); Guyenet, Hopkinson (13 octobre 1888, p. 53); Holrich (24 novembre 1890, p. 633); Siemens (6 juin 1891, p. 460). Grues, Atwood (5 août 1893, p. 217); Buchin et Tricoche (2 novembre 1889, p. 204); Morgan (22 juillet 1893, p. 113); Siemens (23 juillet 1892, p. 154). Ponts roulants. Bon et Lustrement (2 novembre 1889, p. 204); Dujardin (17 janvier 1891, p. 116); Morgan (3 mars 1894, p. 407). *Le Génie civil*, 31 décembre 1892, p. 130, 11 février 1893, p. 237; *l'Engineering* des 13 janvier et 29 décembre 1893, p. 55 et 780. *Revue Industrielle*, 2 février et 4 mars 1889, p. 48 et 173, 19 août 1893, p. 321, 3 février 1894, p. 41; *Revue Générale des machines-outils*, janvier 1890, p. 100; *Portefeuille économique des machines*, août 1885, et les *Ponts roulants électriques de Shaw* (brevets américains 528616, 618619, 620, 621, de 1894).



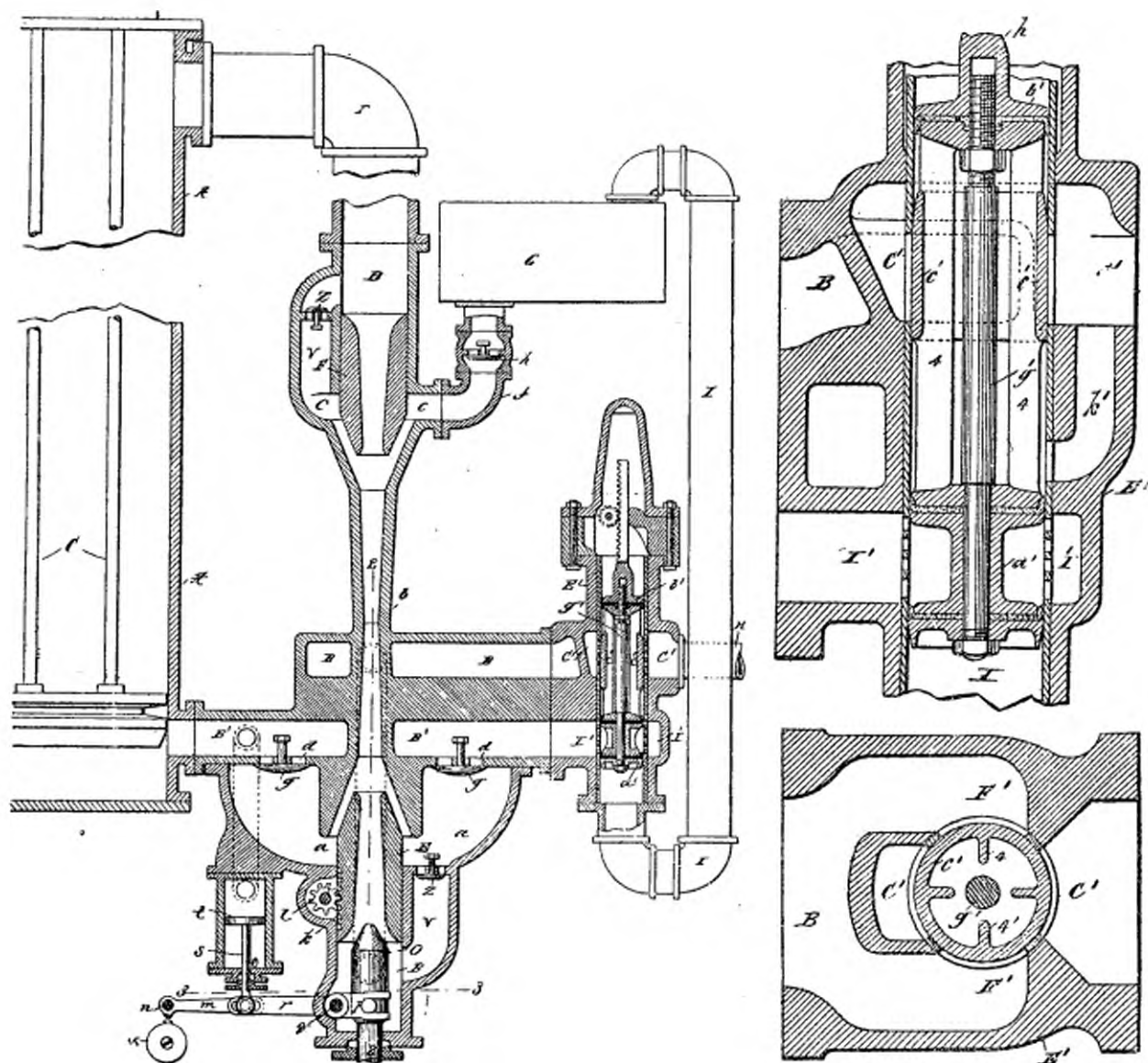


Fig. 613 à 614. — Économiseur Otis. Ensemble du système et détail du distributeur.

A, cylindre moteur constamment rempli d'eau agissant sur les deux faces de son piston, à tiges mouflées *c*, mises en communication par le tube de circulation BB', communiquant par Y et F' avec la boîte du distributeur E'. — H, arrivée de l'eau sous pression en C'. — I, échappement du distributeur au trop-plein G. — *h*, crémaillère manœuvrant par *g'* le distributeur b'c'a'. Quand on lève ce distributeur de manière à ouvrir c' sur H et Ia' sur I, l'eau de H passe par BB' Eb, (fig. 615), sur le piston A, aussi vite qu'elle s'échappe du dessous de A par B'I'I; et, si l'ascenseur est en pleine charge, ce piston descend assez lentement pour que la pression de l'eau refoulée par B'I' en IG soit trop faible pour faire repasser une partie de cette eau au haut de A. Au contraire, quand la charge est faible, la résistance opposée en I' au passage de l'eau rapidement refoulée par la descente du piston fait qu'une partie de l'eau d'échappement admise en a par dg est aspirée en zv par la vitesse de l'eau admise de BB' en E, puis refoulée par cette eau en bB, au haut de A, sans aller en G. — *t*, piston chargé par l'eau d'échappement E', et dont la tige manœuvre l'aiguille O de l'éjecteur E par le levier *mrq*, à contrepoids de réglage *n*. — *l*, pignon permettant de régler l'éjecteur E. Pour descendre, on abaisse *g'* de manière à ouvrir B et B' ou les deux extrémités de A à l'admission H. Si l'ascenseur descend avec une grosse charge, l'eau sort de l'éjecteur F avec assez de vitesse pour aspirer par *h* une partie de l'eau de G, qui, refoulée par VzB, passe par bBB' au bas de A, en économisant autant d'eau de H.

de prix de l'électricité, car toutes les difficultés de détail, assez délicates et nombreuses, afférentes à leur installation et à leur exploitation véritablement industrielle ont été successivement vaincues par une expérience pratique extrêmement étendue, de sorte qu'ils se conduisent et s'entretiennent aujourd'hui avec autant de facilité et de sûreté que les ascenseurs hydrauliques, principalement dans les *buildings*, qui disposent toujours du personnel mécanicien et électricien indispensable pour la conduite de machineries dont la puissance dépasse parfois un millier de chevaux.

Les ascenseurs hydrauliques se distinguent en général des nôtres par l'absence de puits. Les ascenseurs sans puits, avec mouffles hydrauliques plus

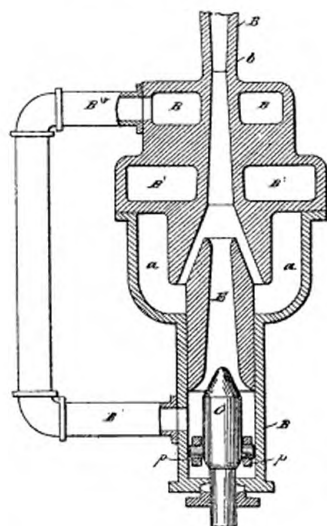


Fig. 615 et 616.

Économiseur Otis. Coupes 2-2 et 3-3  
(fig. 612).

(Même légende qu'en fig. 612.)

ou moins dérivés de ceux d'Armstrong, n'ont pas cette apparence de sécurité absolue que donne la présence du piston sous la cabine : apparence qui peut être, comme l'ont démontré quelques accidents, notamment celui du Grand-Hôtel, absolument illusoire ; mais ils sont, en réalité, rendus par l'emploi d'amortisseurs de choc, de régulateurs de vitesse, d'arrêts automatiques, de câbles et de parachutes de sûreté, tout aussi inoffensifs que nos ascenseurs à puits, alors que leur installation est beaucoup plus simple, surtout pour les grandes hauteurs, infiniment plus accessibles dans toutes ses parties, et se prête bien mieux aux grandes vitesses qui s'imposent aux États-Unis.

Les ascenseurs hydrauliques les plus employés aux États-Unis sont ceux de

la compagnie *Otis*, qui s'y comptent par milliers. Je ne décrirai pas ces ascenseurs, bien connus des ingénieurs français<sup>(1)</sup>. Je me bornerai à si-

<sup>(1)</sup> *Génie civil*, 5 décembre 1871, 13 janvier 1894, p. 73 et 167; *Annales industrielles*, 13 janvier 1892, p. 142; *Portefeuille économique des machines*, novembre 1886, p. 184,

juillet 1893, p. 110; *Engineering*, 22 mai 1891, p. 613. Pour les détails de construction, consulter les brevets anglais de Baldwin (n° 2863, de 1878, 4105, de 1879 et 138,



gnaler l'un de leurs détails les plus ingénieux: leur économiseur à circulation d'eau<sup>(1)</sup>.

Les figures schématiques 612 à 616 permettront de comprendre le fonctionnement fort ingénieux de ce système.

Le cylindre A du moufle d'Armstrong, dont la poulie commande l'ascen-

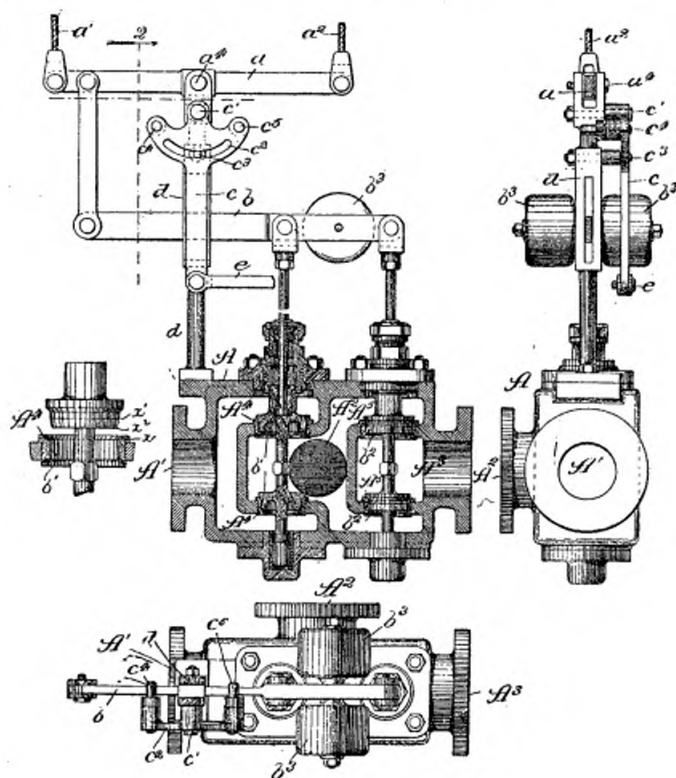


Fig. 617 à 620. — Manœuvre Reichmann. Détail des soupapes. Coupe verticale. Vue 2-2.  
Plan et détail d'un siège. (Même légende qu'en fig. 621.)

seur, est constamment rempli d'eau agissant d'une façon différentielle sur les deux faces de son piston, mises en communication par le tube de circulation BB, qui communique aussi par les lumières I' et F' (fig. 614)

de 1880); Reynolds (n° 17503, de 1884); Otis (n° 13329 et 13330, de 1884; 13890 et 13891, de 1888; 13943 et 17604, de 1889, 271 de 1890).

<sup>(1)</sup> Voir aussi, dans la *Revue industrielle*

du 30 novembre 1889, p. 472, la description de l'économiseur Prentice, et, dans l'*Engineer* du 13 juillet 1894, p. 39, celle de l'économiseur Carey. (Voir l'*Annexe*, p. 574.)

avec le distributeur équilibré E'. L'eau sous pression, amenée par le tuyau H, arrive au distributeur par C', et l'échappement du distributeur se fait par I au réservoir de trop-plein G. Quand on monte la valve  $a'$  de manière à ouvrir cet échappement,  $c'$ , solidaire de  $a'$ , ouvre H de manière à laisser l'eau sous pression pénétrer dans le haut du cylindre A aussi vite qu'elle

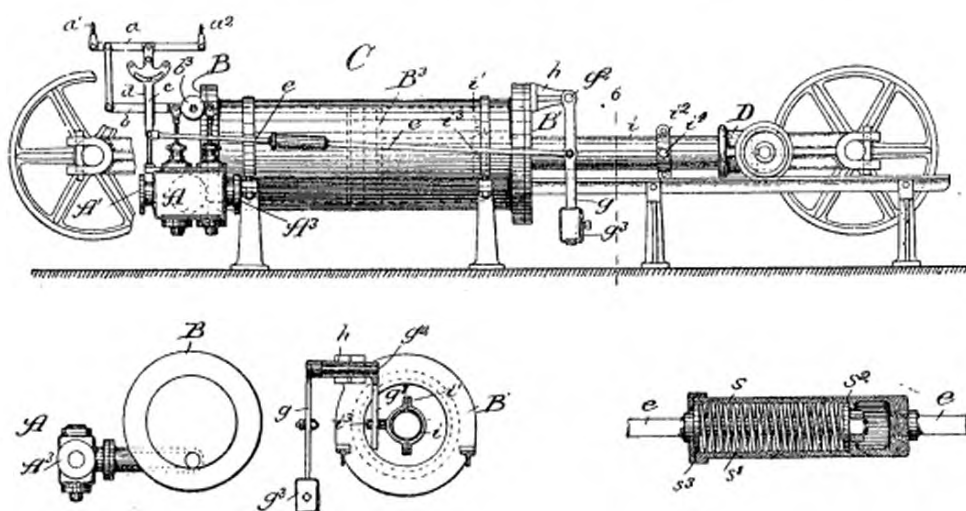


Fig. 621 à 623. — Ascenseur Reichmann. Ensemble du cylindre moteur. Élévation.

Vue d'arrière B, vue 6-6, et détail du ressort S.

C, cylindre moteur du moufle, à boîte de distribution A (fig. 617) et à manœuvre  $a'a''$ . Quand on tire  $a'$ , on ouvre par  $b$ , en faisant pivoter le levier  $a$  autour de  $a'$ , la soupape  $b'$ , qui admet par  $A'$ ,  $A''$ ,  $A'''$  l'eau sous pression en B, où elle pousse le piston  $B^3$  de manière à faire monter l'ascenseur. Pour arrêter, on tire  $a''$  de manière à refermer le distributeur, comme en fig. 617. Pour descendre, on tire encore  $a''$ , de manière à ouvrir les soupapes  $b''$ , qui laissent l'eau s'échapper par  $A^3A^4$ . —  $b^3$  (fig. 617), contrepoids refermant le distributeur et arrêtant l'ascenseur en cas de rupture de la corde de manœuvre  $a'a''$ . —  $i^3i^4$ , taquets de la tige  $c'$ , qui, au fond de la course de  $B^3$ , repoussent, malgré le pendule  $g^3g^4h$ , la tringle  $e$ , de manière à fermer le distributeur par la poussée, sur le levier  $a$  (fig. 617), des taquets  $c^1$  ou  $c^2$  du levier  $cc'$ , dont la course est limitée par le taquet  $c^3$ , coulissé dans  $c^4$ , et fixé en  $d$ . —  $s$  (fig. 623), ressort à butée  $s^1$ , relié à la partie droite de la tringle  $e$  et fixé par  $s^2$  à la partie gauche, rompant ainsi la tringle  $e$  de manière à permettre au piston  $B^3$  de dépasser légèrement les courses fixées par  $c^1$  sans fausser  $e$ .

s'échappe du bas, sans bruit, et la cabine de l'ascenseur s'élève. Pour descendre, on abaisse  $a' c'$  de manière à fermer I et à ouvrir C'F' et I', de sorte que l'eau passe, par B, F', I', B, du haut au bas du cylindre, avec une vitesse dépendant de la charge de l'ascenseur et de l'ouverture du distributeur, le tuyau H fournissant en même temps le supplément d'eau correspondant au volume des tiges CC du piston de A.

Quand la cabine de l'ascenseur monte en pleine charge, le piston de A descend avec une lenteur telle que la pression de l'eau renvoyée par B'I' à

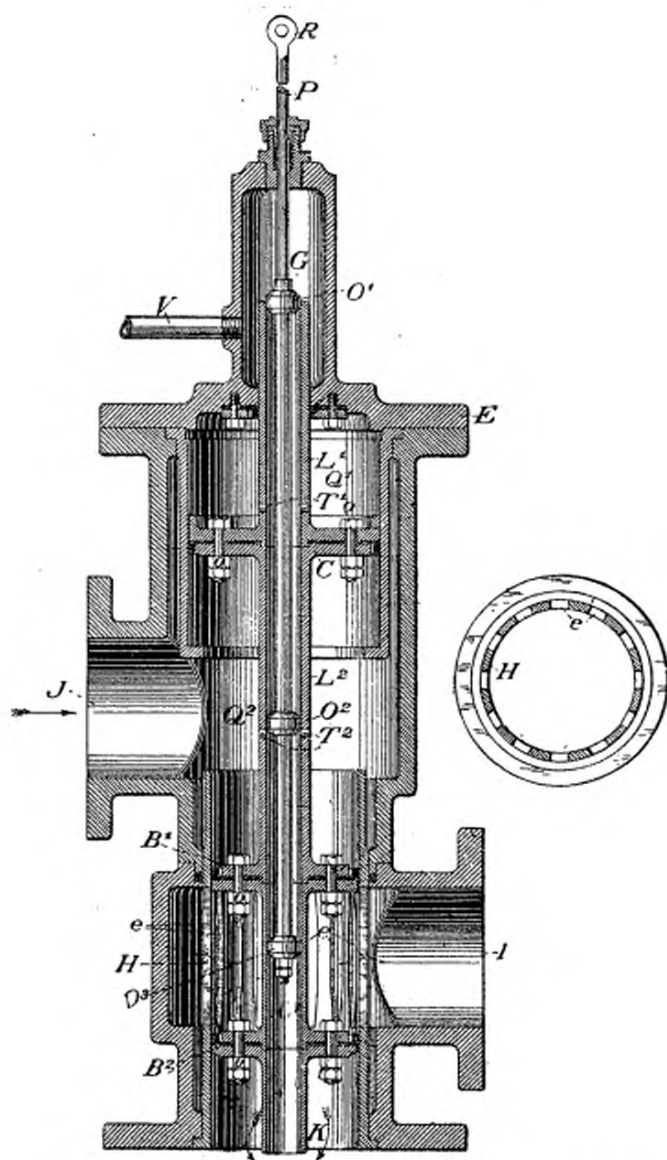


Fig. 624 et 625. — Distributeur de Hall. Coupe verticale et coupe horizontale par la lanterne H.

J, arrivée de l'eau sous pression dans le compartiment médian  $Q^2$ , fermé par les pistons B et C. — I, admission au cylindre du moteur. K, échappement. P, distributeur auxiliaire à trois pistons  $O^1, O^2, O^3$ . Quand on abaisse P par la tringle de manœuvre articulée en R,  $O^3$  admet par  $T^1L^1T^1$  l'eau sous pression sur C, de manière que le distributeur principal  $CB^1B^2$  descende et laisse l'eau sous pression pénétrer en I par les trous  $e$  de la lanterne H, et l'ascenseur monte. Pour arrêter ou descendre, on lève P de manière à ouvrir  $O^1$ , de sorte que l'eau enfermée en  $Q^1$  s'évacue par  $T^1L^1O^1V$ , et que l'excédent de la pression de l'eau de  $Q^2$  sur le piston C, plus grand que B, soulève le distributeur principal jusqu'à ce qu'il referme automatiquement  $O^1$ , ce qui se produit, suivant la grandeur de la levée de P, soit quand le distributeur a repris sa position d'arrêt, soit quand il est remonté suffisamment pour ouvrir par  $B^1$  l'échappement de I en K.

l'échappement I et au réservoir G est trop faible pour déterminer un refoulement partiel de cette eau au haut du cylindre A; mais si la charge est faible, le piston descendant plus vite, la résistance de l'étranglement I fait qu'une partie de cette eau d'échappement, admise par ZV à l'injecteur E, aspire en a, puis refoule en B un volume d'eau d'autant plus grand que la charge de l'ascenseur est moindre: volume qui retourne ainsi du haut au bas du cylindre, et se trouve économisé. De même, dans la descente en

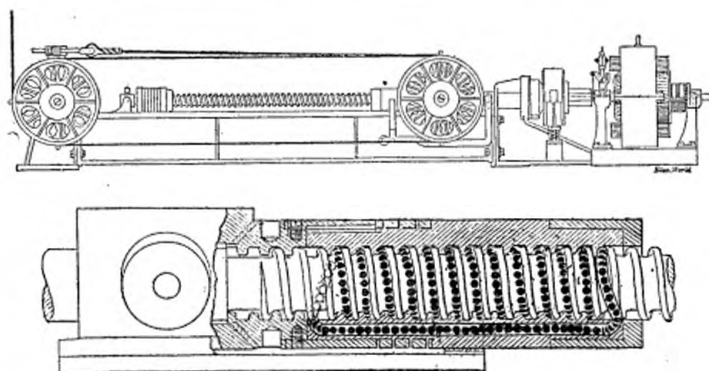


Fig. 626 et 627. — Ascenseur à commande par vis à moufle et à écrou Lieb.  
Ensemble de la commande électrique de la vis et détail de l'écrou.

pleine charge, une partie de l'eau passe du haut du cylindre A, par h, en réserve dans le réservoir G.

Enfin, le réglage automatique de l'injecteur E s'opère au moyen du piston t, soumis à la pression de l'échappement du cylindre A, et qui étrangle E, par O, d'autant plus que cette pression est plus considérable.

Ainsi que nous l'avons dit, le moteur des ascenseurs hydrauliques est presque toujours constitué par un moufle d'Armstrong, horizontal ou vertical suivant les convenances de l'emplacement dont on dispose. Ce moufle est pourvu d'une distribution à manœuvre équilibrée, avec taquets arrêtant automatiquement l'ascenseur aux extrémités de sa course ou en cas de rupture des cordes de manœuvre. Comme exemple, je citerai la manœuvre de Reichmann, représentée en détail par les figures 617 à 621, et qui fonctionne comme il suit :

Pour faire monter l'ascenseur, on tire (fig. 617) la corde a', qui ouvre par b, en faisant osciller a autour de a<sup>1</sup>, la paire de soupapes équilibrée b',

de manière à admettre par  $A^2A^2$  l'eau sous pression à l'arrière B du cylindre C (fig. 621); pour arrêter l'ascenseur, on tire  $a^2$  de manière à refermer

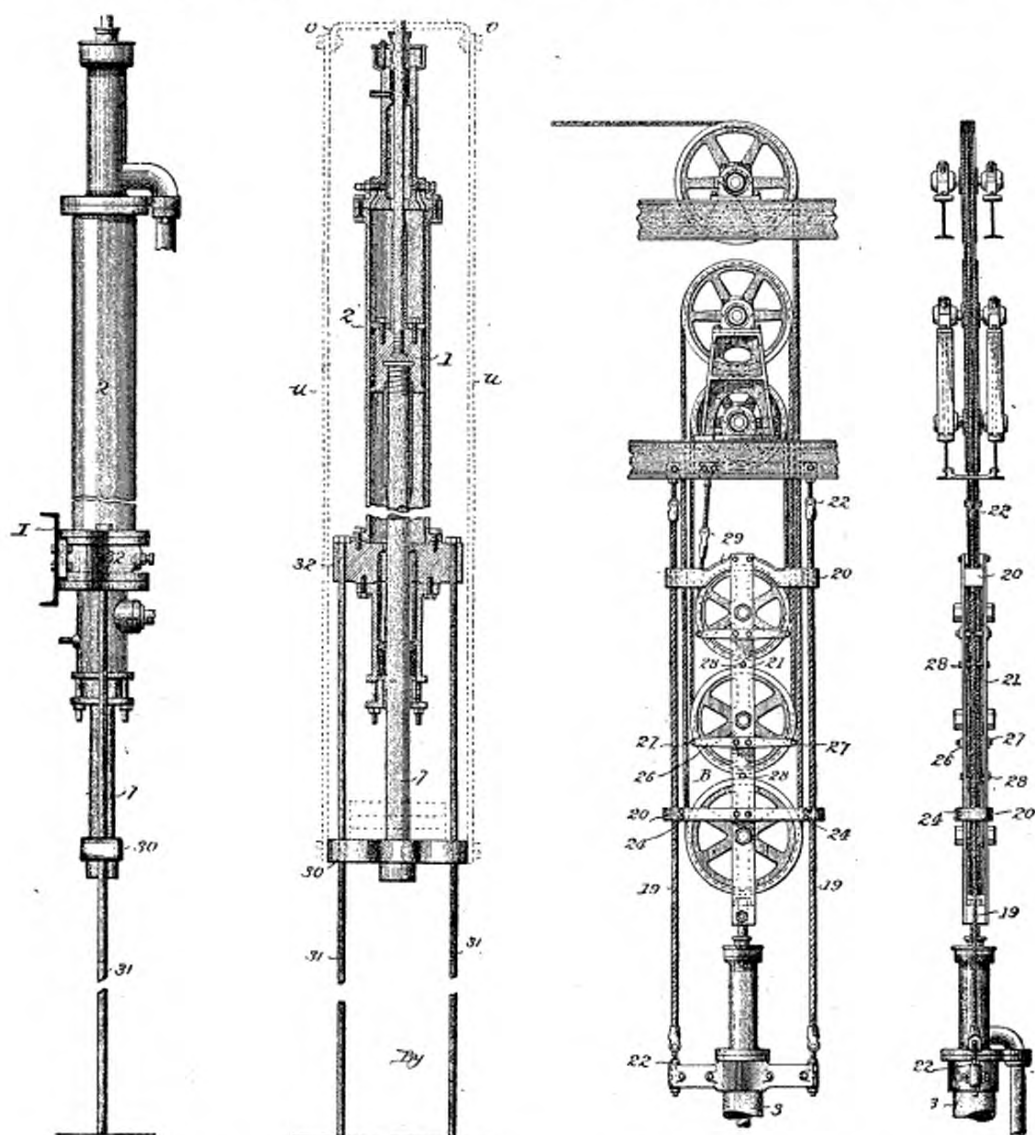


Fig. 628 à 631. — Moulage à commande hydraulique Reynolds.  
Vue latérale et coupe verticale du cylindre moteur, et détail du moufle.

2, cylindre moteur, à tige de piston 3, articulée au cadre 21-28 du moufle B, guidé en 20-24 sur les cordes 19, 19 du croisillon 22, et pourvu d'un couvre-poulie 29. — 31-31, guides du croisillon de la tige compensatrice 7. (Pour les autres lettres, voir la légende de la figure 632.)

le distributeur, comme en figure 617; pour descendre, on tire  $a^2$  de manière à ouvrir les soupapes  $b^2$ , qui laissent l'eau s'échapper par  $A^3A^2$  du cylindre C, sous le rappel de la charge.

En cas de rupture de la corde de manœuvre  $a^1 a^2$ , le contrepoids  $b^3$  ferme automatiquement le distributeur et arrête l'ascenseur.

Quand l'ascenseur arrive aux extrémités de ses courses, les taquets  $i^4 i^3$

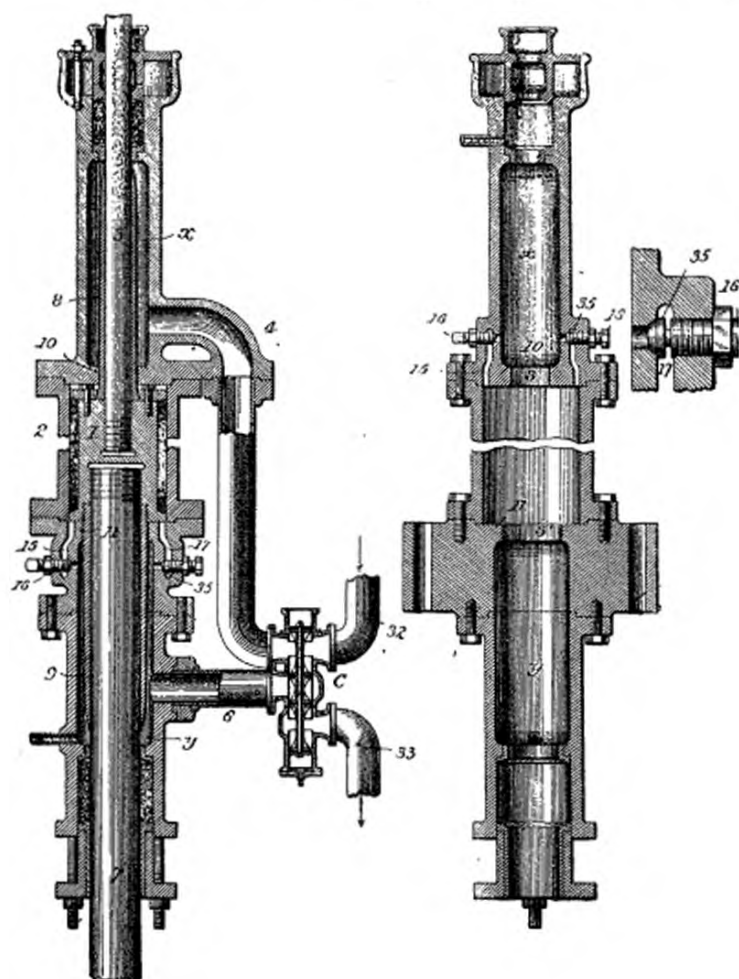


Fig. 632 à 634. — Mouflage Reynolds. Détail de la distribution.

3, tige du piston moteur 1, prolongée par une tige compensatrice 7. Pour monter, on admet par C l'eau sous pression de 32, suivant 4 et x, au-dessus du piston 1, pendant que l'eau du dessous de ce piston s'évacue par y6C et 33. Pour descendre, le piston 1 refoule l'eau qui le charge : partie par x4C, en 6, et partie en 32, dans le rapport des diamètres de 3 et de 7. — 8 et 9, douilles des tiges 3 et 7, dont l'extrémité tronconique ferme graduellement, en s et en s', la circulation de l'eau de x à y, pour ne plus la laisser ensuite circuler que par les canaux 15, 15, à vis de réglage 16, dont l'une (fig. 637) règle en 17 la levée du clapet de retenue 35.

de sa tige i (fig. 621) repoussent la tringle e malgré le pendule g, de manière à fermer le distributeur par la poussée sur a des taquets  $c^4$  ou  $c^5$  (fig. 617) du levier c, pivoté en  $a^1$ . La course de ce levier est limitée par

le taquet  $c^3$ , et la tige  $e$  se trouve (fig. 624) rompue par un ressort  $s$ , permettant au piston  $B^3$  de dépasser légèrement les courses correspondant à cette limite sans fausser  $e$ .

Enfin, les soupapes sont pourvues (fig. 620) d'une portée droite  $x'$ , dis-

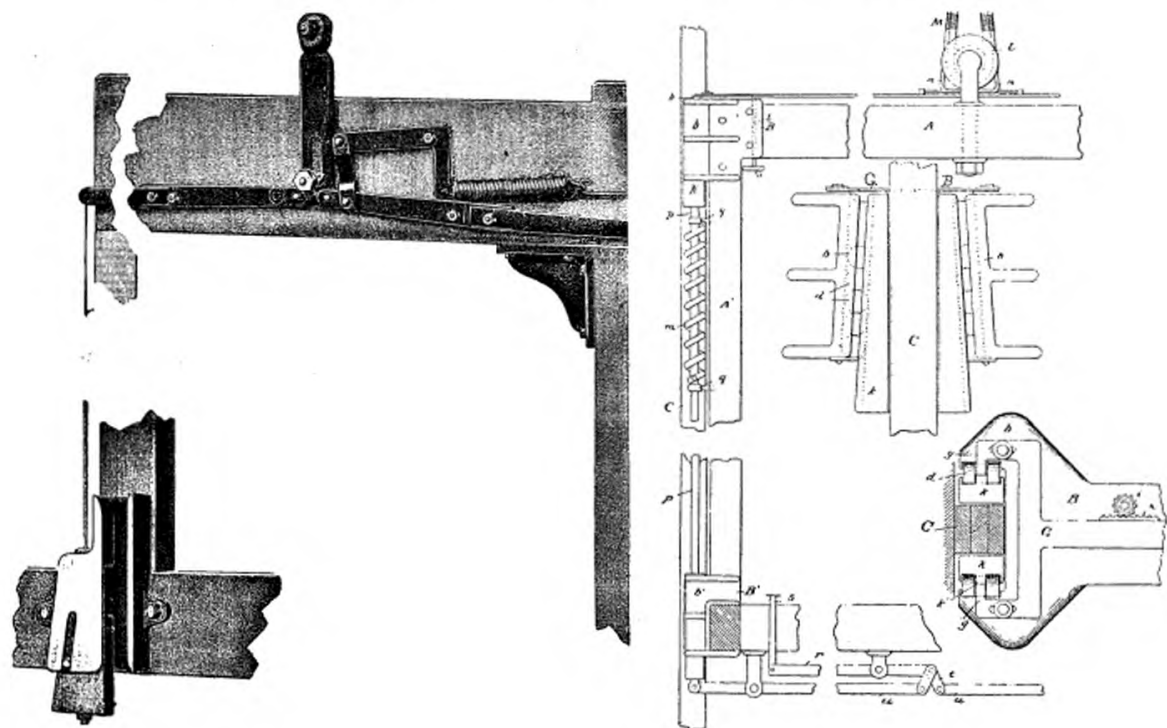


Fig. 635 à 639. — Parachutes Frisbie et Coyle.

Fig. 637 à 639, parachute Coyle. — Ensemble d'une moitié du parachute, et détail du serrage.  $gg$ , verrous de la tringle  $G$  qui, normalement appuyés sur le haut des coins  $k$ , les empêchent de se lever sous l'impulsion des ressorts  $m$ , agissant sur leurs tiges  $p$ , guidées en  $g$ .  $nn$ , attache des tringles  $G$  aux deux brins de la corde de levage  $M$ , passée sur la poulie  $L$ . —  $C$ , guides du coin  $k$ . —  $B$ , boîtes à glissières  $bb$ , avec galets  $d$  enveloppant les coins  $k$ . —  $s$ , pédale permettant de manœuvrer par  $tuu$ , les tiges  $p$ , en cas de raté des ressorts  $m$ .

posée de manière que leurs ouvertures et fermetures s'opèrent graduellement, sans chocs des mécanismes.

La plupart de ces distributeurs sont, comme ceux d'Otis, cylindriques et équilibrés, ou, pour les grands appareils, manœuvrés par l'eau sous pression au moyen d'un petit distributeur auxiliaire équilibré; comme exemple, je citerai le distributeur de Hall (fig. 624) qui fonctionne comme il suit :

Dans la position figurée, l'eau sous pression, amenée par  $J$ , remplit le



compartiment  $Q^2$ , et le compartiment fermé  $Q^1$  est rempli d'eau qui maintient la valve  $B^1B^2$  dans la position correspondant à l'arrêt de l'ascenseur, où elle forme à la fois l'admission I et l'échappement K.

Pour monter, on abaisse la tige P du distributeur auxiliaire, de manière

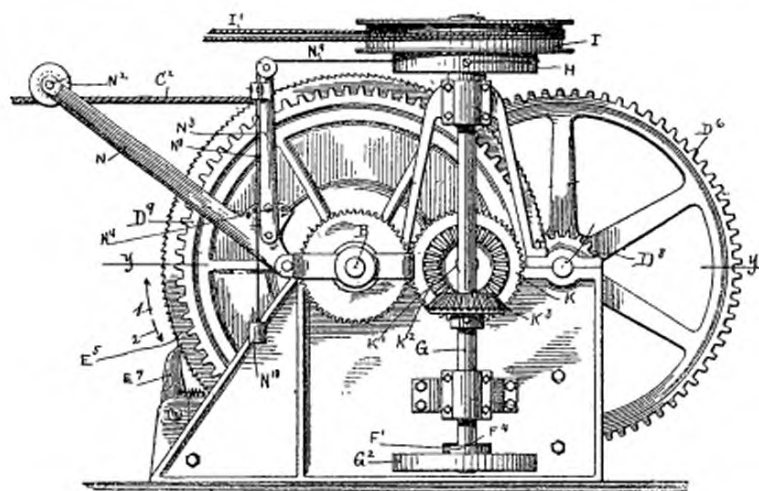


Fig. 640. — Treuil Deane. Élévation.

B, arbre du tambour C, à poulies folles  $D^2D^4$ , tournant constamment en sens contraire 3 et 4, et poulie fixe D, sur laquelle les fourches  $F^2F^2$  font alternativement passer la courroie ouverte de  $D^1$ , puis la croisée de  $D^2$ . —  $D^2D^4D^2D^4$ , train d'engrenages commandant le tambour C par le plateau  $E^2E^2$  (fig. 645) fou sur B, et en prise par ses griffes  $E^4$  avec celles  $E^2$  du tambour C, disposées de manière que, par le glissement de leurs plans inclinés  $a$  et  $b$ , elles rapprochent ou éloignent (fig. 645)  $E^2$  de C, suivant le sens de la rotation de B, et serrent ainsi ou desserrent le plateau de friction  $E^2$  entre la face  $E^2$  de  $E^2$  et le fond correspondant de C. —  $E^2$  (fig. 640), cliquet qui, lorsque  $D^2$  tourne dans le sens de la flèche 2 ou de la descente, arrête  $E^2$ , de sorte que les plans  $a$  et  $b$  (fig. 645) éloignent ou rapprochent  $E^2$  de C, suivant qu'il va plus ou moins vite que C. —  $F^1$  et  $F^2$  (fig. 641 et 643), barres des fourches  $F^2F^2$ , à boutons  $F^4$ , pris dans les rainures  $H^1H^2$  des disques H et G<sup>2</sup>, calés sur l'arbre G, et tracées en sens inverse, de manière que la rainure de G<sup>2</sup> attaque F par sa partie hélicoïdale pendant que celle de H attaque F par sa partie circulaire ou de repos.  $K^1K^2K^3$ , pignons commandant l'arbre G par le changement de marche automatique à écrou  $J^7$  (fig. 646) fileté sur le prolongement J de B, et mobile entre les taquets réglables  $J^8$  et  $J^9$ , qui, aux fonds de courses de la cabine, arrêtent l'écrou  $J^7$ , de manière qu'il entraîne par ses butées  $J^{10}$  le cadre  $J^1$  et le pignon  $j^2$  en prise avec K. —  $N^{10}$ , poids que le tambour H amène sur sa corde  $N^9$  (fig. 640), quand il tourne dans le sens de la flèche 5, correspondant à la descente, au contact du taquet  $N^7$  du levier  $N^3N$ , maintenu levé par la tension du câble de levage  $C^1C^2$ , de sorte que, en cas de relâchement de ce câble, la corde  $N^9$  entraînée par le levier  $N^3N$ , ramène le disque H dans la position d'arrêt du treuil. H', corde commandant à la main l'arbre G.

à ouvrir par  $O^2$  les orifices  $T^2$  qui, admettant, par  $L^2T^1$ , l'eau sous pression en  $Q^1$ , permettent au distributeur de descendre sous la pression de l'eau sur  $B^1$  de manière à ouvrir l'admission par  $eI$ . A la fin de ce mouvement, de même longueur que celui de P,  $O^2$  a repris par rapport à  $T^2$  la position figurée, de sorte que le distributeur se maintient dans sa nouvelle position.



Pour arrêter la montée ou descendre, on lève P de manière à ouvrir O<sup>1</sup> et à permettre à l'eau enfermée en Q<sup>1</sup> de s'évacuer par T<sup>1</sup>L<sup>1</sup>O<sup>1</sup>V<sup>1</sup>; le distributeur B<sup>1</sup>B<sup>2</sup> monte alors, par suite de l'excédent de la pression sur C<sup>2</sup>B<sup>3</sup>, jusqu'à la fermeture automatique de O', qui se produit soit quand B > B<sup>1</sup> a repris la position figurée, correspondant à l'arrêt, soit quand il est remonté suffisamment pour ouvrir l'échappement par le K.

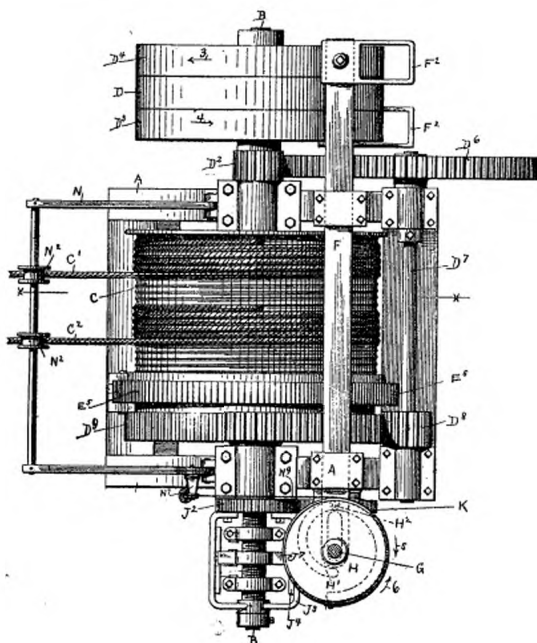


Fig. 641. — Treuil Deane. Plan. (Même légende qu'en fig. 640.)

Le troisième piston O<sup>3</sup> du distributeur auxiliaire n'a pour effet que d'assurer l'équilibrage permanent de la tige P. La rapidité des mouvements du distributeur est réglée par le débit des orifices T<sup>1</sup> et T<sup>2</sup>. Enfin les mécanismes sont très accessibles, puisqu'il suffit, pour les retirer, d'enlever le couvercle E.

Parmi les commandes originales du mouflage des ascenseurs, je citerai la commande par vis et écrou à billes de Lieb (fig. 626), plus spéciale-

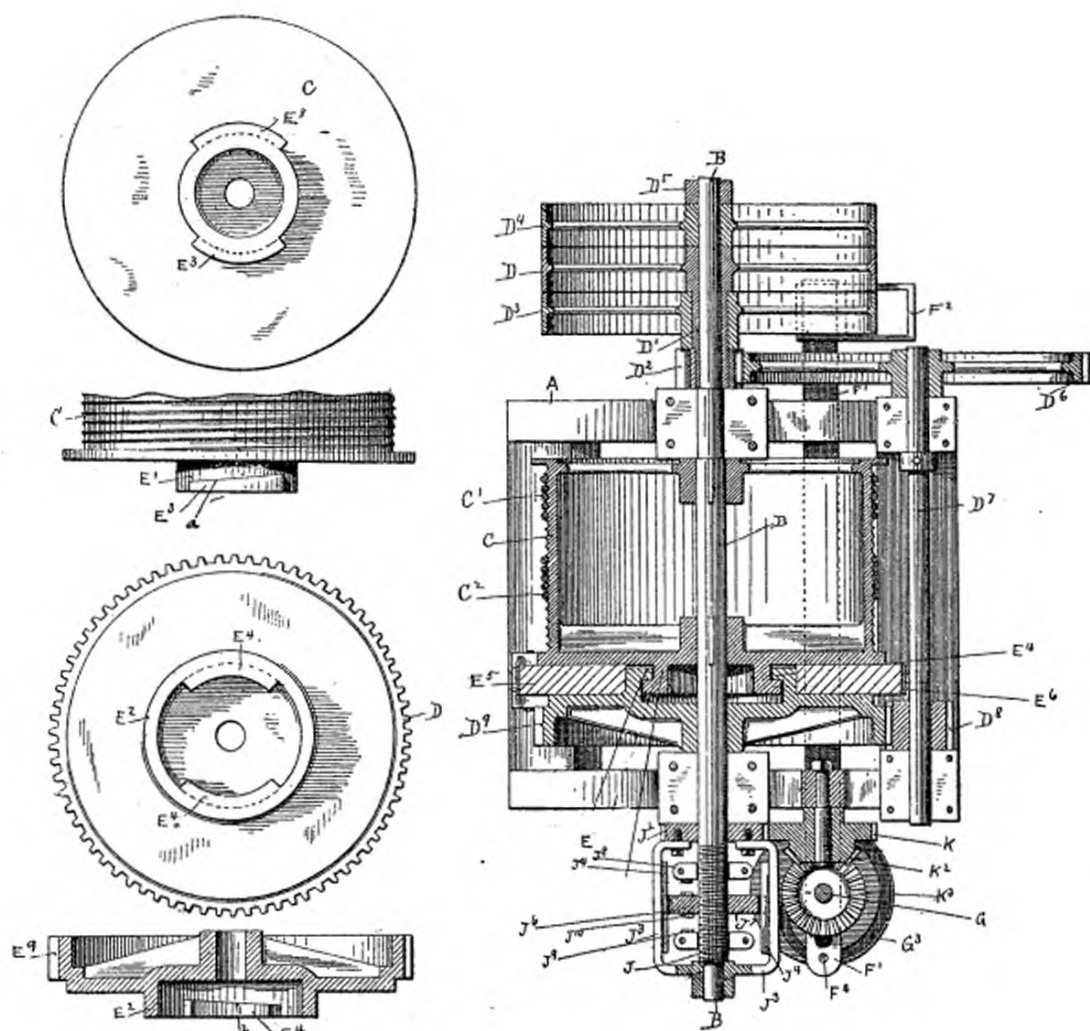


Fig. 642 à 646. — Treuil Deane. Détail de l'embrayage E, et coupe yy (fig. 640).

B, arbre du tambour C, à poulies folles  $D^2D^1$ , tournant constamment en sens contraire 3 et 4, et poulie fixe D, sur laquelle les fourches  $F^2F^1$  font alternativement passer la courroie ouverte de  $D^1$ , puis la croisée de  $D^2$ . —  $D^2D^1D^2D^1$ , train d'engrenages commandant le tambour C par le plateau  $E^2E^1$  (fig. 645), fou sur B, et en prise par ses griffes  $E^1$  avec celles  $E^2$  du tambour C, disposées de manière que, par le glissement de leurs plans inclinés  $a$  et  $b$ , elles rapprochent ou éloignent (fig. 645)  $E^2$  de C, suivant le sens de la rotation de B, et serrent ainsi ou desserrent le plateau de friction  $E^2$  entre la face  $E^2$  de  $E^1$  et le fond correspondant de C. —  $E^2$  (fig. 640), cliquet qui, lorsque  $D^2$  tourne dans le sens de la flèche 2 ou de la descente, arrête  $E^2$ , de sorte que les plans  $a$  et  $b$  (fig. 645) éloignent ou rapprochent  $E^2$  de C, suivant qu'il va plus ou moins vite que C. —  $F^1$  et  $F$  (fig. 640 et 646), barres des fourches  $F^2F^1$ , à boutons  $F^2$ , pris dans les rainures  $H^1H^2$  des disques H et  $G^2$ , calés sur l'arbre G et tracées en sens inverse, de manière que la rainure de  $G^2$  attaque F par sa partie hélicoïdale pendant que celle de H attaque  $F^1$  par sa partie circulaire ou de repos.  $K^1K^2K^3$ , pignons commandant l'arbre G par le changement de marche automatique à écrou  $J^1$  (fig. 646) filoté sur le prolongement J de B, et mobile entre les taquets réglables  $J^2$  et  $J^3$ , qui, aux fonds de courses de la cabine, arrêtent l'écrou  $J^1$  de manière qu'il entraîne par ses butées  $J^4$  le cadre  $J^5$  et le pignon  $J^6$  en prise avec K. —  $N^1$ , poids que le tambour H amène par sa corde  $N^2$  (fig. 640) quand il tourne dans le sens de la flèche 5, correspondant à la descente, au contact du taquet  $N^3$  du levier  $N^4N^5$ , maintenu levé par la tension du câble de levage  $C^1C^2$ , de sorte que, en cas de relâchement de ce câble, la corde  $N^2$ , entraînée par le levier  $N^4N^5$ , ramène le disque H dans la position d'arrêt du treuil.  $H^1$ , corde commandant à la main l'arbre G.

ment applicable aux ascenseurs électriques. C'est un exemple intéressant de l'emploi fréquent et souvent heureux que l'on fait, aux États-Unis, des mécanismes à roulement de billes ou de galets, sur lesquels nous reviendrons dans une autre partie de ce mémoire. Ainsi qu'on le voit sur la figure 627, la crosse du moufle est mue par un écrou à circulation de billes, avec écrou de sûreté sur lequel elle est simplement appuyée par le poids de la cage; la butée de la vis est également reçue par un cercle de 220 billes

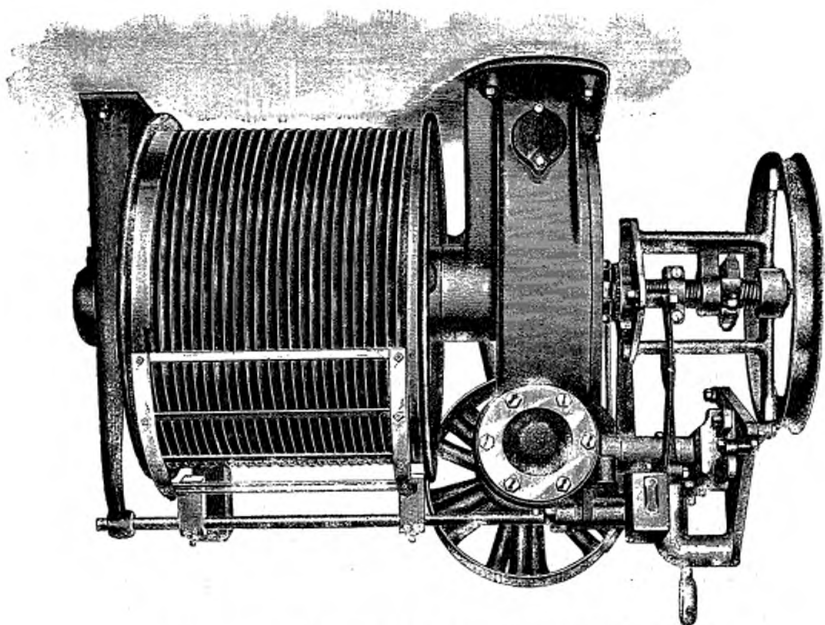


Fig. 647. — Treuil suspendu de la Crane Elevator Co (Chicago).

d'acier roulant sur des plateaux d'acier très dur; la vis en acier a son filet trempé très dur. Les billes, de 0 m. 013 de diamètre, peuvent supporter sans s'écraser une pression de 15,000 kilogrammes; on évalue à 50 kilogrammes environ la pression qu'elles supportent en service courant. Leur frottement est très faible, et elles durent des années.

En cas de rupture de l'écrou à billes, c'est l'écrou de sûreté qui entre immédiatement en prise, et, comme il est taillé de manière à exercer sur la vis un frottement très considérable, il se met à tourner avec elle, en immobilisant aussitôt l'ascenseur. Il en est de même en cas d'arrêt accidentel de la cabine par les guidages, pendant sa descente; en effet, dans ce cas,

la poussée de la crosse sur l'écrou de sûreté s'abaisse suffisamment pour que le ressort de cet écrou le serre sur la vis.

Le mécanisme de mouflage de M. Reynolds, ingénieur de la *Crane Elevator Co*, de Chicago, est (fig. 628 à 634) remarquable par la douceur et

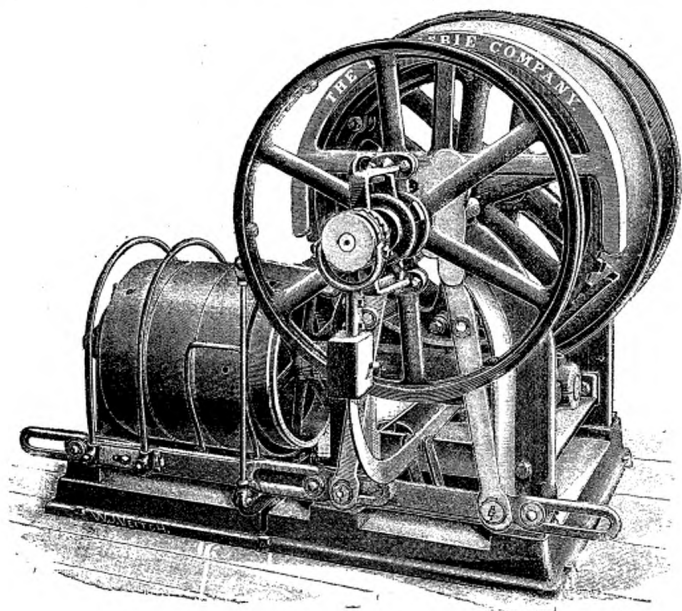


Fig. 648. — Treuil Frisbie.

la sûreté de son fonctionnement, qui dispense de tout contrepoids à la cabine.

Le piston moteur 1 du cylindre 2 attaque directement le mouflage B (fig. 630) par sa tige motrice 3, et il se prolonge par une tige compensatrice 7, creuse et plus grosse que 3. Quand la cabine monte, l'eau sous pression passe de 32 (fig. 632) au-dessus du piston 1, pendant que l'eau qui se trouve sous ce piston s'évacue par 6, C et 33; l'inverse a lieu quand la cabine descend; le piston 1 monte, entraîné par le poids de la cabine, et l'eau qui se trouvait à sa partie supérieure passe en partie sous

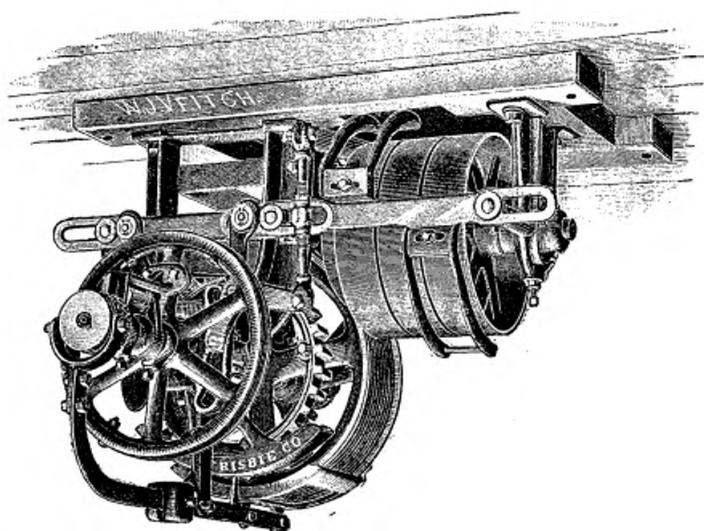


Fig. 649. — Treuil suspendu Frisbie. Poulies de 1 mètre  $\times$  0 m. 160. Vitesse 270 tours. Vitesse de la montée : 0 m. 30 par seconde pour des charges allant jusqu'à 2,000 kilogrammes. Encombrement 990  $\times$  1 m. 40.

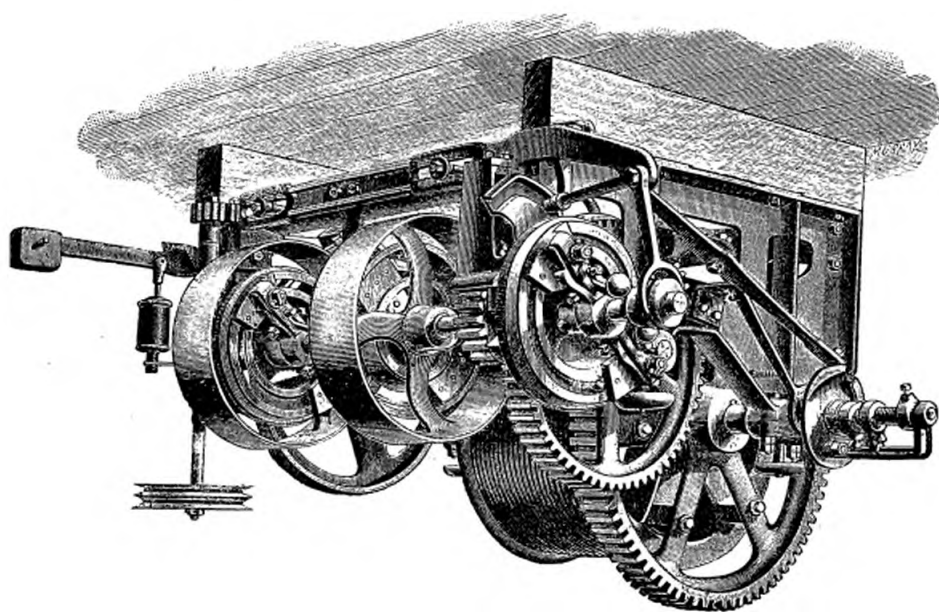


Fig. 650. — Treuil suspendu Frisbie, pour charges de 2,000 kilogrammes et plus.

sa face inférieure par 4C6, le restant retournant par 32 au tuyau d'eau sous pression, avec une résistance équivalente à un contrepoids sans masse,



Fig. 651. — Cage en fer de la *Crane Elevator C.*

réglée par la différence des diamètres de 7 et de 3, et suffisante pour ralentir convenablement la descente.

Afin d'amortir les chocs aux extrémités de la course de la cabine, les tiges 3 et 7 sont pourvues de douilles 8 et 9, dont l'extrémité tronconique

ferme graduellement la circulation directe, entre  $x$  et  $y$ , de l'eau pénétrant dans ces chambres par leurs orifices  $s$  et  $s'$  : l'eau ne circule plus alors que

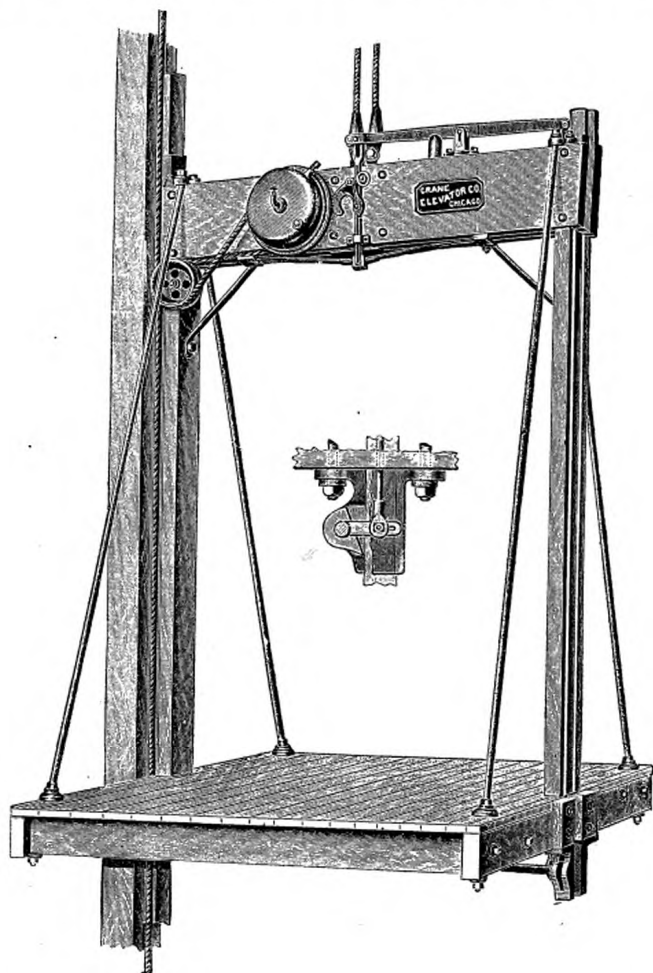


Fig. 652. — Cage en bois de la Crane Elevator C. Ensemble et détail du frein.

par les lumières 15, 15, dont on règle l'étranglement des orifices par les pointes 16. Enfin, pour assurer le départ rapide de la cabine malgré cet

étranglement, l'on a disposé un clapet de retenue 35, qui s'ouvre quand on admet l'eau en pression sur les deux faces du piston 1 à la fois en  $x$  et en  $y$ , par 4 et par 6. Enfin, la tige 7 est guidée par un croisillon 30 (fig. 629) sur lequel on peut disposer au besoin des contrepoids supplémentaires.

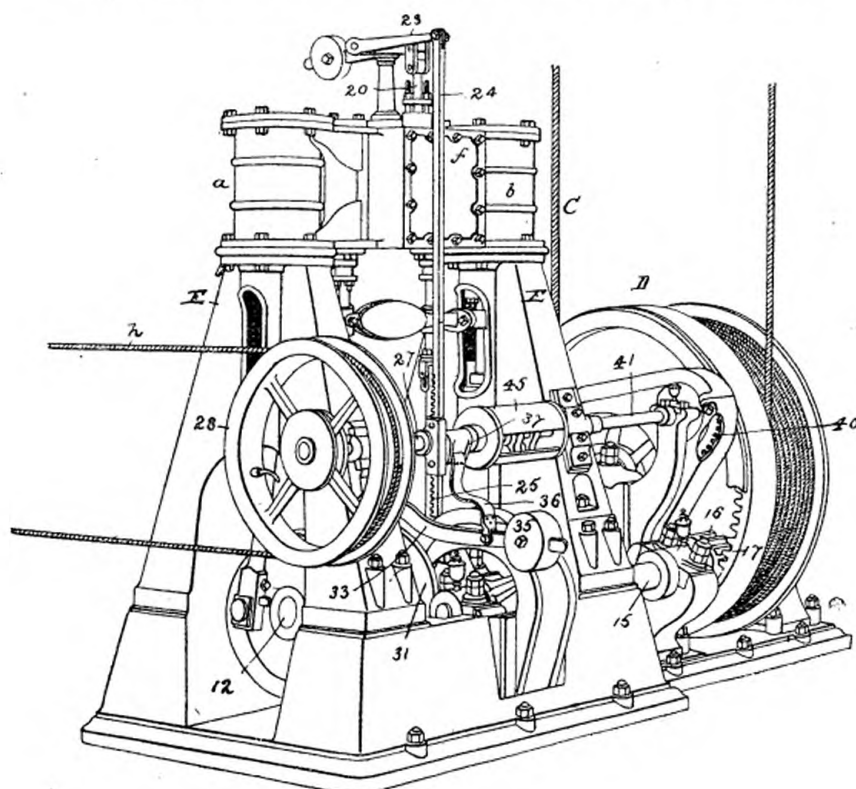


Fig. 653. — Machine à vapeur des treuils Otis. (Même légende qu'en fig. 654.)

La tige 3 est guidée sur les cordes tendues 19, 19 par les croisillons 20, 20, et son mouflage est protégé par un couvre-poulie 29.

Les *appareils de sûreté*: parachutes, régulateurs de vitesses, amortisseurs de chocs, etc., employés sur les ascenseurs américains, sont naturellement innombrables; on en trouvera d'excellents exemples dans les types mentionnés en note page 291, de sorte qu'il me suffira de donner ici deux types de parachutes peu connus chez nous, et remarquables par leur grande simplicité.



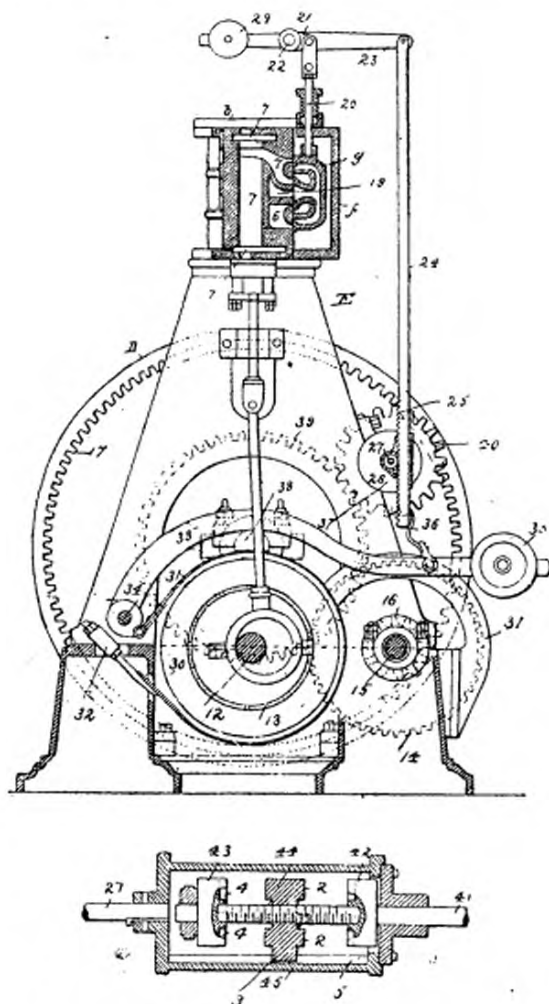


Fig. 654 et 655. — Machine à vapeur des treuils Otis.  
Vue par bout et détail de l'arrêt automatique.

*a* et *b*, cylindres à vapeur, avec boîte à tiroirs *j*. — *h* (fig. 653), corde de manœuvre commandant, par 28, 27, 24, le levier 23, pivoté en 22, équilibré en 29, la manivelle 21 et la tige 20, le tiroir de chargement de marche *g*, qui, lorsqu'on l'abaisse, pour monter la cabine, met 7 en rapport avec 19 (fig. 656), de sorte que la vapeur admise aux cylindres par les distributeurs équilibrés *a*, *c*, 8 et 9, s'échappe par 6, 6 en 19. Pour descendre, on remonte 9, de manière à faire communiquer 6 avec 7, et à renverser ainsi la course de la vapeur admise par 6 et échappée par 7. — 36, corde enroulée sur l'axe 37 (fig. 653) et qui, lorsqu'on remonte *g*, laisse retomber les leviers 33, 31, à poids 35, sur le frein 38. 4, 4, écrou fileté sur l'arbre 41, commandé par les pignons 39 et 40, et qui, dès qu'il bute sur les taquets réglables 42, 43, entraîne par son bras 3 le tambour 45, calé sur l'arbre 27, de manière à ramener *g* dans sa position moyenne (fig. 654) où il ferme à la fois 6 et 7, et arrête le moteur.

Le premier de ces appareils, employé par la Compagnie Frisbie, de New-York, consiste (fig. 635) en un coin dirigé, au bas de l'un des montants de la cage et au droit du guidage, par une coulisse inclinée et sus-

pendue à un levier qui, tant que la cage est suspendue ou tirée par son câble avec une force suffisante, laisse ce coin descendre et s'écarter du guidage; mais, dès que la traction de la cabine sur le levier du frein cesse par la rupture du câble, ou diminue par une descente trop rapide, un ressort, que l'on voit à la droite de la figure, rappelle ce levier et remonte le coin, de manière à le mettre en contact avec le guidage, sur lequel il s'arc-boute aussitôt, par l'entraînement même qu'occasionne son frottement.

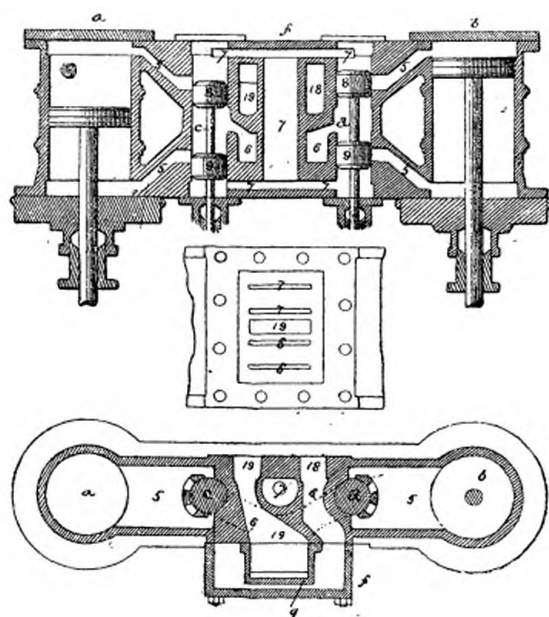


Fig. 656 à 658. — Machine à vapeur des treuils Otis. Détail des cylindres.  
(Même légende qu'en fig. 654.)

Le second appareil, dû à M. Coyle, ingénieur de la *Standard Screw Elevator Co*, de Baltimore, est aussi un parachute à coins *k*. Ces coins, au nombre de huit, quatre en haut et quatre au bas de la cage, sont disposés dans des boîtes *BB'*, par paires de chaque côté des guidages *C*, et normalement maintenus écartés des guidages, malgré les ressorts *m*, par les verrous *vv* des tringles *G*; mais si l'un des deux brins du câble *M* se rompt, la corde *n* correspondante tire son verrou *G*, qui, lâchant le taquet *k'* de son coin, permet à son ressort *m* de le serrer aussitôt. Ce serrage se complète ensuite par arc-boutement, parce que le frottement des billes *d*, par

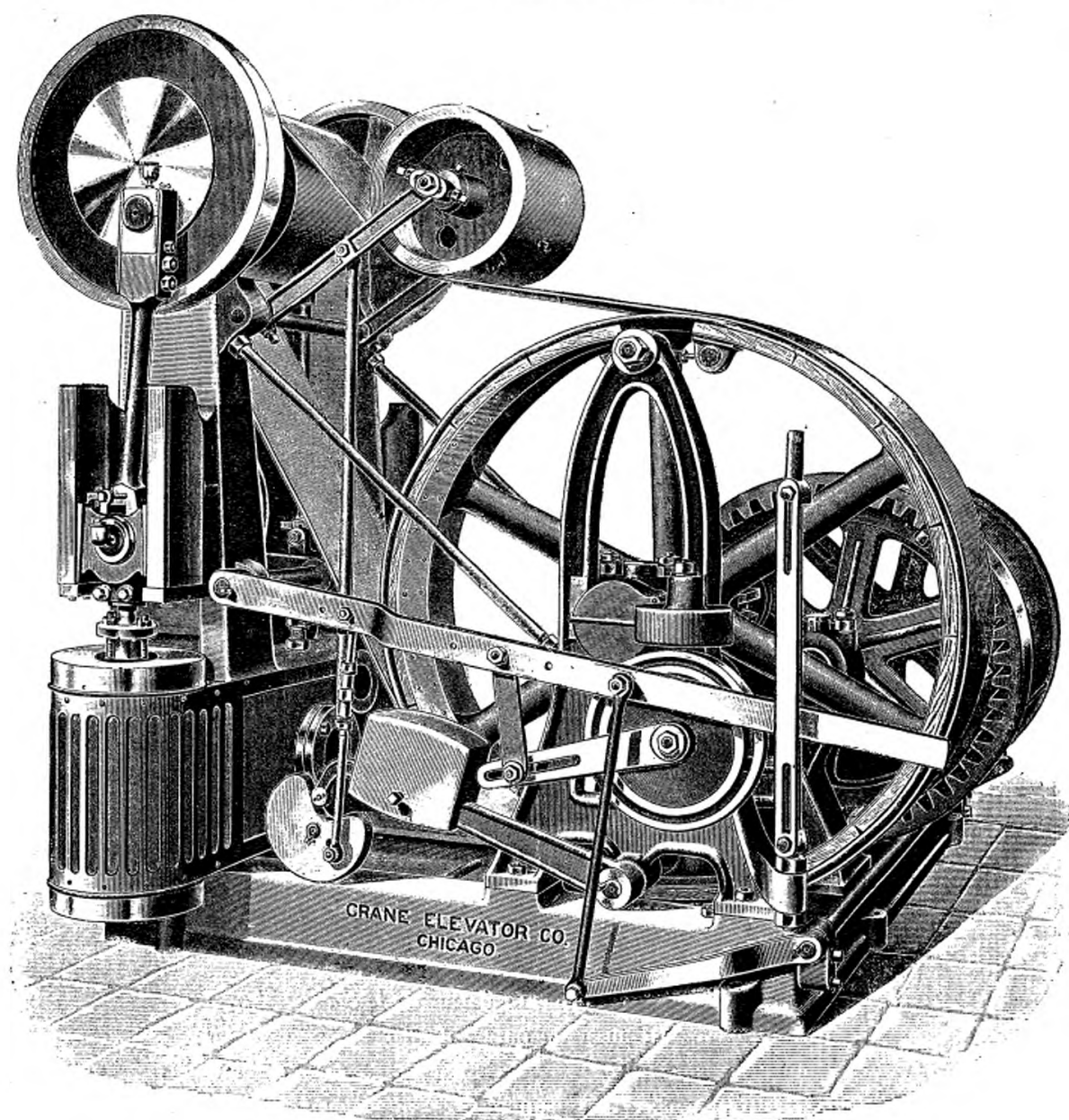


Fig. 659. — Moteur pour treuils de la *Crane Elevator Co.*

lesquelles les coins roulent en *b* dans leurs boîtes *B*, est très inférieur à celui de ces coins sur *C*. Enfin, des pignons *i*, à crémaillères *h*, permettent

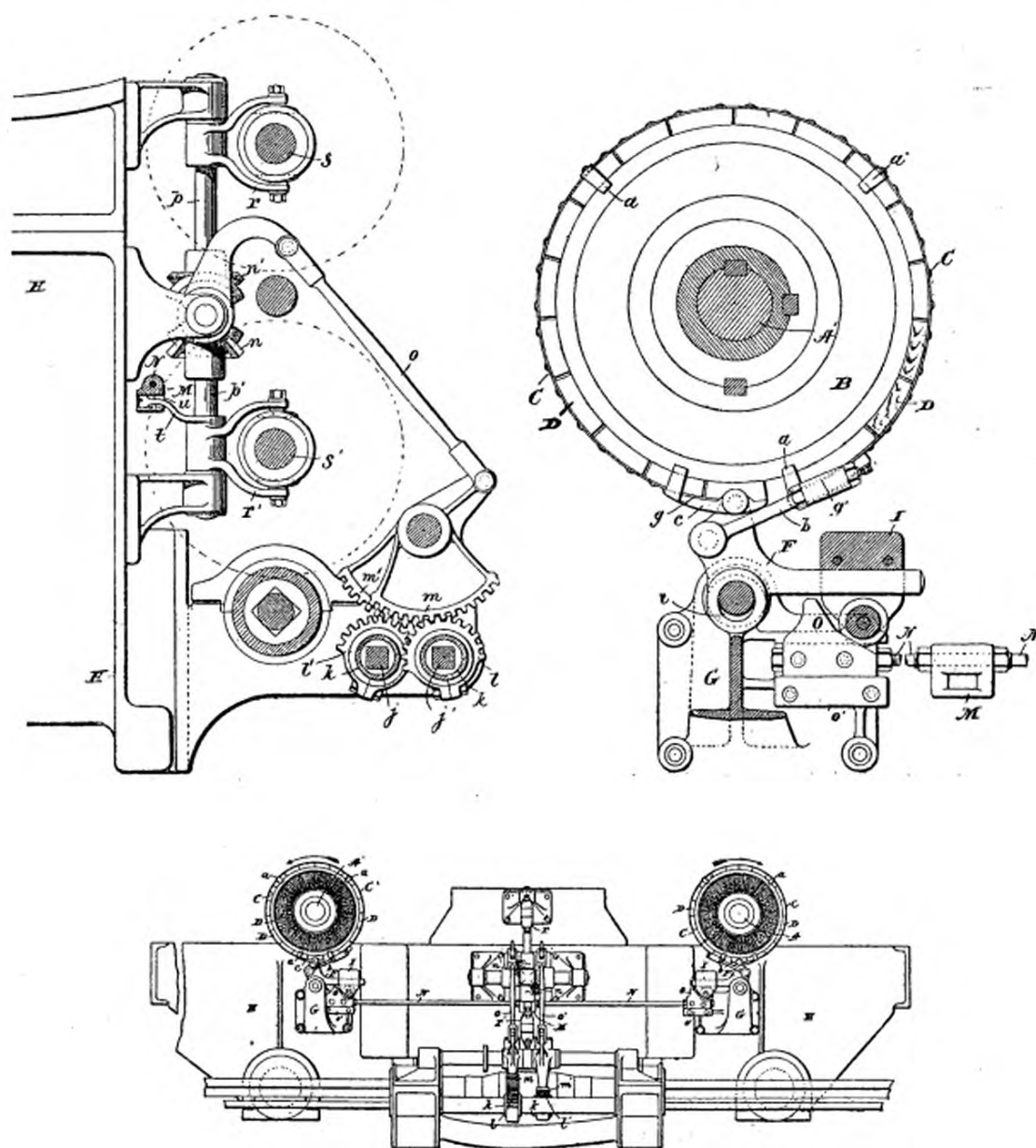


Fig. 660 à 662. — Pont roulant Morgan. Détail des freins et vue par bout.

B et B', tambours calés sur les arbres des treuils A et A', avec chacun un frein D, à bande C', pourvue de languettes de retenue *aaa*, et articulée d'une part en *g*, par le sabot *c*, à l'extrémité du levier F, et, de l'autre, par *bg'*, à un point plus bas de ce même levier. *i*, pivotement du levier F sur le palier G fixé au châssis H du pont. I, poids portant par un galet sur la came O, coulissée en *o'*, et manœuvrée par la tige NM. Quand on pousse O vers la gauche (fig. 661), on serre B d'abord par *g*, puis par *g'*, le jeu de *i* permettant à F d'être un instant entraîné par ce serrage même dans le mouvement de B. — *j* et *j'* (fig. 660), carretes à secteurs rainurés *klk'l'*, commandant par *mom'o'* les transmissions *np n'p'* des embrayages *rs* et *r's'* de levée et de descente des treuils, dont l'un, celui de la descente, *r's'*, commande par *ut* la crosse M (fig. 641) de manœuvre des freins.

de faire fonctionner à la main les verrous G de manière à essayer les freins à volonté, ou même à arrêter la cabine en cas d'urgence pendant la descente.

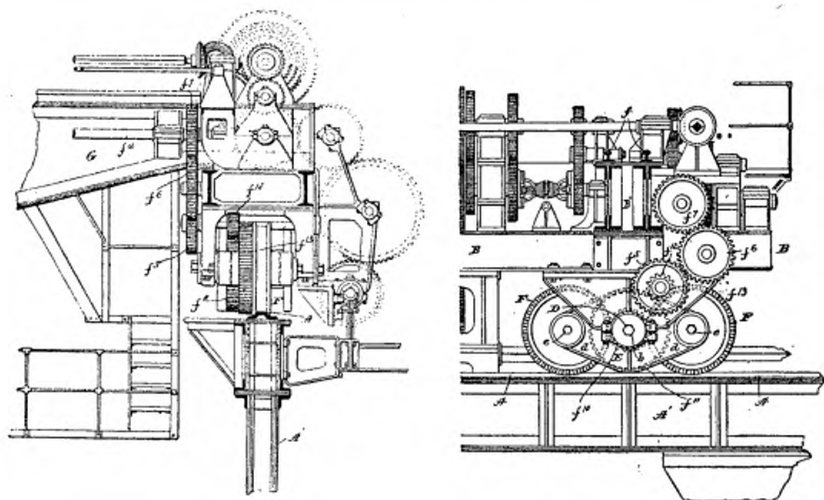


Fig. 663 et 664. — Ponts roulants Morgan. Détail du roulement.

Vue par bout, vue latérale d'un chariot à 2 roues.

G, pont porté, à chaque bout BB', sur l'essieu D d'un chariot à deux roues FF, roulant sur la voie AA, et commandées de  $f^1$ , par le train  $f^1 f^2 f^3 f^4 f^5 f^6 f^7 f^8 f^9 f^{10} f^{11} f^{12} f^{13} f^{14} f^{15} f^{16} f^{17} f^{18} f^{19} f^{20} f^{21} f^{22} f^{23} f^{24} f^{25} f^{26} f^{27} f^{28} f^{29} f^{30} f^{31} f^{32} f^{33} f^{34} f^{35} f^{36} f^{37} f^{38} f^{39} f^{40} f^{41} f^{42} f^{43} f^{44} f^{45} f^{46} f^{47} f^{48} f^{49} f^{50} f^{51} f^{52} f^{53} f^{54} f^{55} f^{56} f^{57} f^{58} f^{59} f^{60} f^{61} f^{62} f^{63} f^{64} f^{65} f^{66} f^{67} f^{68} f^{69} f^{70} f^{71} f^{72} f^{73} f^{74} f^{75} f^{76} f^{77} f^{78} f^{79} f^{80} f^{81} f^{82} f^{83} f^{84} f^{85} f^{86} f^{87} f^{88} f^{89} f^{90} f^{91} f^{92} f^{93} f^{94} f^{95} f^{96} f^{97} f^{98} f^{99} f^{100}$ .

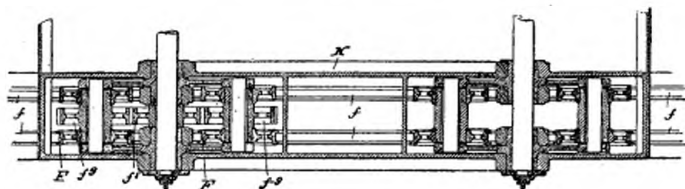


Fig. 665. — Pont roulant Morgan. Détail d'un chariot à deux voies ff et deux paires de roues FF, commandées par le train  $f^1 f^2 f^3$  (comme en fig. 664). Le chariot de droite est simplement porteur.

*Monte-charges.* — L'on emploie très fréquemment aux États-Unis, pour la manœuvre des monte-charges, des sortes de treuils suspendus au haut de la montée et pourvus de mécanismes de réglage, de changement de marche et de sûreté parfois très ingénieux. Comme exemple de ce genre d'appareils, je décrirai en détail l'un des plus récents : celui de J.-A. Deane.

Dans cet appareil (fig. 640 à 646), l'arbre du treuil B porte trois poulies :

deux folles  $D^3$  et  $D^4$ , à courroies ouvertes et croisées, et une fixe ou motrice  $D$ , sur laquelle un mécanisme automatique fait alternativement passer les courroies de  $D^3$  et de  $D^4$ , et qui commande, par  $D^2D^6D^7D^8D^9$ , un plateau

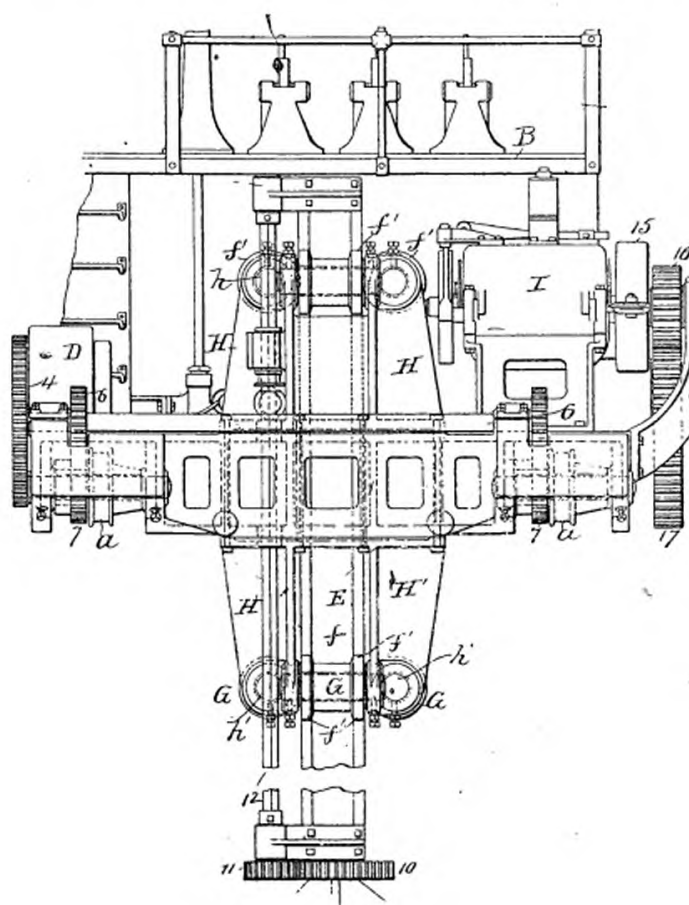


Fig. 666. — Pont roulant de fonderie Morgan. Vue par bout.

1, dynamo commandée de la plate-forme B du pont, et commandant, par le train 15, 16, 17, 18, la crémaillère verticale  $Eef$  (fig. 668), guidée en  $ff'$  par quatre paires de galets G, à portées réglables  $hh'$ , sur les montants HH, et portant la pince de levage manœuvrée par le carret 12 et les pignons 11, 10. — D, dynamo commandant par 2, 3, 4, 6, 5 (fig. 667) les galets de roulement  $aa$ .

$E^9$  (fig. 645) fou sur B, et en prise, par ses griffes  $E^4$ , avec celles  $E^3$  du fond du tambour C, disposées de manière que, par le glissement mutuel de leurs plans inclinés  $a$  et  $b$ , elles rapprochent ou éloignent  $E^9$  de C, suivant le sens de la rotation de B, afin de serrer ou de desserrer le pla-

teau de friction  $E^5$ , par lequel  $E^6$  entraîne le treuil. Pour descendre la charge,  $D^9$  tourne dans le sens de la flèche 2 (fig. 640) et le cliquet  $E^7$  (fig. 640) empêche  $E^5$  de tourner, de manière que, grâce aux plans  $a$  et  $b$ ,  $E^9$  s'éloignant de  $C$  dès qu'il va un peu plus vite que  $C$ , et s'en rapprochant au contraire dès qu'il va un peu moins vite, ce serrage automatique de  $E^5$

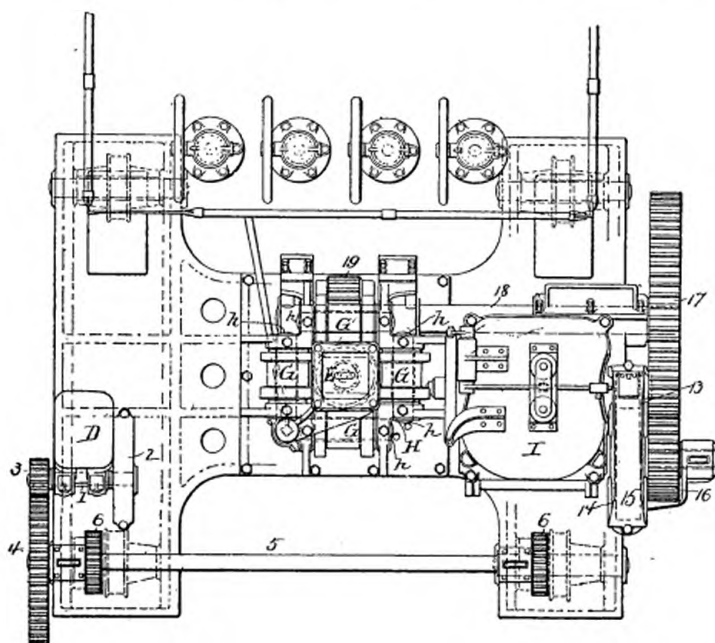


Fig. 667. — Pont roulant de fonderie Morgan. Plan.

I, dynamo commandée de la plate-forme B du pont, et commandant par le train 15, 16, 17, 18, la crémaillère verticale  $E^8$  (fig. 666), guidée en  $f'$  par quatre paires de galets  $G$ , à portées réglables  $hh'$  sur les montants  $HH$ , et qui porte la pince de levage manœuvrée par le carret 12 et les pignons 11, 10. — D, dynamo commandant par 2, 3, 4, 5, 6 (fig. 667) les galets de roulement  $aa$ .

maintienne la vitesse de  $C$  sensiblement égale à celle de  $E^9$ , et empêche la charge de descendre trop vite.

La manœuvre des courroies de  $D^3$  et de  $D^4$  s'opère automatiquement par les barres  $F^1$  et  $F^2$ , dont les boutons sont pris dans les rainures de deux disques  $H$  et  $G^2$  (fig. 640), calés sur un même arbre vertical  $G$ . Ces rainures sont tracées sur  $H$  et sur  $G^2$  en sens inverse, de manière que la rainure de  $G^2$  attaque  $F$  par sa partie hélicoïdale pendant que celle de  $H$  attaque  $F'$  par sa partie circulaire ou de repos. Quant à l'arbre  $G$ , il est actionné, à







ce levier, ramène le disque H dans la position d'arrêt du treuil. Enfin, l'on peut commander à la main les départs ou même les arrêts du treuil par la corde de manœuvre II'.

On retrouve le mécanisme d'arrêt à vis dans le treuil très répandu de la *Crane Elevator Co*, accompagné (fig. 647) d'un mécanisme de sûreté placé sous le tambour, et qui, si le câble se relâche, cède au poids de ce câble et embraye l'arrêt du treuil. Enfin ce treuil est, comme sur un grand

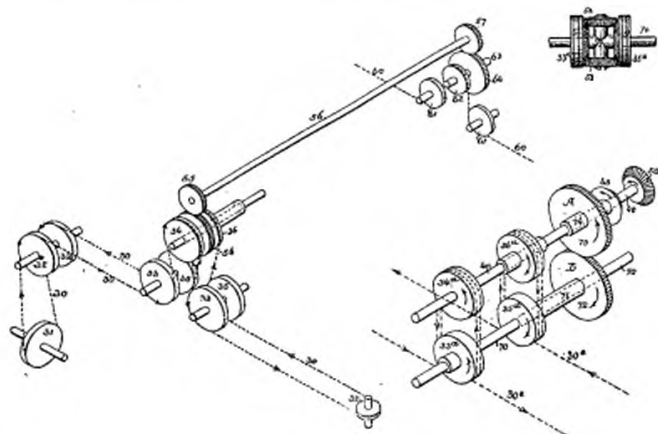


Fig. 669 à 671. — Ponts roulants à chaînes et à cordes Parsons. Schéma des transmissions et détail du train différentiel 52.

Fig. 669, 30, chaîne motrice partant de la poulie 31 et y revenant par 33, 34, 33, 32, 35, 36, 35. Quand le pont est immobile, les roues 34 et 36 tournent avec des vitesses égales et opposées; au contraire, 36 va plus ou moins vite que 34 suivant que le pont s'éloigne ou se rapproche de 32. (Pour les autres lettres, voir la légende de la figure 672.)

Fig. 670 et 671, pont à câble 30, passant des tambours 34 et 36, l'un calé et l'autre fou sur l'arbre 40, à pignon 50, aux tambours 33 et 35, l'un calé, l'autre fou sur l'axe 70, et conjugués par un train de White 51, 52. — 71, manchon fou sur 70, reliant 35 au pignon 45, fou sur 40, par 72, 73, 74.

nombre d'appareils américains, commandé par une vis sans fin tournant dans un bain d'huile.

Ces treuils peuvent être fixés, comme l'indiquent les figures 648 à 650, soit au sol, soit au plafond, suivant la convenance de l'installation. Dans les appareils de Frisbie, à transmissions par vis sans fin, cette vis est en acier, et son pignon en bronze, avec butée sur billes et graissage à la graisse au lieu d'huile. Les poulies folles tournent sur portées en bronze graphitées. L'arrêt se fait par serrage automatique d'un frein à bande, simultanément avec le passage de la courroie de la poulie fixe à la poulie folle, où elle se maintient automatiquement, sans possibilité de repasser indûment sur la

poulie fixe. Ces appareils sont munis, comme les précédents, d'un arrêt automatique par lâché du câble. Dans le treuil très puissant représenté par la figure 650, les courroies motrices, ouverte et croisée, ne sont pas transposées, mais leurs poulies sont mises alternativement en prise par des embrayages à friction, et la transmission par vis sans fin est remplacée par une transmission d'engrenages réduisant la vitesse de l'arbre des poulies trente fois sur celui du treuil. Les embrayages des poulies sont commandés, de la cabine, par un arbre à pignon en prise avec la crémaillère de leur banc, et qui porte une came disposée de manière à laisser, quand les deux embrayages sont desserrés, le levier à contrepoids indiqué à gauche de la figure 650, retomber, serrer le frein et arrêter automatiquement l'ascenseur; mais la chute de ce levier est ralentie par un *dash-pot* qui empêche tout arrêt trop brusque de la cabine.

Le parachute est constitué par un embrayage à friction ou frein placé à l'extrémité de l'arbre des poulies, et qui, dès que sa vitesse dépasse la limite prévue, a ses sabots serrés par des masses centrifuges dont le mouvement a pour premier effet d'amener entre elles, par le levier coudé indiqué sur la figure 650, un manchon conique qui les empêche de desserrer le frein en revenant à leur position primitive après l'arrêt, ainsi rendu définitif. L'action de ce frein est, en raison de la grande réduction des vitesses entre l'arbre des poulies et celui du treuil, rapide et très puissante.

Les arrêts automatiques aux fonds de course sont commandés par un écrou fileté à l'extrémité de droite de l'arbre du treuil, et qui, arrêté par ses collets réglables, entraîne par son bras la came qui commande les embrayages des poulies au moyen du levier indiqué en diagonale sur la figure 650 et arrête ainsi automatiquement l'ascenseur au point de sa course déterminé par le réglage des taquets. En outre, tout près du point où il quitte le tambour du treuil, le câble supporte un petit galet qui, dès que le câble mollit ou fléchit seulement de 0 m. 100 par suite d'un accrochage à la descente, enclenche par un rochet la came d'arrêt avec l'arbre du treuil, et l'arrête ainsi immédiatement. L'emploi des poulies à friction avec frein automatique permet d'arrêter avec précision et douceur même en pleine charge<sup>(1)</sup>.

Les cages de ces monte-charges, en fer et en bois, sont en général (fig. 651 et 652) légères, solides et pourvues de parachutes très simples.

<sup>(1)</sup> Voir aussi le treuil de Lane et Bodley (*American Machinist*, 26 mai 1883, p. 5).

Lorsque les treuils sont actionnés directement par des machines à vapeur, l'on emploie à cet effet, en général, des machines à deux cylindres, à démarrage rapide, avec arrêt et changement de marche faciles à com-

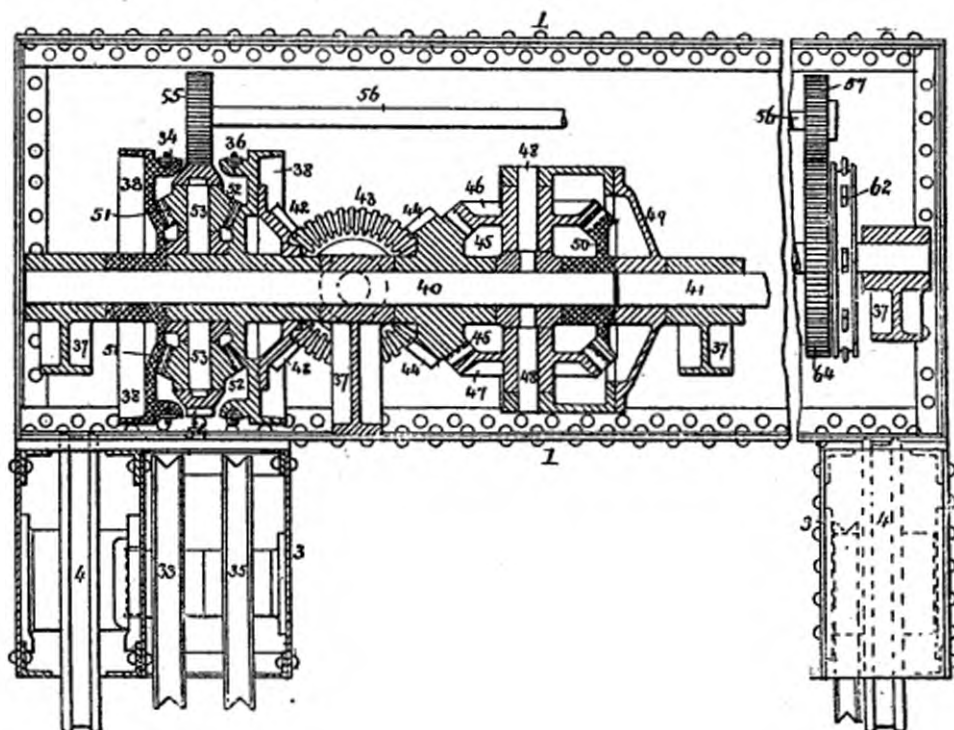


Fig. 672. — Pont routant à chaînes Parsons. Détail du mécanisme compensateur.

34, roue calée, ainsi que le pignon 50, sur l'arbre 40, tandis que la roue 36, folle sur cet axe, est reliée au pignon 50 par la transmission 42, 43, 44, à train de White 45, 46, 47, dont l'axe 48 est calé sur l'arbre de levage 41 par le manchon 49. Comme les roues 45 et 50 tournent dans le même sens, avec des vitesses égales à celles des roues 34 et 36, il en résulte que, tant que ces vitesses sont égales, le système 46, 48, 47 tourne d'une seule pièce avec 40 et 41; mais, dès que 45 se met à retarder par rapport à 50, le train 48, 47, 45 se met à rouler sur 45 avec une vitesse égale à ce retard, de sorte que 41 tourne toujours avec une vitesse égale à la demi-somme absolue des vitesses de 34 et 36, laquelle est, en raison de la continuité de la chaîne 30 (fig. 669), indépendante des mouvements du pont. 56, arbre de commande du roulement du pont, dont l'un des pignons 55 est en prise avec le pignon 54 du train différentiel 53, 52. Ce train reste immobile tant que les roues 34 et 36 tournent à la même vitesse, mais il se met à tourner dans un sens ou dans l'autre, et plus ou moins vite, suivant que l'on serre plus ou moins l'un des deux freins 34 ou 36. L'arbre 56 se termine, afin d'assurer le parallélisme du pont, par un second pignon 57 actionnant le train 64, 62 du touage sur la chaîne fixe 60.

mander de la cabine par un câble de manœuvre. Les figures 653 à 657 représentent sommairement les principales particularités d'un type de machines de ce genre fréquemment employé par la Compagnie Otis.

Pour faire monter la cabine, le conducteur tourne, par sa corde de manœuvre *h*, l'arbre 27 (fig. 654) de manière à abaisser par la tringle 24 le tiroir de changement de marche *g*, et à mettre ainsi les canaux 7 en com-

munication avec la lumière 19; de sorte que la vapeur, admise par 7 (fig. 656) aux distributeurs 8 et 9, s'échappe par 6, 6 en 19. Pour descendre, le conducteur remonte au contraire  $g$ , de manière à faire communiquer 6 avec l'admission  $f$  et 7 avec l'échappement 19, et à renverser ainsi la course de la vapeur admise aux distributeurs par 6 et échappée

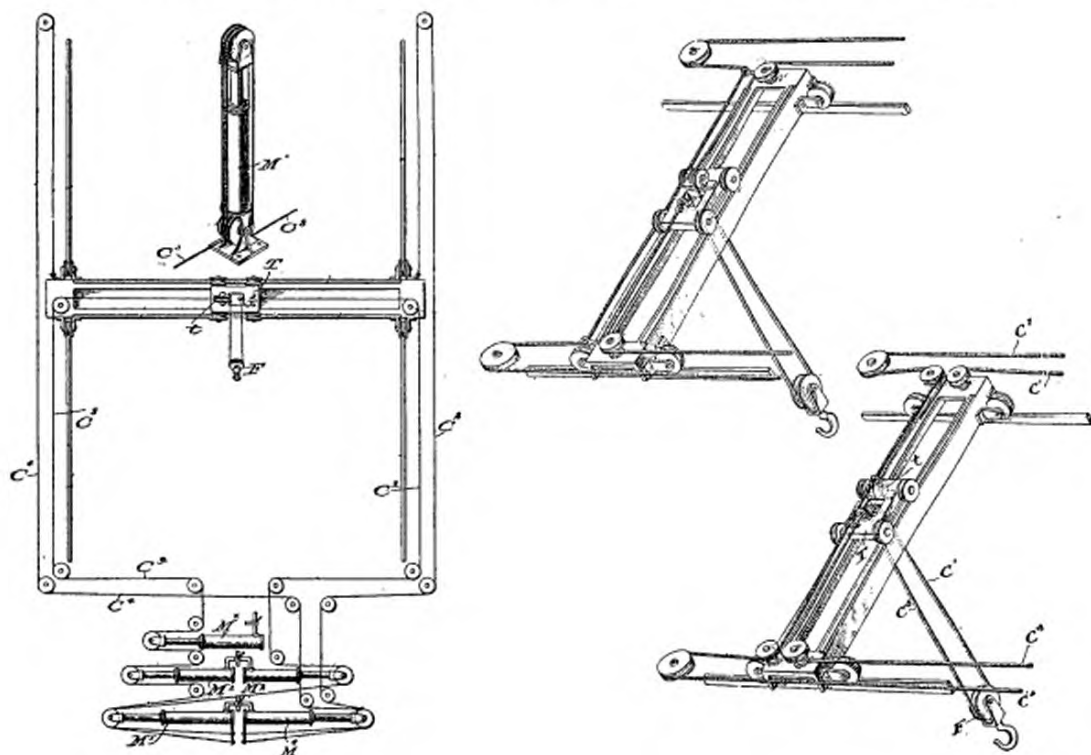


Fig. 673 à 676. — Ponts roulants Dixon, à câbles et à commande hydraulique.

En fig. 673, le pont avance ou recule suivant que l'on déplace vers la droite ou vers la gauche l'ensemble des deux pistons  $M^6$  et  $M^5$ , conjugués de manière que l'écartement de leurs poulies reste invariable. Le trolley  $t$  se déplace, à droite ou à gauche sur son pont, suivant que l'on déplace à gauche ou à droite de sa position moyenne l'ensemble des pistons conjugués  $M^1$  et  $M^2$ . La levée du crochet  $F$  se commande par le piston  $M$ . En fig. 675 et 676, ces manœuvres sont commandées par une seule corde  $C^1C^2C^3$ , continue et non brisée comme en fig. 673.

par 7. Enfin, pour arrêter, on amène  $g$  dans sa position moyenne, indiquée en fig. 654, où elle ferme à la fois 6 et 7; en même temps, la corde 36 (fig. 654) enroulée sur 27 laisse retomber le levier 33 du frein, qui se serre automatiquement par son contrepoids 35, et maintient l'arrêt. La corde 36, dès que l'on abaisse ou relève le tiroir  $g$ , s'enroule sur 27, et desserre de nouveau le frein.

Les arrêts aux fonds de course sont déterminés automatiquement par l'écrou 4, 4 (fig. 655) fileté sur un arbre 41, commandé du treuil par les

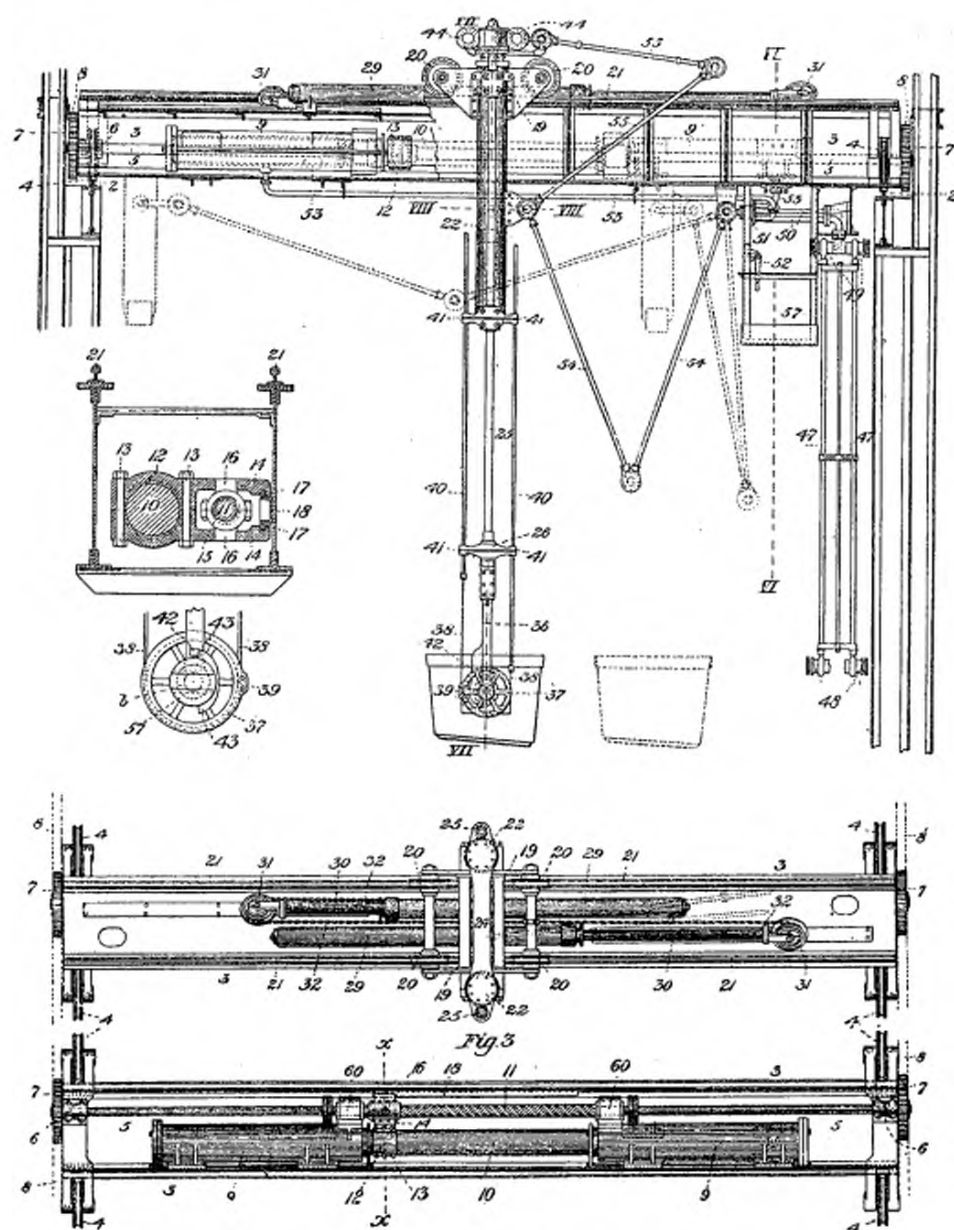


Fig. 677 à 681. — Pont roulant de fonderie Kennedy. Vue par bout, coupe xx.

Détail de la suspension de la poche.

Plan des mécanismes de levage et de translation du pont.

5, arbre transversal, à pignons 7, 7, engrenant avec les crémaillères 8, 8, et commandé par son filetage allongé 11, en prise avec l'écrou 15, pivoté (fig. 678) en 16, 16, sur la boîte 14, guidée en 17, 18, et serrée en 13, 13, sur le piston 10 des cylindres 9, 9, fixés aux poutres 3 du pont. 4, 4, galets de roulement du pont sur les rails 2, 2. — 19, chariots à galets 20, 20, dont la translation sur 21 est commandée par les cylindres 29, 29, à pistons 30, 30, conjugués par la chaîne 31, 32, fixée en 24 au chariot. 22, 22 (fig. 682), cylindres du chariot 20, entretoisés par 28, à pistons 23, commandant par le cadre 24, 25, 26 la évée de la poche 35.

pignons 39 et 40, et qui, dès sa butée sur les taquets réglables 42 et 43, entraîne par son bras 3 le tambour 45, calé sur l'arbre 27, de manière à amener *g* dans sa position moyenne, et à arrêter la cabine aux points de sa course déterminés par la position des taquets 42 et 43.

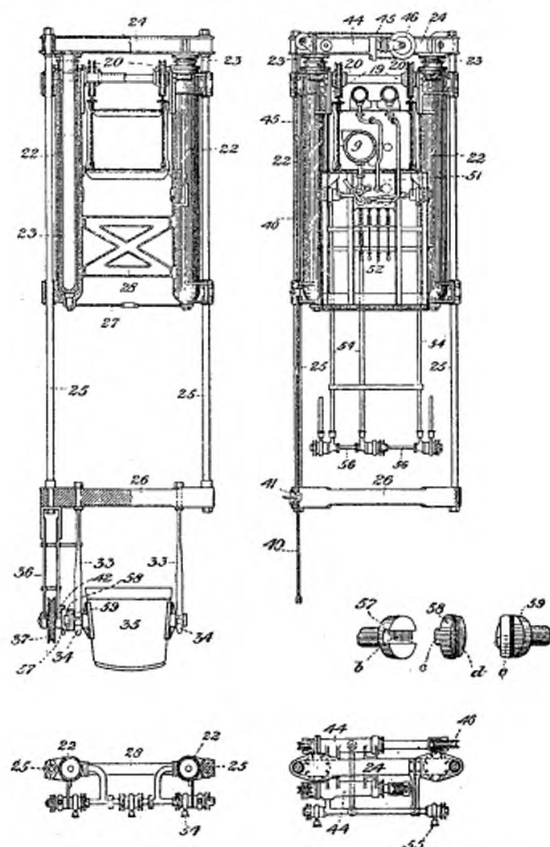


Fig. 682 à 686. — Pont roulant Kennedy. Coupes VI, VI; VII, VII; VIII, VIII (fig. 677).  
Plan du mécanisme de bascule du chariot et de la poche.

Les moteurs de la *Crane Elevator C* actionnent (fig. 659) le tambour du treuil par une courroie dont le tendeur, si la courroie se brise, serre par sa chute le frein du treuil, et ferme l'admission de la vapeur. La machine est aussi pourvue d'un arrêt automatique par fermeture de l'admission en cas de relâchement du câble <sup>(1)</sup>.

<sup>(1)</sup> Voir aussi les machines de Moore (*Scientific American*, 11 août 1885, p. 227) et de Ulrich (*American Machinist*, 9 juillet 1891).

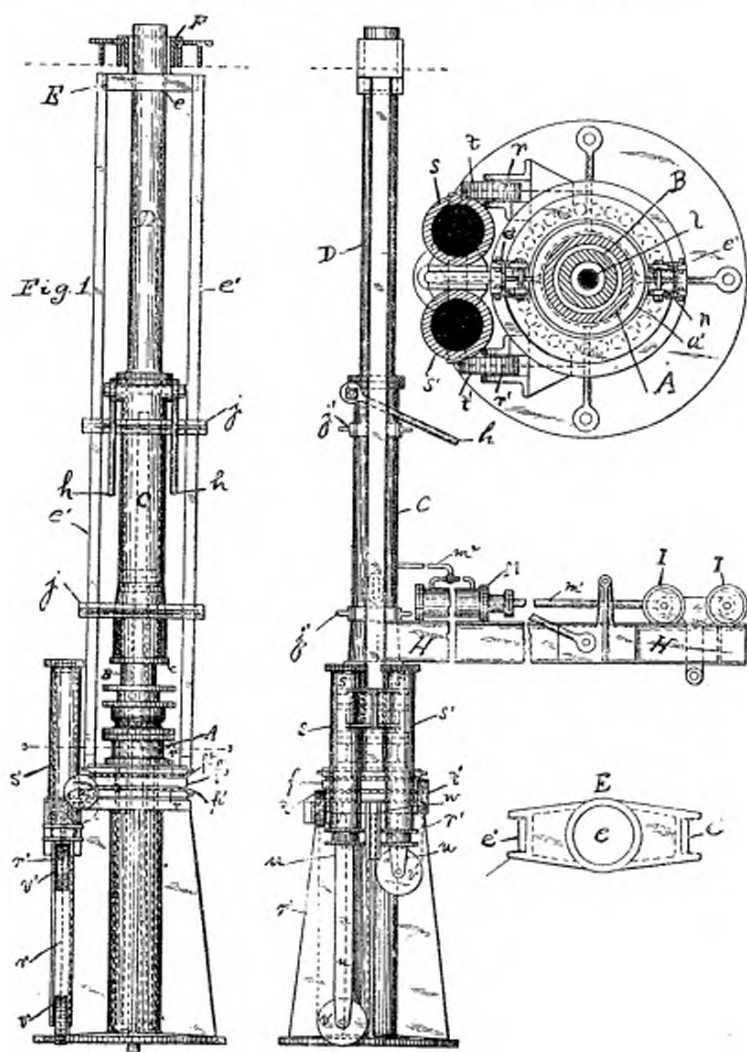


Fig. 687 à 690. — Grue à lingots Scaife.  
 Vue par bout. Élévation. Coupe ss (à grande échelle)  
 et plan du coulisseau Ee.

(fig. 691), cylindre moteur, à piston B, emboîté dans un manchon Cc, qui porte la tige supérieure D guidée en E dans le cadre Eef, avec anneau en deux pièces g, serré en n sur le collet g' de A, et roulant sur A par les galets n. — C, manchon renfermant le réservoir d'eau sous pression kh', constitué par un tube d'acier dans le haut duquel débouche le tuyau de l'accumulateur I, à garniture ii', accessible par l'ouverture L. — H, bras fixé à C, entraînant par j' le cadre Ee' dans sa rotation commandée par la chaîne rr', à moulles hydrauliques SsS'v', qui passe sur la roue p, solidaire de f, est attachée en w sur A, et dont les poulies v et v' se meuvent toujours en opposition. M, cylindre recevant l'eau sous pression par m', et commandant la translation du chariot porteur II sur le bras H.

*Ponts roulants.* — La *Morgan Engineering Co*, d'Alliance (Ohio), a entrepris avec succès la construction des appareils de levage de grande puis-



sance, notamment celle des ponts roulants mécaniques et électriques<sup>(1)</sup>. On peut citer comme un bel exemple de sa fabrication le pont roulant de

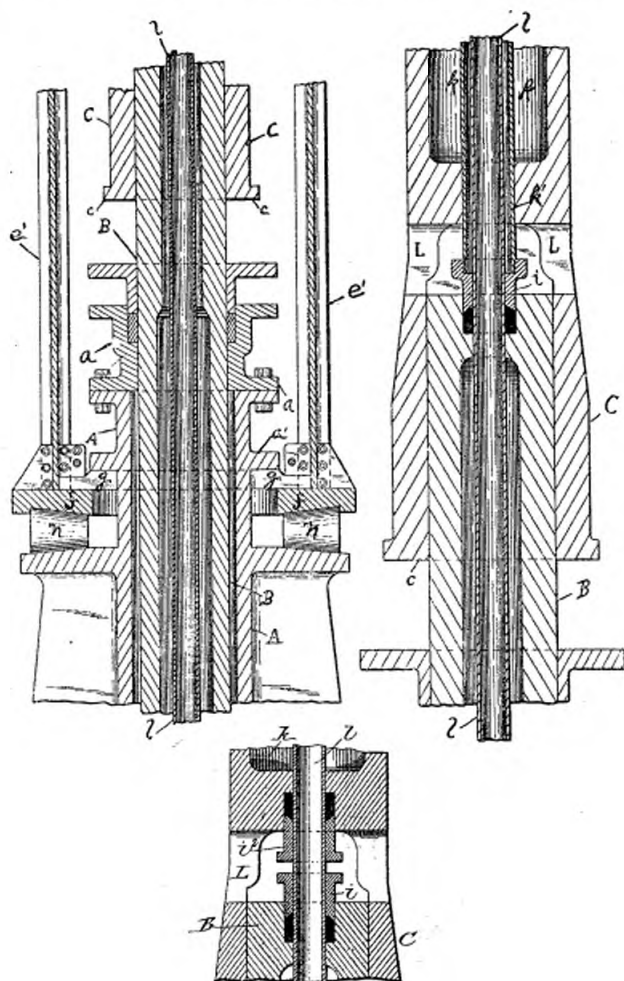


Fig. 691 à 693. — Grue à lingots Scaife. Détail des cylindres A et B.  
(Même légende qu'en fig. 687.)

150 tonnes de l'arsenal de Washington, qui a 12 mètres de haut sur 18 de portée<sup>(2)</sup>.

Ces appareils se distinguent par un grand nombre de dispositions ingé-

<sup>(1)</sup> *La Lumière électrique*, 3 mars 1894, p. 407. — <sup>(2)</sup> *American Machinist*, 12 et 19 juin 1890.



nieuses, parmi lesquelles nous signalerons en particulier celle des freins automatiques représentée par les figures 660 à 662.

Les bandes CC des deux freins sont serrées par l'avance du sabot *c*, plus rapide que celle du tendeur *b*, quand les coins OO, conjugués par une tige N, laissent tomber les contrepoids I des leviers F. Pour manœuvrer ces

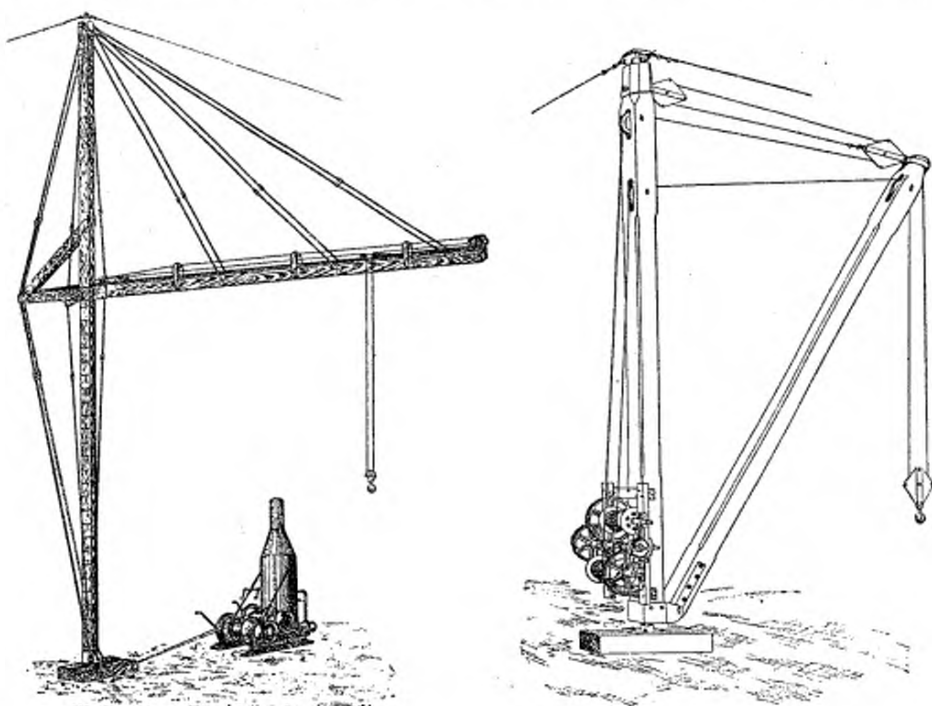


Fig. 694 et 695. — Derrick à vapeur et à main de l'*American Hoist and Derrick Co* (Chicago).

Fig. 694. *Derrick à vapeur*, avec bras assez haut pour l'érection de deux étages d'un bâtiment; après quoi, l'on monte le mât sur des pylônes en bois. Le bras, incliné vers le mât, est en deux longueurs de bois, maintenues à l'écartement par des pièces de fer, avec voies en fer, sur lesquelles roule le chariot commandé par le treuil à vapeur. Quand on lâche ce chariot, il roule vers le mât. Le treuil est à deux tambours, commandant l'un la levée, l'autre la translation du chariot, par des câbles renvoyés le long du mât et du bras au moyen de galets. Puissance, 5 tonnes; hauteur du mât, 22 mètres; longueur du bras, 16 m. 50; hauteur du bras, 12 mètres. Prix, 2,400 francs.

Fig. 695. *Derrick à bras*, avec treuil à deux tambours, l'un pour le levage, l'autre pour la volée, tout en bois, monté sur pivot, et maintenu en haut par des haubans et une plate-forme analogue à celle fig. 699.

freins, ainsi que la commande de marche des treuils correspondants, on emploie les deux arbres carrés *j* et *j'*, dont les secteurs *l* et *l'* commandent, par *mo* et *m'o'*, les transmissions *np* et *n'p'* dont les fourches *r* et *r'* actionnent respectivement les embrayages de levée *r* et de descente *r'* des reuils.

La fourche *r'* est, en outre, reliée par *uM* à la tige N, de manière que

son premier mouvement ait pour effet après le débrayage de *s* de serrer les freins comme en fig. 661, et d'arrêter les tambours; puis, pour la des-

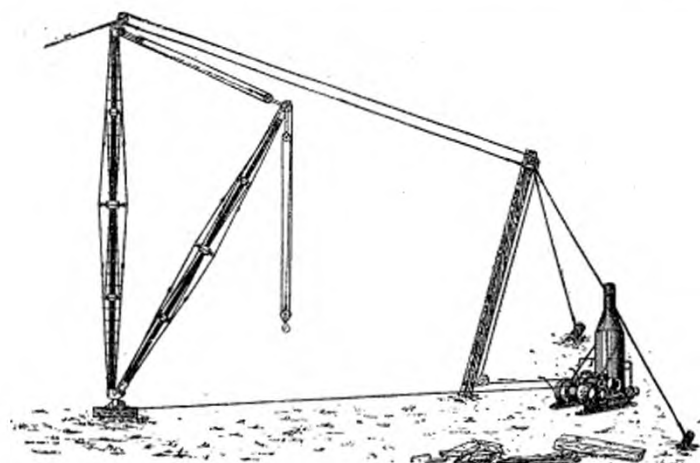


Fig. 696. — Derrick tubulaire à vapeur de l'American Hoist and Derrick Co.

Tout en tubes d'acier armés, ne dépassant pas 6 mètres de longueur, assemblés par joints à baïonnette, très légers, avec contrefiche en bois permettant de placer le treuil à une grande distance. Puissance, 20 tonnes; hauteur du mât, 24 mètres; longueur du bras, 22 m. 50. Prix, 5,000 francs.

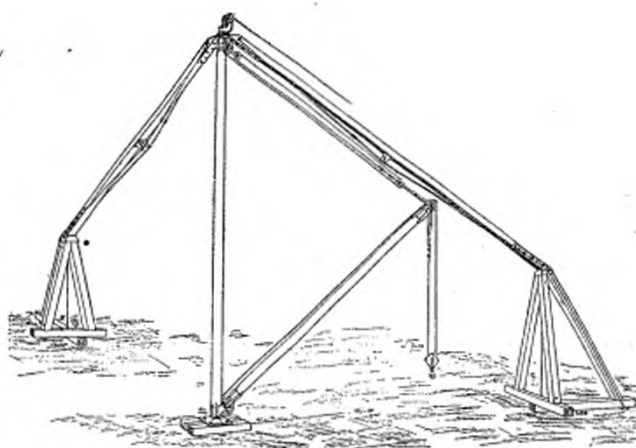


Fig. 697. — Derrick en bois à longue portée de l'American Hoist and Derrick Co.

Manœuvré par deux câbles : l'un en haut, pour la volée, l'autre en bas, pour la levée, avec armatures octogonales (fig. 698) facilitant l'utilisation des bois.

cente, la continuation de ce mouvement amène la tige N encore plus à gauche qu'en fig. 660, et embraye le mécanisme de descente, dont l'action entraîne les treuils, malgré la résistance des freins, que l'on peut

d'ailleurs en partie relâcher par l'emploi d'un second plan incliné en sens contraire de O, et lui faisant suite.

Dans les grands appareils de M. Morgan, le pont est porté sur ses voies par des trucks à deux roues FF (fig. 663 à 665) et à balanciers E, permettant de franchir sans chocs ni déformations les inégalités de ces voies,

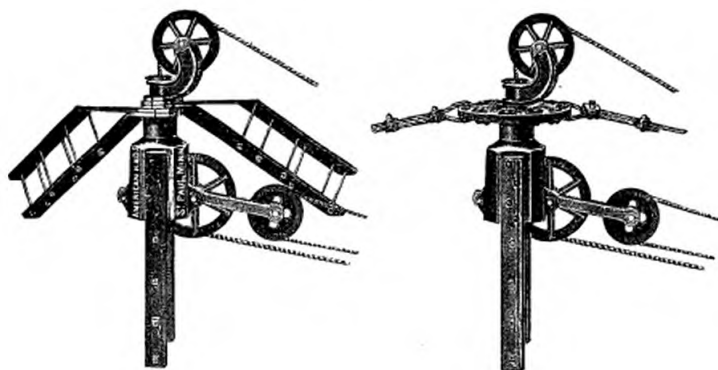


Fig. 698 et 699. — Armatures des mâts de l'*American Hoist and Derrick Co* pour les types fig. 697 et 695.

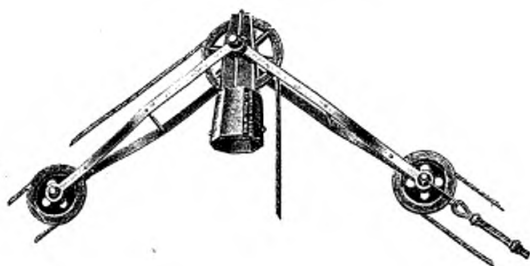


Fig. 700. — Armature de mâts de l'*American Hoist and Derrick Co*.

et le chariot est, de même, porté sur les voies du pont par deux trucks à quatre roues chacun.

Dans certains cas qui exigent une manutention très précise et très sûre de la charge comme, par exemple, pour les poches de fonderie, M. Morgan emploie le mode de levage particulier représenté par les figures 666 à 668, et qui consiste à suspendre la charge à une crémaillère Ee (fig. 668) guidée entre quatre paires de galets G, disposées, sur les montants HH, à un écartement suffisant pour assurer à la crémaillère un guidage parfait.

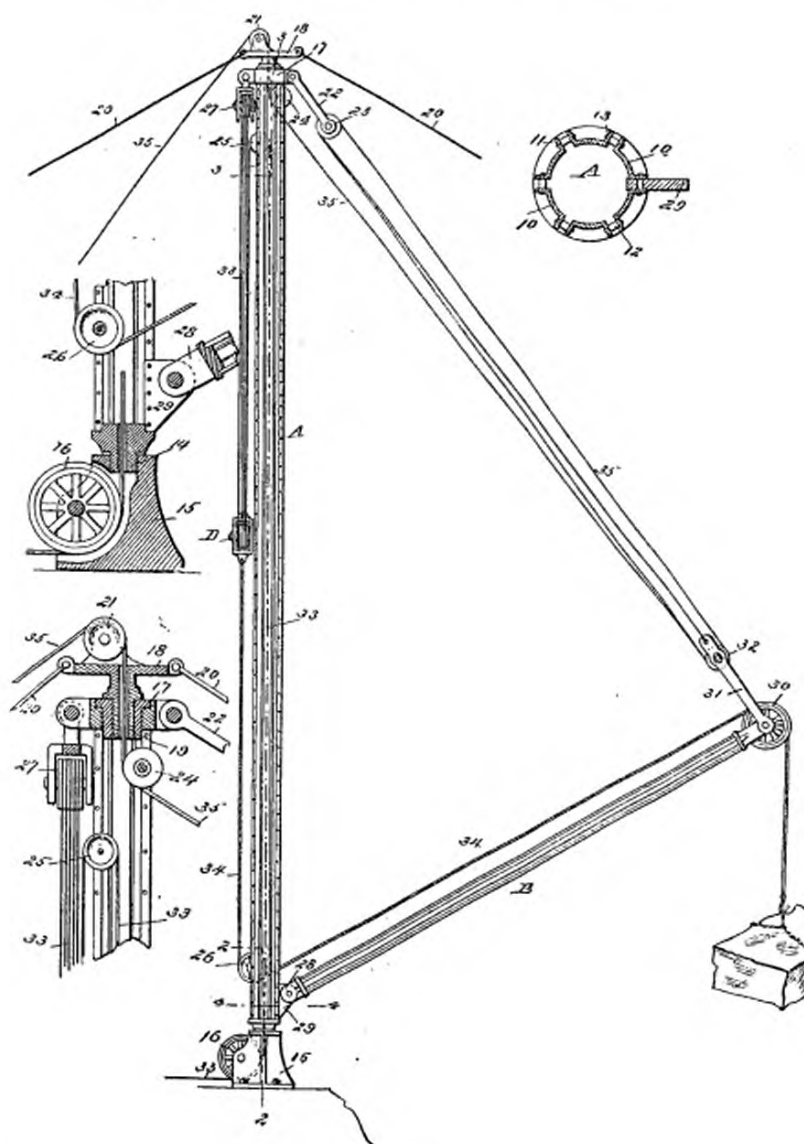


Fig. 701 à 704. — Derrick tubulaire de F. Milliken. Élévation. Coupe du mât.  
Détail du haut et du bas du mât.

A, mât tubulaire formé de six fers 10, à rivets 12 et nervures 11, à pivot 14, sur socle 15, recevant en 29 l'articulation 28 du bras B, également tubulaire, et suspendu par 31, 32, à la corde 35, 21, 24, de la volée. 33, corde à renvoi 16, concentrique à A, commandant par le mouflage D 27 la corde de levage 34, 26. — 20, 20, haubans du chapeau 18.

Cette crémaillère commandée, de la dynamo I, par le train 15, 16, 17, 18, porte directement la pince de levage manœuvrée par le carretel 12 et le pignon 11.

Quant à la translation du treuil sur le pont, elle est commandée par la

dynamo D, au moyen du train 2, 3, 4, 6, 5, conjuguant les deux galets *aa*<sup>(1)</sup>.

Le mécanisme d'entraînement du pont roulant à chaîne ou à corde de *Parsons* est, fig. 669 et 672, des plus ingénieux.

La chaîne 30, partant de la poulie motrice 31, y revient par les renvois (33, 34, 33, 32, 35, 36, 35), faciles à suivre sur la figure 669, de sorte que les roues 34 et 36 tournent, quand le pont est immobile, avec

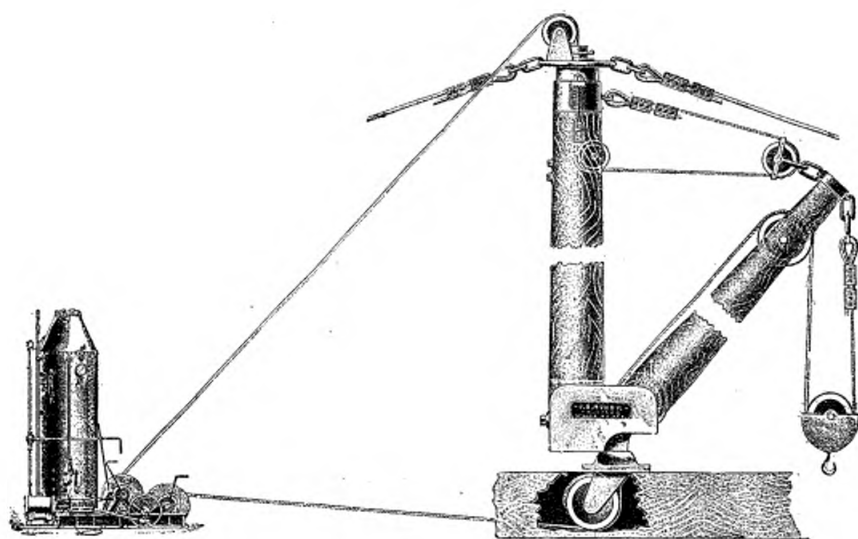


Fig. 705. — Derrick à vapeur de Mundy.

des vitesses égales et contraires. Au contraire, 36 tourne plus ou moins vite que 34 suivant que le pont s'éloigne ou se rapproche de 32; et, réciproquement, on fait avancer ou reculer le pont en retardant ou accélérant la vitesse relative de 36 au moyen d'un frein.

Les roues 34 et 36 commandent l'arbre de levage 41 par un train égalisateur représenté en figure 672, et disposé de manière que sa vitesse reste invariable malgré les mouvements du pont. A cet effet, la roue 34 est calée, ainsi que le pignon 50, sur l'arbre 40, tandis que la roue 36,

<sup>(1)</sup> A signaler les commandes des ponts roulants de Sweet (*American Machinist*, 12 février 1891, p. 4); de Box, par cordes et engrenages à friction (*Id.*, 13 octobre

1892); des *Philadelphia Engineering Works* (*Appleton's Cyclopædia, Supp.*, p. 159). Voir aussi la *Railroad Gazette* du 10 juillet 1891, p. 479.

folle sur cet axe, est reliée au pignon 50 par la transmission 42, 43, 44, à train de White 45, 46, 47, dont l'axe 48 est calé sur l'arbre de levage 41 par le manchon 49. Comme les roues 45 et 50 tournent dans le même sens, avec des vitesses égales à celles des roues 34 et 36, il en résulte que, tant que ces vitesses sont égales, le système 46, 48, 47 tourne d'une seule pièce avec 40 et 41; mais dès que 45, par exemple, se met à retarder par rapport à 50, le train 48, 47, 45 se met à rouler sur 45

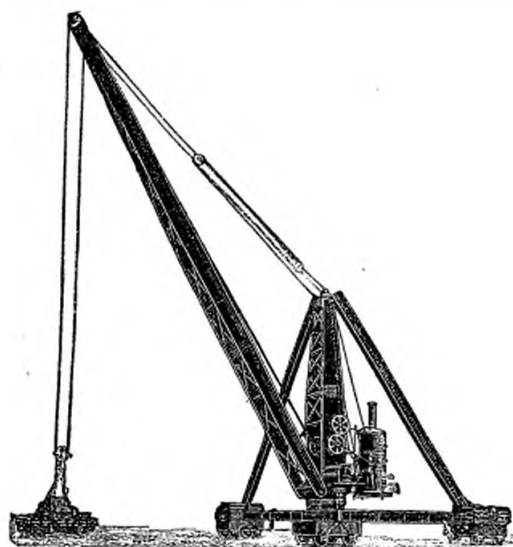


Fig. 706. — Derrick automobile anglais de Wilson. Puissance, 20 tonnes; longueur du bras, 21 mètres; poids, 51 tonne; poids de la pièce indivisible la plus lourde, 4 tonnes. Prix, 32,000 francs.

avec une vitesse égale à ce retard. Il résulte que 41 tourne toujours avec une vitesse égale à la demi-somme absolue des vitesses de 34 et de 36, laquelle est, en raison de la continuité de la chaîne, indépendante des mouvements du pont.

Ces mouvements sont commandés par un arbre 56, dont l'un des pignons, 55, est en prise avec le pignon 54 du train différentiel 53, 52. Ce train reste immobile tant que les roues 34 et 36 tournent à la même vitesse, mais il se met à tourner dans un sens ou dans l'autre, et plus ou moins vite, suivant que l'on serre plus ou moins l'un des deux freins 34 ou 36. L'arbre 56 se termine, afin d'assurer le parallélisme du pont, par

un second pignon 57, actionnant le train 64, 62 de touage sur la chaîne fixe 60 (fig. 669).

Dans le dispositif fig. 670, spécialement étudié pour les petits appareils à câble, les poulies 34 et 36 sont remplacées par des tambours 34<sup>a</sup>, 36<sup>a</sup>, d'où le câble sans fin passe aux tambours 33<sup>a</sup>, 35<sup>a</sup>, l'un calé et l'autre

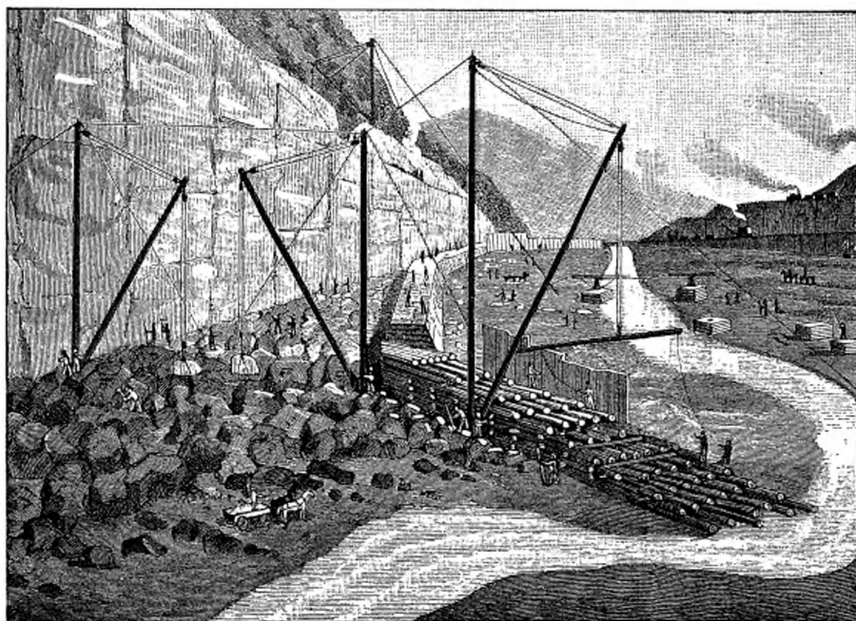


Fig. 707. — Emploi des derricks à la construction du barrage de Corwell (New-York).

fou sur l'arbre 70, et conjugués par un train de White 52, 52 (fig. 671). Comme 34<sup>a</sup> est calé sur l'arbre 40, à pignon 50, et 35<sup>a</sup> sur le manchon 71, fou sur 70, il en résulte que les pignons 45 et 50 tournent et agissent exactement comme ceux de la figure 673.

La manœuvre des ponts roulants de *Dixon* s'opère entièrement au moyen d'appareils hydrauliques. Ainsi qu'il est facile de le voir sur la figure 673, qui représente schématiquement l'une des nombreuses combinaisons de M. Dixon, le pont avance ou recule, monte ou descend sur la figure, suivant que l'on déplace vers la droite ou vers la gauche l'ensemble des deux pistons M<sup>6</sup> et M<sup>5</sup>, conjugués de manière que l'écartement de leurs

poulies reste invariable. De même, le trolley  $t$  se déplace à droite ou à gauche sur son pont suivant que l'on déplace à gauche ou à droite de sa position moyenne l'ensemble des pistons conjugués  $M^1$  et  $M^2$ . Enfin, la levée du crochet  $F$  se commande par le piston  $M$ .

On voit clairement en fig. 675 et 676 comment toutes ces manœuvres

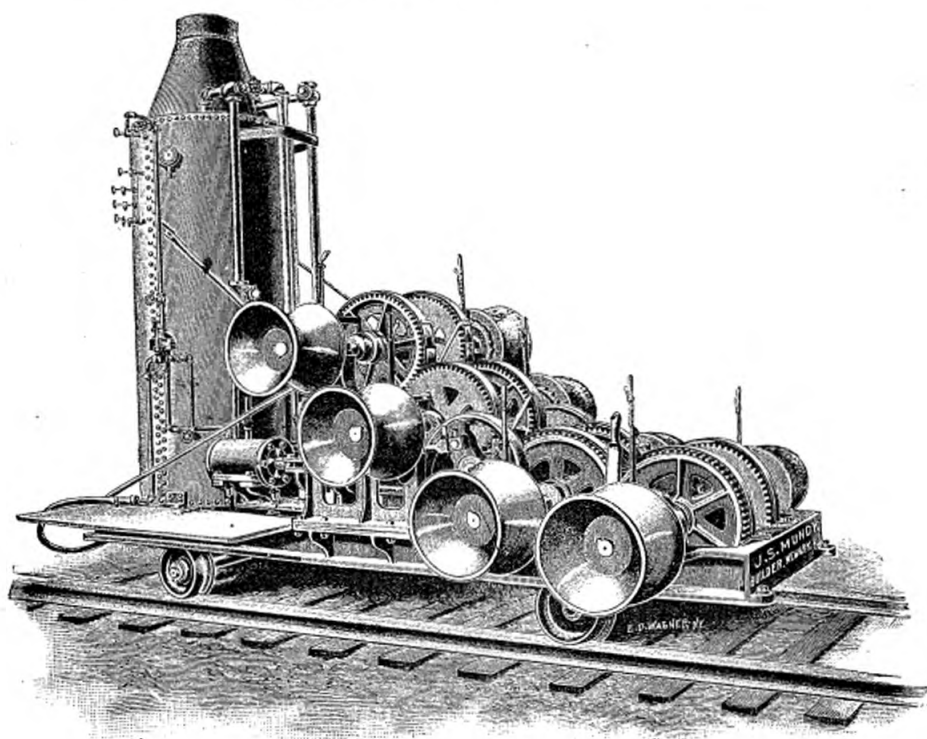


Fig. 708. — Treuils de manœuvre roulants Mundy, à huit tambours indépendants. Chaudière à 100 tubes de 0 m. 050 de diamètre. Poids, 10 tonnes. Prix, 14,000 francs.

peuvent être également commandées par une seule corde  $C^1C^2C^3C^4$ , continue et non brisée comme en fig. 673, d'une façon absolument précise et desmodromique<sup>(1)</sup>.

Comme exemple de grues et ponts roulants à manœuvre hydraulique, je citerai les appareils de levage pour fonderies et forges de M. Kennedy, dont les figures 677 à 686 représentent un excellent type<sup>(2)</sup>.

<sup>(1)</sup> Voir aussi le brevet américain de Wood, 456187, 21 juillet 1891. — <sup>(2)</sup> Voir aussi le *Portefeuille économique des machines* de mai 1892.



Le mouvement du pont est commandé par l'arbre 5, à pignons 7, en prise avec les crémaillères longitudinales 8, et mis en rotation par la prise, sur son filetage allongé 11 (fig. 681), de l'écrou 15, articulé par les tourillons 16 (fig. 678), qui en empêchent le coincement, au bras 14 du

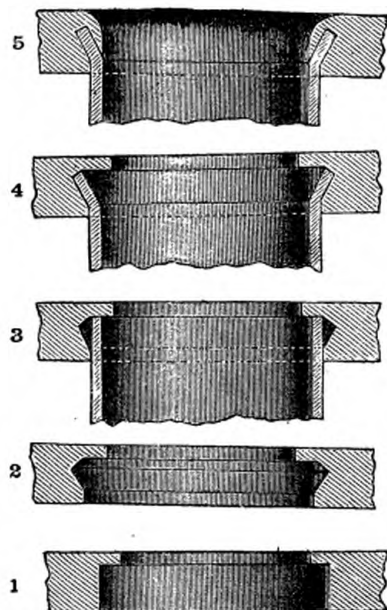


Fig. 709 à 713. — Sertissage des tubes de la chaudière Mundy. La plaque tubulaire fraisée 1, puis engorgée 2, a le tube mandriné comme de 3 à 4, puis encastré comme en 5.

plongeur 10, actionné par les deux cylindres 9, fixés aux poutres 3 du pont.

Le mouvement du chariot 19 sur le pont est commandé par les deux pistons 30, à chaîne unique 32, attachée au chariot.

La levée de la poche 35 est commandée par les deux cylindres 22, et sa bascule par les deux petits cylindres 44 (fig. 686) dont les tiges 40 actionnent la poulie 37 (fig. 677). Le mouvement de cette poulie est limité à l'arc nécessaire pour la bascule de la poche par les taquets 42, 43 (fig. 679) et son axe est relié à l'un des tourillons de la poche par un joint universel *bcd* (fig. 685) qui se défait de lui-même quand on pose la poche à terre, de manière à lui permettre de sortir librement de ses crochets de levée 34, 34 (fig. 682).

L'eau sous pression, amenée (fig. 677) par les tuyaux 47, articulés en 48, passe à ceux 54, 55 du pont par le raccordement 50, à distributeur 53, 52 (fig. 683).

L'un des systèmes de grues hydrauliques les plus employés aux États-Unis dans les aciéries et les fonderies est celui de *M. Holly*, déjà ancien, et

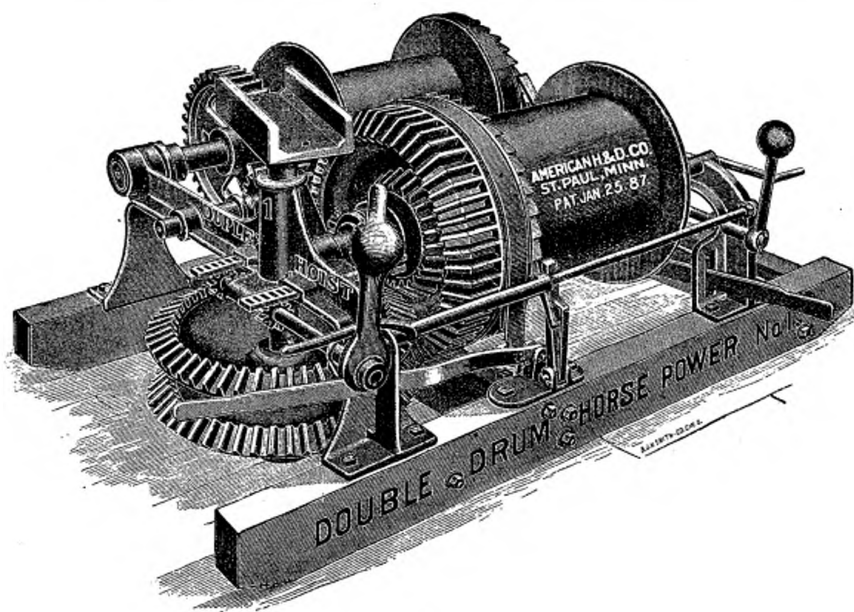


Fig. 714. — Treuil double à manège de l'*American Hoisting and Derrick Co.*, à deux vitesses et deux tambours : un pour la levée et l'autre pour la volée du derrick.

qui a reçu, depuis la mort de ce célèbre métallurgiste, de nombreuses modifications. Les figures 687 à 693 représentent l'un de ces types, des plus récents et des mieux étudiés, dû à *M. Scaife*.

Le mât de la grue se compose de trois parties : un cylindre moteur A, avec piston B, emboîté dans un manchon C, qui constitue la partie médiane du mât, et qui porte la tige supérieure D, guidée en E dans le cadre Ee', avec anneau en deux pièces g (fig. 691) serré sous le collet a' de A, et roulant sur A par les galets n. Ce cadre neutralise toutes les réactions verticales de D, qui n'ont ainsi aucun effet sur le collier F de E.

La partie médiane C du mât renferme un réservoir d'eau sous pression

$kk'$  (fig. 693), constitué par un tube d'acier, dans le haut duquel débouche le tuyau de l'accumulateur  $l^1$ , à garnitures  $ic^2$ , accessibles par l'ouverture  $L$ , et qui n'empêche en rien la rotation du bras  $H$ , fixé à  $C$ , laquelle rotation entraîne par  $jj'$  le cadre  $Ee'$ . Cette rotation est commandée par la chaîne  $rr'$ , à moufles hydrauliques  $sv' s'v'$ , qui passe sur la roue  $p$ , solidaire

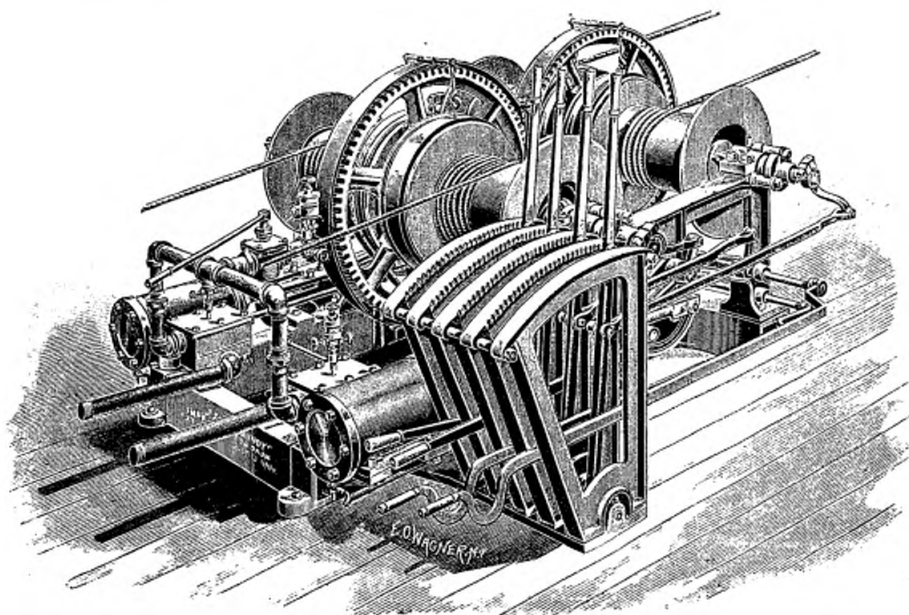


Fig. 715. — Treuil à vapeur Mundy, à 4 tambours indépendants, embrayés par 4 leviers à secteurs, avec 4 pédales à frein qui serrent automatiquement quand on débraye.

de  $f$  (fig. 691), est attachée en  $w$  à  $A$ , et dont les poulies  $v$  et  $v'$  se meuvent toujours en opposition, tantôt dans un sens, tantôt dans un autre <sup>(1)</sup>.

*Derricks.* — Il convient de signaler tout particulièrement les grues à la volée, ou *derricks*, employées presque universellement pour la construction des maisons. Ces appareils, dont les figures 694 à 707, qui s'expliquent

<sup>(1)</sup> A citer, parmi les appareils hydrauliques américains, ceux de la Yale and Town Manufacturing Co (*Journal of the Franklin Inst.*, août 1883); de Ridgeway (*American Machinist*, 26 mars 1891); de Graves (*Ame-*

*rican Society of Mechanical Engineers. Trans.*, vol. XII, 6 décembre 1890, p. 732) et de Kennedy (*Portefeuille économique des machines*, mars 1892).

suffisamment par leurs légendes, représentent les types les plus usités, sont très rustiques, d'un maniement et d'un transport très aisés, et peuvent, comme l'indiquent ces figures, se prêter avantageusement aux circonstances les plus variées <sup>(1)</sup>.

On peut encore faire rentrer dans la classe des derricks la petite *grue à*

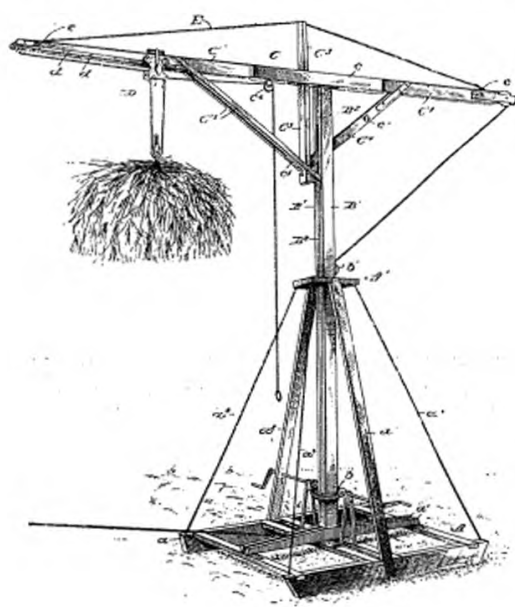


Fig. 716. — Grue à foin Short.

Aa, base portant un mât B<sup>2</sup>B', pivoté sur a' par b, maintenu par A'a<sup>2</sup>a<sup>2</sup>, avec bras c, armé par C'C'E.  
b', corde de levage, et c<sup>2</sup>, corde de translation du chariot D sur dd.

foins (fig. 716 et 717), d'un type fréquemment employé dans les fermes, et d'un emploi très commode, concurremment avec les transbordeurs (*Hay Carriers*) dont les figures 721 et 722 représentent un excellent type.

Les *treuils à vapeur* employés avec ces derricks ou dans les montages de ponts sont, en général, à plusieurs tambours indépendants, qui leur permettent de desservir plusieurs appareils ou manœuvres avec une grande facilité; les figures 708 et 715 représentent deux de ces appareils, l'un fixe

<sup>(1)</sup> Voir aussi la *Revue générale des sciences*, 28 mai 1894, p. 353; *La Nature*, 13 octobre 1894, p. 311; le *Scientific American Supp.*, 14 avril 1883, p. 6059. À citer aussi les appareils français de Borde et Averly

(*Génie civil*, 21 août 1888, p. 257); de Mortet-Gossens (*La semaine des constructeurs*, 7 novembre 1883, p. 223) et de Couvreur et Combes (brevet français, 24249, de 1859).

et l'autre roulant sur rails, des mieux appréciés aux États-Unis. Il en est de même du *treuil à manège* représenté par la figure 714.

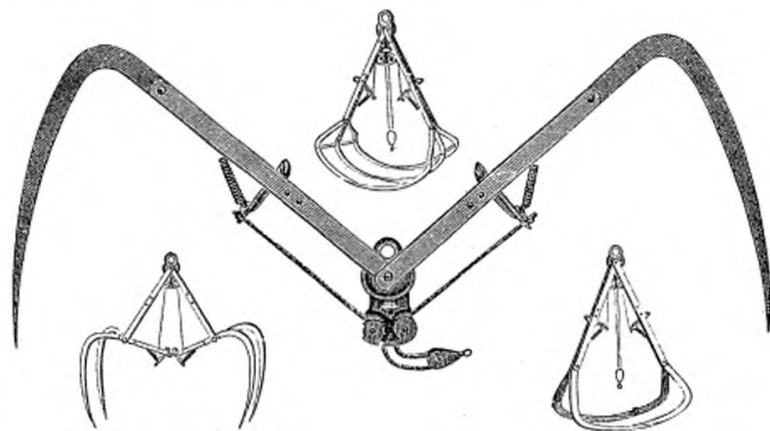


Fig. 717 à 720. — Fourche à foin Noyes, représentée ouverte pour saisir la meulette de foin, puis pour la décharger, puis fermée. La figure supérieure représente une fourche à 3 dents fermée.

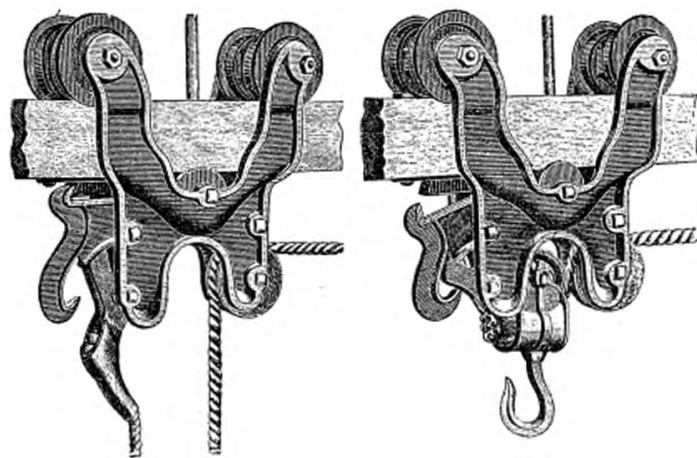


Fig. 721 et 722. — Chariot pour grue à foin Noyes, représenté avec crochet déclenché pour chercher la charge, puis enclenché après levage, pour la translation du chariot, à quatre roues sur portées en gâiec imprégné d'huile, n'exigeant aucun graissage, et à galet-guide inférieur. Prix, 45 francs.

A signaler encore, dans ce genre, les petites chèvres à vapeur sur roues, fréquemment employées dans les chantiers de canne à sucre, et dont la figure 723 représente un type remarquable par sa grande légèreté.

L'on retrouve, appliqués sur les appareils de levage américains, un grand nombre de systèmes de freins et d'embrayages parfois très ingénieusement disposés, mais dans le détail desquels nous ne pouvons entrer ici, et dont

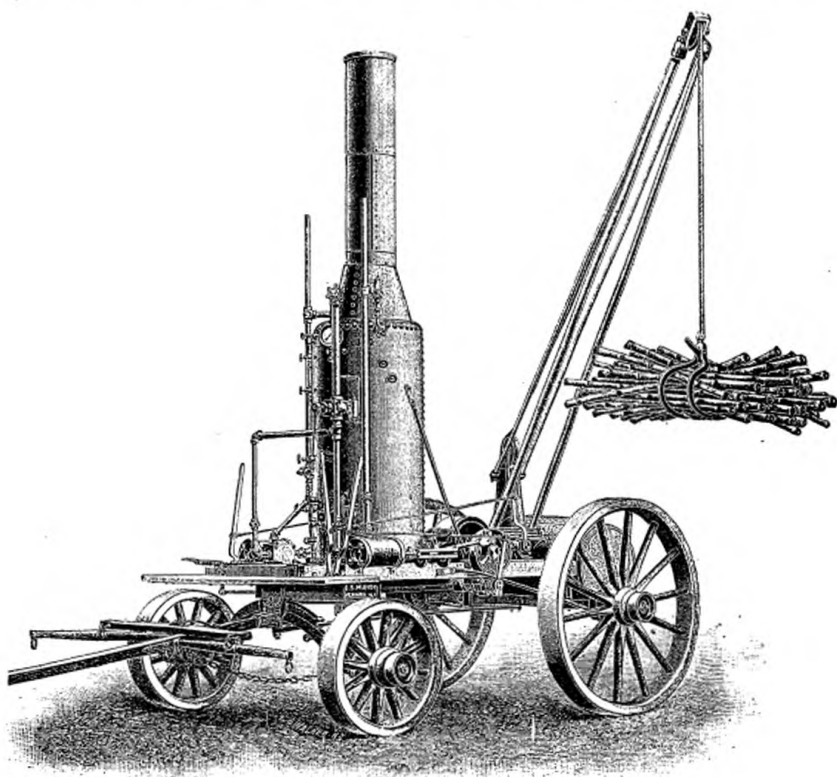


Fig. 723. — Grue roulante Mundy. Poids, avec sa charge de charbon pour une demi-journée, 1,530 kilogrammes. Charge, 250 kilogrammes. 3 tambours : 1 pour le levage et 2 pour la volée.

nous décrirons d'ailleurs quelques types au chapitre des mécanismes; je me bornerai à attirer l'attention sur le dispositif particulièrement ingénieux de M. Hart, représenté par les figures 724 et 725. L'arbre A du treuil porte, au lieu du tambour habituel, un disque ou plateau vertical B, calé sur A, et un disque D, entraîné à rainure et languette par l'étoile C, et incliné, par la prise de son collet sur les galets du manchon F, de manière que la corde de levage soit constamment pincée et tirée entre la partie supérieure

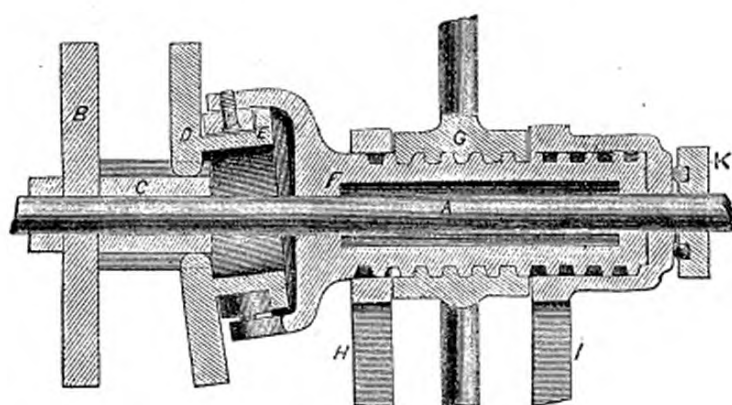
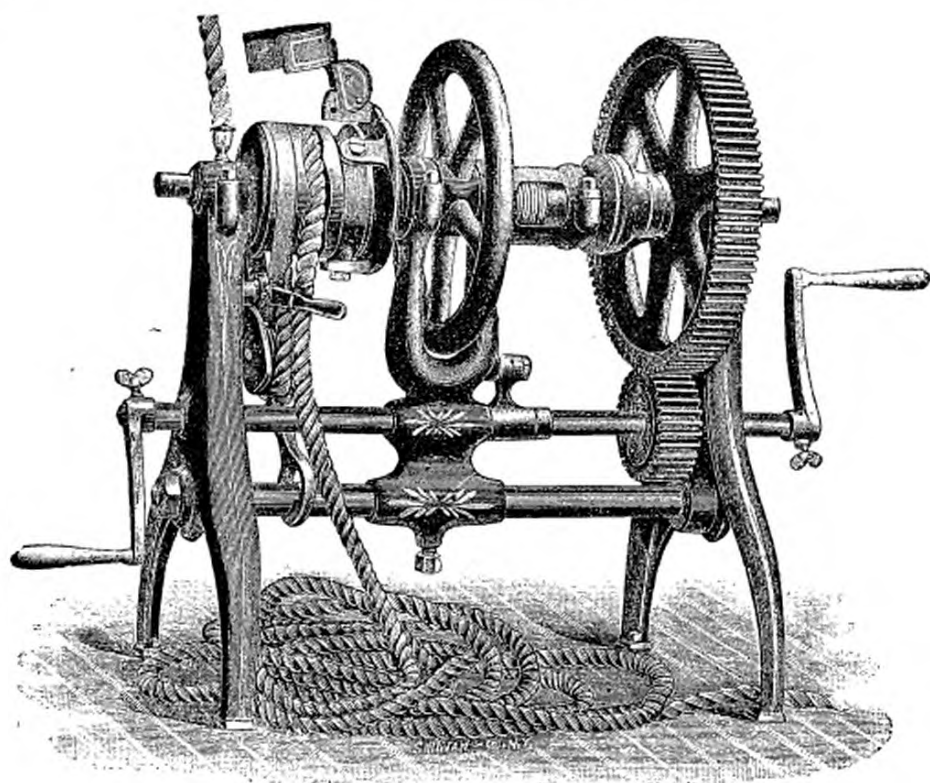


Fig. 724 et 725. — Treuil de Hart.

A, arbre portant un plateau B. — C, étoile à quatre branches, calée sur A. — D, plateau ondulé, en prise avec l'étoile C, à manchon E, roulant sur les galets du manchon F, à volant écrou G, maintenu entre H et I, et permettant de rapprocher ou d'écarter D de B. — K, butée à billes de A.

des deux disques B et D, puis lâchée en arrivant à leur partie inférieure. Le manchon F est buté par billes sur le plateau K, fixé sur A, et fileté de manière à permettre de régler par l'écrou G l'écartement des disques B



et D. L'ensemble des systèmes est recouvert d'une garde qui empêche la corde de s'échapper d'entre le haut des disques B et D.

Ce système permet l'emploi d'une corde de longueur indéfinie, libre aux

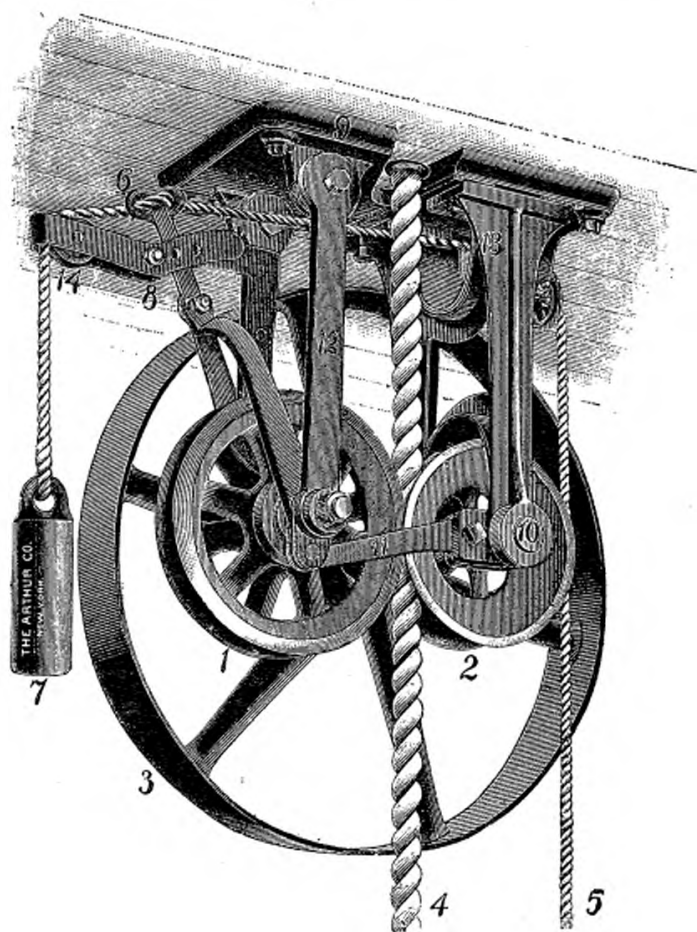


Fig. 726. — Tire-sacs Arthur (New-York).

4, câble pincé quand on tire la corde 5, à rappel 6, 14, 7, entre la poulie 2, calée sur l'axe 10 de la poulie motrice 3, et la poulie 1, à axe excentré, rapprochée de 2 par le levier 8.

deux bouts, ainsi que de régler facilement et vivement la descente par G, sans fatiguer ni user sensiblement la corde. On l'a appliqué avec succès principalement à la manœuvre des canots sur les ponts des navires<sup>(1)</sup>.

<sup>(1)</sup> *Journal of the Franklin Institute*, novembre 1890, p. 347.



Le treuil direct ou tire-sacs de l'Arthur C<sup>o</sup>, représenté par la figure 726, fonctionne aussi par le pincage de son câble 4 saisi, quand on tire la corde 5, entre la poulie 2, calée sur l'axe 10 de la poulie motrice 3, et les mâchoires de la poulie folle 1, appuyée sur 2 par son levier 8.

*Palans.* — Les variétés de palans, mouffles, etc., sont, il va sans dire, extrêmement nombreuses aux États-Unis. Au premier rang de ces appareils,

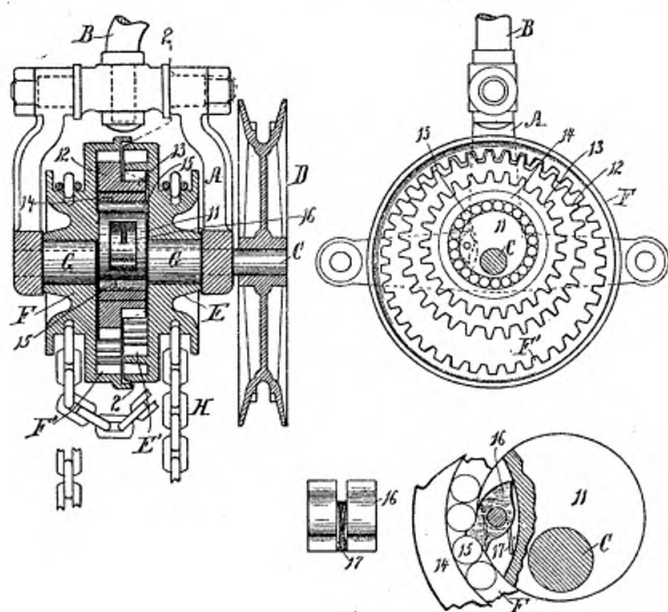


Fig. 727 à 730. — Palan différentiel Moore.

Coupe orthogonale 2-2 et détail du cliquet de retenue.

E et F, poulies à chaîne H, folles sur les douilles fixes G de l'axe C, et à dentures F' et E', dans lesquelles roulent les pignons 12 et 13, solidaires l'un de l'autre, et fous sur la bague 14 de l'excentrique 11, à galets de roulement 15. — 16, cliquet de l'excentrique 11, qui, lorsqu'on lâche la corde de la poulie de levage D, empêche les galets 15 de rouler en sens contraire du levage, de sorte que le frottement de la bague 14 sur la roue 12, 13 empêche la descente de la charge.

il faut placer les palans différentiels de Moore, si répandus dans le monde entier, et dont les figures 727 à 730 représentent l'une des meilleures dispositions. Ce palan se compose de deux poulies à chaînes E et F, folles sur les douilles fixes G de l'axe C, et à dentures intérieures F' et E', dans lesquelles roulent les pignons solidaires 12 et 13, fous sur la bague libre 14 de l'excentrique 11, à galets antifricition 16. La chaîne de levage H, au bas

de laquelle la charge est attachée par une poulie, entoure les poulies E et F de manière qu'elle tende à les faire tourner en sens contraires. Il en résulte que, si l'on désigne par E', F', 12 et 13 le nombre des dents des

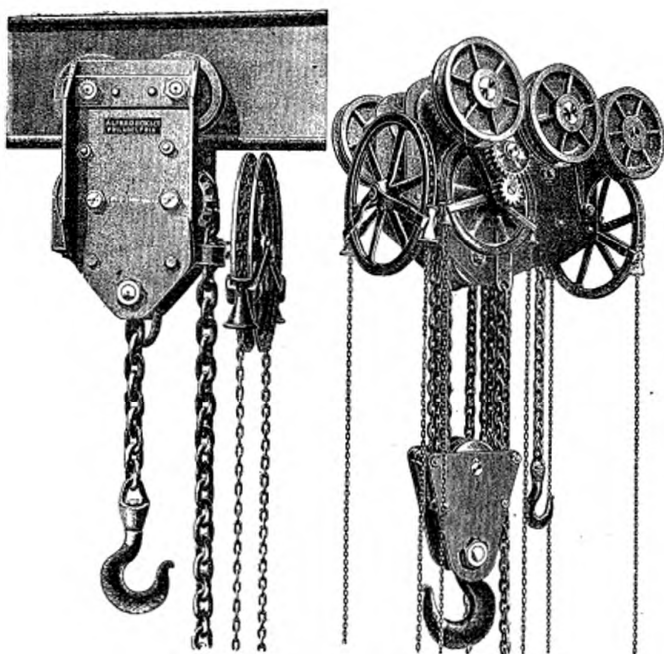


Fig. 731 et 732. — Palans Box.

engrenages correspondants, les poulies E et F se déplacent l'une par rapport à l'autre de  $\alpha = \frac{E' - 13}{13} - \frac{F' - 12}{12}$  tour par tour de C. C'est ainsi que, pour  $E' = 28$ ,  $F' = 38$ ,  $13 = 22$ , et  $12 = 32$ , on trouve  $\alpha = \frac{1}{18}$ .

Afin d'assurer la fixité de l'arrêt automatique de la charge en un point quelconque de sa course dès qu'on lâche la corde de levage passée sur D, l'excentrique 11 porte un cliquet 16, qui empêche les galets 15 de rouler en sens contraire du levage; le frottement de 14 sur la roue 12, 13 empêche alors toute descente de la charge autrement qu'en agissant sur D.

Le palan de la *Box C* représenté par la figure 731 appartient à la classe déjà nombreuse des palans à vis sans fin<sup>(1)</sup>. La chaîne de levage passe sur

<sup>(1)</sup> Verlinde (*Revue générale des machines-outils*, janvier 1888, p. 30). Paris, Évrard et Cornevin (*Portefeuille des machines*, mai 1886, août 1888). Burton (*The Engineer*, 26 août 1892, p. 169).

une seule poulie, solidaire de l'une des deux roues hélicoïdales du palan, qui sont conjuguées à la fois par deux pignons et par leurs deux vis sans fin, l'une à droite, l'autre à gauche, dont les poussées s'équilibrent sur leur axe. On a ainsi, outre cet équilibrage, l'avantage de répartir le travail de la levée sur deux pignons hélicoïdaux moins fatigués qu'un seul. Pour doubler la puissance du palan, il suffit de fixer le crochet de la chaîne dans le maillon indiqué sur la figure au bas des flasques, et de passer une

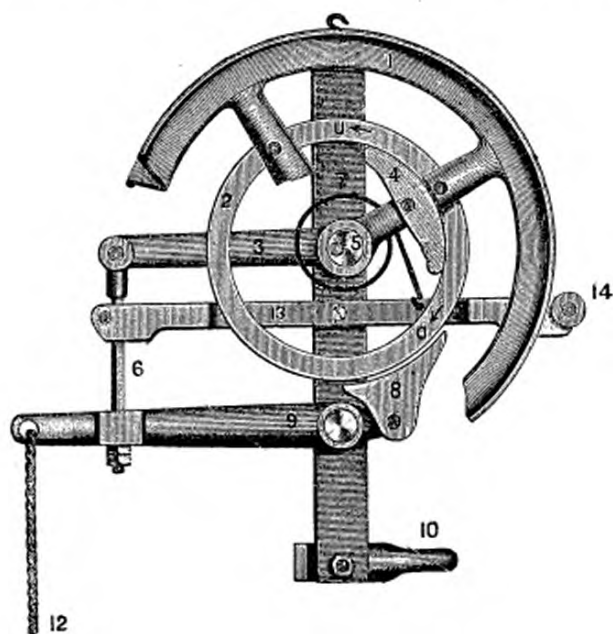


Fig. 733. — Palan de l'*Energy Manufacturing Co* (Philadelphie).

Quand on tourne la poulie de levage I suivant la flèche U, l'excentrique 5 laisse le frein 4, entraîné par son frottement sur 2, s'écarter un peu de 2; mais, dès que I tourne en sens contraire, 4, rappelé par son ressort 7, s'arc-boute et cale I, de sorte qu'il faut, pour descendre la charge, tirer la corde 12, ce qui desserre 4 par 3, et règle en même temps la descente par le serrage du frein 9, 8.

poulie dans la boucle ainsi formée, ce qui réduit de moitié la vitesse de la montée.

Le palan représenté par la figure 732 peut être considéré comme formé de la combinaison de deux appareils du type fig. 731 : le crochet de l'un, qui peut lever 40 tonnes, marchant six fois plus vite que celui de l'autre, au droit d'un essieu porteur plus faible que ceux de gauche. Le galet de gauche, commandé par un train de pignons, fait rouler le palan sur son pont. Les axes et le crochet pivotent sur des paliers à billes.

Je citerai encore les poulies très simples de l'*Energy Manufacturing Co*,

dont le frein est fort ingénieux. Quand on tourne (fig. 733) la poulie de levage I dans le sens de la flèche U, l'excentrique 5 laisse le frein 4, entraîné par son frottement sur la couronne 2, s'écarter un peu de cette couronne, et permettre la levée de la charge; mais, dès que I revient un peu en sens contraire, 4, rappelé par son ressort 7, s'arc-boute et cale la charge; de sorte qu'il faut, pour la descendre, tirer la corde 12, ce qui desserre 4 par 3, et règle la descente par le serrage du frein 8.

*Transporteurs à câbles aériens.* — Les transporteurs aériens par câbles — *Cableways* — sont bien connus chez nous<sup>(1)</sup>; mais on les emploie beaucoup plus fréquemment en Amérique pour les mines, les carrières, les usines et les exploitations agricoles, qu'ils raccordent aux voies ferrées, les défrichements de bois (*logging*) et les travaux publics, où ils rendent, concurremment avec les derricks, les plus grands services. Les figures 746 à 758, suffisamment expliquées par leurs légendes, permettront de se faire quelque idée de la variété et du nombre de ces applications.

L'un des systèmes les plus employés aux États-Unis est celui d'*Otto-Bleichert*, exploité par la *Trenton Iron Co.* Je ne ferai que rappeler le principe de ce système, bien connu en Europe, et qui a été souvent décrit dans la presse technique française<sup>(2)</sup>. Nous décrirons seulement en détail l'une des dernières formes de *grip* ou mâchoire employée pour attacher et détacher automatiquement la benne du câble moteur.

Le principe de ce *grip* est indiqué par le schéma (fig. 738). Les mâchoires *k* et *k'*, de chaque côté du câble *x*, sont fixées à deux bras ou leviers *a* et *b'*, pivotés en *o* et *o'*, de sorte que le serrage, une fois amorcé par

<sup>(1)</sup> A consulter, sur ces transporteurs, les *Annales des ponts et chaussées* de novembre 1887 : *Notes sur les câbles transbordeurs aériens, système Cowjon*, par M. Gros, et de septembre 1888 : *Étude sur les câbles aériens employés aux usages agricoles*, par M. P. Bonhomme; *Les Annales des mines*, 1884, vol. V, p. 430 : *Étude sur les câbles aériens*, par M. L. Berger; *La Revue industrielle*, 23 septembre 1880 : *Transport aérien, système Beer*; *Génie civil*, 10 octobre 1885 et 26 mars 1892 : *Transporteur Brenier et Negret*, 25 avril 1891; *Transporteur Pichat, système Moret*; *The Engineer*, 26 janvier 1894, p. 68; *Transporteur*

*Bullivant*; *Société des ingénieurs civils*, novembre 1883 : *Chaîne flottante des mines de Dico*, par M. Brull; *Portefeuille économique des machines*, id. octobre, novembre, décembre 1891; *Chemin à chaîne flottante d'Ain Saïda*, et novembre et décembre 1885 : *Chemin de fer à chaîne flottante des carrières de Quenast*.

<sup>(2)</sup> *Génie civil*, 29 mai 1886, p. 92; *Revue industrielle*, 17 janvier 1891, p. 28, 9 septembre 1893, p. 355; *Portefeuille économique des machines*, février 1882, juin 1894; *Annales industrielles*, 3 mars 1889, p. 286; *Chronique industrielle*, 1<sup>er</sup> mars 1886, p. 207.



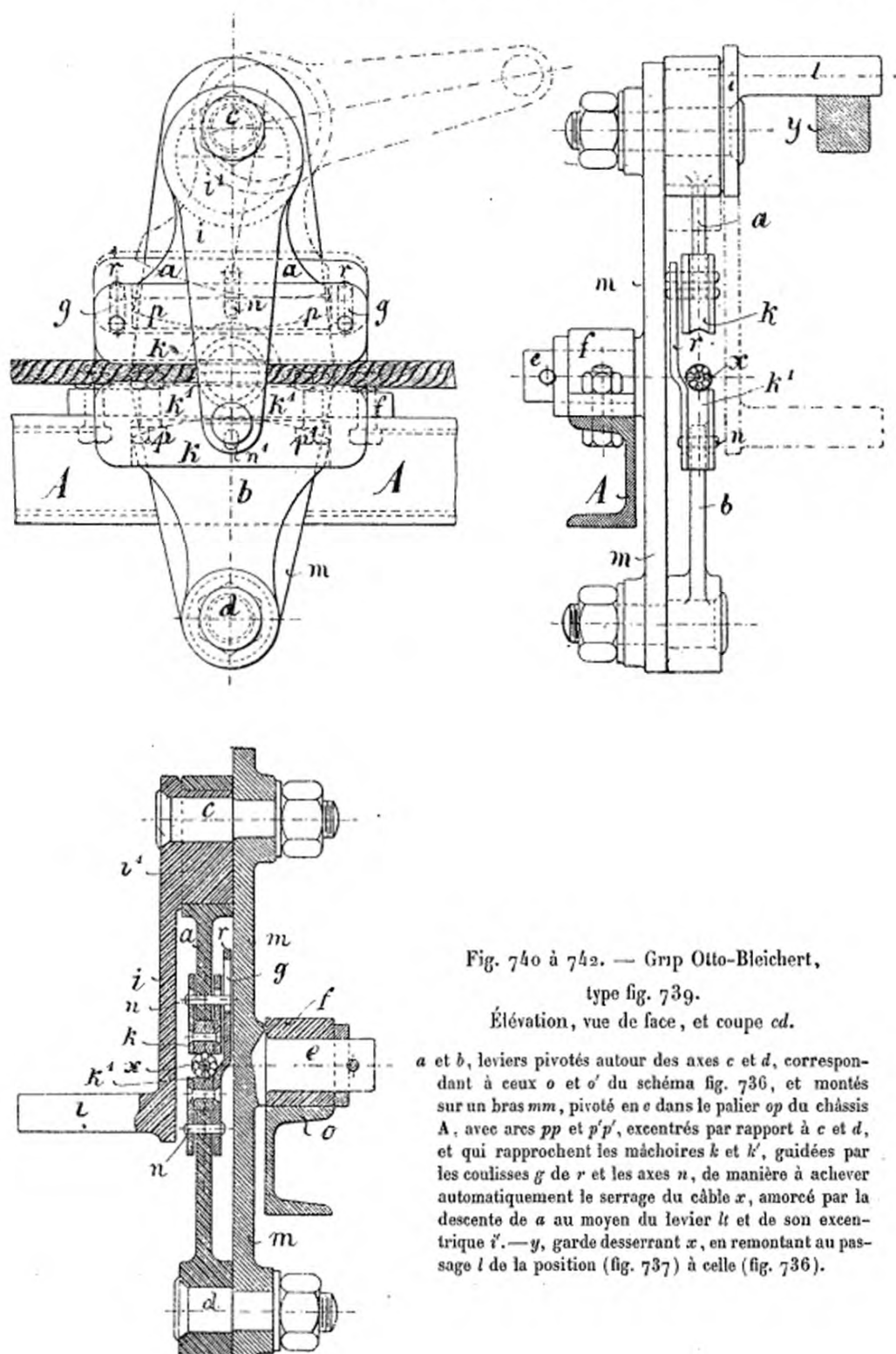


Fig. 740 à 742. — Grip Otto-Bleichert,  
type fig. 739.

Élévation, vue de face, et coupe *cd*.

*a* et *b*, leviers pivotés autour des axes *c* et *d*, correspondant à ceux *o* et *o'* du schéma fig. 736, et montés sur un bras *mm*, pivoté en *c* dans le palier *op* du châssis *A*, avec arcs *pp* et *p'p'*, excentrés par rapport à *c* et *d*, et qui rapprochent les mâchoires *k* et *k'*, guidées par les coulisses *g* de *r* et les axes *n*, de manière à achever automatiquement le serrage du câble *x*, amorcé par la descente de *a* au moyen du levier *lt* et de son excentrique *i'*. — *y*, garde desserrant *x*, en remontant au passage *l* de la position (fig. 737) à celle (fig. 736).

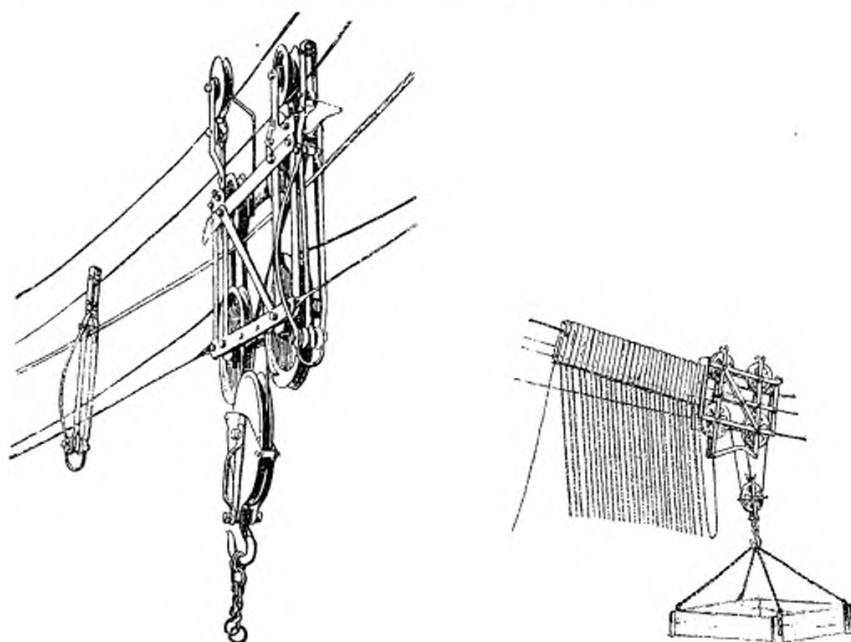


Fig. 743. — Vue perspective du chariot Lidgerwood <sup>(1)</sup> avec parachute Miller.

Fig. 744. — Parachute à chaînes déployées. A mesure que le chariot avance, il échelonne les parachutes à des écartements égaux à la longueur des chaînes pendantes qui les relient l'un à l'autre.

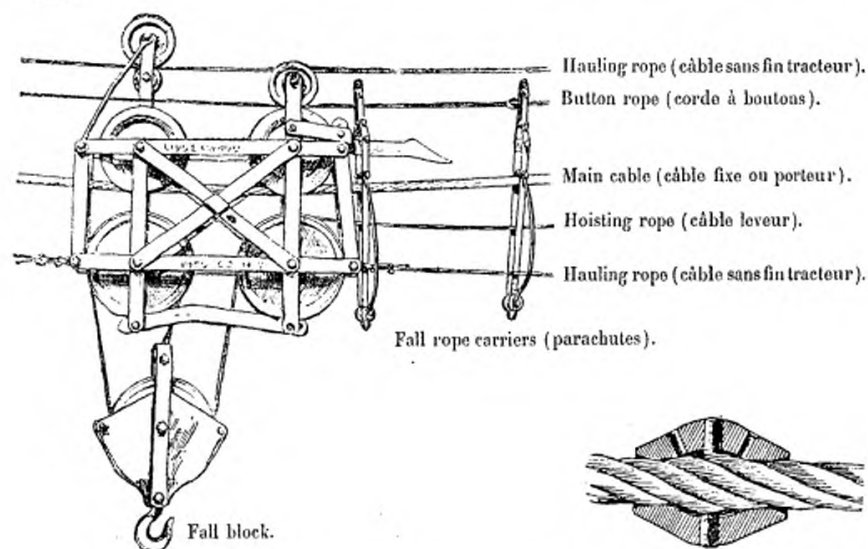


Fig. 745. — Voie Lidgerwood avec parachute Miller et bouton.

<sup>(1)</sup> Voir l'Annexe, p. 579.



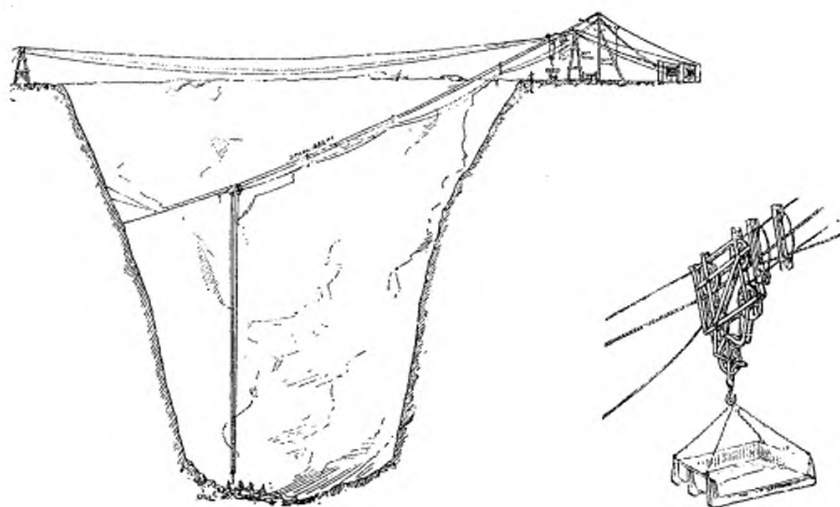


Fig. 746 et 747. — Exploitation d'une carrière à Tilly-Foster par les cableways Lidgerwood.  
Ensemble et détail d'un bac.

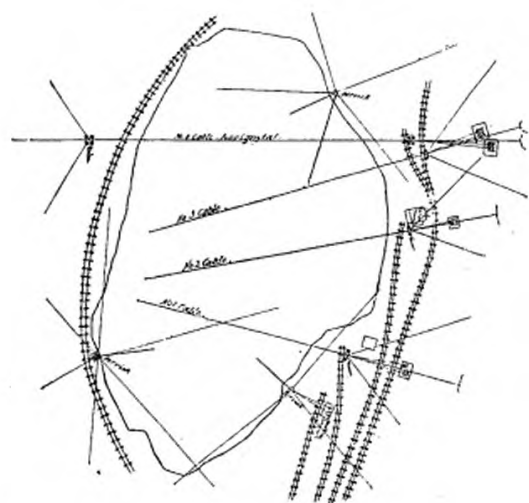


Fig. 748. — Exploitation d'une carrière par les cableways Lidgerwood.  
Plan montrant la position des quatre câbles, des voies et des derricks.

Portée entre les deux pylônes, 400 mètres; longueur totale du câble de roulage, de 0 m. 013 de diamètre, 560 mètres. Débit, 140 mètres cubes de pierres par jour (*Engineering News*, 26 janvier 1893 et *Engineering Magazine*, novembre 1894, p. 244).

Dans la variante fig. 740, les leviers *a* et *b* sont disposés, comme sur le schéma fig. 739, de part et d'autre du câble. Le serrage, amorcé par l'excentrique *i* de *a*, se continue automatiquement par l'entraînement de *a*



et de  $b$ , dont les arcs excentrés  $p$  et  $p'$  repoussent les mâchoires  $k$  et  $k'$ , qui se rapprochent parallèlement, guidées par les goupilles  $nn$ .

Les transporteurs Otto-Bleichert sont, comme nous l'avons vu, très employés aux États-Unis, avec des inclinaisons allant parfois jusqu'à 45 degrés, et dans des proportions souvent remarquables, avec des débits allant jus-

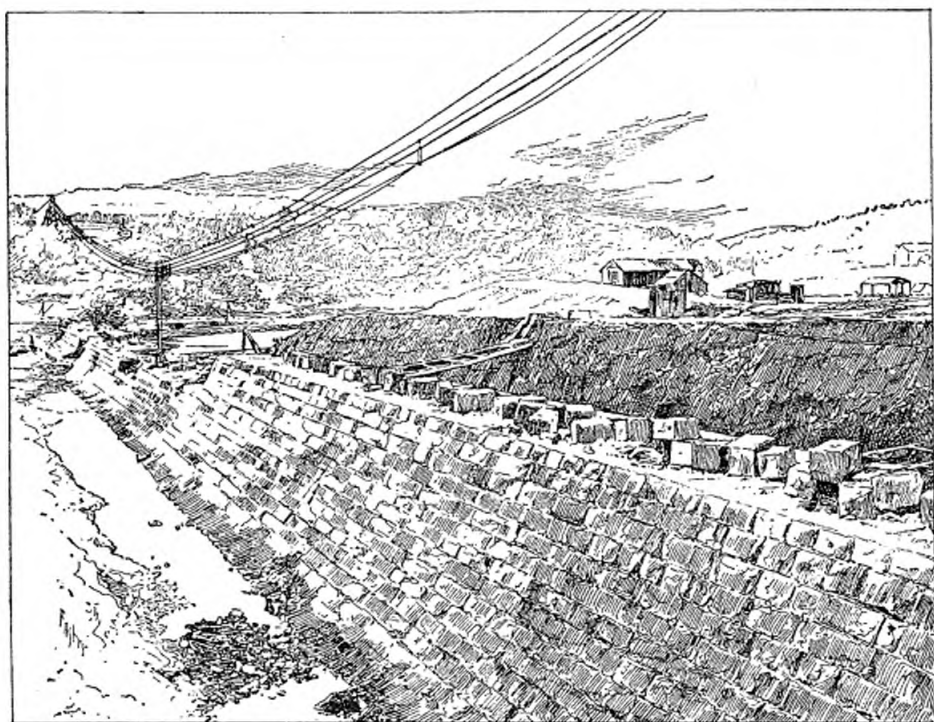


Fig. 749. — Manipulation des pierres sur le barrage d'Austin.

qu'à 100 tonnes par heure. Je n'en citerai qu'un exemple<sup>(1)</sup> : la ligne de la *Split Road Cable Co.*, à Syracuse : transport des pierres à chaux sur une longueur de 5 kilomètres, — débit, 750 tonnes par jour, avec une faible pente, la différence des niveaux au départ et à l'arrivée n'étant que de 63 mètres. Cette ligne a transporté, en 1891, 196,000 tonnes, au prix de 0 fr. 18 par tonne-kilomètre, tous frais compris. Ce prix est naturellement

(1) On en trouvera de nombreux exemples dans le *Portefeuille économique des machines* de juin 1894 et dans l'*Engineering Magazine*, avril 1894, p. 18. On les emploie aussi d'une

façon parfois très hardie pour le service de voyageurs (*Scientific American*, 17 mars 1894, p. 161).

très variable, suivant celui de la main-d'œuvre, l'importance et l'activité de la ligne, et suivant qu'elle est automatique ou non; il varie entre 0 fr. 09 et 0 fr. 30 par tonne-kilomètre; il en est de même du prix de l'établissement, qui varie de 25,000 à 35,000 francs par kilomètre; quant aux frais annuels d'entretien, ils ne dépassent pas, en général, 8 p. 100 du prix d'établissement.

Dans les principaux systèmes employés aux États-Unis: Otto-Bleichert-Lidgerwood, etc., la voie comporte en général quatre câbles: le câble fixe ou porteur (*Main Cable*, fig. 745), ordinairement du type Bleichert à torons lisses; le câble sans fin tracteur (*Hauling Rope*); le câble leveur (*Hoisting Rope*), et la corde à boutons (*Button Rope*). Les trois premiers câbles se retrouvent dans presque toutes les installations analogues en Europe; le quatrième fait partie d'un système fort ingénieux, imaginé par M. Miller pour soutenir automatiquement la corde de levage à mesure qu'elle se déroule du treuil de manœuvre en suivant le chariot. Ce système consiste (fig. 743) à disposer sur un éperon à l'arrière du chariot une série de chevalets ou parachutes (*Fall Rope Carriers*) constitués chacun par un étrier à deux galets reliant, comme on le voit en figure 745, quand le chevalet est détaché de l'éperon, la corde de levage au câble-support, de sorte qu'il suffit de détacher successivement ces chevalets, à mesure que le chariot s'avance, pour avoir la corde de levage suspendue en autant de points. Ce détachement s'opère automatiquement au moyen des boutons ou taquets enfilés (fig. 746) sur la corde à boutons, et de diamètres différents, correspondant successivement aux trous percés à la partie supérieure des chevalets, de sorte que le premier bouton, à partir du départ, traverse tous les chevalets, sauf (fig. 745) le premier à droite sur l'éperon, qu'il détache; puis le second bouton détache le second chevalet, et ainsi de suite, de manière que, à la fin du trajet, la corde de levage se trouve automatiquement suspendue à des intervalles fixés par l'écartement des boutons. Au retour, l'éperon du chariot ramasse successivement tous les chevalets.

Ces chevalets ont avantageusement remplacé les appareils précédemment employés dans le même but, notamment les étriers à chaînes repliées (fig. 744), et permis d'atteindre des vitesses de 15 à 18 kilomètres à l'heure.

On a souvent occasion, principalement dans les districts montagneux, d'employer, comme plans inclinés automoteurs, des petits transporteurs,



Fig. 750. — Emploi des cableways Lidgerwood à la construction du barrage d'Austin.

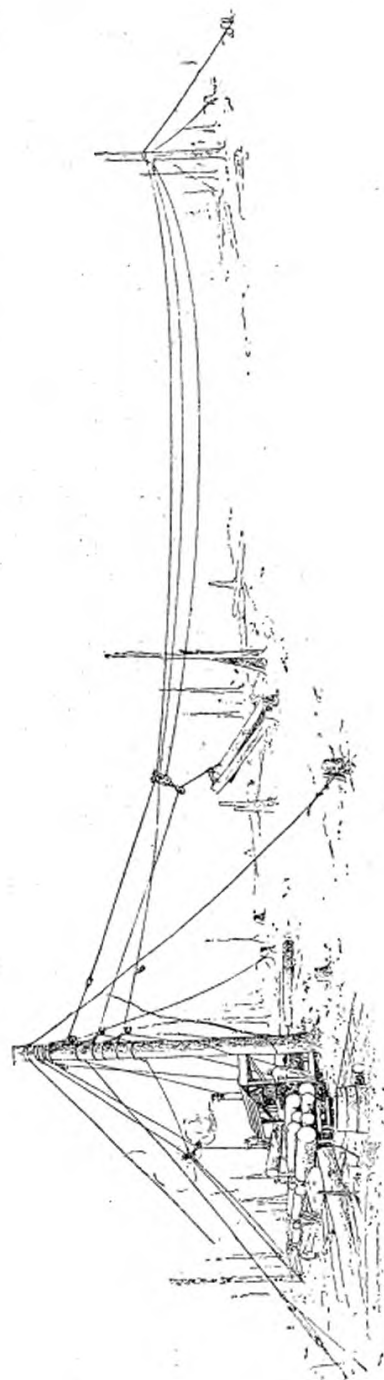


Fig. 751. — Déblayage des coupes en forêt par le cableway Butter Lidgerwood.

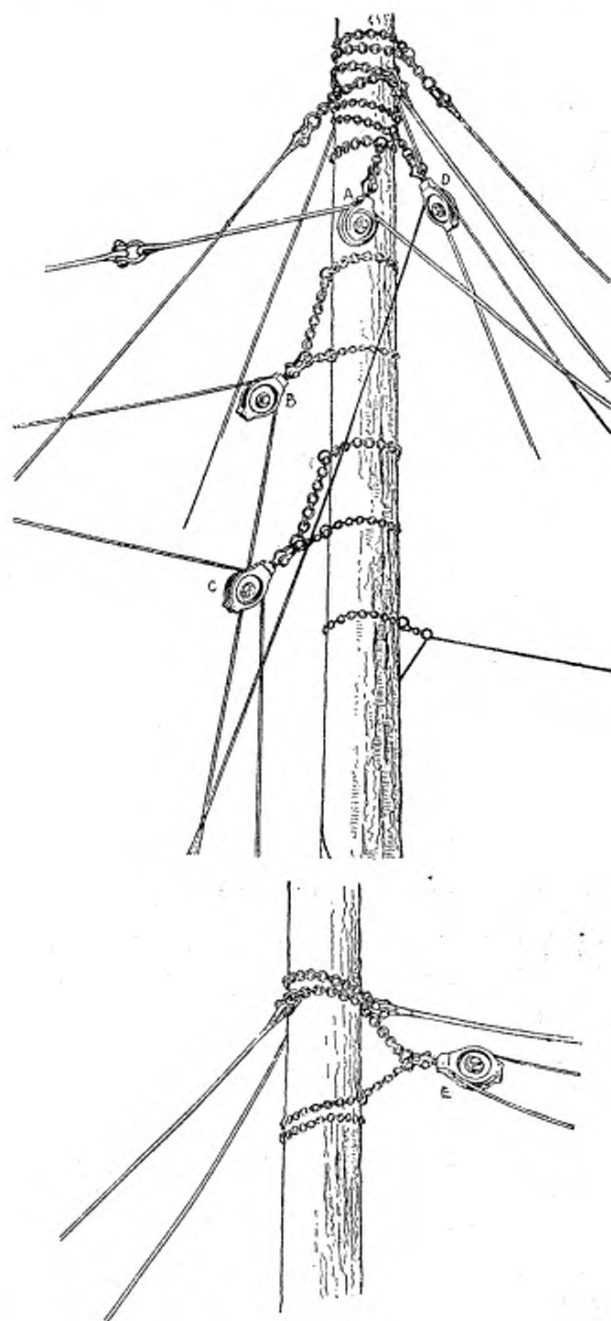


Fig. 752 et 753. — Arbres de tête et de queue du cableway Butter Lidgerwood.

Le câble principal ou porteur, qui s'amarre au-dessus de E (fig. 753), passe sur la poulie A, et le câble de levage sur B; sur C, passe le câble de traction, renvoyé par E, comme on le voit en fig. 751.

à câbles très simples et des plus faciles à installer, si possible entièrement automatiques, en raison du prix extrême de la main-d'œuvre. Parmi ces

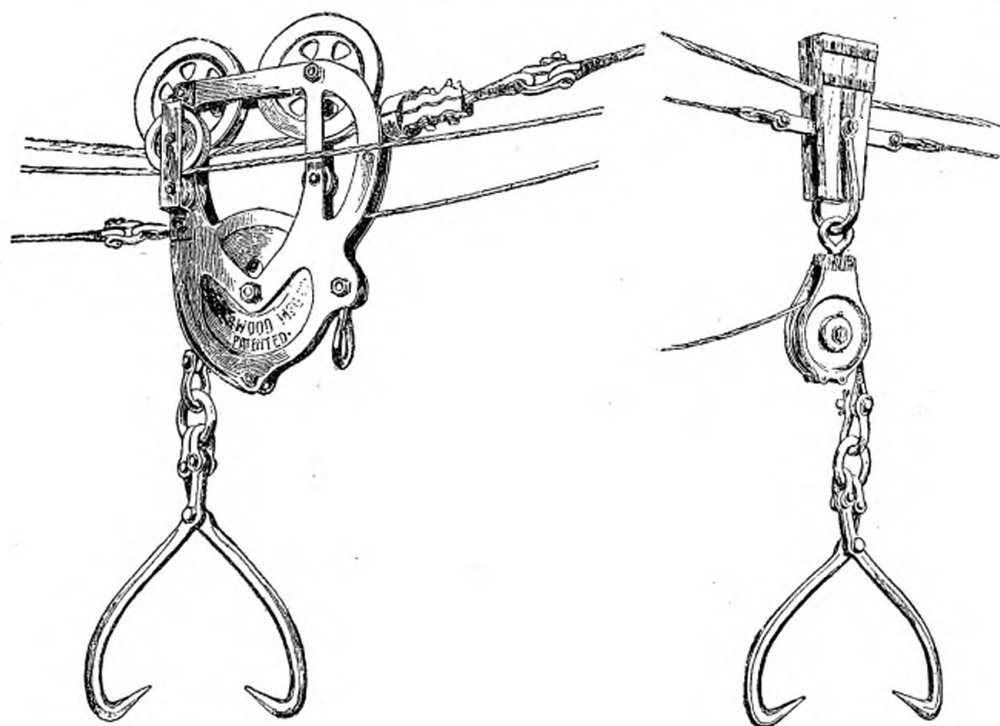


Fig. 754 et 755. — Chariots transporteurs et chargeurs Butter Lidgerwood.

Le chargeur (fig. 755) prend l'arbre au transporteur (fig. 754) et l'amène au quai (fig. 750), avec un très faible déplacement sur le câble.

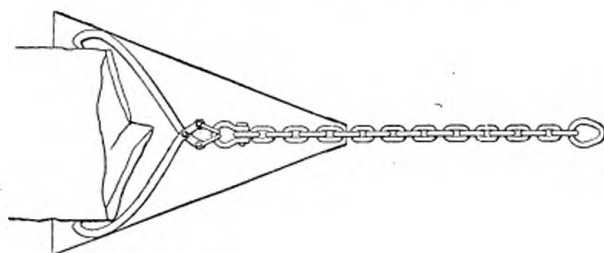


Fig. 756. — Cône de traction Baptist.

systèmes, l'un des plus simples est celui à corde continue double de *Huson* (fig. 759) à petites bennes, ne dépassant guère 60 kilogrammes, régulièrement réparties sur les deux brins de la ligne, de manière à équilibrer le poids de leurs caisses.

Ces caisses sont suspendues par une barre pivotée dans la portée B (fig. 764) d'une pièce d'attache ou *clip*, reliée par des boulons E à un étrier C. Cet étrier, facile à remplacer, saisit le câble, et a ses trous FF

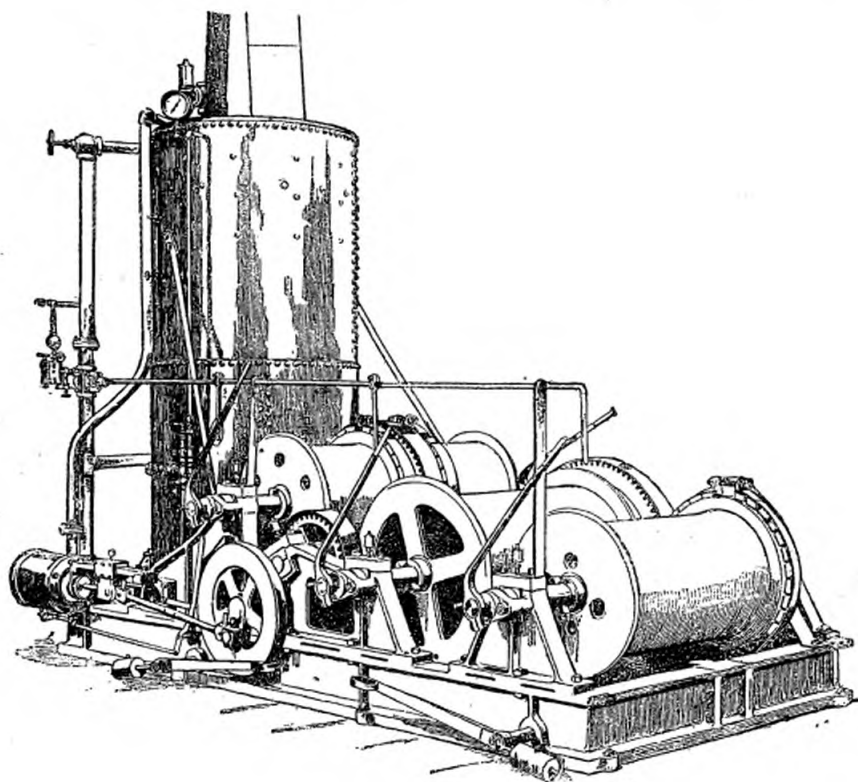


Fig. 757. — Treuil Lidgerwood de 50 chevaux : deux cylindres à vapeur de 0 m. 250  $\times$  0 m. 250, avec treuil à 4 tambours indépendants. L'avant, de 0 m. 60  $\times$  1 m. 15 de longueur, pour le levage; le médian, de 0 m. 750  $\times$  1 m. 22, pour le roulage; les deux d'arrière, près de la chaudière, de 0 m. 460  $\times$  0 m. 535, pour le chargement, le roulage et la levée à quai.

traversés par les boulons E, ainsi que les œillets des boulons AA, qui servent le câble entre C et la pince D, à surface moulée sur ses torons.

A la partie supérieure de la ligne, le câble passe (fig. 768), comme au bas (fig. 766), sur une poulie à mâchoires automatiques réglables (fig. 765). Dès qu'elle y arrive, la benne a (fig. 768) sa tige saisie par une roue dentée, qui la maintient verticale, et lui fait entraîner, par une butée à ressort, un chargeur à galets porté par un rail circulaire incliné, dont une

came ouvre la trémie au chargeur, qui se déverse ainsi automatiquement dans la benne, puis revient, lâché par la benne, à sa position primitive de chargement. La roue dentée porte, en outre, un frein qui permet d'arrêter ou de ralentir à volonté. Arrivée au bas de la ligne, la tige de la benne rencontre d'abord (fig. 767) un petit chariot latéral, dont une barre



Fig. 758. — Transbordement des arbres en rivière, par le cableway Lidgerwood et Butter.

l'amène de verticale à la position perpendiculaire au câble; puis, entraîné par le clip de la benne au moyen d'une butée articulée, ce chariot passe de la position figure 766 à celle de la figure 767, où il amène la tige de la benne en prise avec une roue dentée analogue à celle de la figure 768, après quoi le clip lâche la butée du chariot, que son contrepoids rappelle dans la position primitive fig. 766, et la roue dentée fait, comme on le voit en figure 766, basculer la benne, toujours entraînée par le câble.

La figure 769 représente un chargeur intermédiaire, que l'on peut



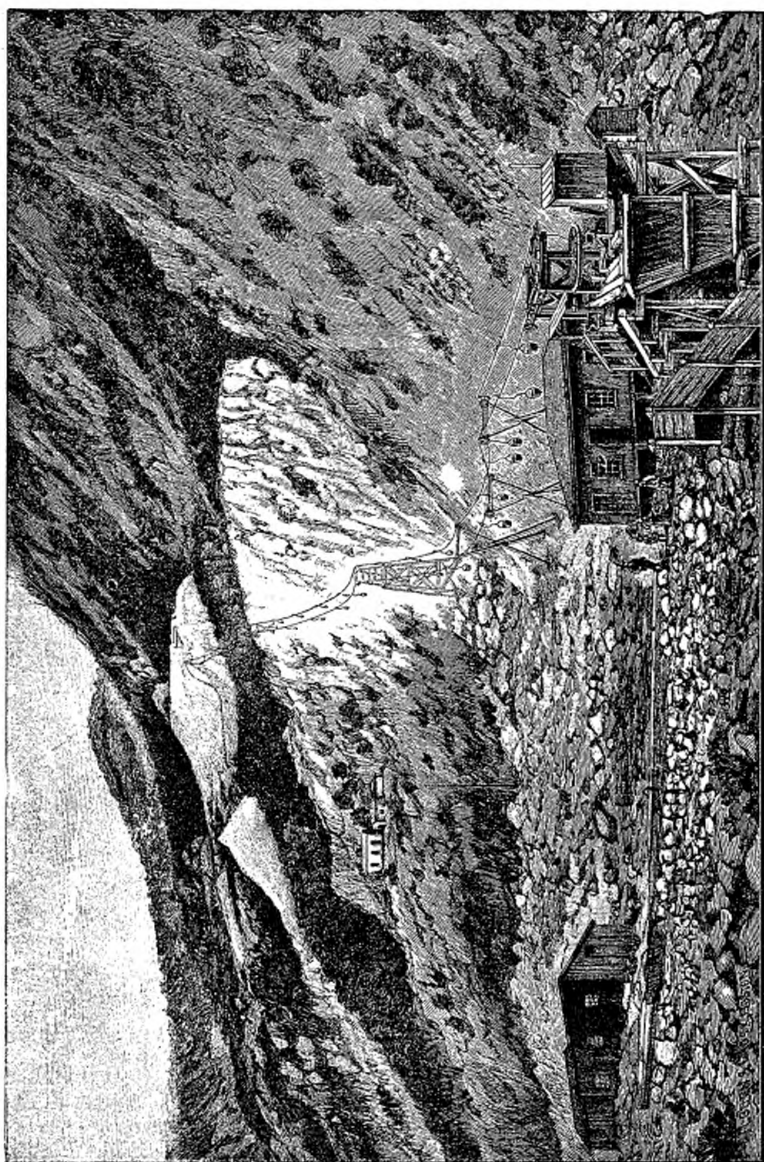


Fig. 759. — Ensemble de cableway Huson de Pay-Rock à Silver Plume (Colorado).

placer en un point quelconque de la ligne, et qui fonctionne comme celui du plan supérieur.

Les appareils Huson sont très répandus; on en compte environ 90 ki-



lomètres; ils peuvent, à la vitesse de 1 mètre environ par seconde, débiter, avec des bennes de 60 kilogrammes, environ 26 tonnes de terres par jour.

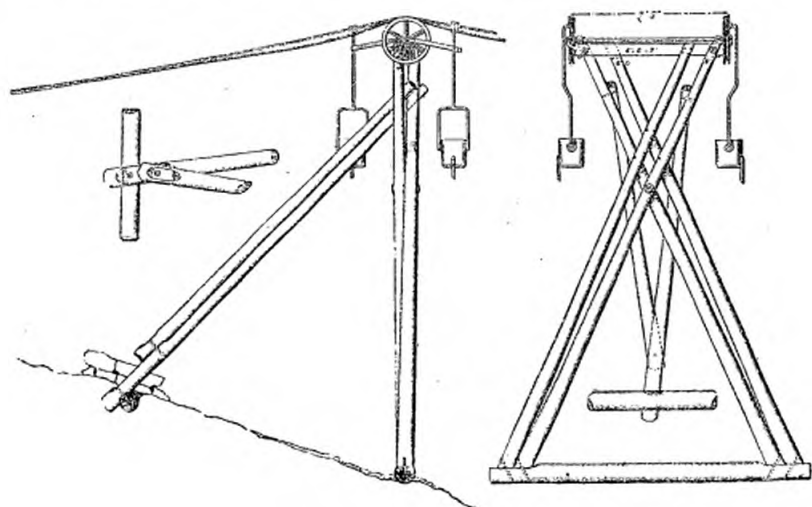


Fig. 760 et 761. — Chevalement double pour cableway Huson.

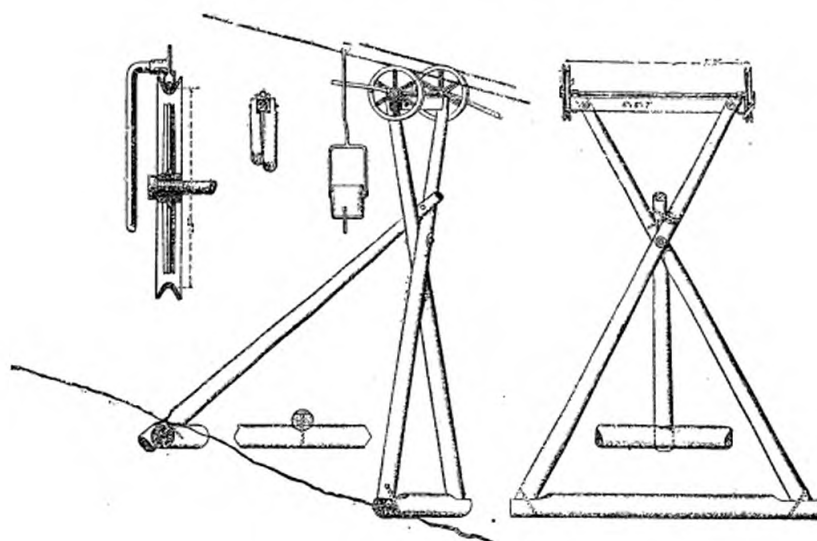


Fig. 762 et 763. — Chevalement simple pour cableway Huson.

On se fera une certaine idée de l'application des transporteurs à câbles dans les exploitations forestières par les figures 750 et 758 qui représen-

tent des applications du système Butter, exploité par la Compagnie Lidgervood.

Le câble porteur fixe (*Main Cable*), passé sur un palan A (fig. 752), est tendu entre deux arbres, écartés de 200 à 250 mètres, par un moufle amarré à un tronc d'arbre. Sur ce câble, roule le chariot (fig. 754), dont la translation est commandée par un câble de traction (*Outlaid Rope*) renvoyé par les palans C et E, et le levage par la *Hoisting Rope*, à palan B. De

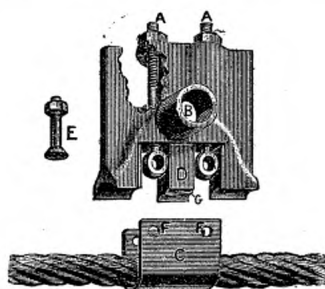


Fig. 764. — Suspension du cableway Huson

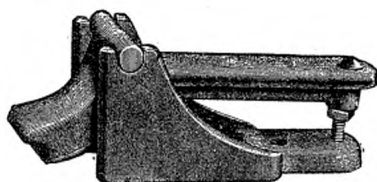


Fig. 765. — Mâchoire de poulie Huson à serrage réglable par une butée à vis.

l'un des arbres, celui qui se trouve près de la voie ferrée (fig. 751 et 752), partent en outre deux autres câbles: l'un fixe, le câble de chargement (*Loading Cable*), sur lequel est attaché le chariot fig. 755, et la corde de levage de ce chariot, passée sur le palan D (fig. 752). Après avoir transporté les billes de bois par le chariot fig. 754 à la portée du chariot chargeur fig. 755, on les charge sur les wagons au moyen de ce dernier chariot, pendant que le grand chariot fig. 754 va chercher de nouvelles billes.

On emploie comme force motrice une machine à trois treuils (fig. 757)

de 40 à 50 chevaux. Chacun de ces treuils est indépendant des autres, avec embrayage à friction et frein. Le premier, à l'avant, commande la translation du chariot principal (fig. 754), et le second son levage; le troisième est à deux tambours indépendants, commandant l'un la translation et l'autre la levée du chariot de chargement (fig. 755).

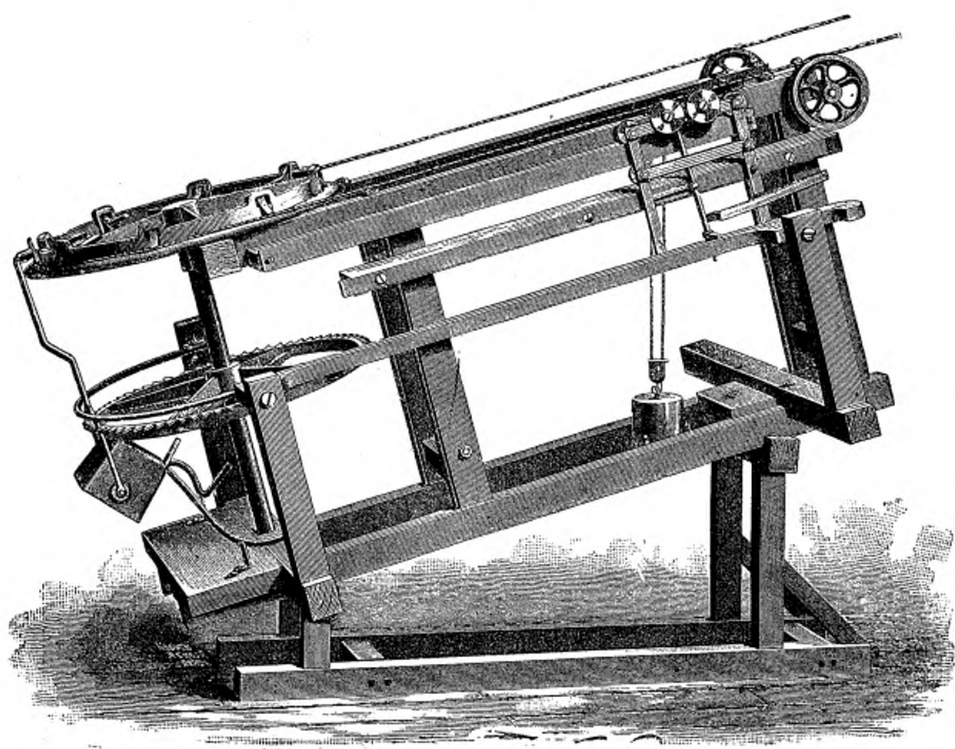


Fig. 766. — Cableway Huson. Bas de la ligne. Bascule de la benne.

Dans certaines exploitations, notamment en Louisiane, on traîne des billes à de longues distances, jusqu'à 1 kilomètre en pleine forêt, en les tirant par un treuil à vapeur à l'aide d'un crochet protégé (fig. 756) par un cône en acier. On traîne ainsi des arbres entiers, de 20 mètres de long, à travers tous les obstacles, à la vitesse de 2 m. 50 à 3 mètres par seconde.

Le système tout récent de M. R. Lamb (fig. 770) est remarquable par la simplicité de son ensemble et par le caractère ingénieux et pratique de ses détails de construction (Voir l'Annexe, p. 581).

Le câble fixe *C*, de 0 m. 025 de diamètre, à torons lissés et en longueurs de 140 mètres, est supporté par des encoberlements constitués chacun par un fer à T (*Aab*), fixé au poteau ou à l'arbre *B'* à environ 5 mètres du sol: au bas, par une fiche *c*, et à la partie supérieure par deux crampons recourbés *Ch*, articulés en *e* à un sabot *d'* (fig. 780 et 781),

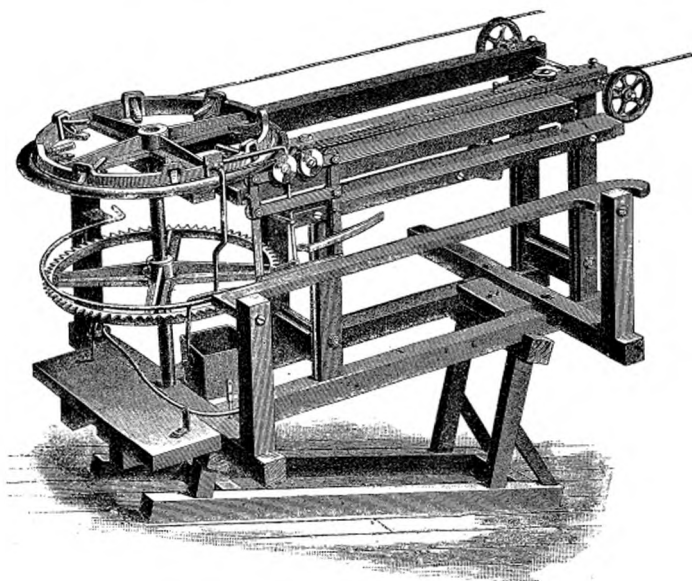


Fig. 767. — Cableway Huson. Bas de la ligne. Engagement de la benne.

attaché sur *a* par deux boulons *f* et un étrier *g*. Les milieux *j* des crampons *c* sont réunis par une chaîne *k*, tordue de manière à les rapprocher sur *B*, et qui porte les poulies *J* du brin de retour du câble de translation *H*.

Le câble repose sur un support formé par un bloc *D*, à section demi-circulaire (fig. 774) épousant la forme naturelle de sa courbure, fixé sur *a* par les boulons *p* et son épaulement *m*, et couronné d'une arche *o* (fig. 771) achevant de canaliser le passage du câble, et fixée sur *D* par les boulons à coins *q*.

Le chariot, à deux galets porteurs *ss*, reçoit en *r* la maille du moufle

de levage  $a$ , et en  $G$  l'attache ou *clip* du câble tracteur  $H$ , formée (fig. 776 et 777) d'un bloc encastré en  $ww$  dans les flasques de la tige  $F$  du chariot, auxquelles il est fixé par une goupille  $e'$ , et dont l'avant  $d'$  pince le câble  $H$  au moyen du clip  $e'$ , à écrous de serrage  $f'$ . Le brin d'aller du câble  $H$ , à 19 torons et de 0 m. 013 de diamètre, est supporté, en chaque

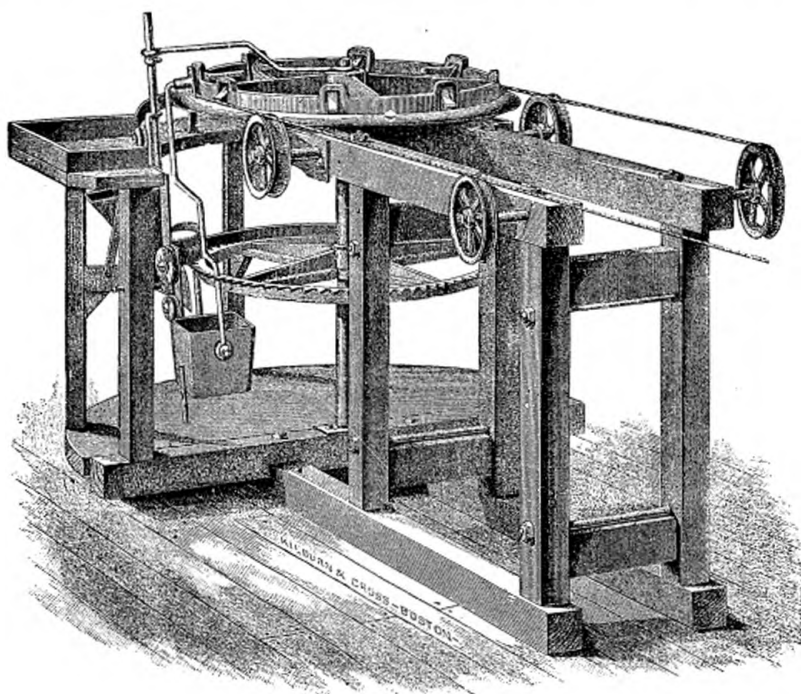


Fig. 768. — Cableway Huson. Haut de la ligne.

corbeau  $A$ , par une poulie  $I$ , suspendue par le châssis  $u'g$  au boulon  $h$  de  $a$ , et le châssis  $u$  porte un guide  $l$ , disposé de manière à écarter sûrement  $F$  de  $H$  au passage d'un support  $a$ .

Le moufle  $C^3$  est (fig. 782 et 783) du système Kerr, pourvu d'un frein consistant en un coin  $b^2$ , que l'on monte ou descend par le levier  $d^3$ , manœuvré en  $e^3$ , suivant que l'on veut lâcher ou arrêter la charge.

La figure 784 représente l'ensemble du système appliqué à une ligne de 800 mètres de long. Le système est complété par des jeux de palans rattachés à des arbres de part et d'autre de la voie, et permettant de lui

amener les billes à la main ou en rattachant les cordes de ces palans au chariot de la voie. M. Lamb donne, comme évaluation du débit de son système, le transport en un jour, avec une équipe de six hommes, de 12,000 mètres de bois en terre-plein, et 7,500 mètres en friche.

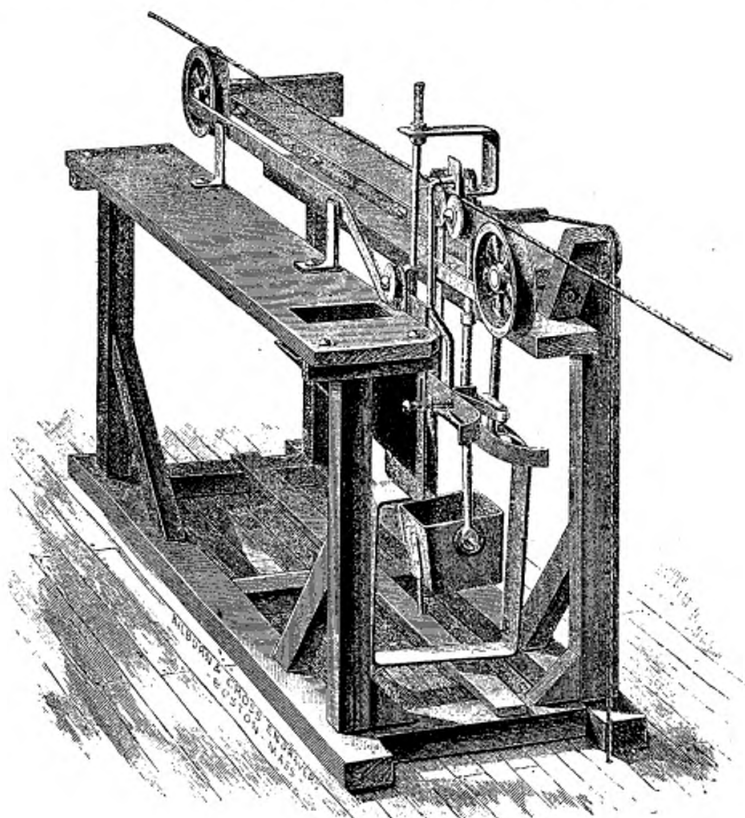


Fig. 769. — Cableway Huson. Chargeur intermédiaire.

M. Lamb a aussi appliqué, pour le transbordement des billes à longues distances, un système de *Telpherage* électrique analogue à ceux de F. Jenkin<sup>(1)</sup>. L'appareil se toue sur un câble fixe de 0 m. 137 de diamètre, à un seul brin, remplaçant le câble toueur H, et enroulé deux fois autour d'une poulie commandée au moyen d'une transmission à vis sans fin par la dynamo que porte l'appareil. La dynamo de 5 kilowatts fait 1,340 tours par mi-

<sup>(1)</sup> *La Lumière électrique*, 5 mai 1883, p. 23; 16 mai et 13 juin 1885, p. 327 et 507.



la solution la plus logique du transport en forêt à longues distances; mais nous n'y insisterons pas davantage, parce qu'elle sort du domaine de la mécanique générale proprement dite<sup>(1)</sup>.

Il faut ranger immédiatement à côté des transporteurs par câbles sus-

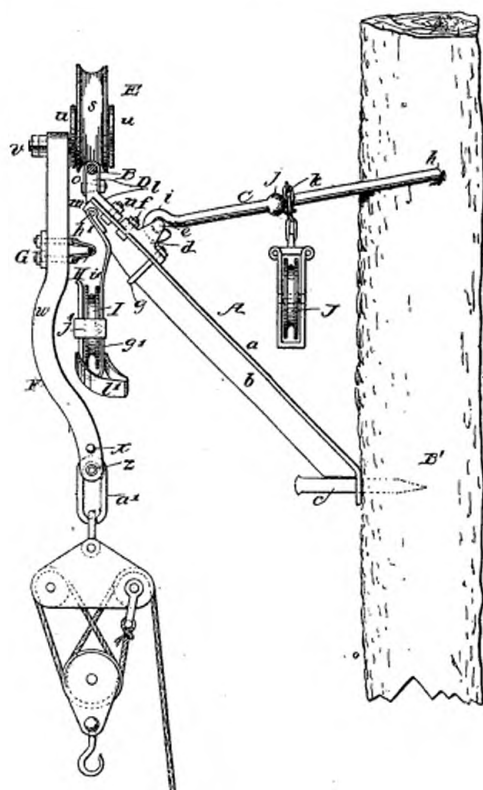


Fig. 775. — Cableway en forêt Lamb. Vue latérale du chariot et d'un support.  
(Même légende qu'en fig. 770.)

pendus proprement dits les transporteurs *mixtes*, où le chariot, porté par des poutres suspendues, est traîné par un câble. C'est un système qui, en principe, convient parfaitement pour les gros transports à poste fixe de certaines usines, dépôts de charbons, magasins, gares de marchandises, etc.,

<sup>(1)</sup> Consulter, sur les appareils Lamb, *American Society of Civil Engineers, Proc.*, août 1894, *Steam and Electric Cableway* by R. Lamb, et le *Scientific American* du 1<sup>er</sup> septembre 1894, p. 137.







reviendra de droite à gauche en figure 785, il tendra cette corde de manière à la faire remonter d'abord sur *j*, dans la position indiquée en pointillés (fig. 787), puis à faire tourner *l*, par la pression qu'elle exerce sur *i'*, dans le sens de la flèche (fig. 785), et à la remonter aussi automati-

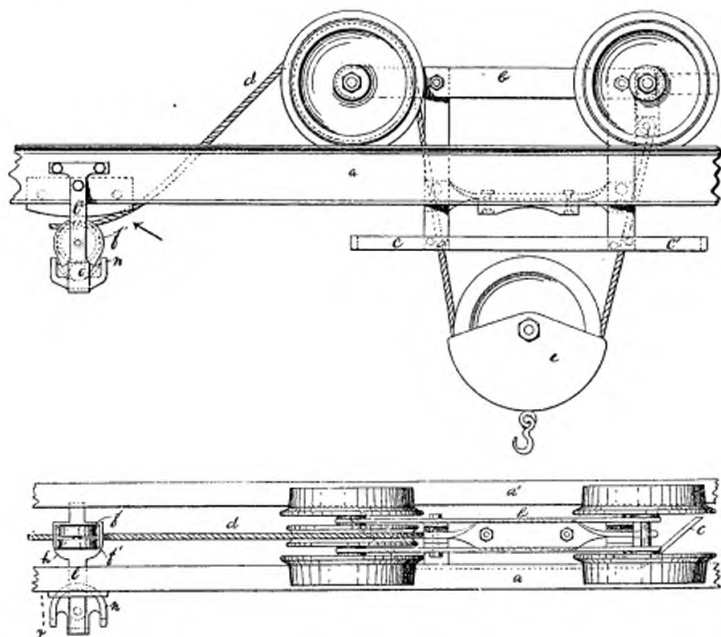


Fig. 785 et 786. — Transporteur mixte Miller et Covell. Élévation et plan-coupe du chariot.

*aa*, voie en fers à T. — *b*, chariot avec aiguille *c*. — *d*, câble de levage, à galets supports *ff'*.  
(Pour les autres lettres, voir la légende de la figure 787.)

quement sur les galets *ff'*. Le centrage de la corde sur ces poulies est, de plus, assuré par les guides *rr'* et les plans inclinés *i<sup>2</sup>* *i<sup>3</sup>*.

Un système de ce genre, installé au dépôt de charbon de la gare de South-Lawrence, Boston and Maine R.R, alimente, avec un mécanicien à 10 francs par jour, un gamin à 5 francs et deux manœuvres à 7 fr. 50, soit avec une manœuvre totale de 4 hommes, un service journalier de 20 locomotives, ou d'une centaine de tonnes de charbon; ce qui, tous frais compris, donne, pour la dépense totale de manutention et d'entretien, 0 fr. 40 par tonne. Comme la puissance de manutention de cette installation pourrait être facilement doublée, on voit que ce prix pourrait s'abaisser à environ 0 fr. 20.

*Les Cash Carriers.* — On peut encore rattacher à la classe des transporteurs funiculaires les petits appareils désignés aux États-Unis sous le nom de *Cash Carriers*, *Transporteurs de monnaie*, si abondamment employés dans presque tous les grands magasins pour effectuer le transfert des paquets et le change de la monnaie du caissier à l'acheteur, qui n'a pas, comme

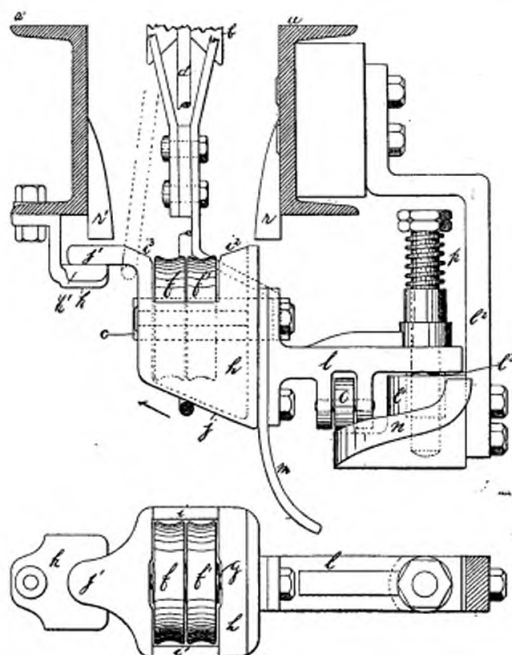


Fig. 787 et 788. — Transporteur mixte Miller et Covell. Détail d'un pont galet *ff*.

*ff*, galets portant la corde de levage *d* (fig. 785), dont l'axe *cg* est porté en *hii*, à l'extrémité d'un bras *l*, pivoté en U, dans le support *P*, sur un axe *P*, dont le ressort *k* appuie constamment *l*, par son galet *o*, sur le plan incliné *n*. — *j'*, talon de *l*, appuyé normalement sur le support *k'*. — *rr'*, guides amenant *d*, par *rr'*, bien au droit des galets *ff*. — *m*, garde empêchant la corde *d* de tomber sous *l*.

chez nous, à courir à la caisse, ni à se faire suivre d'un comptoir à l'autre par un employé porte-paquets. Cette fonction est remplie aux États-Unis par de petites machines ingénieuses, fort simples, d'une installation peu coûteuse, d'un entretien presque nul, et qui suffisent au service de la vente la plus active et la plus détaillée, tout en se prêtant aux exigences du contrôle le plus minutieux. Ne pouvant aborder ici la description détaillée de la plupart de ces types, excessivement variés et nombreux, je me bor-

nerai à en décrire deux types, exploités tous deux par la *Compagnie Lawson*, de New-York, et qui sont remarquables par leur grande simplicité<sup>(1)</sup>.

Le premier de ces appareils, celui de Fletter, est représenté par les figures 790 à 794, qui donnent le détail de l'installation d'un poste à l'une des extrémités de la ligne E, tendue entre deux poteaux semblables B, et

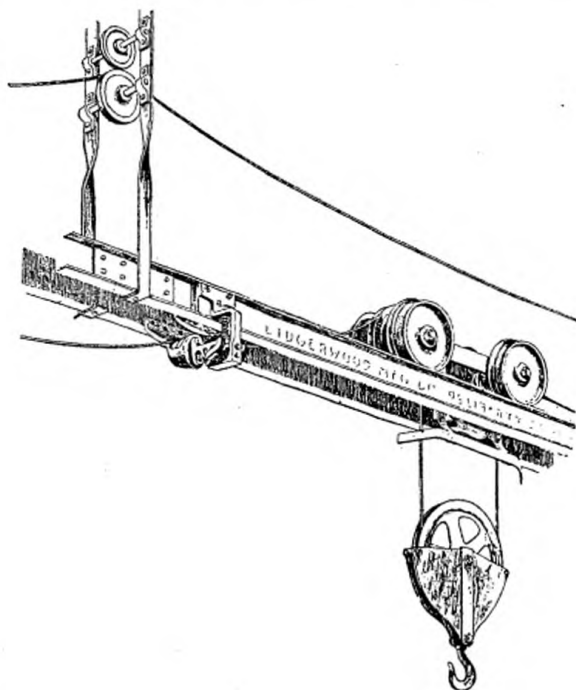


Fig. 789. — Transporteur mixte Miller et Covell.  
Ensemble du chariot et de ses deux cordes de roulement et de levage.

qui aboutit, à son autre extrémité, à un appareil identique à celui que représentent les figures.

Pour envoyer le chariot F, il suffit de tirer vivement en T la corde c. Ce mouvement a pour effet de faire basculer le levier coudé u, de manière à soulever le cliquet b et à déclencher ainsi le chariot de sa prise yb, puis de

<sup>(1)</sup> Voir la *Revue générale des sciences*, 30 mai 1894, p. 363 et le *Portefeuille économique des machines*, juillet 1894, descrip-

tion des appareils de Craf, Mansfield, Barr, Newman, Weaver, Dillenbeck, Gornall, etc. (Voir l'*Annexe*, p. 582.)

lancer le chariot en appuyant  $u$  sur la butée  $f$  du poussoir  $D$ , qui repousse le chariot par son butoir en caoutchouc  $R$  (fig. 794). A la fin de sa course sur la tige  $c$ , le lancé de  $D$  est amorti par le ressort  $i$ , et son mouvement tend la corde élastique  $a$ , qui rappelle  $D$  à sa position primitive quand on lâche  $c$ .

Le chariot ainsi lancé vient, quand il arrive au bout de la voie, se

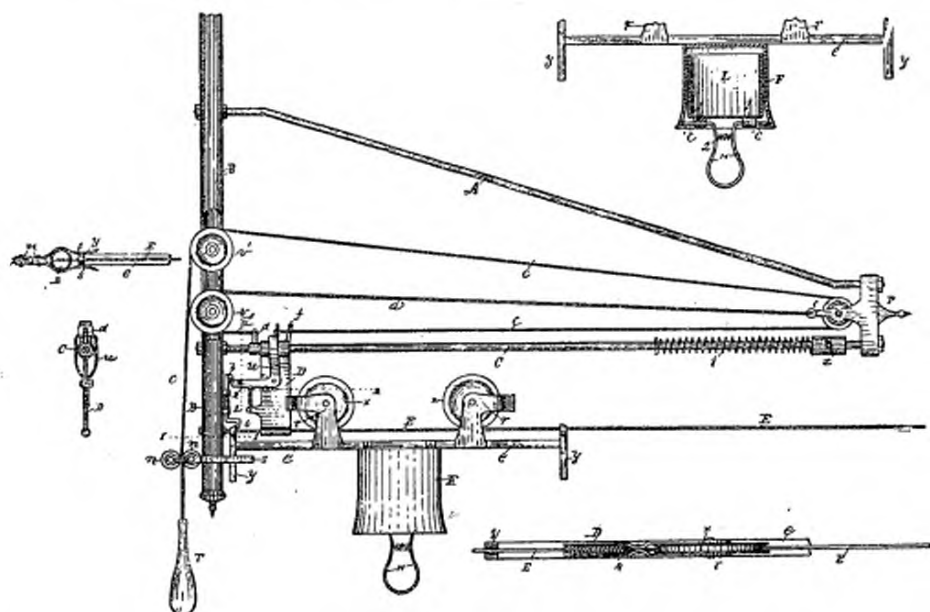


Fig. 790 à 794. — *Cash Carrier Fletter*. Ensemble de l'installation à l'un des bouts de la voie  $E$ . Élévation. Coupes 2, 2-3, 3 et détail du chariot.

$cc$ , corde à poignée  $T$ , guidée en  $m$ , à galets  $v'$ , fixés en  $B$ , et  $t$ , fixés à l'extrémité  $P$  du bras  $AC$ , et attachée à l'une des extrémités du levier  $u$ , pivoté sur le coulisseau  $Df$  de  $C$ . —  $a$ , corde élastique renvoyée de  $t$  à  $D$  par  $v'$ . Quand on tire  $c$ ,  $u$ , levant  $b$ , déclenche en  $y$  le chariot  $F$ , puis  $D$  le lance sur  $E$  par son tampon en caoutchouc  $R$ . Au bout de la voie, la patte droite  $y$  du chariot va le prendre et l'arrêter dans une pince  $s$ , analogue à celle fig. 792. —  $i$ , ressort réglable en  $z$ , amortissant le lancé de  $D$ , que le fil élastique  $a$  ramène, quand on lâche  $T$ , se renclencher en  $b$ . —  $H$  (fig. 790), pince à ressort 2, qu'il suffit de comprimer pour retirer de  $F$  la benne  $L11$ , attachée par  $cc$  à  $F$ .

renclencher sans choc par  $y$ , dans la pince élastique  $s$ , et sous le cliquet  $b$  de cette extrémité.

L'envoyage du petit chariot  $Q$  (fig. 795) de l'appareil à simple effet de Goodfellow se fait, comme celui du précédent, en tirant en  $m$ , puis en lâchant la corde  $J$ ; mais ce lancé s'effectue toujours avec la même puissance, par la contraction d'une corde élastique  $H$ , attachée en  $P$  (fig. 799) à la corde  $J$ , et en  $i$  au câble de roulement incliné  $B$ . Quand on tire la corde  $J$  jusqu'à l'arrêt de  $P$  par  $C$ ,  $H$  se tend; puis, quand on lâche  $J$ , son bouton

R lance le chariot, comme une flèche, sur la voie B, à l'extrémité de laquelle il vient s'accrocher en  $v^2$ , après avoir eu son lancé amorti par la corde élastique  $s$ . Le caissier n'a plus ensuite, pour renvoyer l'appareil, qu'à tirer légèrement la corde  $v$ , pour que le chariot, lancé par la faible détente de  $s$ , revienne se réenclencher en  $aR$  sur H.

La figure 800 donne le détail d'un petit chariot à bourse L, d'un maniement très commode. La bourse L, suspendue à deux leviers  $L^3$ , pivotés

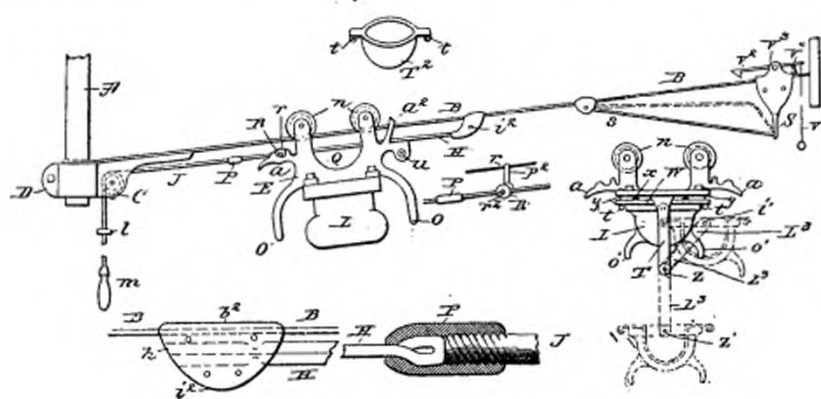


Fig. 795 à 800. — Cash Carrier Goodfellow.

Ensemble d'une voie. Détail de l'attache P et de la benne T.

A, poteau du poste d'envoi, avec chape D, à galet  $c$ . Quand on tire en  $m$  la corde J, on tend la corde élastique Q, fixée à J en P et au fil de la voie B en  $r$ . Quand on lâche  $m$ , la contraction de Q la rappelle jusqu'à la butée de  $l$  sur C, en lançant par R,  $r$ ,  $a$ , le chariot En, à bourse L, sur la voie B, à l'extrémité de laquelle sa corne  $a^2$  vient se retenir sur le cliquet  $V^2$ ,  $V^3$ ,  $V^4$ , après l'amortissement de son lancé par l'élastique  $sS$ , lequel renvoie le chariot en C quand on le déclenche de  $V^2$  par V. —  $o'Lo'$ , bourse à corbeille  $tT^2t$ , pivotée en Z, aux bras  $L^3$ , articulés en  $Zi''$  aux bras T du chariot  $ana$ , et maintenue par le frottement de la plaque W, suspendue au chariot en  $yy$ , et pressée sur L par les caoutchoucs  $xx$ .

en  $z$ , est maintenue fermée par le frottement de la plaque  $w$ , pressée par les caoutchoucs  $xx$ , de sorte qu'il suffit de la tirer ou de la pousser par une de ses cornes  $o'$  pour l'ouvrir dans la position pointillée, puis la refermer dans sa position d'envoyage.

Le caissier occupe une sorte de poste central surélevé, où aboutissent un grand nombre de voies B, qui lui apportent le bon et la monnaie des comptoirs, auxquels il renvoie le change. Dans beaucoup de magasins, le transbordeur amène à la caisse, en même temps que l'argent et le bon de vente, le paquet vendu, qui est alors vérifié par un inspecteur installé à côté du caissier.

*Crics et vérins.* — Les variétés de crics et de vérins sont, il va de soi, extrêmement nombreuses aux États-Unis. Je me bornerai à signaler par deux exemples l'emploi très fréquent que l'on y fait de la vis à billes et du cliquet.

La vis du cric de Norton est (fig. 801) taillée de façon à présenter une

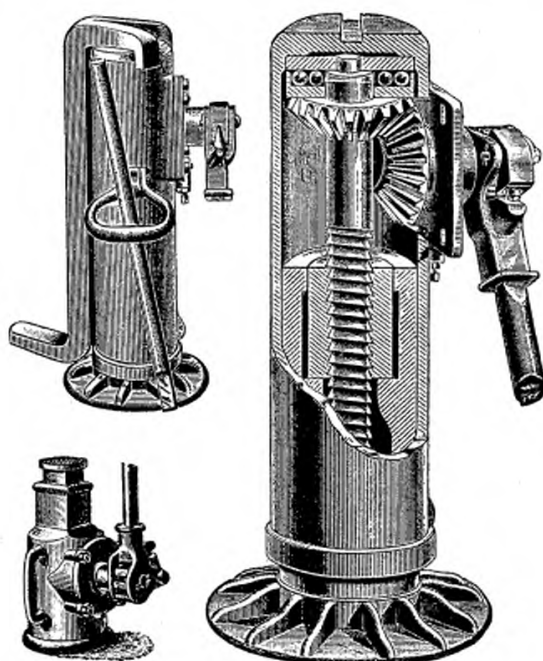


Fig. 801 à 803. — Cric à vis et à billes et vérin de locomotive Norton.

Un cric de 0 m. 660 de hauteur sur 0 m. 250 de base, avec vis de 0 m. 040, pas de 0 m. 006, manœuvré par un levier de 0 m. 700, à butée de 32 billes en acier de 0 m. 013 sur plateaux d'acier trempé a levé, dans un essai, avec un seul homme, 18 tonnes, et avec 2 hommes, 22 tonnes, charge limite. On remarquera (fig. 802) la griffe latérale du bas, permettant le levage presque à terre.

grande résistance à la descente, et à caler sûrement la charge, malgré son pivotement sur billes; en outre, le long guidage de la tête du cric sur sa colonne la protège contre tout effort latéral, de sorte que l'appareil peut fonctionner aussi bien couché que debout.

Le cric à encliquetage de Jackson fonctionne (fig. 804) comme il suit : quand on abaisse le levier *f* de la position figure 804 à celle de la figure 805, il fait d'abord pivoter le cliquet *c* autour de son axe *c'*, de manière à embrayer sa mâchoire *k'* avec la barre *g*, puis le cliquet inférieur *d* autour de *d'*, de



manière qu'il lâche *g*, et permette à *c* de soulever *g*; puis, quand on relève *f*, *d* vient reprendre *g*, et permettre à *c* de revenir à sa position primitive, sans laisser la charge descendre.

Pour descendre lentement la charge, on pousse le ressort *r* (fig. 804 et

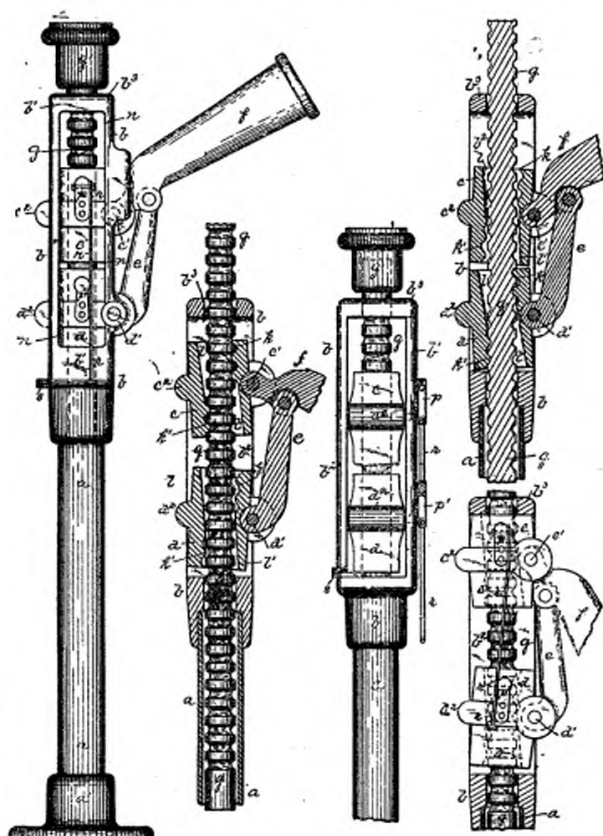


Fig. 804 à 808. — Cric à encliquetage Jackson.

Élévation, coupe verticale, vue par bout et détail du fonctionnement.

*aa'*, pied en tube d'acier. *f*, levier articulé en *c'* sur le cliquet de levage *cc'*, à faces ondulées *k* et *k'* et lisses *ll'*, et relié par *ed'* au cliquet de retenue analogue *dd'*. — *g*, tige de levage. *bb'b'*, cadres des cliquets *c* et *d*. — *r*, ressort de descente lente, et *s* taquet de descente rapide, dont le fonctionnement est décrit dans le texte.

806), de manière qu'il passe de la droite à la gauche du bras *p'* — comme de figure 804 à figure 808 — position où il tend à ouvrir les mâchoires *kk'* au lieu de tendre à les fermer comme en figure 804. Il en résulte que, en abaissant *f*, on monte alors librement *c* jusqu'au haut de sa course, où son appui sur *b<sup>3</sup>* le fait basculer, saisir et soulever un peu *g*, juste assez

pour permettre à  $d$ , ainsi dégagé, de basculer sous l'action du ressort  $r$ , de manière à lâcher  $g$  et à permettre de le descendre par  $f$ . Arrivé ainsi au bas de sa course,  $c$  appuie sur  $d$  de manière à lui faire reprendre la tige  $g$  avant de la lâcher lui-même, et l'opération recommence.

Pour descendre rapidement, l'on cale par un loquet  $s$  (fig. 806) la mâchoire  $d$ , de façon qu'à la fin de la première descente de  $c$ , la barre  $g$  soit définitivement lâchée, sans reprise possible par  $d$ .

## VII

## LES MÉCANISMES.

Nous nous bornerons à étudier sous ce titre les principaux mécanismes employés dans la mécanique : à savoir, les organes de transmission : *poulies, courroies, cordes, embrayages, engrenages, accouplements*, et de glissement, ou de roulement : *paliers* ordinaires ou à *billes*, et leurs dérivés, non pas en général, comme dans un traité, mais en ce qu'ils présentent de plus particulier dans la pratique américaine. L'étude de ces mécanismes, même à ce point de vue spécial, exigerait, pour être complète, des développements incompatibles avec le cadre de ce rapport, de sorte que j'ai dû me borner à exposer le plus succinctement possible quelques-unes seulement des particularités les plus intéressantes de ces mécanismes, en renvoyant aux sources le lecteur qui désirerait les approfondir.

## LES PALIERS.

Les paliers de transmission les plus répandus aux États-Unis sont, comme on le sait, ceux du type à articulation sphérique de Sellers, qui s'appliquent toujours d'eux-mêmes sur toute l'étendue des portées rendues très longues — environ quatre fois le diamètre de l'arbre — de manière à ne les faire travailler qu'à une pression très faible, d'environ 1 kilogramme par centimètre carré. Cette faible pression permet l'emploi de la fonte au lieu du bronze pour les surfaces frottantes, auxquelles on assure facilement un graissage très efficace. Ces paliers, dont les avantages sont universellement admis, sont suffisamment connus pour que nous n'y insistions pas davantage. Je me contenterai de décrire avec quelque détail l'une de leurs variétés, remarquable en ce que la liberté du coussinet est assurée par une sorte de suspension à la Cardan.

A cet effet, le palier F est (fig. 809 à 814) monté par filetage sur une paire de boulons GG, pivotés en *c'c'* dans l'étrier C, suspendu à la vis D', pivotée elle-même dans l'étrier E, suspendue à la chaise A par les articulations  $b^2, b^3$ , parallèles à GG. La hauteur du palier F se règle par l'écrou *c* de la vis D, que l'on fixe ensuite en serrant par *e* le peigne E; et son ali-

gnement se règle au moyen des vis GG, que l'on fixe ensuite en les serrant bout à bout l'une contre l'autre. Le réglage du palier s'opère ainsi avec une grande facilité et très exactement, sans toucher à la chaise A.

Le graissage des portées est toujours largement assuré. Comme exemple, je citerai le palier articulé de Cole (fig. 815 à 817). Ce palier, supporté

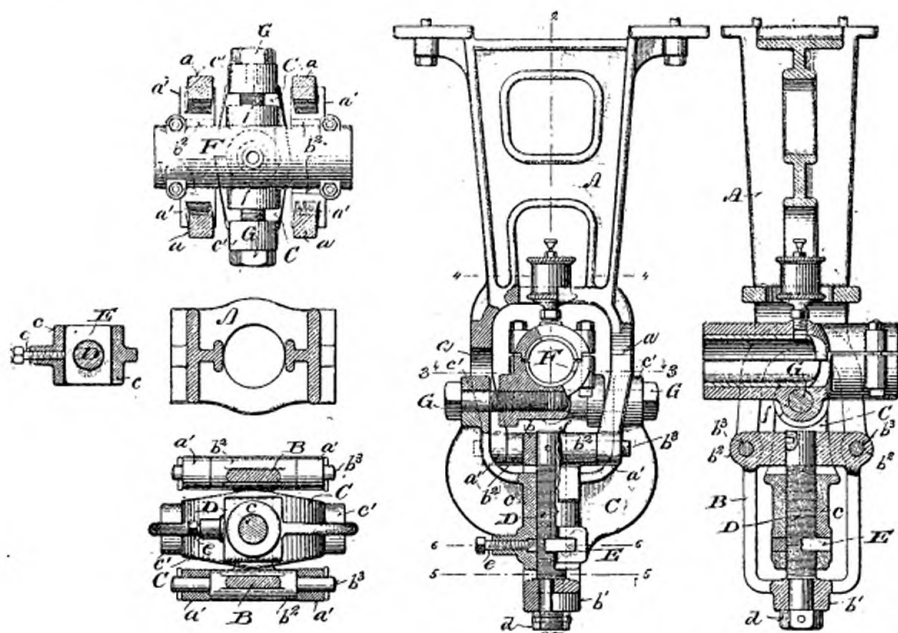


Fig. 809 à 814. — Palier Muller. Élévation. Coupes 2-2, 3-3, 4-4, 5-5, 6-6.

A, chaise à bras  $aa'$ , portant par l'étrier  $Bb'$ , suspendu en  $b^2b^3$ , le palier C du coussinet F, articulé sur les vis GG. — D, vis supportant C en c, et dont on règle la hauteur par la tête d. — E, peigne à vis e, fixant ensuite D dans c.

par les couteaux  $a, b$ , réglables en  $a$ , et maintenu par la rotule  $a^3$ , serrée en  $a^2$ , est pourvu d'une garniture en Babbitt  $b^3$ , interrompue en  $b^4$  pour recueillir l'huile reprise par la rondelle C de l'arbre D dans le réservoir  $B^3$ , d'où elle est amenée en  $b^5b^6$  par la raclette E. Cette circulation est facilitée par les joues  $b^8b^9$ , entre lesquelles la rondelle C amasse l'huile qui s'écoule en  $B^3$ .

Dans le palier élastique de Wood (fig. 818 à 825), spécialement étudié pour les machines à grande vitesse, l'huile, amenée de  $k$ , par  $t$ , aux saignées hélicoïdales  $e$ , s'évacue par  $mp$ . La portée F, d'un métal plus dila-

table que celui de l'arbre  $a$ , lui est fixée par des vis  $u$ , et cette douille porte sur F et sur le palier A par des saillies  $g$  et  $f$ , laissant des plats  $h$  libres de

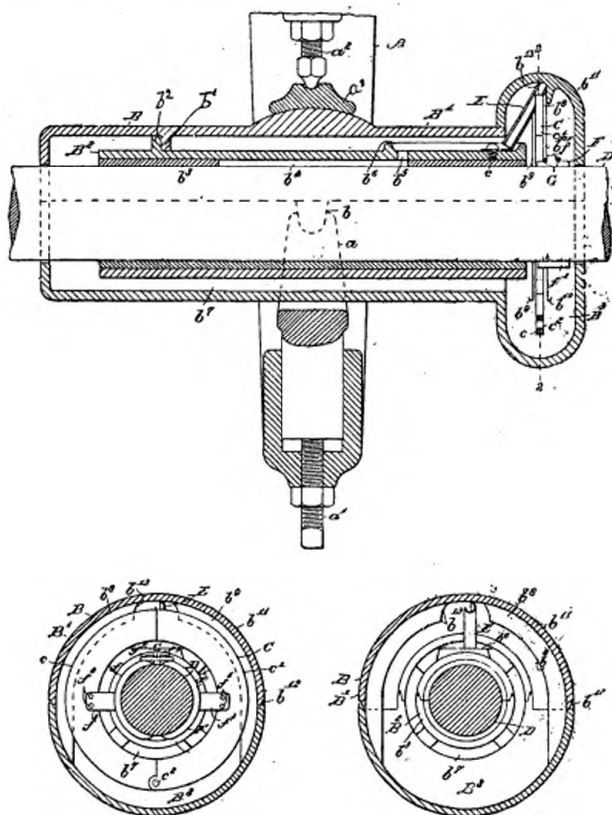


Fig. 815 à 817. — Palier Cole.

Coupes longitudinales et 2-2, cette dernière étant vue de droite et de gauche.

A, chaise. BB, palier en deux pièces à joints  $b^{12}$ , à couteau  $b$ , posé sur le support  $a$ , réglable en  $a^1$ , et maintenu par la rotule  $a^2a^3$ . —  $B^2$ , enveloppe du coussinet  $b^2$ , épaulée sur B en  $b^1b^3$ , avec raclette E. — C, bague en deux pièces articulées en c.

céder sans provoquer le grippage aux dilatations de F, lors d'un commencement de chauffage.

Je citerai encore, comme exemple intéressant, la crapaudine à circulation d'huile de Horton (fig. 826), où les saignées hélicoïdales font, comme l'indiquent les flèches, circuler automatiquement l'huile du haut en bas de la portée par les tubes 5, 5.

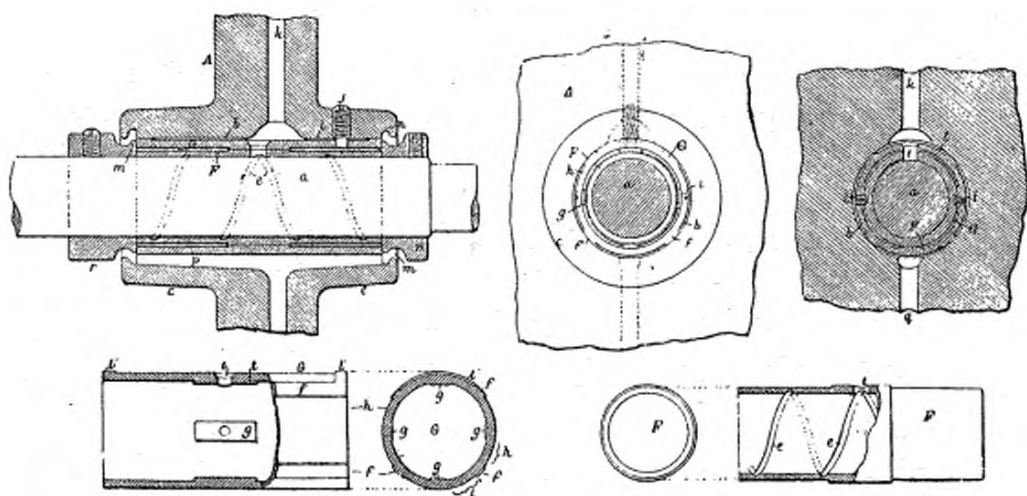


Fig. 818 à 825. — Palier élastique Wood. Coupe longitudinale.

Vue par bout, coupe transversale : détail du coussinet F et de son enveloppe G.

A c, palier. *kte*, arrivée et distribution de l'huile. G, support du coussinet F, retenu par la vis j, portant sur A par de longues nervures *fl'*, séparés par des vides *hbb*, et sur F par de courtes nervures centrales *g*, à vis de fixation *ü*, permettant à F de s'incliner un peu dans G. — *mr*, collets de la portée *a*. — *p*, évacuation de l'huile.

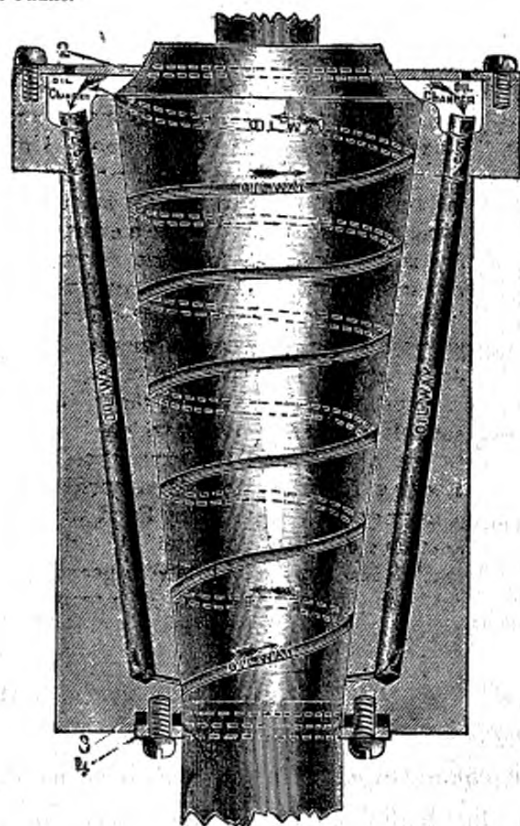


Fig. 826. — Crapaudine Horton, à circulation d'huile amenée, de la chambre d'huile supérieure 2, par les tubes 5, 5, au bas de la rainure en spirale (*oil way*), qui la ramène en 2. — 3, garniture en cuir serrée par la bride 4.

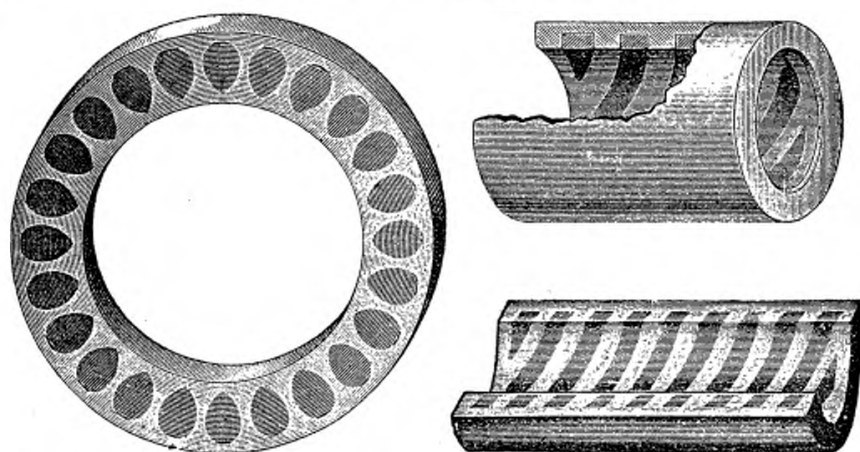


Fig. 827 à 829. — Collets et portées en graphite de la *Graphyte Lubricating Co.*, de Jersey City.

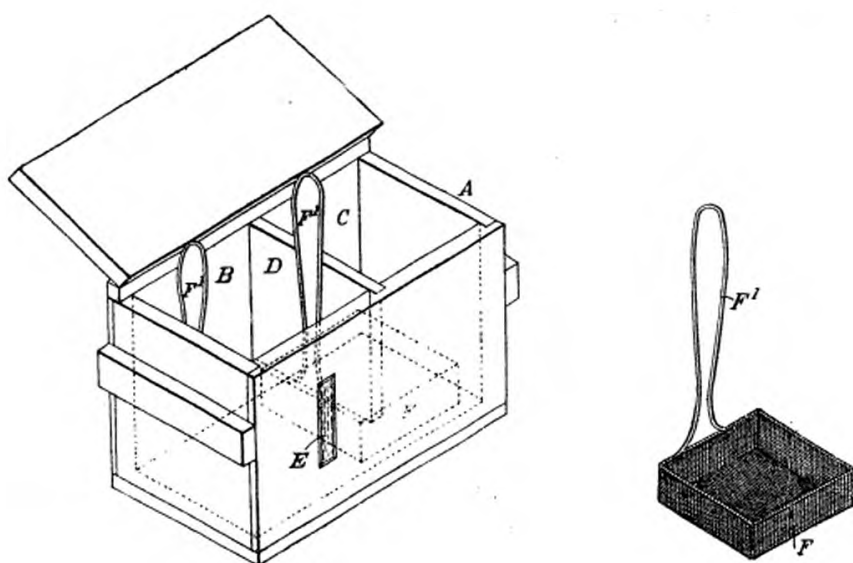


Fig. 830 et 831. — Trempe des billes Simonds. Ensemble d'un bac et détail de la passoire FF'.

A, caisse à deux compartiments B et C, communiquant par le bas de la cloison D et remplis : l'un, C, d'eau salée et l'autre, B, d'eau salée surmontée d'une couche d'huile, dont on observe le niveau par E. — F, raquette en toile métallique, à manche F', que l'on dispose d'abord en C, comme l'indique le tracé pointillé (fig. 830), puis que l'on amène en B.

Je rappellerai seulement (fig. 827 à 829) l'emploi fréquent des portées et collets à garnitures en graphite, principalement pour les faibles vitesses,

et l'usage très répandu des métaux antifriction de toute espèce<sup>(1)</sup>, dont l'un des meilleurs est le Magnolia<sup>(2)</sup>, mais qui ne diffèrent en rien d'essentiel des alliages employés chez nous, sans aucun mystère de fabrication, et sous des noms plus simples<sup>(3)</sup>.

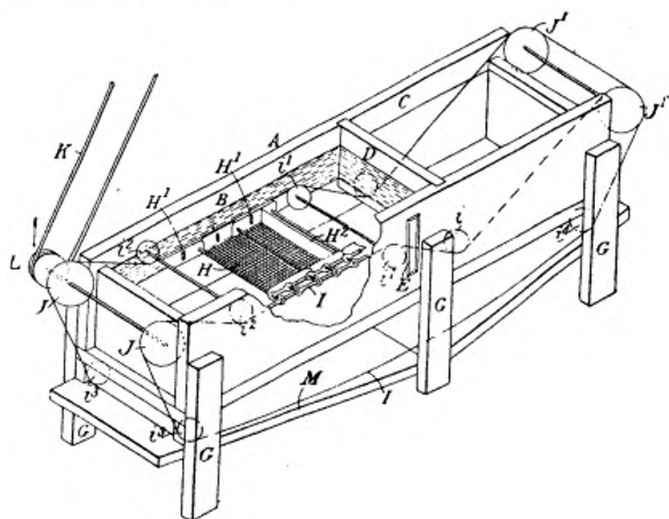


Fig. 832. — Trempe des billes Simonds, procédé automatique.

AG, auge à deux compartiments communiquant, comme en fig. 830, par le bas de la cloison D. — H, toile métallique, à cloisons H'H', et menée par les chaînes sans fin I, suivant J<sup>1</sup>J'<sup>1</sup>J'<sup>2</sup>J'<sup>2</sup>, de C en B, puis hors du bac, et faisant ainsi passer automatiquement les billes de C en B. — KL, courroie et poulie motrices de I.

*Roulements sur billes et galets.* — Les applications des billes antifriction sont très répandues aux États-Unis, non seulement pour les vélocipèdes, où leur emploi est universel, mais à toute sorte de roulements, dont nous donnons plus bas quelques exemples.

La principale difficulté de ces applications, celle qui en a ralenti si longtemps le progrès, est la nécessité des fabriquer industriellement des billes rigoureusement égales et sphériques et, ainsi que les chemins de roulement, en un métal capable de résister indéfiniment aux pressions de contact, dont on ne connaît pas exactement l'intensité probablement très élevée. En

<sup>(1)</sup> Consulter à ce sujet les travaux de Dudley (*Bulletin de la Société d'Encouragement* novembre 1892, p. 804, et *Revue générale des chemins de fer*, septembre 1893, p. 125; *Revue industrielle*, 16 avril et 27 août 1892).

<sup>(2)</sup> *Revue industrielle*, 17 janv. 1891, p. 24.

<sup>(3)</sup> *Revue générale des chemins de fer*, septembre 1893. Fabrication des alliages blancs à la Compagnie du chemin de fer de l'Est, par MM. Desgeans et Fort.



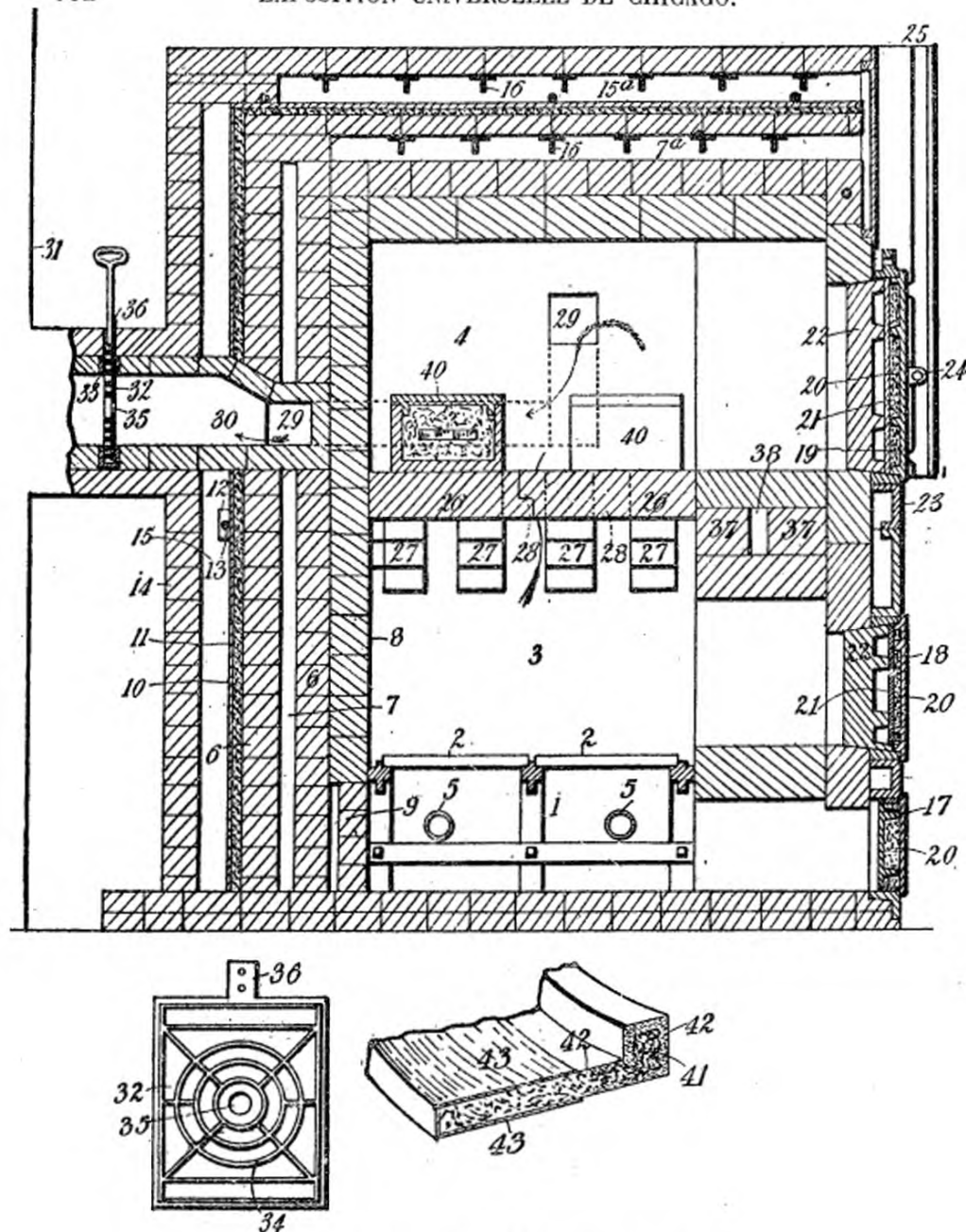


Fig. 833 à 835. — Four à cémenter Simonds.  
Ensemble, détail du registre 36 et d'une cémentation.

3, foyer à grille 2, avec entrées d'air 5, 5' au cendrier 1, porte 18, et communiquant par les canaux 28 avec le moufle 4, à sole réfractaire 26, supportée en 27, et relié à la cheminée 31 par les canaux 29, 30 et le registre 36, à grille de réglage 35, 32. — 8, briques réfractaires. 6, 14, maçonnerie à chemises d'air 7, 7a, 15, 15a, et garnitures de ciment 10 et d'amiante 11. — 19, porte du moufle garnie, comme celles du foyer et du cendrier, de briques réfractaires 22, d'amiante 21 et de carbonate de chaux 20. — 12, 13, 16, plaques, tirants et fers d'armature. — Fig. 835. — Cémentation d'une pièce analogue à l'anneau b (fig. 842) cimentée en 42, 42', avec acier conservé doux en 41, par la protection d'une couche 43 de gomme et de sulfate de cuivre.

Angleterre, on emploie en général, pour la fabrication des billes, de l'acier dur, ou acier à outil, et l'on part d'une barre d'acier dont on débite, au moyen d'outils fort ingénieux, des billes qui sont trempées, polies au rouge,

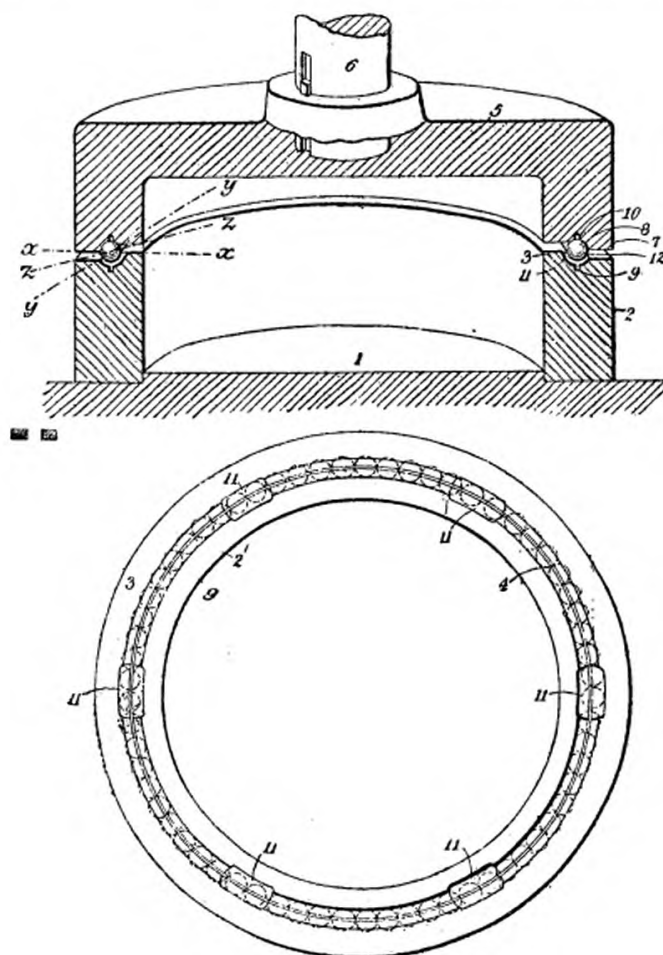


Fig. 836 et 837. — Polisseur de billes Simonds.

5, 6, meule à gorge 10, alimentée d'huile et d'émeri par 10, tournant sur le marbre fixe 1, 2, 3, à gorge 9  
11, évaseinent, ayant pour objet de faire pivoter les billes 8, six fois par tour de la meule.

puis triées avec une approximation d'un millièrre de pouce en diamètre (0 m. 025) <sup>(1)</sup>.

Aux États-Unis, M. G.-F. Simonds, qui s'est fait une spécialité de la

<sup>(1)</sup> Gustave Richard, *Traité des machines-outils*, vol. I, p. 144, Tours à billes, de Taylor Hubert, Cooper, Hoffmann, Hillmann.

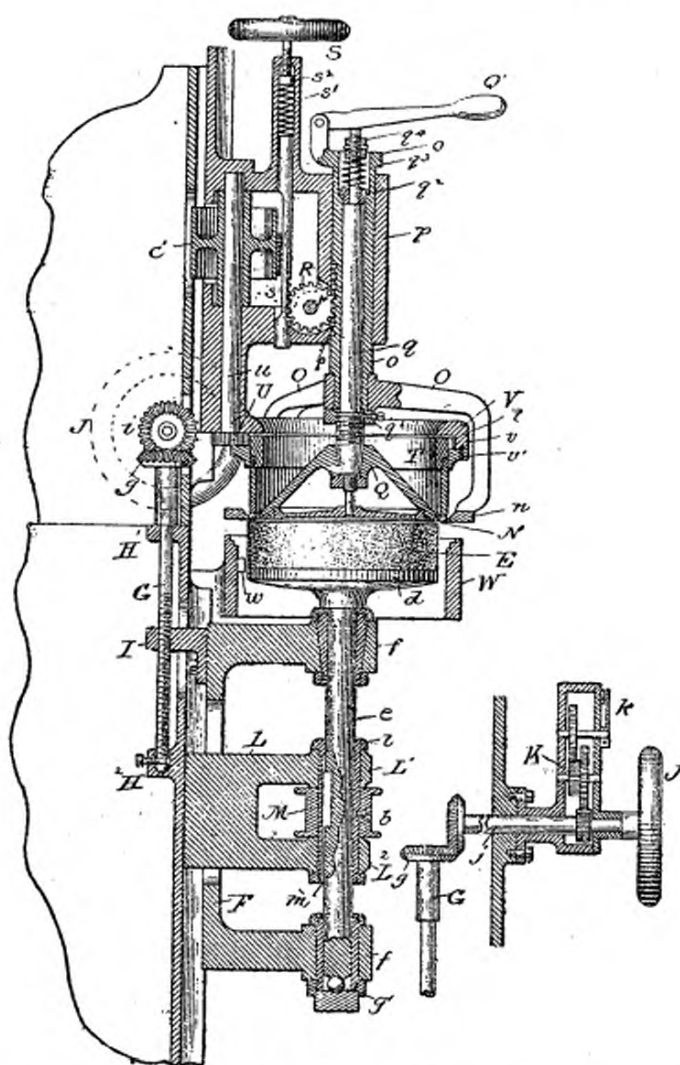


Fig. 838 et 839. — Machine à roder les billes de la *Cleveland Machine Screw Co.*  
Élévation, coupe et détail de l'indicateur.

E, meule à émeri, fixée au plateau *d* de l'arbre *e*, à crapaudine *f*, sur bi le *g'*, réglable par le train *JigGF*, à aiguille indicatrice *k*, dont la vis *G*, butée en *HH'* sur le bâti, fait écrou en *I* dans le châssis *Fff*. — *b*, poulie à manchon *Ml*, rainurée en *m* sur *e* et supporté par le bras *LL'L'* du bâti. *o'*, poulie faisant tourner par *uUt* (fig. 840) le tambour *T*, guidé et soutenu en *Vv'*, concentriquement au cône *Q*. — *Q'*, levier à rappel *q'q'*, permettant d'abaisser le cône *Q*. — *q'*, butée limitant la levée du cône *Q*. — *N*, anneau de garde suspendu par des bras *O* au manchon *o* de *q*, et constamment soulevé sur *T*, par le ressort *s's'* et le train *sRp*. — *r'* (fig. 840), levier à cliquet *r''*, permettant d'abaisser ou de soulever simultanément *N* et *Q* par *Rs*.

fabrication de ces billes et de leurs applications, emploie, au lieu d'acier d'outils, de l'acier doux Bessemer, à 0,10 p. 100 de carbone, qui coûte beaucoup moins cher, cimenté et trempé d'une manière spéciale.

La trempe des billes s'opère dans un double bain composé d'eau salée surmontée d'une couche d'huile. Ce bain est renfermé dans une caisse A

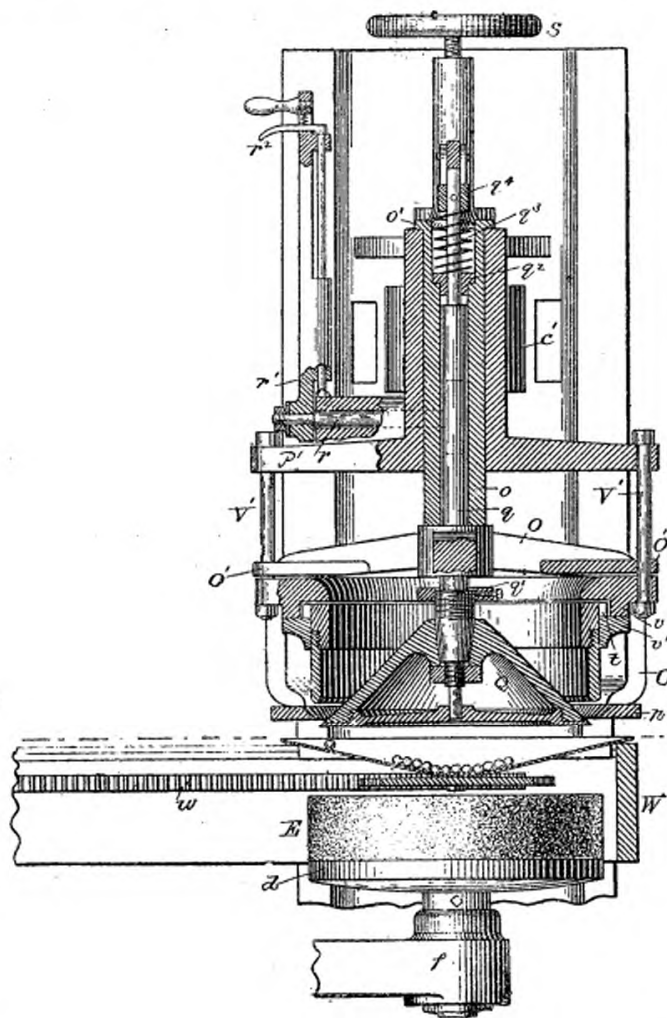


Fig. 840. — Machine à roder les billes de la *Cleveland Machine Screw C.*  
Vue de face.

Y, trémie qui, lorsqu'on la retire de droite à gauche, a son ouverture y (fig. 841) démasquée par sa fermeture z à plateau Z, en prise avec la crémaillère W du banc. (Pour les autres lettres, même légende qu'en fig. 838.)

(fig. 83o), divisée par une cloison D, qui ne descend pas jusqu'au fond, en deux compartiments C et B, communiquant par le bas, et renfermant l'un de l'eau salée, l'autre de l'eau salée surmontée d'une couche d'huile, dont

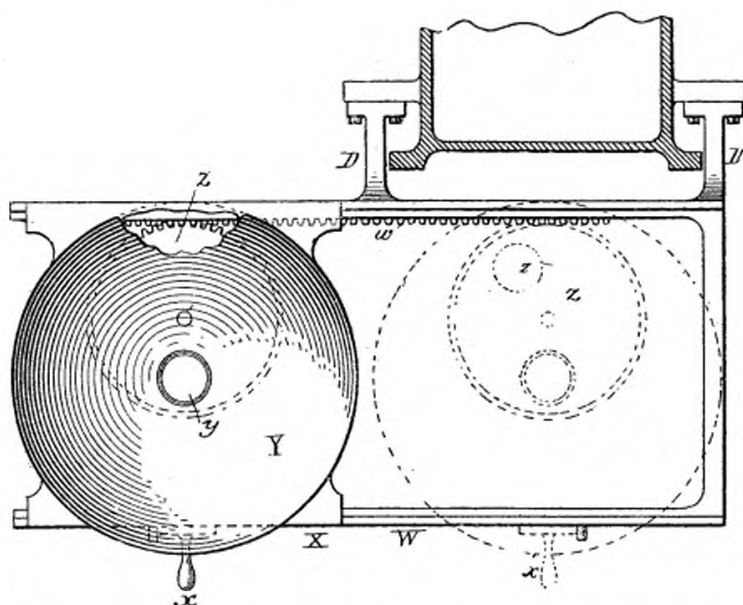


Fig. 841. — Machine à roder les billes de la *Cleveland Machine Screw Co.*  
Plan de la table d'enlèvement. (Même légende qu'en fig. 840.)

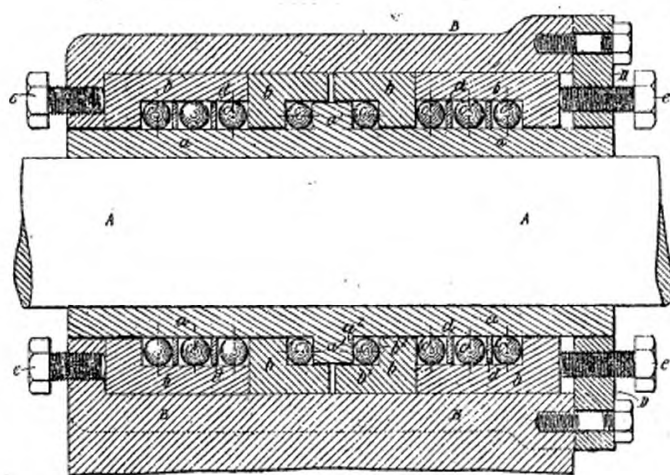


Fig. 842. — Palier à billes Simonds.

A, arbre. *a*, bague roulant sur huit rangées de billes, dont 6 porteuses *c'* et deux de butée *c*, maintenues entre des portées *bb*, à anneau *dd*, et manchon BD, réglées par les vis *ee*, avec butée centrale *a'*.

on observe la séparation par le regard E. On laisse d'abord tomber les billes dans le compartiment C, au fond duquel elles se ressemblent dans la ra-

quette F (fig. 831); puis, après qu'elles y ont séjourné le temps voulu, on les amène dans l'huile par F, de sorte que les billes subissent successivement les deux trempes : à l'eau, puis à l'huile, sans passer au contact de l'air. On obtient ainsi, à la suite du refroidissement brusque et du durcissement extrême de la surface de la bille, un refroidissement intérieur par l'huile

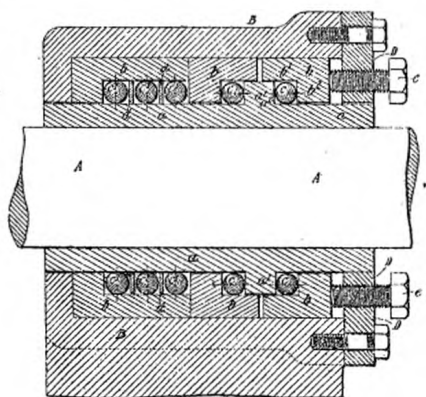


Fig. 843. — Palier à billes Simonds, à cinq rangées de billes c et c' et butée a', avec une seule rangée de vis de réglage e.

assez lent pour ne pas déformer la bille, et sans y provoquer des tensions moléculaires dangereuses pour sa résistance.

La figure 832 indique comment on peut rendre ce procédé de trempe continu en faisant passer du compartiment C à B, sous la cloison D, les billes posées sur une toile métallique sans fin, H.

La cémentation des billes et des chemins de roulement s'opère dans un four spécial, dont le principe est suffisamment indiqué par la figure 833. Ce four se distingue par le soin que l'on a pris d'en diminuer le plus possible le rayonnement par des chemises d'air 15, 38 et 7 et des enveloppes d'amiante et de ciment, et d'y interdire l'accès de l'oxygène ou de l'air au laboratoire 4, qui ne reçoit guère, du foyer 3, autour des caisses de cémentation 40, que des gaz brûlés amenés par les canaux 28, 29, dont le tirage se règle très exactement par le registre à grille 35. La température du moufle 4 ne dépasse guère 750 degrés environ. On est arrivé à régler l'action et le degré de cette température relativement basse avec assez de précision pour cémenter les pièces exactement au degré voulu, avec une

faible dépense de combustible, et aux endroits voulus, en recouvrant les endroits à ne pas cémenter (fig. 835) d'un enduit de gomme et de sulfate de cuivre très adhérent, qui ne se crique pas au feu.

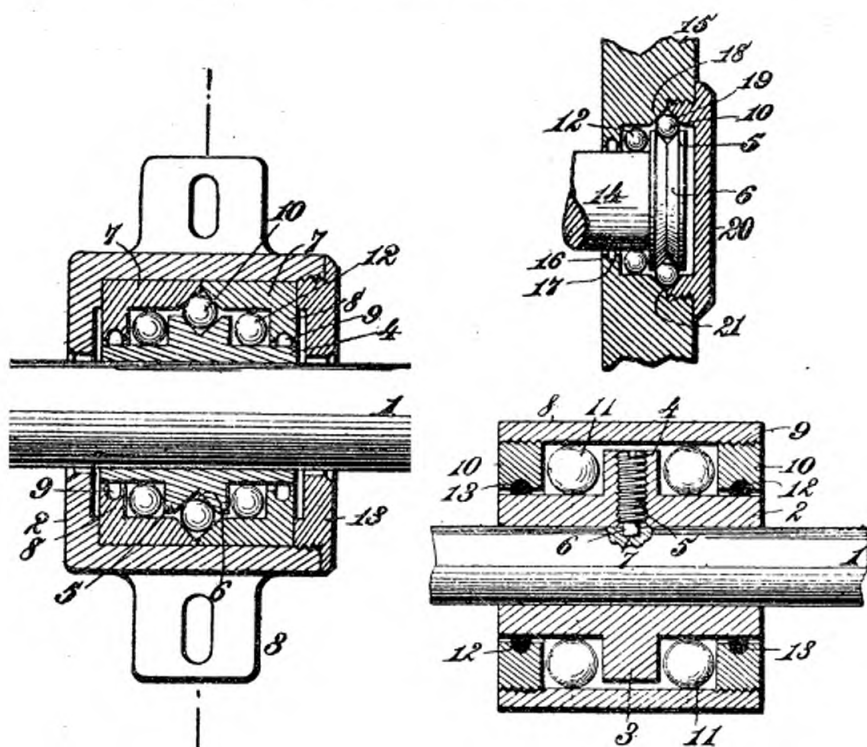


Fig. 844 à 846. — Petits paliers Simonds. Palier courant et palier en bout avec butées, palier courant sans butée. — Fig. 844 et 845. — 6, 5, anneau à billes de butée 10, à gorge formée par les portées 7, 7 ou 15, 21, réglées par les bouchons 13 ou 19, 20. — 12, billes porteuses. 9, 9 ou 16, 17, garnitures contre la poussière. — Fig. 846. — 8 manchons à bouchons 10, avec garnitures 12, 13. — 2, bague de roulement des billes 11, fixée à l'arbre 1 par la vis 4, 5, à téton 6, 7.

Quant aux billes laminées à chaud par une machine à forger analogue à celle qui figurait à l'Exposition de 1889<sup>(1)</sup>, on les finit dans un polissoir dont le schéma (fig. 836) fera comprendre le principe. Les billes y sont roulées, entre le disque tournant 5 et le marbre fixe 2<sup>1</sup> dans une gorge

<sup>(1)</sup> *Portefeuille économique des machines*, mars-avril 1889. *Bulletin de la Société d'encouragement*, février 1890, p. 104. Voir aussi la

nouvelle machine de Simonds (brevet anglais 14297, de 1893) et celle de Gould (brevets anglais 10201 et 19016, de 1889).



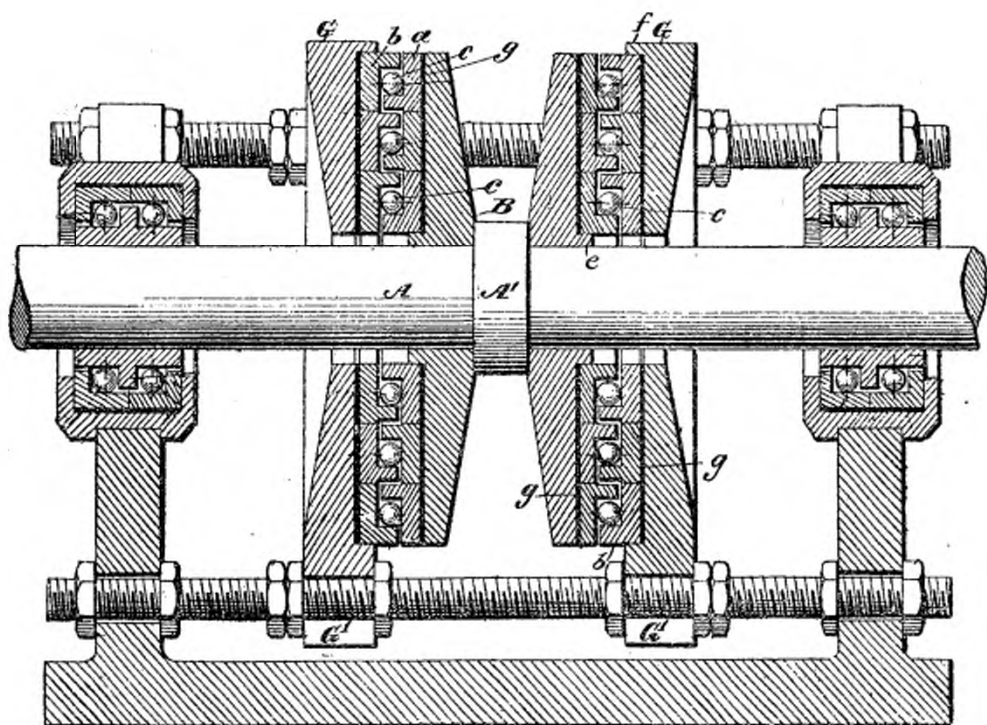


Fig. 847. — Plateaux de butée à billes Simonds.

A, arbre à collet A', avec plateaux B, à anneaux de roulement c, opposés à ceux b des plateaux fixes Gf, réglés par les écrous G'. — g, fourrures en caoutchouc compensant les inégalités des plateaux.

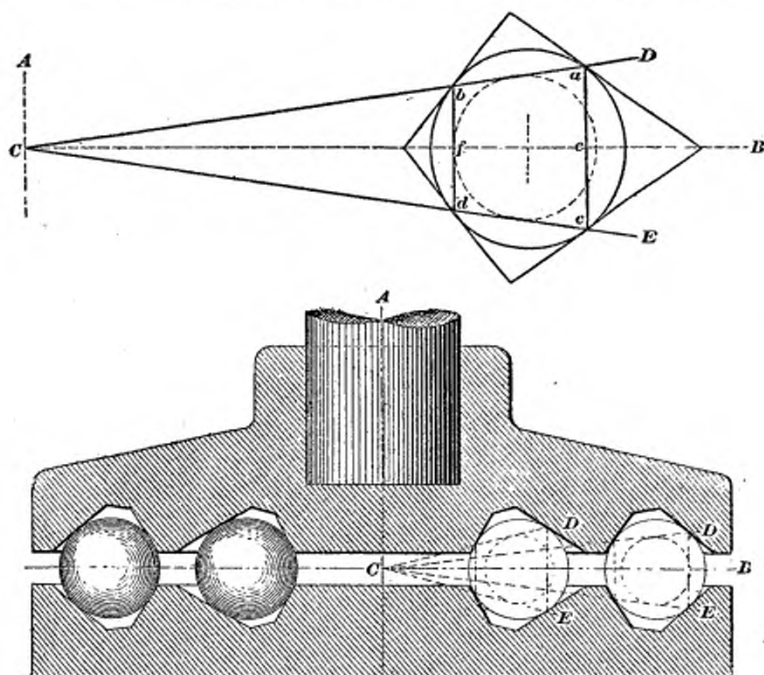


Fig. 848 et 849. — Tracé Miller, pour le roulement sans glissement des billes sur plateau.



en fonte alimentée d'huile et de rouge d'Angleterre par les saignées 10, et dont les parois sont inclinées de façon que les billes pivotent autour d'un axe instantané  $zz$ , constamment variable entre les limites  $xx$  et  $yy$ . Les

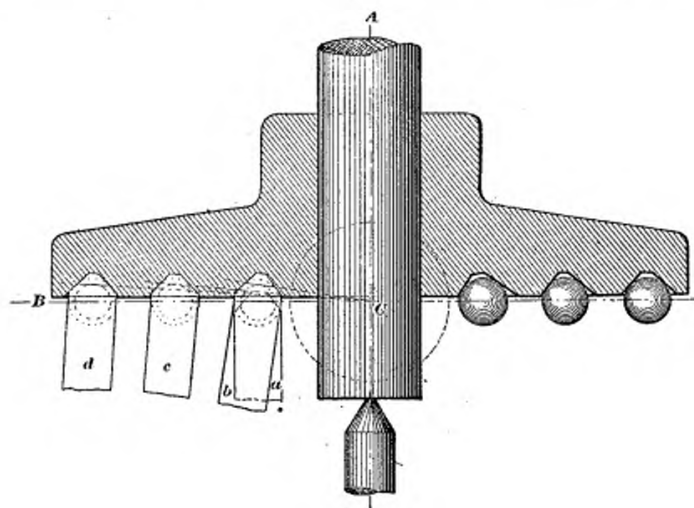


Fig. 850. — Exécution du tracé Miller par un même outil de tour  $a$ , différemment incliné en  $b$ ,  $c$  et  $d$ , suivant le rayon des gorges.

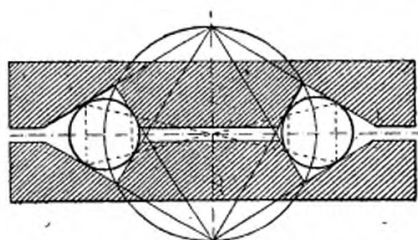


Fig. 851. — Tracé Renouf.

Étant donnés les diamètres des billes et du cercle de roulement du centre des billes, on trace un cercle de ce diamètre passant par l'axe de rotation, on mène, de ses intersections avec cet axe, des tangentes extérieures et intérieures aux billes, qui constituent les génératrices des gorges de roulement.

évasements 11 font que cet axe change brusquement au moins quatre fois par tour de la meule 5. On obtient ainsi un rodage absolument uniforme et sans facettes.

Nous citerons encore la remarquable machine à polir les billes de la *Cleveland Machine Screw Co* (fig. 838 à 841), dans laquelle les billes sont prises dans une voie ou gorge annulaire ménagée entre la garde N et le

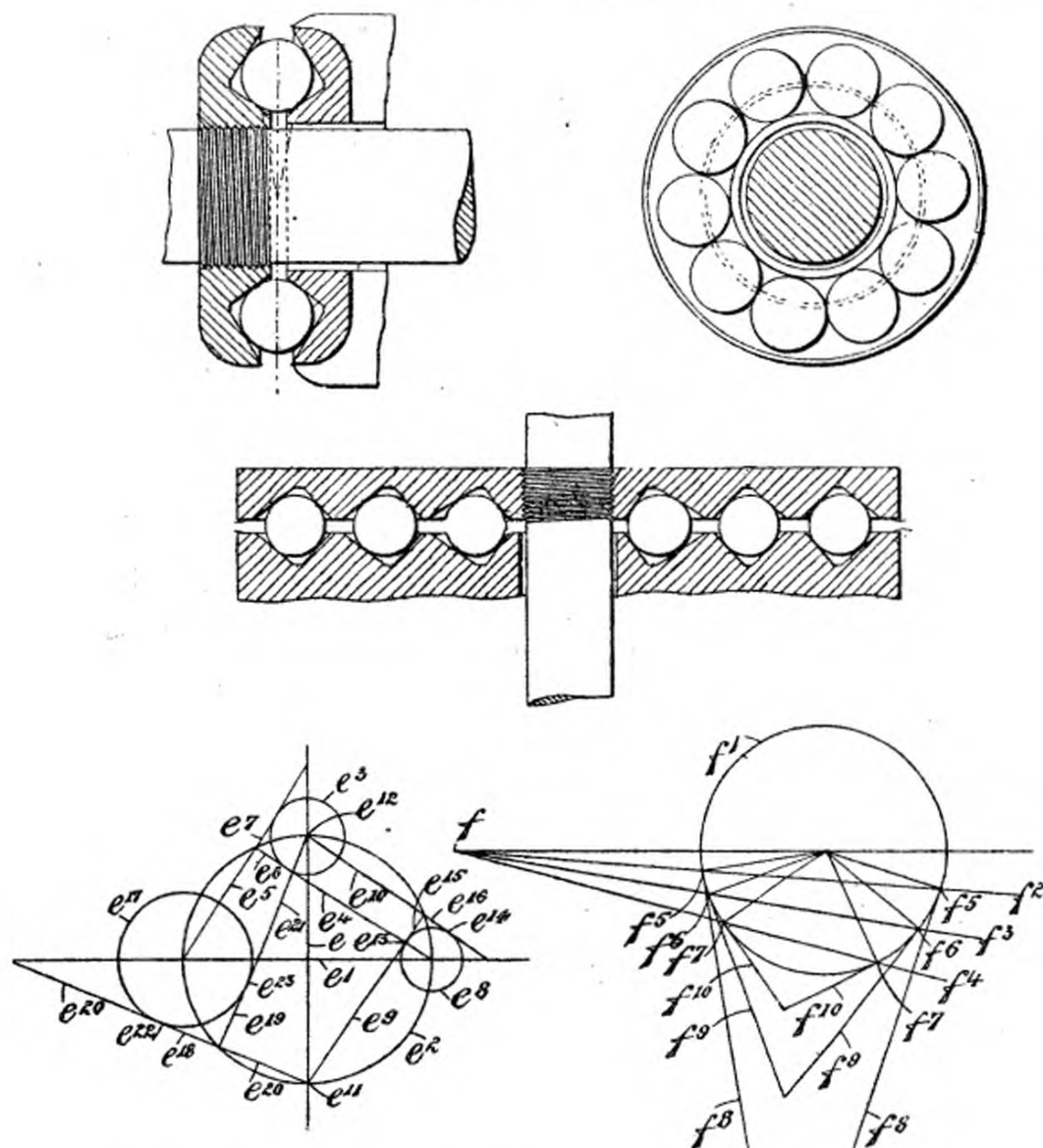


Fig. 852 à 856. — Tracé des roulements La Casse.

Fig. 855.  $e^3$ , circonférence passant par les centres de deux billes diamétralement opposées.  $e^1e^2$ , tangentes menées de ces centres à la circonférence  $e^3$ , de diamètre égal à celui d'une bille. Les parties  $e^1e^2$ , des droites  $e^1e^2$ , sont les génératrices des roulements (fig. 852), pour des billes de diamètre  $e^3$ . Si, en prenant  $e$  pour axe de pivotement, on mène  $e^9$  et  $e^{10}$ , de  $e^{11}$  et  $e^{12}$ , tangentes en  $e^{13}e^{14}$ , à la circonférence  $e^1$ , les segments  $e^{15}e^{16}$  sont les génératrices des roulements de rayon  $e^1$ , sur billes  $e^8$  (fig. 854).  $e^{17}$ , grosse bille, à roulement défini par les segments extérieurs  $e^{18}e^{19}$  des tangentes  $e^{20}e^{21}$ , menées de  $e^{22}e^{23}$  de  $e^{17}$ . — Fig. 856. — Tracé spécial aux paliers de butée.  $f^1$ , bille.  $f$ , axe de pivotement. Les tangentes  $f^2f^3$ ,  $f^4f^5$ ,  $f^6f^7$ ,  $f^8f^9$ ,  $f^{10}f^{11}$ ,  $f^{12}f^{13}$ ,  $f^{14}f^{15}$ ,  $f^{16}f^{17}$ ,  $f^{18}f^{19}$ ,  $f^{20}f^{21}$ ,  $f^{22}f^{23}$ ,  $f^{24}f^{25}$ ,  $f^{26}f^{27}$ ,  $f^{28}f^{29}$ ,  $f^{30}f^{31}$ ,  $f^{32}f^{33}$ ,  $f^{34}f^{35}$ ,  $f^{36}f^{37}$ ,  $f^{38}f^{39}$ ,  $f^{40}f^{41}$ ,  $f^{42}f^{43}$ ,  $f^{44}f^{45}$ ,  $f^{46}f^{47}$ ,  $f^{48}f^{49}$ ,  $f^{50}f^{51}$ ,  $f^{52}f^{53}$ ,  $f^{54}f^{55}$ ,  $f^{56}f^{57}$ ,  $f^{58}f^{59}$ ,  $f^{60}f^{61}$ ,  $f^{62}f^{63}$ ,  $f^{64}f^{65}$ ,  $f^{66}f^{67}$ ,  $f^{68}f^{69}$ ,  $f^{70}f^{71}$ ,  $f^{72}f^{73}$ ,  $f^{74}f^{75}$ ,  $f^{76}f^{77}$ ,  $f^{78}f^{79}$ ,  $f^{80}f^{81}$ ,  $f^{82}f^{83}$ ,  $f^{84}f^{85}$ ,  $f^{86}f^{87}$ ,  $f^{88}f^{89}$ ,  $f^{90}f^{91}$ ,  $f^{92}f^{93}$ ,  $f^{94}f^{95}$ ,  $f^{96}f^{97}$ ,  $f^{98}f^{99}$ ,  $f^{100}f^{101}$ ... déterminent les génératrices des roulements correspondants aussi éloignés que possible de  $f$ .



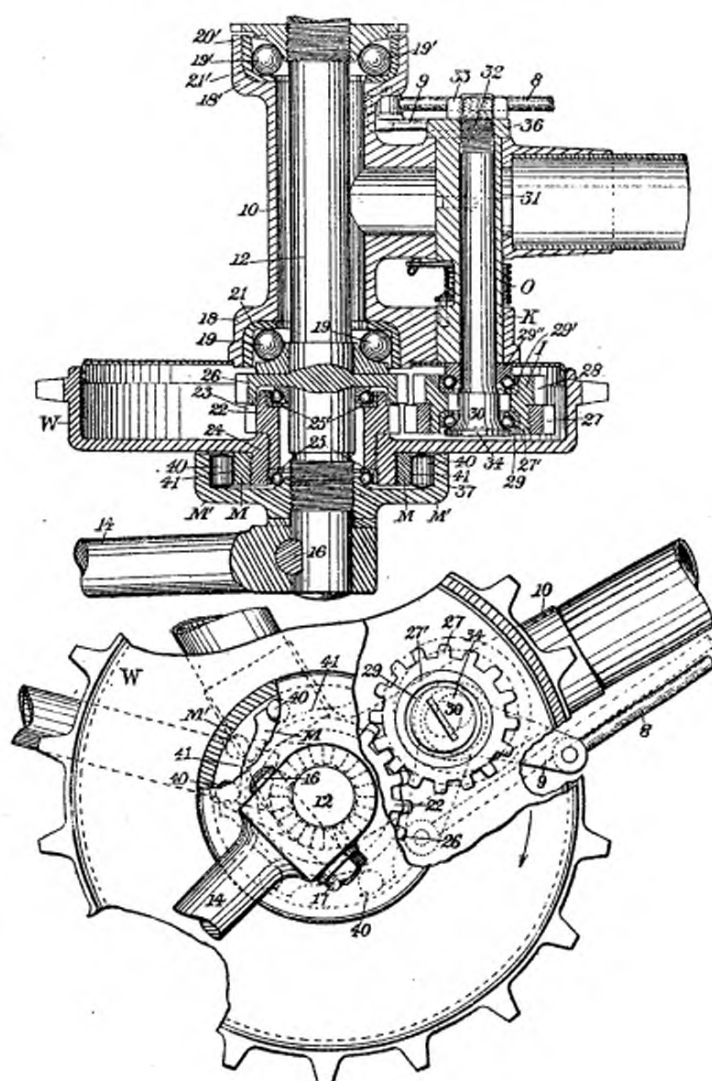


Fig. 861 et 862. — Multiplicateur de vitesse pour vélocipèdes Sequeira, coupe horizontale et vue par bout.

14, pédale calée en 16 sur l'essieu 12, entraînant le plateau M', à galets 40, pris entre son rebord 37 et le roulement 41 du rochet M, solidaire de la roue à chaîne W24, à manchon denté 22, roulant sur les billes 25. — 26, pignon calé sur 12 et entraînant ordinairement W plus vite que 12 par le train I, 28, 27, 22, à roulements 27', 29, 34 et 29', 29'', débrayable par 8, 9, au moyen du manchon excentré 36 K, de 30, 31, à rappel O. — 10, moyeu de la roue folle, à portées 18, 21. — 18', 21' sur billes 19, 19', réglables en 20'.

cite comme exemple un essieu de voiture de tramway (fig. 879) avec roulements à billes de 0 m. 010 de diamètre, dont les billes ne présentaient

(1/3750 de gramme) par bille, correspondant à une usure de 1/158000 de pouce, ou d'environ 1/6000 de millimètre (*Inst. of Mechanical Engineers. Proc.*, octobre 1886, p. 500).

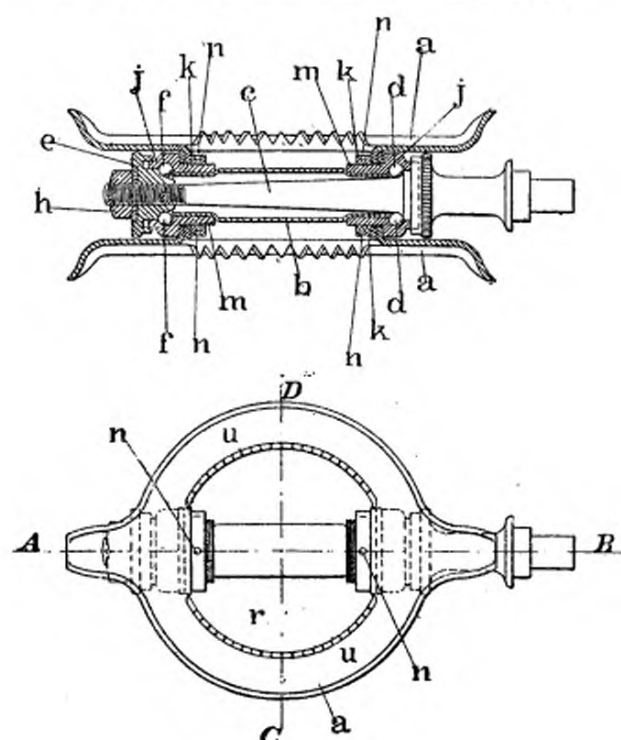


Fig. 863. — Pédale de vélo Warwick. Plan et coupe AB.

«DC, pédale crénelée, fixée par les écrous *mkn* au manchon *b*, reposant sur la fusée *c* par les roulements *jj* des billes *d* et *f*, réglés par l'écrou *h*, à rondelle *e*.

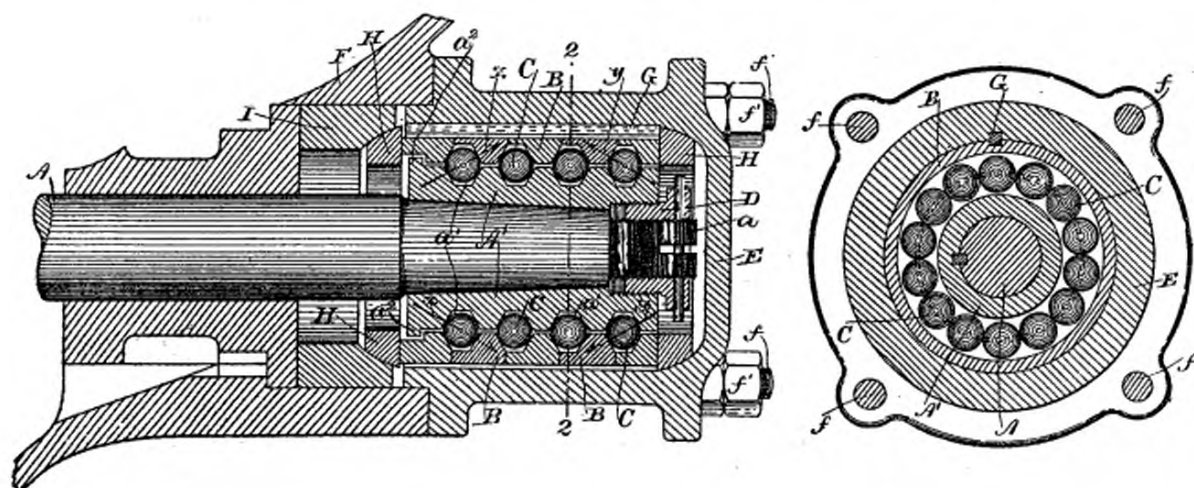


Fig. 864. — Butée pour ascenseurs à vis de Bassett Compagnie Thomson Houston), coupes longitudinale et 2-2.

A, extrémité de l'arbre de la vis, avec collet de butée A', à gorges *a'* et billes C, roulant sur *a'* et les anneaux B, maintenus dans la boîte E, à boulons *ff'*, par la cale G, les rondelles sphériques égalisatrices HH et l'appui I, de manière à pouvoir résister aux poussées opposées *xx* et *yy*. — Da, serrage de *a'* sur A, permettant l'enlèvement facile de tout le système.

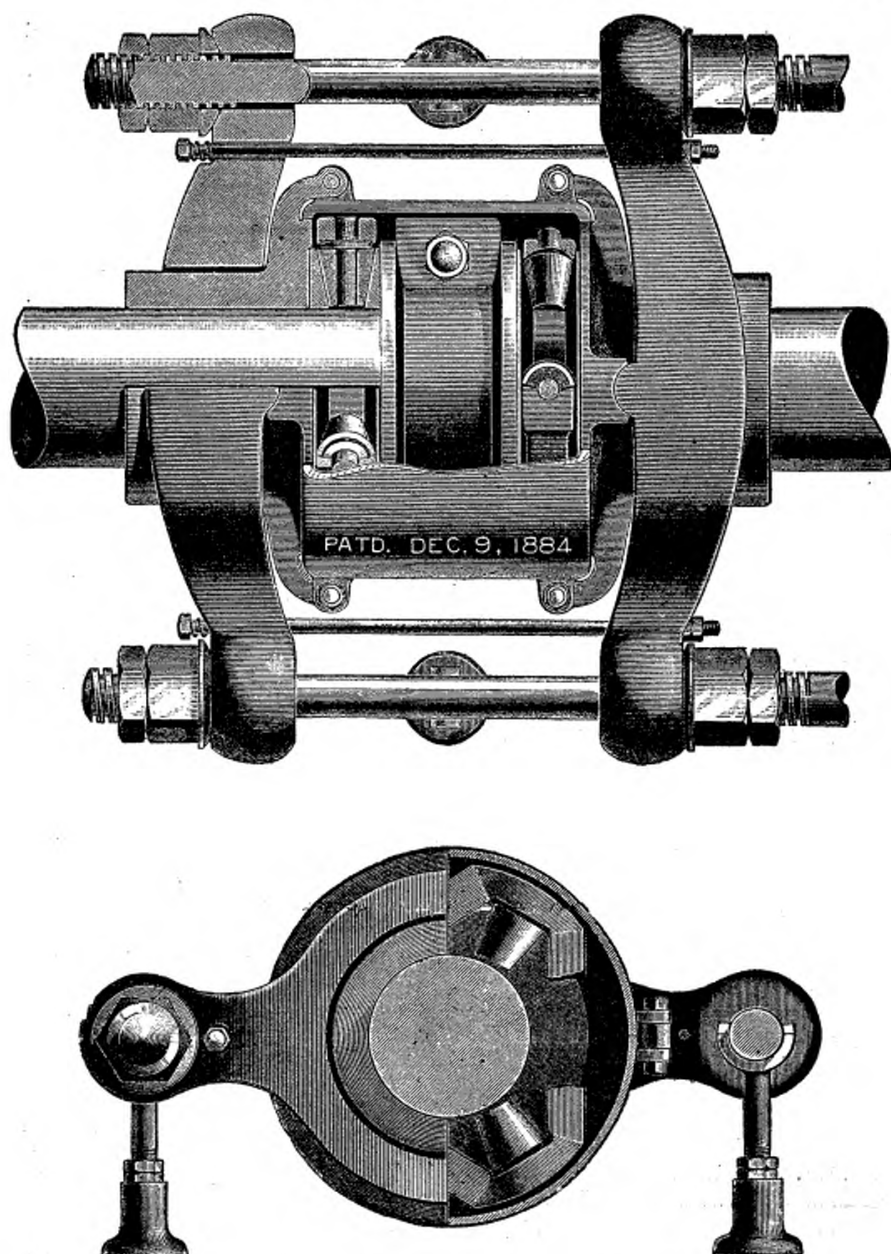


Fig. 865 et 866. — Butée à galets coniques de Currier et Snyder : plan-coupe, vue par bout, et coupe transversale.

3, galets répartissant uniformément la pression sur trois points portés par une pièce triangulaire ayant dans son enveloppe le jeu suffisant pour qu'elle se déplace jusqu'à l'établissement automatique de cette répartition.

aucune trace d'usure après cinq mois de travail à seize heures par jour, et des vélocipèdes marchant dans les mêmes conditions pendant deux saisons.

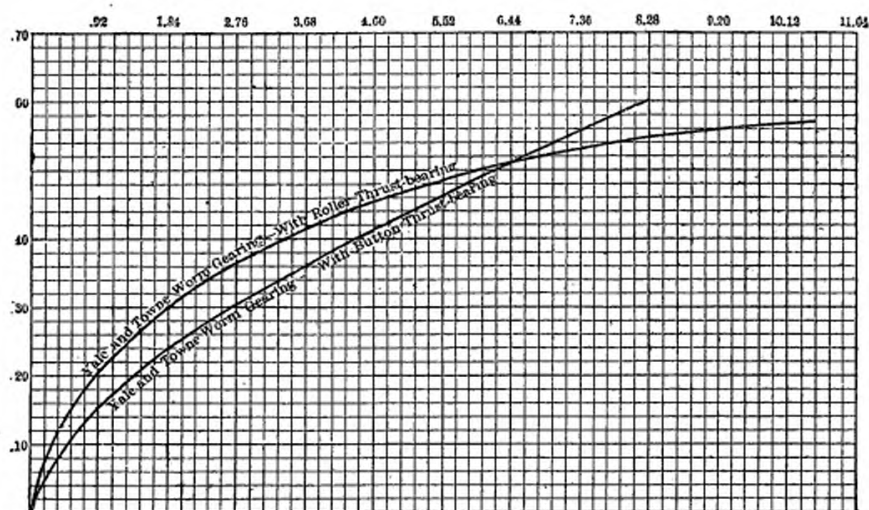


Fig. 867. — Courbes de butée de la Yale and Towne Co. Résistance d'une transmission hélicoïdale à butée ordinaire et à butée sur billes (Roller Thrust Bearing). Les abscisses représentent les puissances en chevaux par 100 tours de l'arbre moteur, et les ordonnées, les rendements du mécanisme en tant p. 100.

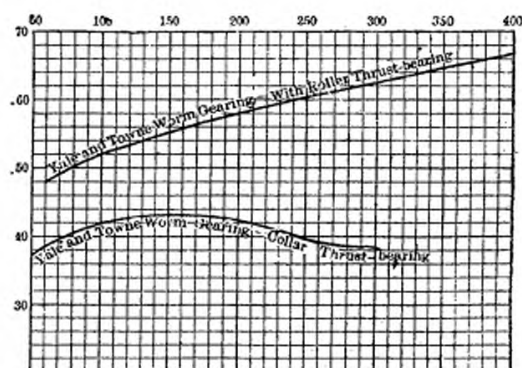


Fig. 868. — Courbes de butée de la Yale and Towne Co. Les ordonnées représentent les rendements de la transmission hélicoïdale (fig. 867) et les abscisses, les tours par minute de l'arbre moteur. Ces courbes montrent que les butées à billes ont, à la vitesse de 300 tours, presque doublé le rendement de la transmission, et que la transmission hélicoïdale est très désavantageuse aux faibles vitesses.

Dans une expérience, des billes ont roulé pendant quatre ans entre deux plateaux, sur des surfaces planes et sous une forte pression, sans trace d'usure. La précision de l'exécution est telle que l'on a pu produire des



billes de  $1/6$ ,  $1/32$  et  $1/64$  de pouce (0 m. 004, 0 m. 0008 et 0 m. 0004) avec une appréciation de 1 dix-millième de pouce ( $1/400$  de millimètre)<sup>(1)</sup>.

Quant à la résistance au roulement, on peut, dans certains cas, l'évaluer au treizième de celle des portées ordinaires. Dans un essai, un arbre de 0 m. 054 de diamètre, sur palier à billes de 0 m. 0095, a pu marcher,

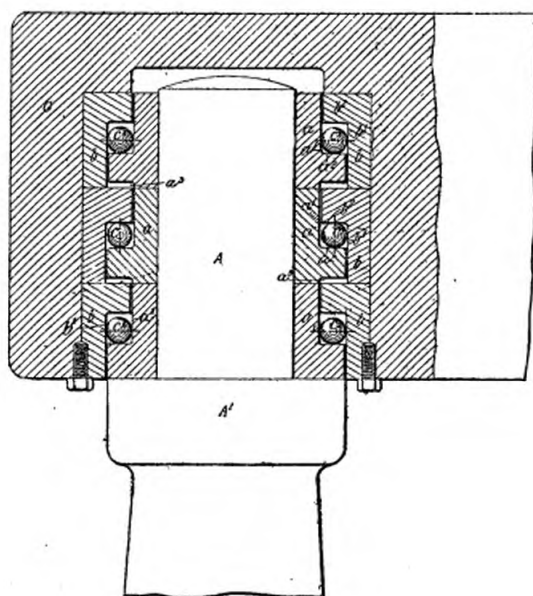


Fig. 86g. — Crapaudine pour perceuse Simonds.

AA, porte-foret appuyé par le bras G, avec anneaux de roulement mobiles  $a$  et fixes  $b$ , la rangée de billes  $c$  roulant en butée sur  $a'b'$ , et les deux rangées  $c'c'$  roulant comme guides sur les chemins latéraux  $a''$  et  $b''$ .

à 1,600 puis à 2,600 tours, sous une charge de 1,270 kilogrammes, tandis que le palier ordinaire chauffait sous une charge de 90 kilogrammes à 1,000 tours seulement.

La résistance de ces billes à l'écrasement est considérable : jusqu'à 26,300 kilogrammes pour une bille de 0 m. 010, sans l'écraser ; ces billes de 0 m. 010 peuvent, sans aucune altération des roulements, supporter, entre des surfaces planes en acier Bessemer cémenté, des pressions de 1,100 kilogrammes par bille.

<sup>(1)</sup> *Journal of the Franklin Institute*, octobre 1893, p. 292.



Il est impossible de savoir exactement, faute de mesures précises et d'une exécution très difficile, à quelle pression par millimètre carré correspondent

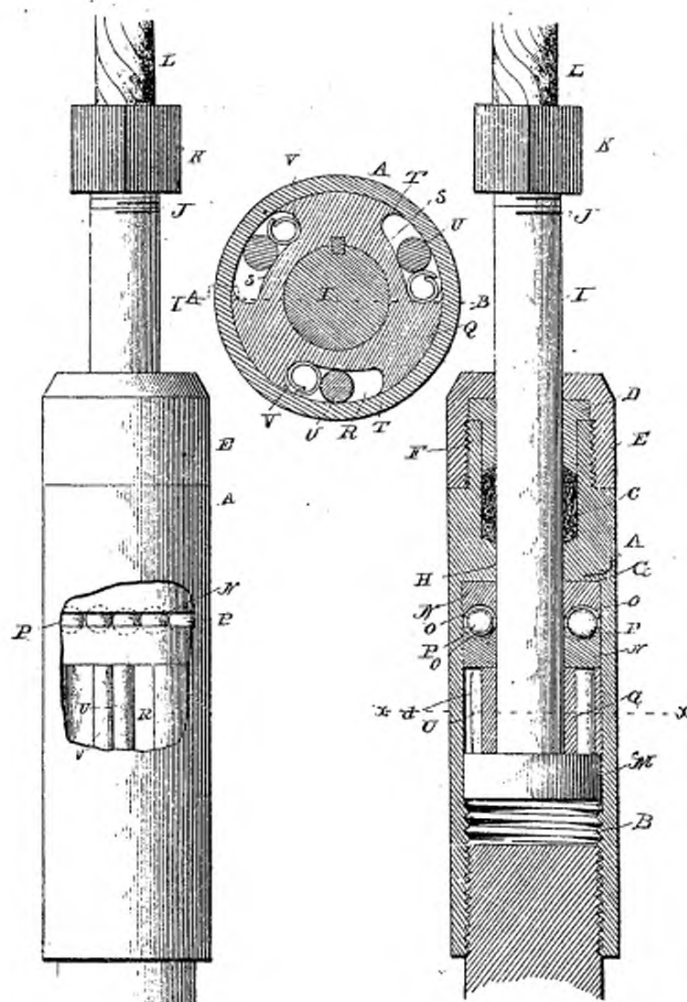


Fig. 870 à 872. — Butée à billes Swan pour sondages. Élévation, coupes longitudinales et *xx*.

A, porte-outil, auquel on visse en B, par exemple, un fleuret de sondage, avec garniture C, serrée en DEF. — L, câble relié par un écrou K à la tige I, à tête M et embrayage Q, avec cames RST, et ressorts V, entraînant A dans un sens seulement par l'arc-boutement des galets U. — NPOG, butée à billes de Q. Quand on lève le fleuret, son poids fait détendre la corde librement, grâce au roulement par billes, puis, quand il retombe, la corde se retord en tournant le fleuret par U, de manière qu'il ne frappe jamais deux fois à la même place.

ces charges; mais, étant donnée la dureté des roulements, ces pressions doivent être évidemment très élevées. D'après certaines expériences exécutées par M. Oberlin Smith<sup>(1)</sup> sur des osselets de roulement pour presses

<sup>(1)</sup> *American Machinist*, 5 septembre 1894, p. 4.

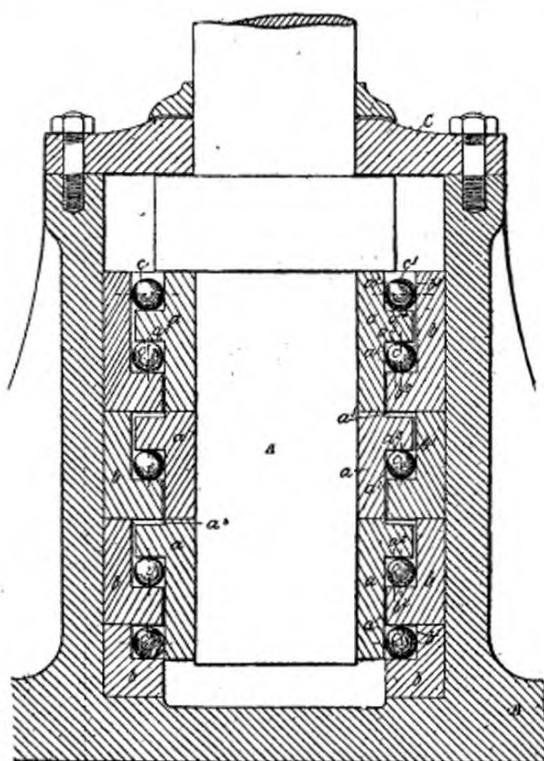


Fig. 873. — Crapaudine Simonds.

A, arbre à collet avec anneaux de roulement mobiles  $a$  et fixes  $b$ , billes de guidage  $c, c,$ , roulant sur  $a, b,$ , et de butée  $ccc$ , roulant sur  $a_2 b_2$ .

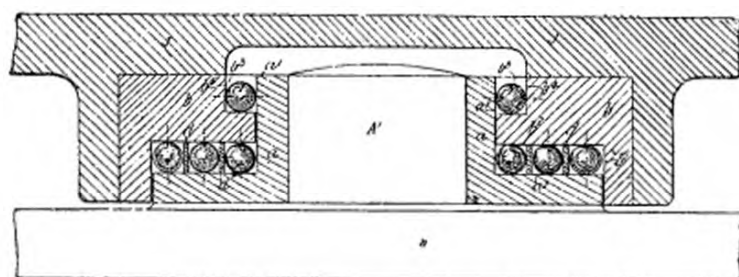


Fig. 874. — Pivot Simonds.

A, pivot centreur, à roulement fixe  $a$ . —  $j$ , plaque à roulement mobile  $b$ , sur billes porteuses  $c$ , à cloisons  $d$ , roulant sur  $a^1$  et  $b^2$ , et à billes guides  $c^1 c^1$ , roulant sur  $a$  et  $b^1$ .

à genoux <sup>(1)</sup>, des surfaces de contact en acier trempé, évaluées à 0 m. 020 de long sur 0 m. 003 de large, ont pu supporter jusqu'à 80 tonnes, ou plus de 1,300 kilogrammes par millimètre carré. Un cube de cet acier, de

<sup>(1)</sup> Presse monétaire des plus remarquables (*American Machinist*, 12 octobre 1893).

560 millimètres carrés de base sur 0 m. 020 de hauteur, s'est écrasé sous une charge de 100 tonnes, ou de 180 kilogrammes par millimètre carré, près de huit fois moindre que la précédente. Cette différence ne peut guère s'expliquer que de deux manières : par une évaluation erronée des surfaces en contact, mais qui ne ferait jamais qu'atténuer la différence, ou parce que la matière des surfaces en contact serait retenue, jusqu'à un certain point, comme une sorte de fluide relativement incompressible par la masse environnante.

La figure 842 représente l'un des types les plus simples de paliers Simonds, à huit rangs de billes portant non pas sur l'arbre même A, mais sur son manchon *a*. Les deux rangées centrales *cc* supportent la butée des

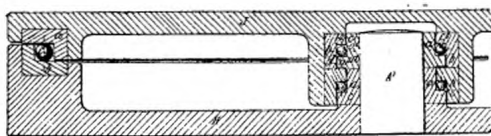


Fig. 875. — Plaque Simonds, ayant au centre deux rangées de billes : l'une *c*, porteuse, roulant sur *b* et *a*, et l'autre *c'*, guide sur *a*<sup>2</sup> et *b*<sup>2</sup>; puis, à la circonférence, une rangée de billes porteuses *c*, roulant sur *a* et *b*.

efforts longitudinaux, et les autres le roulement de l'arbre : ces dernières rangées sont séparées par des rondelles *d*, entraînées par *a*. L'ajustage des anneaux de roulement se fait par les vis *ce*, que l'on peut, ainsi que l'indique la figure 843, n'employer que d'un seul côté, de manière à raccourcir d'autant le palier. Ces paliers, très bien conçus, présentent l'avantage de pouvoir se monter en un point quelconque d'un arbre.

On retrouve l'application de ce même principe dans le petit palier (fig. 844) à un seul anneau de butée 10, et à deux rangées de billes de roulement 12, avec garnitures 9, 9, et bouchon fileté 13, servant en même temps à l'ajustage des portées 7 et 8. La figure 845 en indique l'adaptation à un bout d'arbre. Enfin, dans le type très simplifié de la figure 846, les billes de butée sont entièrement supprimées.

Au contraire, quand la butée est considérable, on emploie (fig. 847) des plateaux fixes GG, réglables par des écrous G<sup>1</sup>, pourvus de rondelles ou d'anneaux de roulement *b*, opposés à ceux *a* des plateaux B, calés sur l'arbre. Le tout est très facilement démontable.

Les gorges de ces plateaux de butée ne devraient pas être établies au

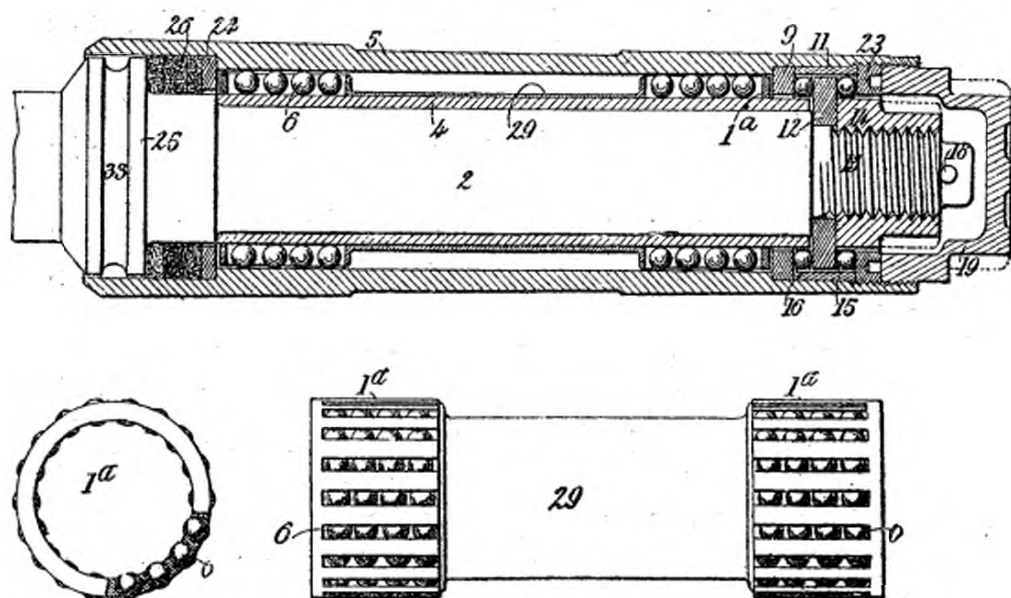


Fig. 876 à 878. — Essieu de voiture Simonds. Ensemble de la boîte et détail de la cage.

2, essieu à gaine 4, avec cage 29, à lanternes 1<sup>a</sup> et billes porteuses 6, 6. — 12, rondelle à billes de butée 15, roulant sur les bagues 9 et 23, à écartement 11. — 14, écrou à goupille 18. — 19, chapeau fermant la boîte.

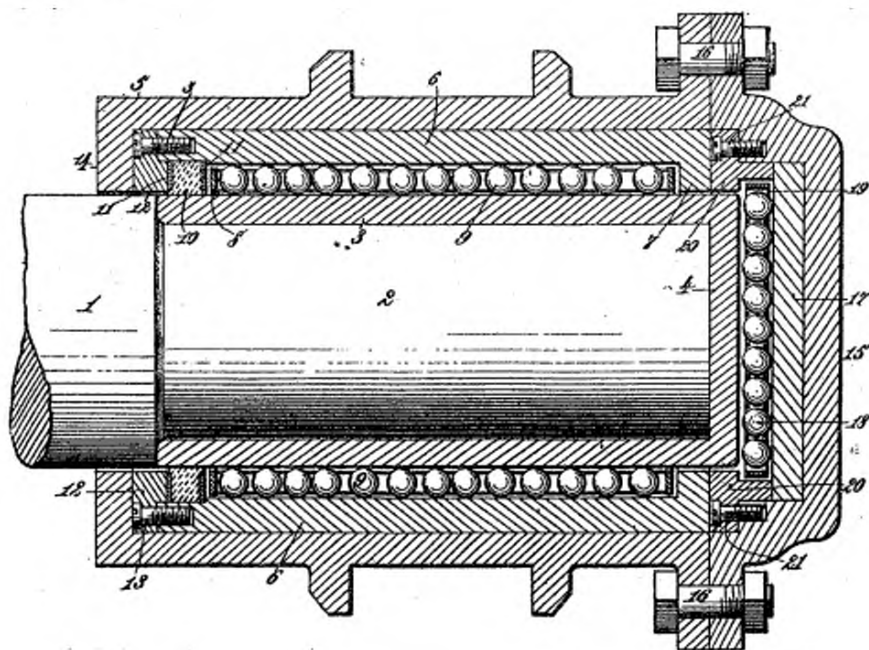


Fig. 879. — Boîte à graisse Simonds pour tramways.

1, essieu à fusée 2, avec gaine 3. — 4, lanterne 8, à billes porteuses 9, garniture 10 11, maintenue par l'arrière 12, 13, de l'enveloppe 6, fermée à l'avant par l'anneau 20, 21 et le chapeau 15, fixé au corps 5 de la boîte par des boulons 16, avec plaque 17 et plateau 19, à billes de butée 18.

hasard; mais, afin d'éviter tout glissement, tracées, comme l'indiquent les figures 848 à 850, de manière que les contacts de leurs sphères se fassent sur les cercles de roulement *ac* et *bd*, de leurs cônes de roulement DCE (fig. 849). On obtient le même résultat avec le tracé représenté par les figures.

L'emploi des portées à billes pour les vélocipèdes est universel aux États-Unis comme en Europe; les figures 857 à 862 en représentent quelques types intéressants.

La caractéristique du type de Simonds est (fig. 857) l'emploi d'une cage 8, dont il suffit d'écarter les parois 9.9 pour retirer les billes, et qui empêche ces billes de se coincer et de frotter les unes sur les autres, tout en leur laissant une pleine liberté de roulement sur des surfaces planes, et non pas creusées comme d'ordinaire.

Les roulements de MM. Bell et Moore ont (fig. 860) l'avantage de pouvoir s'enlever sans toucher aux billes, en dévissant leurs cages 7 et 8 *a*.

La *pédale* de Warwick est (fig. 863) remarquable par son extrême légèreté, l'accessibilité et le bon abri de ses roulements.

Le mécanisme multiplicateur de Sequira présente (fig. 861) un exemple très intéressant de l'application des roulements sur billes aux transmissions de vélocipède. Dans ce mécanisme, la roue à chaîne W n'est pas calée sur l'arbre 12 de la pédale 14, qui l'attaque par un embrayage à arc-boutement MM', avec galets 40, roulant sur des came 41 de M de manière à céder quand la roue W tend à tourner plus vite que l'arbre 12. Il en résulte que, dans la marche normale, avec le multiplicateur de vitesse 1 embrayé par l'excentrique K, lorsque l'arbre 12 commande W par le train à billes 26, 28, 27, 22, l'embrayage MM' laisse W tourner librement sur 12; mais, quand on débraye le train multiplicateur, comme sur la figure 861, l'embrayage MM' enclenche graduellement W, à mesure que sa vitesse diminue, puis devient égale à celle de l'arbre 12, qui, dès lors, l'entraîne directement par cet embrayage, de sorte que ce changement de vitesse peut s'opérer sans quitter la pédale <sup>(1)</sup>.

Ces butées à billes sont d'un emploi général aux États-Unis, principale-

(1) A citer les roulements pour vélocipèdes types Eolus (*Inst. of Mechanical Engineers*, octobre 1885, p. 471), les multiplicateurs Philips (brevet anglais 18719, de 1892); Smith et Hopkins (*id.*, 10507 et 11593, de

1893); Trépeau (brevet américain 802332, de 1893); Mariott et Cooper (*id.*, 491639, de 1893); et le *différentiel* de Vernon Boys (*id.*, n° 171, de 1883).

ment pour les transmissions par vis sans fin (fig. 864); mais, pour les grandes vitesses, on leur préfère souvent les butées à galets coniques, dont la figure 865 représente un excellent exemple. Les courbes (fig. 867 et 868), qui représentent les résultats d'expériences exécutées par M. Towne, indiquent combien la supériorité de ces butées augmente avec la vitesse<sup>(1)</sup>.

On sait que, jusqu'à présent, les tentatives d'application des roulements

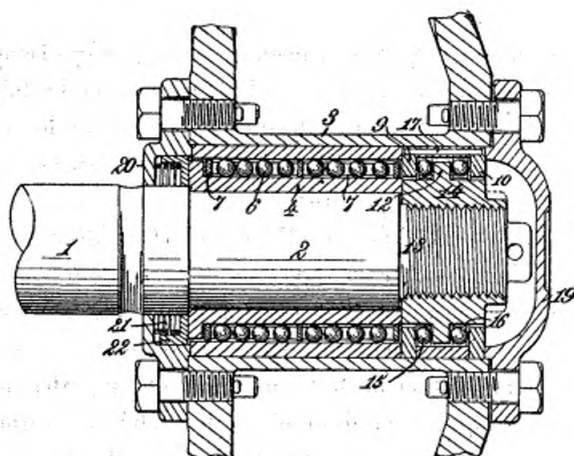


Fig. 880. — Essieu de tramway Simonds.

1, essieu à fusée 2, à gaine 4, avec lanterne 7, à billes porteuses 6. — 14, écrou à roulements 12 et 10, sur billes de butée 15, 16. — 19, chapeau. — 22, anneau de garde, à ressort 21, appuyé sur le chapeau 20.

sur billes ou galets aux butées des arbres d'hélice n'ont obtenu aucun succès. Or cet insuccès tient évidemment non pas au principe très rationnel de cette application, mais sans doute à l'emploi de surfaces de roulement défectueuses ou mal calculées, comme semblent le prouver certaines expériences récemment exécutées sur des butées à galets de courbure calculée pour éviter presque tout frottement de glissement<sup>(2)</sup>.

<sup>(1)</sup> *Journal of the Franklin Institute*, août 1880, p. 103. Voir aussi dans la *Revue industrielle*, 26 avril 1890 (p. 164), les expériences de Goodman sur les paliers à billes.

<sup>(2)</sup> Types de Wilkes et Edwards (*The Engineer*, 17 août 1894, p. 146). A citer aussi les roulements cylindro-coniques de Purdon et Wallers (*Portefeuille des machines*, septembre

1893, p. 138. *Engineering*, 6 octobre et 8 décembre 1893, p. 429 et 698. Brevet anglais 3369, de 1893). Les butées à galets de Carver (brevet anglais, 738, de 1885 et de Pither (*The Engineer*, 7 décembre 1894, p. 494) et la butée hydraulique d'Ingles (*id.*, 11527, de 1892).

Ces butées réussissent au contraire parfaitement dans une foule d'applications pour les rotations à grande vitesse et à faible pression comme on en rencontre tant dans les *machines-outils* <sup>(1)</sup> (fig. 869), et pour les trans-

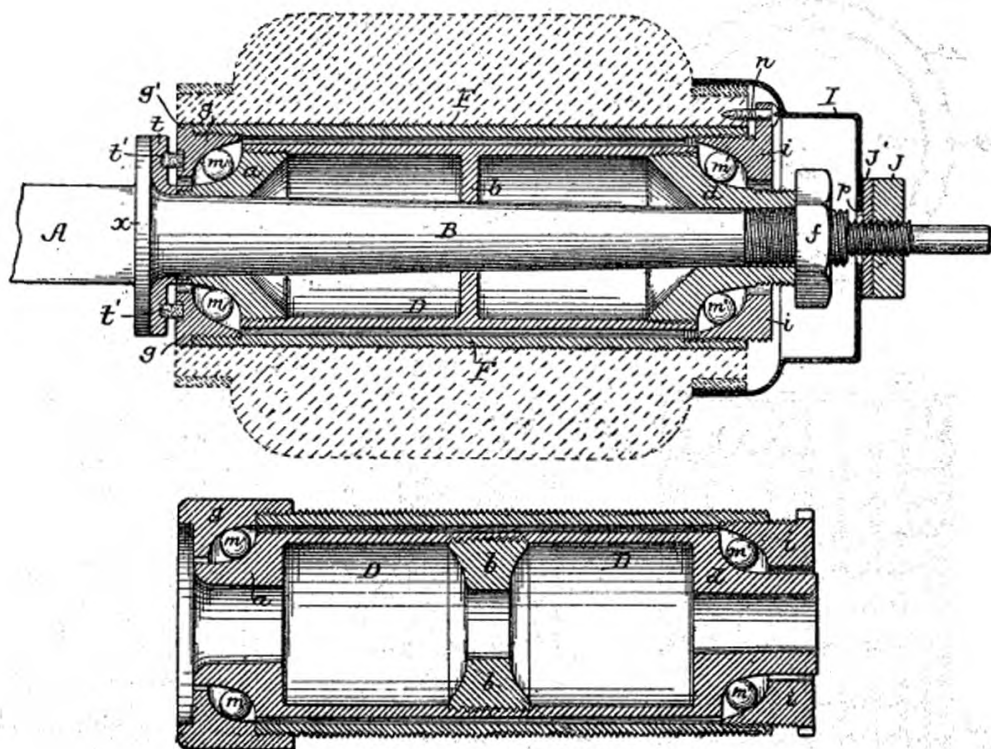


Fig. 881 et 882. — Essieu de voiture Petit et Congond.

Fig. 881. — A, essieu à fusée B. — Db, enveloppe à roulements filetés a et d. — F, cage du moyeu, à roulements filetés g et i, avec garniture en cuir t t'. — I, chapeau avec garniture en cuir JJ'. — n, vis fixant i au moyeu de la roue. mm', billes de support et de butée. — En fig. 882, D est en deux pièces filetées sur b et venues de forge avec a et d.

missions flexibles (fig. 870); et l'on doit s'étonner que leur emploi ne se répande pas davantage.

Les *crapaudines*, *plaques tournantes*, etc., ne sont, en principe, que des cas particuliers du tourillon de butée; ainsi que l'indiquent les figures 873 et 875, les roulements à billes de Simonds s'y appliquent parfaitement bien.

L'application du roulement à billes est aussi tout indiquée pour les

(1) Gustave Richard, *Traité des machines-outils*, vol. I, p. 33 et 55.



*essieux de voitures, de tramways et de wagons, et le succès obtenu sur les vélocipèdes, avec des pressions, des fatigues, et dans des conditions très*

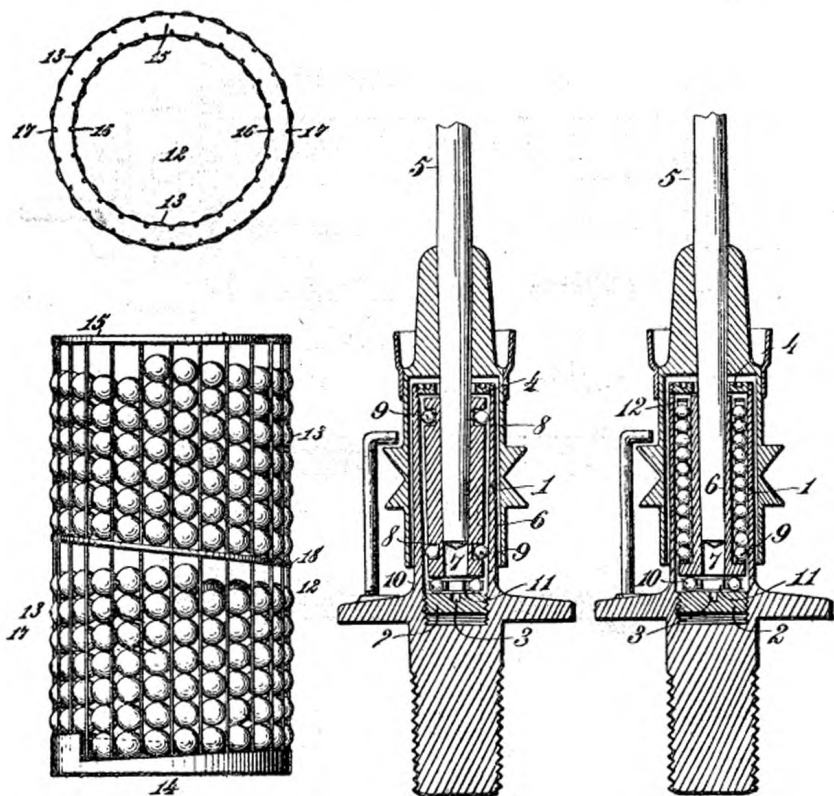


Fig. 883 à 886. — Broche à billes Simonds.

5, broche. 1, crapaudine fixe, fermée au bas par un bouchon fileté 2, ajustable par un tournevis en 3, et en haut par une rondelle fileté. 4, 6, 7, portée de la broche, à billes de butée 10 et de guidage 9, dans des gorges 8, ou dans une cage 12, analogue à celle 13, 15 (fig. 883), où les billes reposent sur des rampes hélicoïdales 14 et 18, de manière qu'elles ne creusent pas leurs roulements.

désavantageuses, donne à penser que l'on a peut-être parfois trop vite abandonné l'étude de cette application des plus importantes.

La boîte à billes pour essieux de voitures de Simonds, qui est parfaitement étudiée et a bien réussi, est représentée en détail par les figures 876



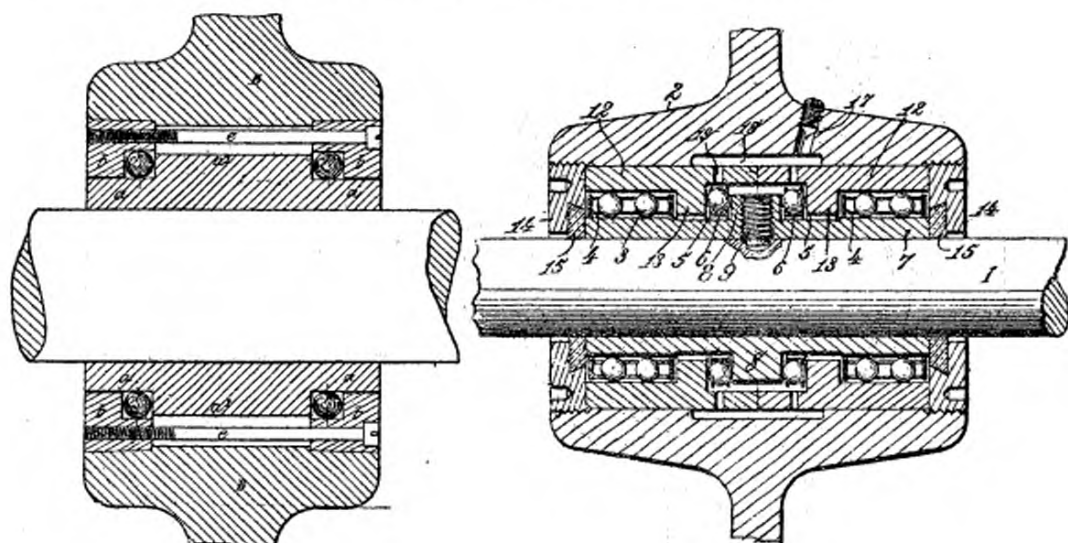


Fig. 887 et 888. — Poulies folles à billes Simonds.

Fig. 887. — B, poulie. A, arbre. *a* et *bb*, roulements de support et de butée sur les billes *cc*. — *e*, boulons conjuguant les roulements *bb*. — Fig. 888. — 1, arbre avec gaine 7, fixée en 9, billes de butée 5, à cages 6 et roulements 8 et 13, et billes de support 3, à cages 4 et roulements 12 et 7. — 2, poulie à graissage 17 et garniture 14, 15.

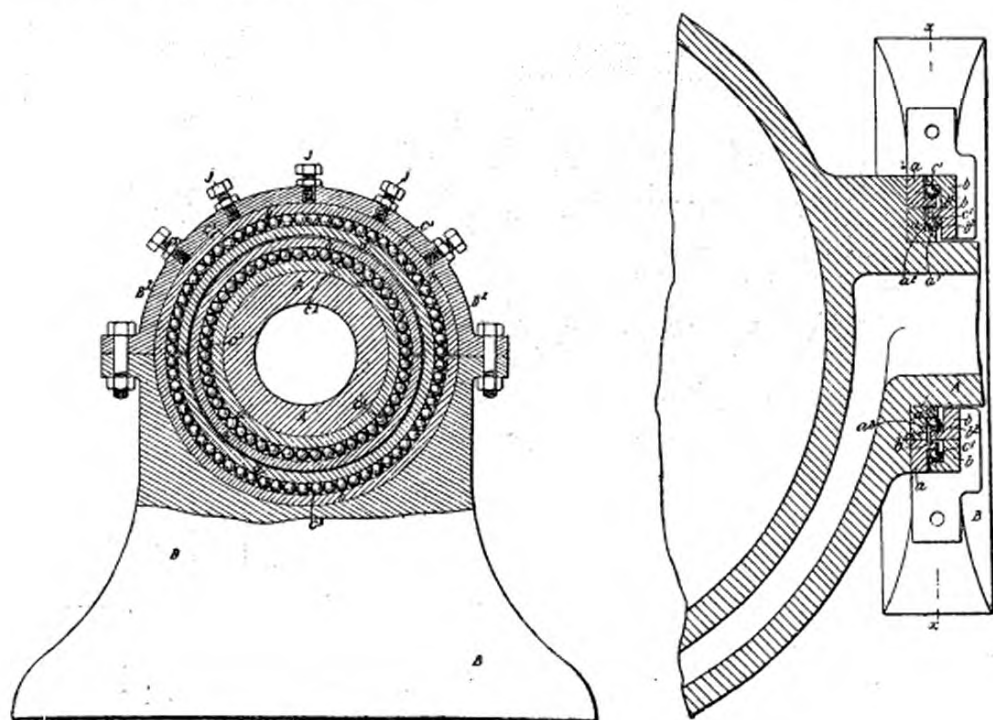


Fig. 889 et 890. — Tourillons Simonds pour cylindre oscillant.

A, tourillon avec deux anneaux de roulement *aa*, pour billes porteuses *cc*, sur roulements fixes *bb*.  
L'un des anneaux *aa* et les deux *bb* sont fondus et serrés par les vis *j* du chapeau B<sup>2</sup>.

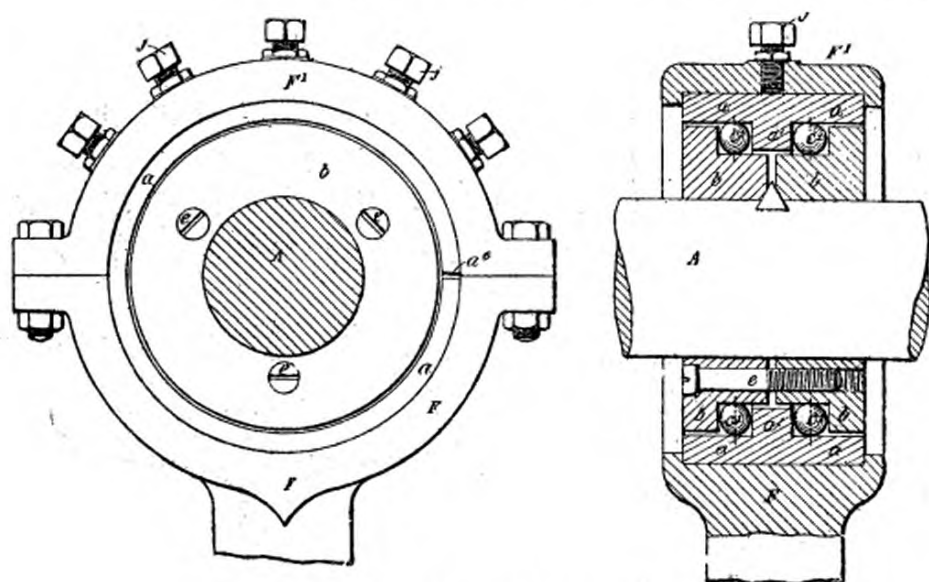
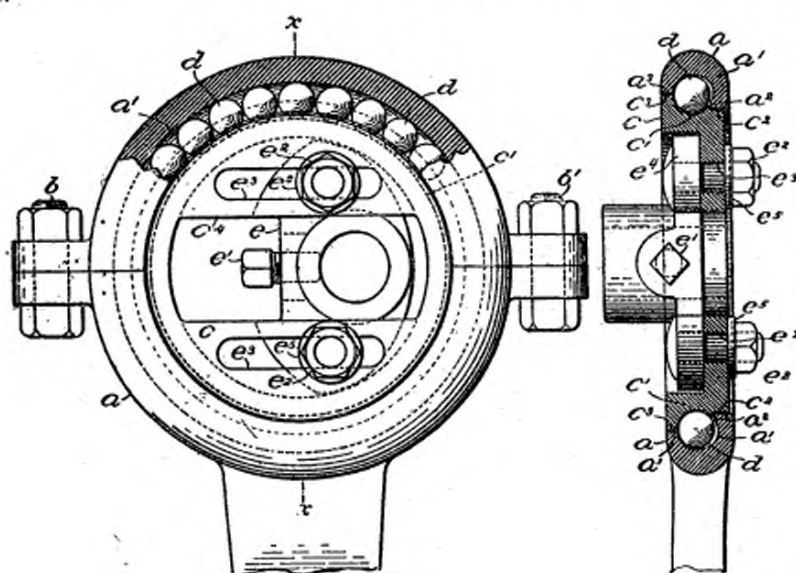


Fig. 891 et 89a. — Tête de bielle à billes Simonds.

A, arbre avec anneaux de roulement  $bb$ , serrés en  $e$ , et fixés par une cale triangulaire.  $aaa'$ , anneau de roulement de la tête de bielle  $FF'$ , fendu en  $ab$  et serré par les vis  $j$ . —  $c'c'$ , billes de support de butée.

Fig. 893 et 894. — Excentriques à billes Knowlton et Meyer. Vue de face et coupe  $xx$ .

$aba$ , collier de l'excentrique  $c$ , à calage variable par les boulons  $e'e'$ , à coulisses  $a^3$ , qui rattachent  $c$ , au plateau  $ee'$ , fixé en  $e'$  sur l'arbre.  $d$ , billes à roulements cylindriques  $c'a'$ , emboîtées en  $a^2a^3$ .

à 878. Le roulement des bielles s'y fait, comme dans presque tous les types de Simonds, non pas sur la fusée 2, mais sur deux douilles 4 et 5, en acier doux cémenté et trempé comme nous l'avons indiqué à la page 380,

et les billes sont montées dans des lanternes ou cages 1\*, 1\*, libres entre 4 et 5, qui ne font que retenir les billes sans en gêner le roulement en tout sens; et qui constituent l'une des particularités les plus heureuses du système; elles permettent en effet d'enlever et de remplacer les billes sans les perdre, et très vite, ainsi que d'en varier le nombre et la portée suivant la

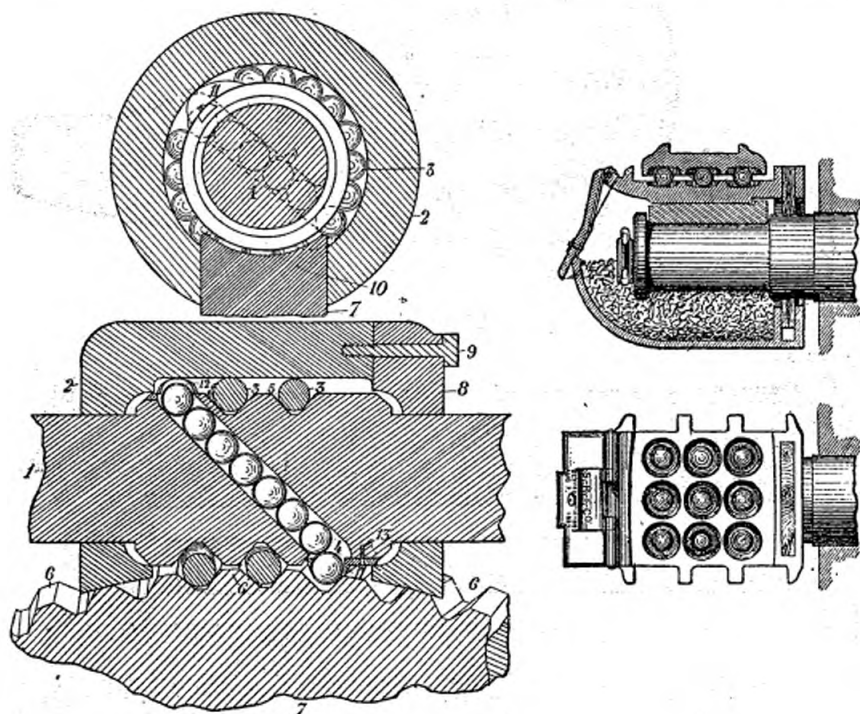


Fig. 895 à 898. — Transmission hélicoidale à billes Wellmann.

Dessus de boîte à graisse à billes Stearn.

1, arbre moteur, à palier 2, percé d'un canal 4, à guides 11 et 12, par lequel les billes 3 reviennent incessamment à leur point de départ, après avoir poussé en roulant les dents 6 du pignon hélicoidal 7. — 8, couvercle à boulons 9, fermant la boîte de la vis. — Fig. 897 et 898. — Billes de 0 m. 040, laissant une grande liberté dans les passages en courbes. Jeu de l'essieu, 0 m. 013.

longueur des cages. Les butées sont reçues par les billes 15 et 16 et le collet 11, avec rondelle de réglage 23, et le tout, facilement démontable, est parfaitement abrité de la poussière par une garniture 26.

Dans le type pour tramways représenté par la figure 879, la cage à bille 8 enveloppe toute gaine 3 de la fusée, dont la butée est reçue par le plateau à billes libres 18, roulant dans tous les sens sur la plaque cimentée

17. Toute la boîte peut, après l'enlèvement du couvercle 15, se retirer très facilement.)

La figure 820, suffisamment expliquée par sa légende, représente un

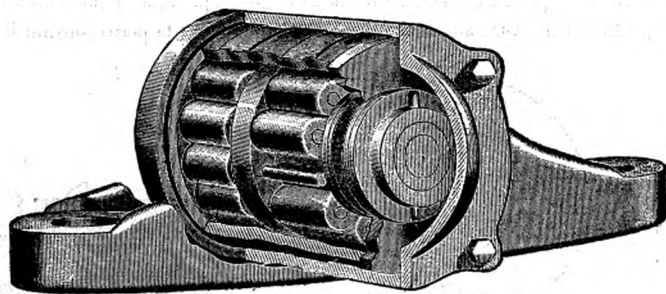


Fig. 899. — Boîte à galets Tripp.

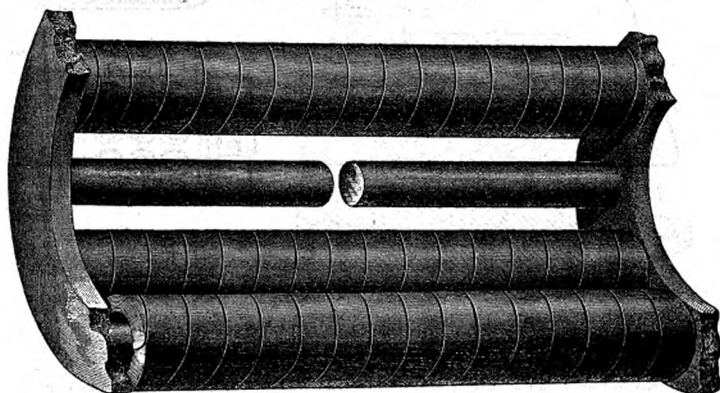


Fig. 900. — Rouleaux Hyatt.

autre type analogue pour tramways, également pratique et très accessible.

Les boîtes pour essieux de voiture de Petit et Congdon sont aussi (fig. 881 et 882) très bien conçues, et faciles à installer sur un essieu quelconque<sup>(1)</sup>.

Parmi les applications pour ainsi dire innombrables des paliers et rou-

(1) A citer aussi celles de Kelley (brevet anglais 18658, de 1894).

lements à billes, nous citerons encore les *broches* de Simonds, à fusée (fig. 885) ou à cage (fig. 886) avec rampes inclinées 14 (fig. 883) de

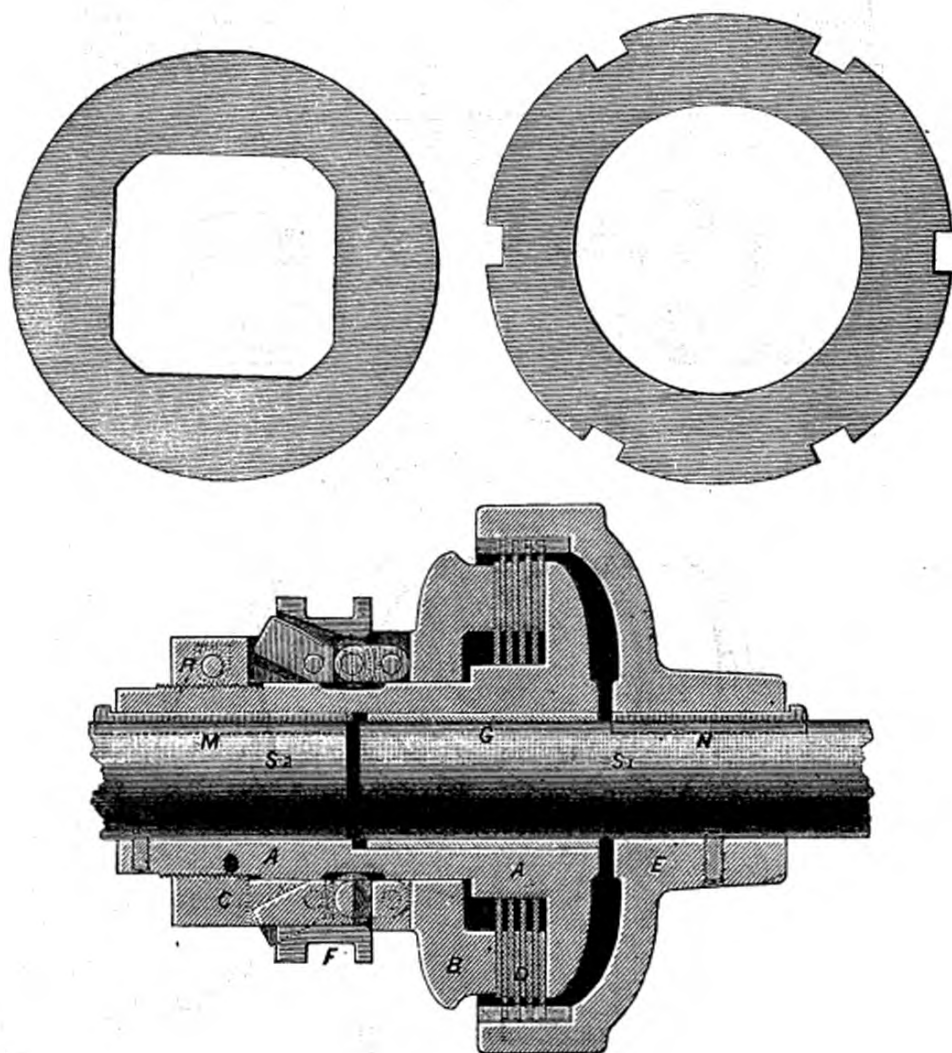


Fig. 901 à 903. — Embrayage axial Weston à genoux. Ensemble et détail des rondelles de serrage.

E, manchon calé en N sur l'arbre S, et dentelé de manière à recevoir les rondelles de serrage extérieures (fig. 902). A, manchon calé en M sur l'arbre J<sup>2</sup>, et fou en G sur S, avec carret recevant les rondelles intérieures (fig. 901) alternant avec les rondelles extérieures, et pourvu d'un collet fileté PC, servant d'articulation et de butée à l'un des bras des genoux manœuvrés par le manchon F.

manière à repasser les contacts des billes en hélice uniformément sur toute l'étendue de la portée, les *poules folles* (fig. 887 et 888), *tourillons* (fig. 889 et 890), *têtes de bielles* de Simonds (fig. 891 et 892, les *excentriques* de

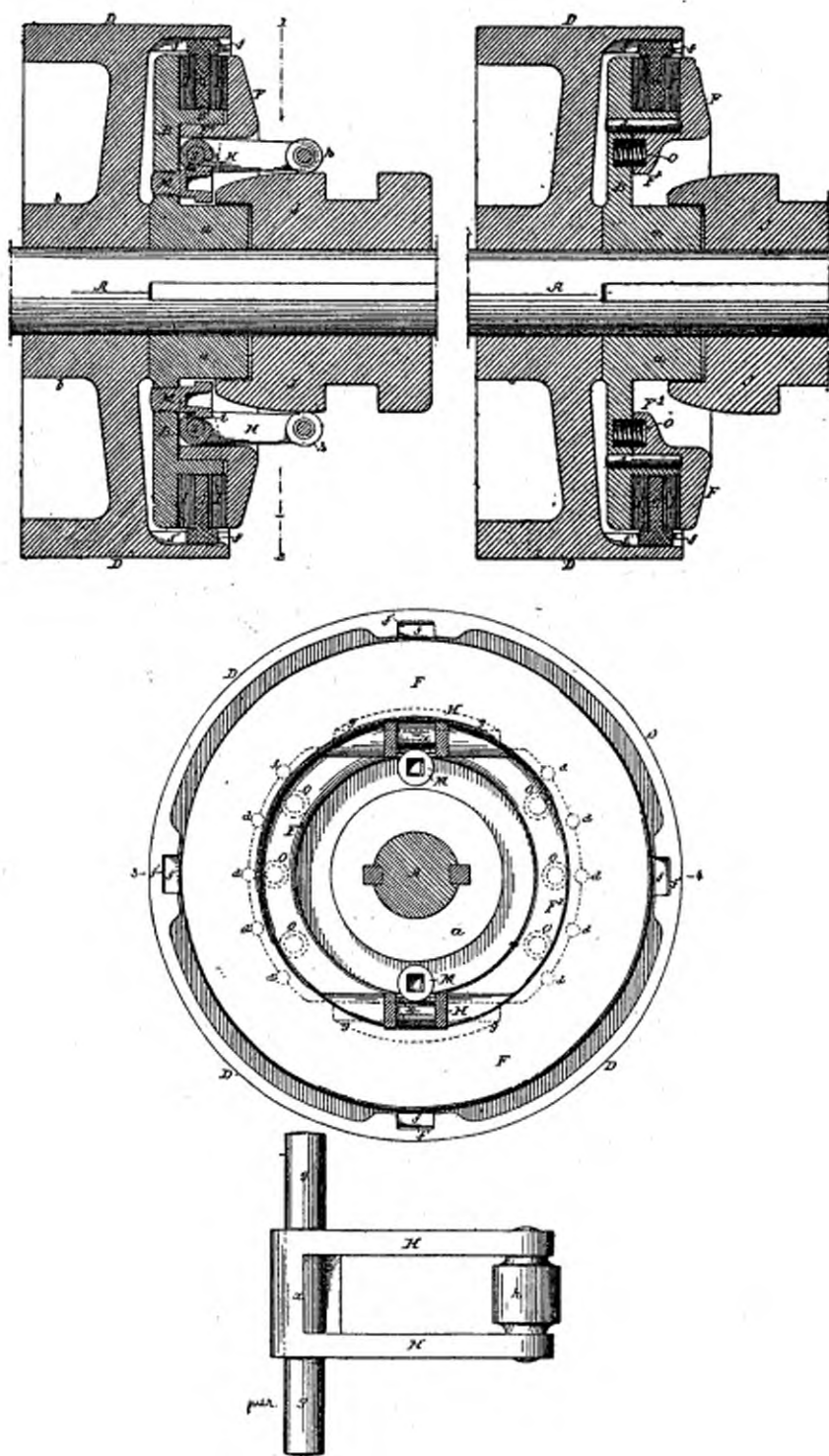


Fig. 904 à 907. — Embrayage axial Weston à cône.  
Coupes orthogonales 3, 4, coupe 1, 2, et détail d'un levier H.

*Db*, poulie folle sur *A*. — *abb'*, plateau rainuré sur *A*, entraînant par les pitons *d* le plateau *FF'*, qui peut glisser sur *dd*. — *G*, rondelle enfilée en *ff* sur les dents de *D*, et prise entre les surfaces frottantes *I* et *I'* de *F* et de *B*. — *HH*, leviers à galets *h*, pivotés en *g*, avec talons *xx*, butés sur les taquets ajustables *MM*, et manœuvrés par le cône *J*. — *O*, ressort de rappel tendant à séparer *F* de *B*.



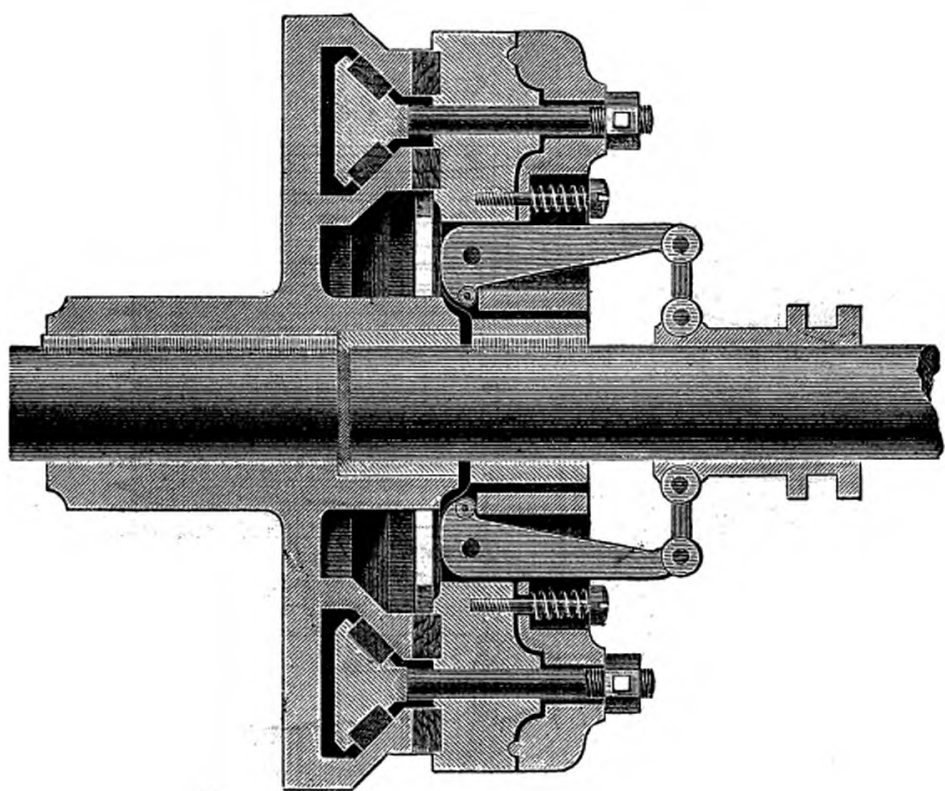


Fig. 908. — Embrayage axial à cônes Frisbie.

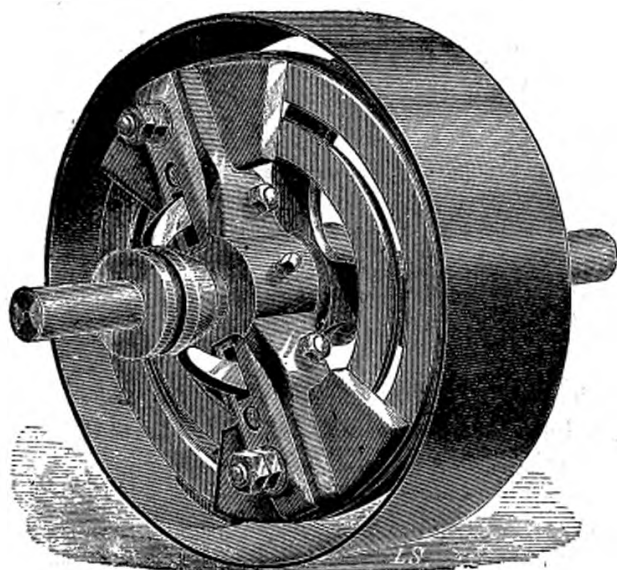


Fig. 909. — Embrayage axial à secteurs Frisbie.

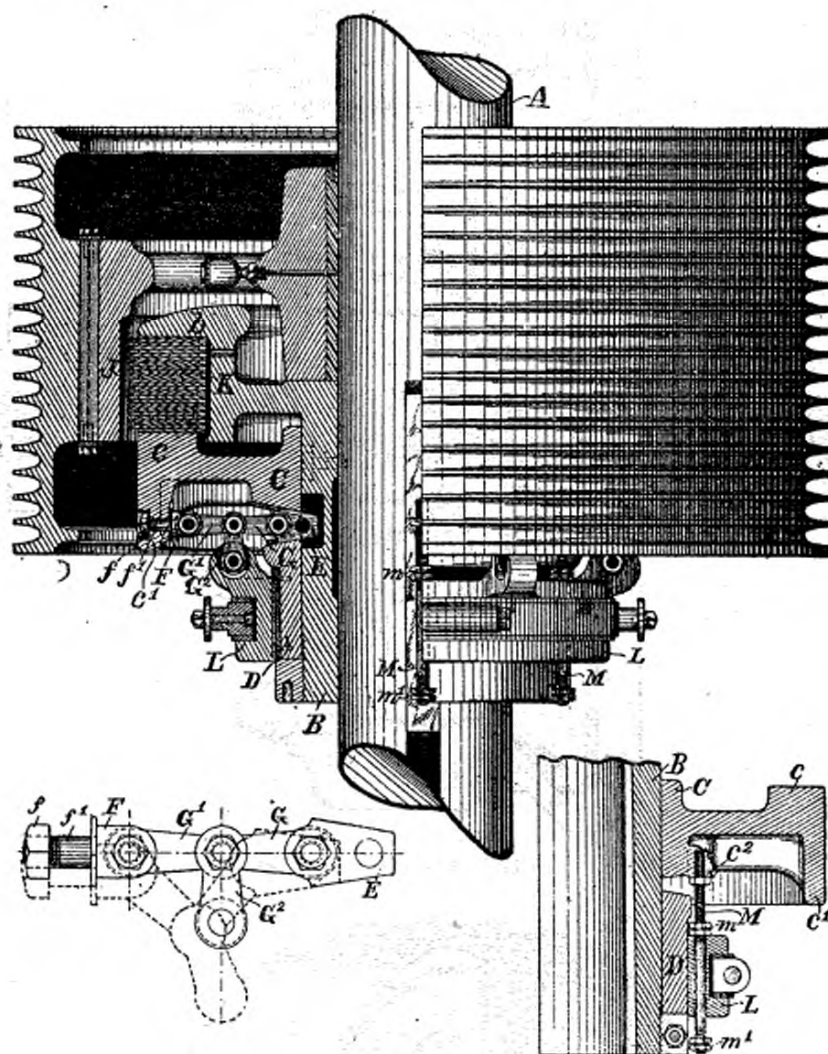


Fig. 910 à 912. — Embrayage axial Walker à genoux.  
Élévation, coupe 1-1 (fig. 913), détails du genou et du manchon L.

L, manchon rainuré à bague de butée D, filetée sur le collet du manchon BK, calé sur A, et fou, ainsi que le plateau Cc, sur B. — *b*, rondelles de serrage alternativement en prise avec les dentures J et K de B et du tambour fou sur A. —  $G^2GG^2$ , genoux au nombre de 4, à articulations croisées  $gg^1$  sur  $g^1g^2$  (fig. 914), commandés par L, butés en  $Ff$  sur *c*, avec coins E, passant entre D et E. — M, six boulons vissés en  $c^2$  dans C, limitant le serrage par leurs butées *m*, et achevant le desserrage par la poussée de L sur leurs butées  $m^1$ .

Meyer (fig. 893), les engrenages hélicoïdaux de Weilman (fig. 895)<sup>(1)</sup> à circulation de billes comme l'écrou Lieb<sup>(2)</sup>, les dessus de boîtes à graisse Stearn (fig. 897), qui s'expliquent par les légendes de leurs figures.

<sup>(1)</sup> Équivalent à la vis à galets de Hawkins.

<sup>(2)</sup> P. 297. A citer les engrenages à galets de Jensen (Reuleaux, *Le Constructeur*, 3<sup>e</sup> éd.,

p. 581); de Hawkins (brevet anglais 3282, de 1886) et de Gandy (brevet anglais 336, de 1881).



Nous rappellerons encore la belle application des roulements sur billes et galets qui a été faite par la maison Warner et Swasey dans la construction du grand télescope de Lick. Le tube de ce télescope a 17 mètres de

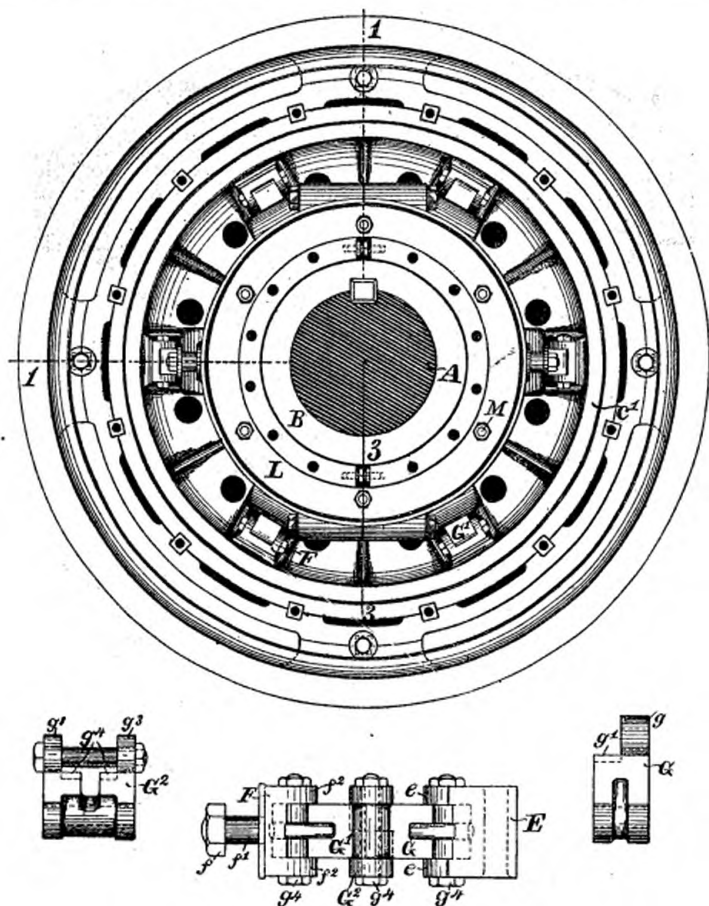


Fig. 913 à 915. — Embrayage axial Walker, vu de face et détail d'un genou.

long, et pèse 4,500 kilogrammes; il repose au centre sur des roulements de galets et de billes extrêmement remarquables<sup>(1)</sup>. Les galets ont 0 m. 065 de diamètre, 0 m. 075 de long, et leurs fusées roulent sur des petites billes de 0 m. 006 de diamètre. Ces frottements extrêmement doux per-

<sup>(1)</sup> *Transaction American Society of Mechanical Engineers*, vol. L, p. 330, et *Engineering*, 17 août 1888, p. 156.

mettent de faire pivoter le télescope sous un effort très faible, de 450 grammes, appliqué à 0 m. 90 du pivot.

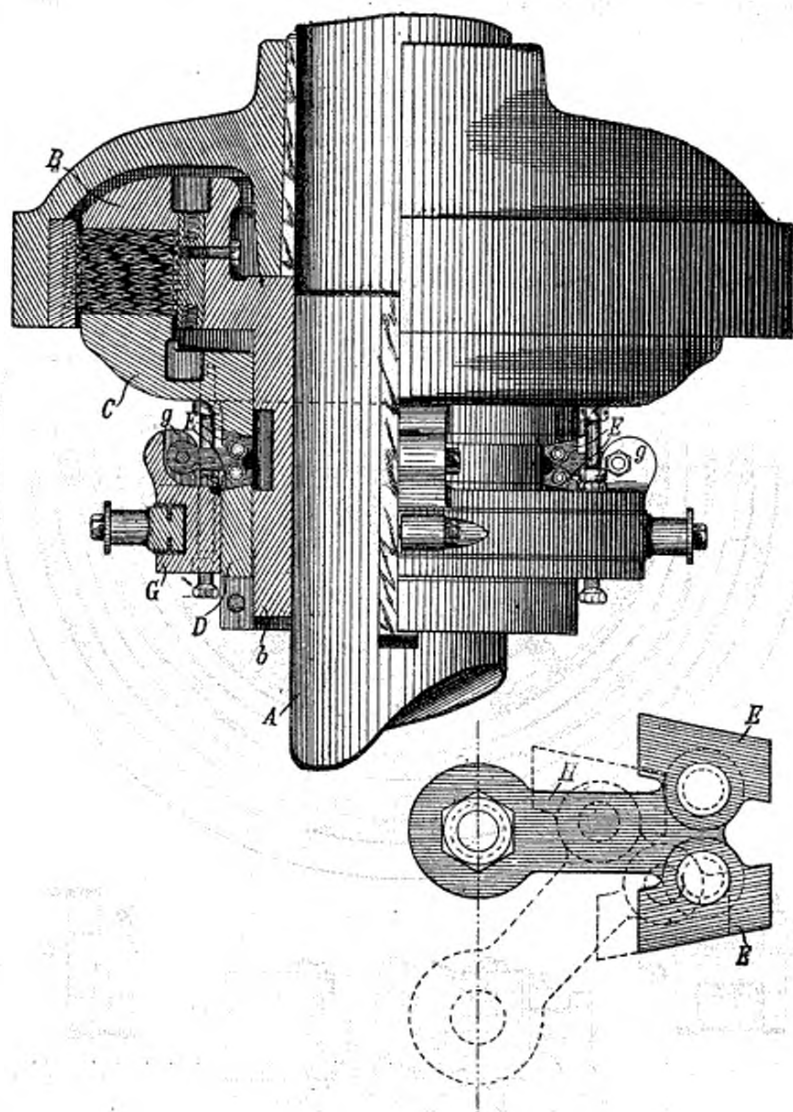


Fig. 916 et 917. — Embrayage axial Walker à coins. Ensemble et détail d'un coin.

G, manchon rainuré sur la douille D du plateau C, entraîné lui-même à rainure et languette dans la rotation de A et du manchon calé B. — H, quatre leviers à sabots EE, articulés en *g* sur G, et opérant le serrage des rondelles d'embrayage entre C et B, en passant de la position pointillée (fig. 917), à celle en traits pleins.

Les roulements sur galets sont aussi très répandus aux États-Unis, isolément (fig. 899) ou concurremment avec les billes, mais sans présenter, en général, rien de bien particulier. Je citerai néanmoins les galets ou

rouleaux de Hyatt, constitués (fig. 900) par des rubans d'acier doux, à 0,1 p. 100 de carbone, roulant soit directement sur les portées, soit, pour les grosses charges, entre deux enveloppes d'acier doux, fixées l'une sur l'arbre, et l'autre dans le palier. L'élasticité de ces rouleaux augmente

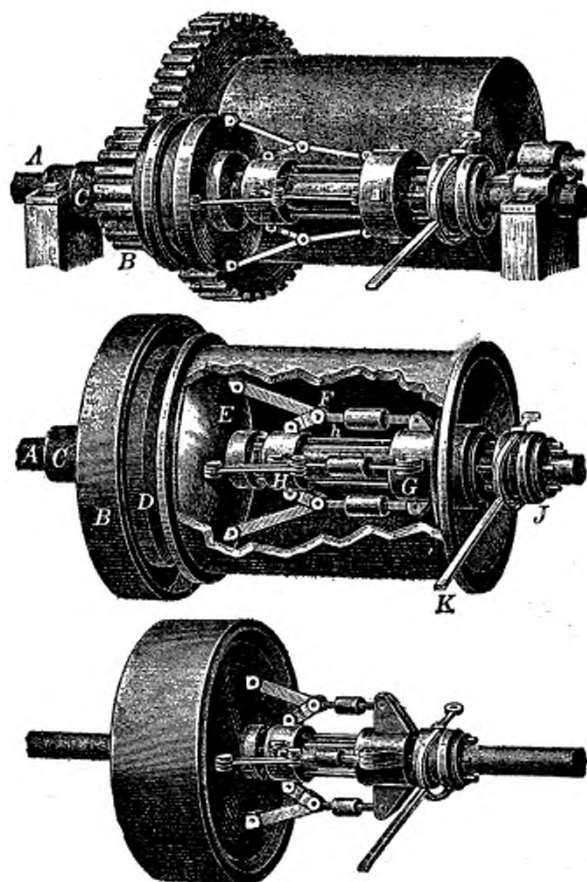


Fig. 918 à 920. — Embrayage Denton représenté appliqué (fig. 918), à l'extérieur (fig. 919), à l'intérieur d'un tambour de treuil (fig. 920), à une poulie.

Fig. 918. A, arbre moteur. B, pignon fou sur A, pressé entre le collet C et le plateau de l'embrayage rainuré sur A. — Fig. 919. G, collet fixé sur l'arbre. H, manchon rainuré, relié au manchon également rainuré J du levier K par les tiges *h*, de sorte que, en tirant H à droite, on serre le plateau E sur celui D du tambour B par les genoux F.

sans doute leur frottement de roulement, mais elle leur permet de se prêter un peu aux inégalités inévitables de l'usure et aux légères flexions des arbres. Dans un essai fait avec une boîte à graisse de wagons du Pennsylvania RR., chargée d'un poids de 4 tonnes, il fallait, avec un coussinet

ordinaire en bronze phosphoreux, de la force de 135 kilogrammes pour mettre l'essieu en rotation après un repos de 7 minutes, et de 7 kilogr. 70 pour entretenir cette rotation, tandis qu'il ne fallait que 3 kilogr. 60 pour le démarrage, puis 3 kilogr. 17, avec le palier à galets : la résistance était ainsi près de 18 fois moindre au démarrage, et réduite de moitié au roulement.

Malgré leurs avantages indiscutables et leur fonctionnement réellement

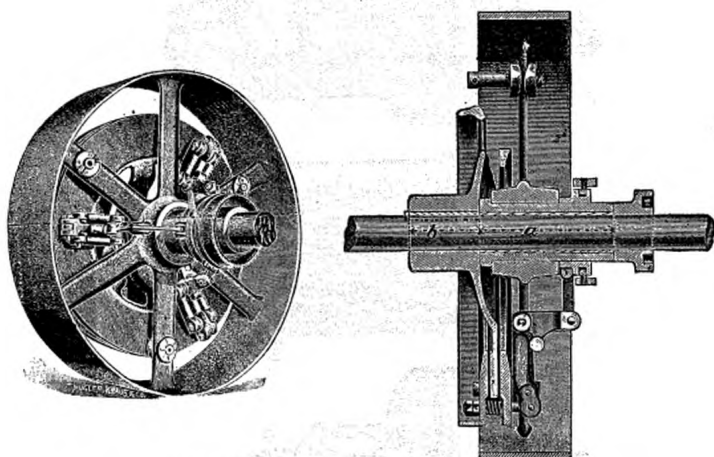


Fig. 921 et 922. — Embrayage axial Penfield; vue par bout et coupe diamétrale.

pratique dans un grand nombre d'applications, les roulements à billes et à galets ne sont encore que très peu répandus, même aux États-Unis, dans le matériel des chemins de fer, où — l'exemple ci-dessus le prouve — leur adoption rendrait, si elle pouvait être réellement pratique, de grands services en économie de puissance et de graissage. — On a longtemps objecté à cette application l'usure rapide des roulements et surtout l'insécurité provenant de ce que la rupture ou le coincement d'une seule bille ou d'un seul galet provoquerait le grippage immédiat de la fusée. Il est certain que ces objections ne sont pas sans valeur, et qu'en fait, s'il existe dès maintenant, principalement aux États-Unis, un certain nombre de bons types des boîtes à galets pour tramways (fig. 899), — où le grippage, s'il se produit,

n'a pas les mêmes dangers que sur un express, il ne paraît pas exister de système ayant suffisamment fait ses preuves sur un chemin de fer. Mais cette insécurité tenait en grande partie à la fabrication défectueuse des billes, des galets et des chemins de roulement; aujourd'hui, ces difficultés ont été vaincues, notamment dans les innombrables applications faites aux vélocipèdes, dans des conditions d'encombrement, d'entretien et de fatigue qui

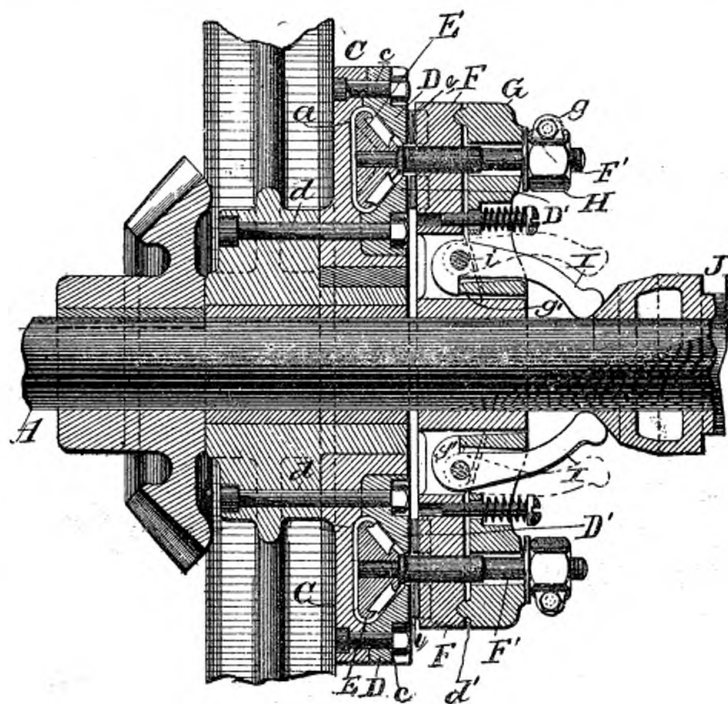


Fig. 923. — Embrayage axial Morgan, coupe diamétrale.

A, arbre à pignon C, solidaire par les boulons *c* et *d*, du disque D. — F, plateau calé sur A, relié au plateau G par les guides D'. — I, leviers pivotés en *i* sur F, à talons *g'*, qui, lorsqu'on avance vers la gauche le manchon J, rainuré sur A, pressent, par les boulons G, sur les faces de D, l'anneau E, lequel entraîne alors G dans la rotation de A. — *g*, boulons de serrage fixant les écrous fendus H.

semblent *a priori* plus difficiles que celles du matériel roulant d'un chemin de fer. Il semble impossible qu'en profitant de la grande expérience acquise pendant ces dernières années en cette matière, l'on ne puisse pas arriver, après quelques recherches méthodiques, à résoudre un problème d'un si grand intérêt pour les chemins de fer, et dont la solution, grâce

aux progrès de la fabrication des billes et à l'expérience acquise en des applications analogues, se trouve actuellement débarrassée des principales difficultés qui ont fait échouer tant d'inventeurs.

### LES EMBRAYAGES.

Les mécanismes d'embrayages à griffes, à friction, électriques, hydrauliques, etc., sont naturellement très répandus aux États-Unis. Je ne m'occuperai ici que des embrayages à friction proprement dits, en les classant

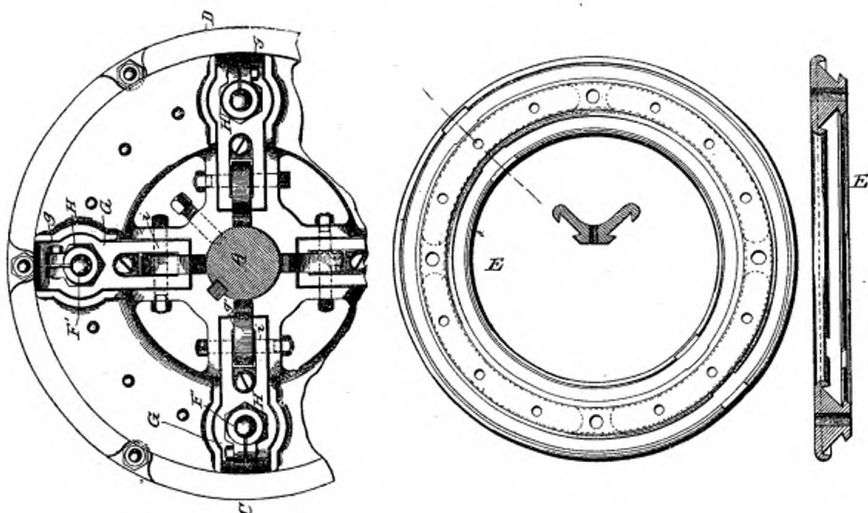


Fig. 924 à 927. — Embrayage Morgan; vue par bout et détail de l'anneau E.

en deux grandes catégories : les embrayages *parallèles* et les embrayages *radiaux*, suivant que leurs organes de serrage se déploient parallèlement ou perpendiculairement à l'arbre ou à la ligne de transmission. Chacun de ces embrayages peut, en outre, se cataloguer dans d'autres variétés, ou se classer suivant qu'il est, par exemple, réversible ou non, c'est-à-dire capable ou non de transmettre le mouvement dans les deux sens; automatique ou non; ou encore, suivant qu'il faut ou non maintenir, pour conserver l'entraînement, la pression de serrage une fois donnée, ou enfin d'après la nature de ses organes de serrage : plateaux, cônes, lames, bandes, spirales, etc.

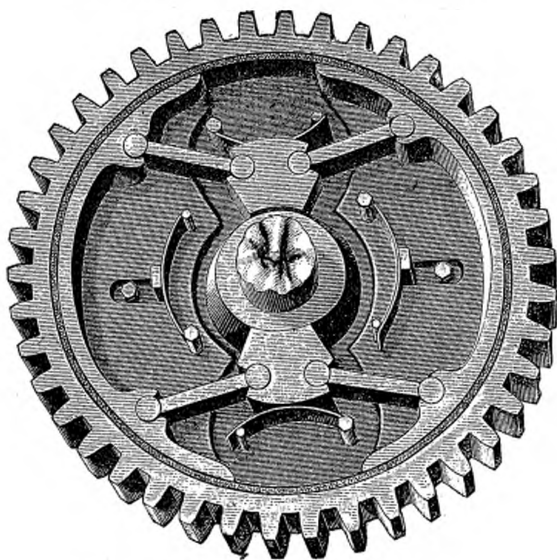


Fig. 938. — Embrayage axial centrifuge Hooper.

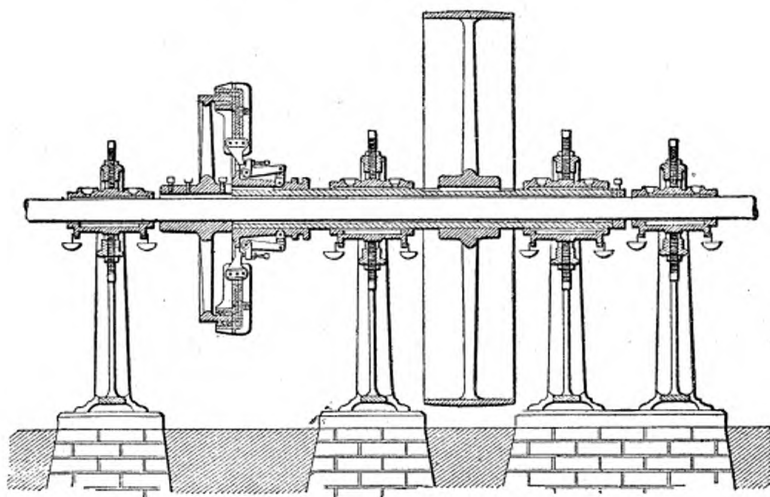


Fig. 929. — Embrayage centrifuge Prybil.

Parmi les embrayages *parallèles* ou axiaux, l'un des plus répandus est l'embrayage à lames de Weston, fondé sur le principe des freins d'artillerie



à bandes multiples, et dont la figure 901 représente un type classique. L'arbre moteur  $S^1$  porte, calé en N, une sorte de plateau E, en forme de cloche à bords dentelés, sur lesquels s'enclavent les rondelles lamellaires ou lames extérieures en acier dur (fig. 903), intercalées entre les disques intérieurs (fig. 902) également en acier, enfilés sur le manchon A, calé en M sur l'arbre  $S^2$ , et passé sur la fourrure en bronze C de  $S^2$ . Il en résulte

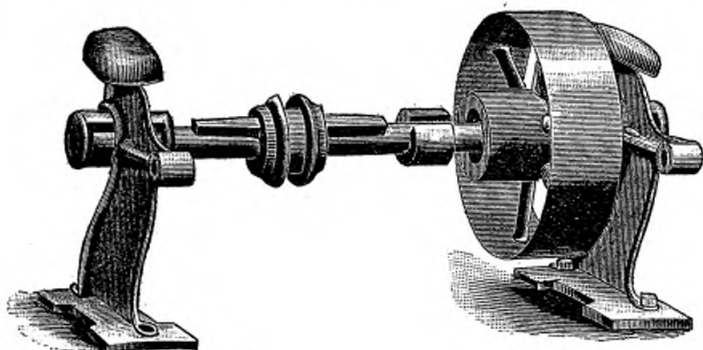


Fig. 930. — Embrayage centrifuge à coin et douille fendue Jones et Rogers.

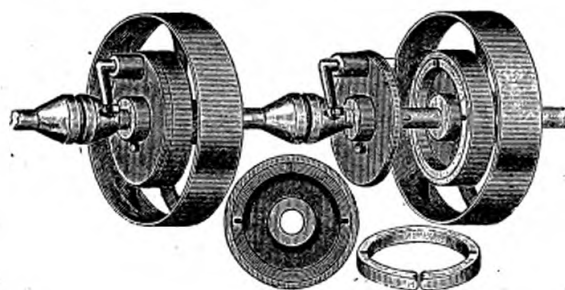


Fig. 931. — Embrayage centrifuge à came et bague fendue Eddy.

que, dans la position figurée, le collier F, allongeant les genoux butés sur le collet fixe  $c$  et sur B, détermine un serrage des lames graduel, très énergique <sup>(1)</sup> et permanent, jusqu'à ce que l'on rouvre les genoux en ramenant F vers la gauche.

Dans le type de la figure 904, les lames sont remplacées par des blocs

<sup>(1)</sup> Si l'on désigne par  $S$  ce serrage, par  $d_1$  et  $d_2$  les diamètres des cercles de contact extrêmes des lames, par  $f$  le coefficient de frottement des lames, au nombre de  $n$ , et par

$T$  la force tangentielle d'entraînement applicable sans glissement à l'extrémité du petit diamètre  $d_1$ , on a approximativement

$$T = 0,5 n f S \left( 1 + \frac{d_2}{d_1} \right).$$

de bois II, fixés à des plateaux B et F, dont l'un, B, calé en *a* sur l'arbre A, est coulissé sur l'autre par les cales *d*; de sorte qu'il suffit, pour entraîner la poulie D, folle sur A, d'avancer vers la gauche le manchon J, rainuré sur A. Ce manchon, écartant par les galets *h* les leviers H, rapproche, par leurs petits bras *x* et les butées M, F de B, malgré leurs ressorts de rappel O, de manière à serrer II sur le disque G, enclavé en *f* dans la

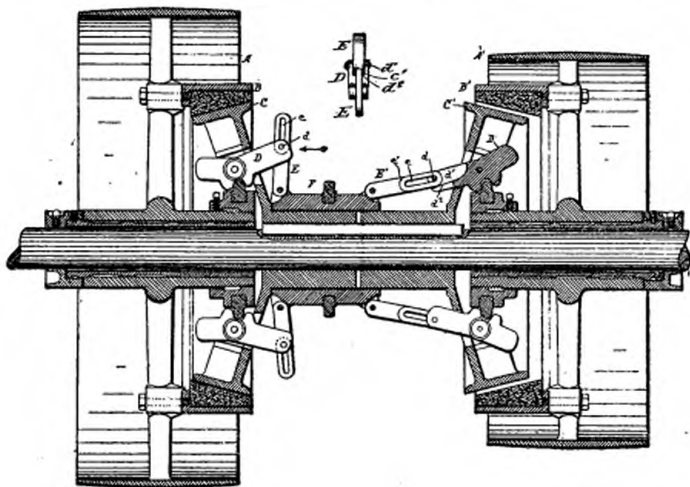


Fig. 932 et 933. — Embrayage conique Jones.

F, manchon coulissé sur la douille des cônes C et C', commandée par les genoux conjugués EdD, E'd'D'. a' coulisses *ed'* assez longues pour assurer une période étendue de débrayage complète entre les embrayages successifs des poulies folles A et A' par leurs cônes B et B'. Si A et A' tournent en sens contraires, cet embrayage constitue un changement de marche.

denture *f* de D. Les butées M sont filetées en B, de façon à permettre de régler très exactement l'embrayage; en outre, il suffit, après avoir enlevé J, de les dévisser pour séparer F de B, et avoir en main toutes les pièces du mécanisme. C'est un embrayage très robuste, simple, réversible, mais qui exige le maintien de la poussée sur J pendant toute la durée de son serrage.

L'embrayage de Frisbie, représenté par la figure 908, est aussi remarquable par sa simplicité et la facilité de sa manœuvre; il est l'un des plus fréquemment employés sur les treuils, ascenseurs, etc. Sur la figure 908, cet embrayage est représenté serré par la traction de ses boulons, qui appuient les surfaces de ses contacts cylindriques et coniques. Le desserrage se fait en repoussant le manchon de l'embrayage à droite, concurremment avec les ressorts de rappel.

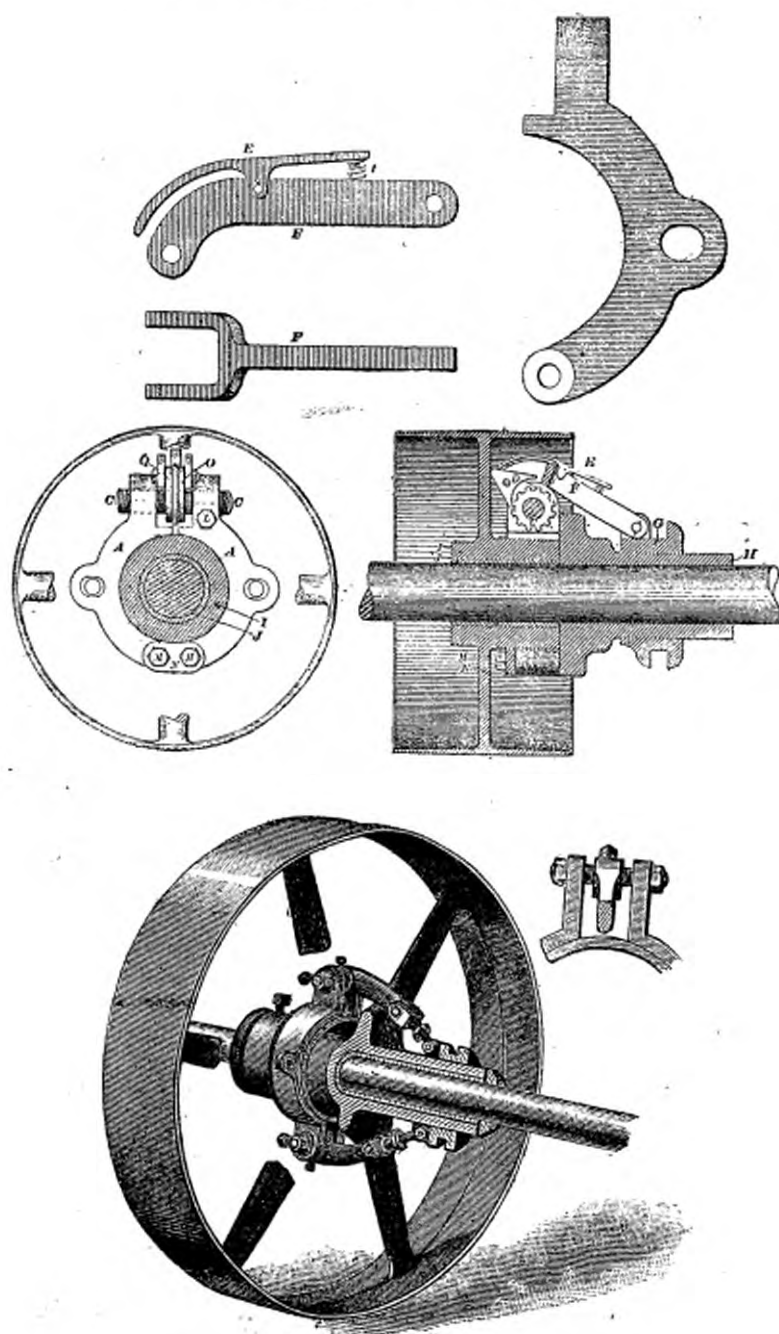


Fig. 934 à 940. — Embrayages centripètes Woodcock et Hunter.

, moyen de la poulie folle, à portée en bronze J. — H, manchon calé sur l'arbre, avec axes MM, reliés par des menottes N, et autour desquels sont articulées les deux mâchoires AA, rapprochées sur I par le serrage de la vis à filets contraires CC. Pour serrer, il suffit, les pièces du cliquet FED, à rochet c, étant dans les positions figurées, de donner au manchon rainuré G un mouvement de va-et-vient sur II; le doigt E appuie en effet alors D sur c, de manière qu'il ne tourne que dans le sens du serrage. Pour desserrer, on amène d'abord G à droite assez pour que D se renverse, et l'on opère comme précédemment.

Dans la variante pour poulies, représentée par la figure 909, les menottes de la figure 908 sont remplacées par un cône qui doit pouvoir commencer le serrage après un mouvement de 0 m. 013. Dans les deux

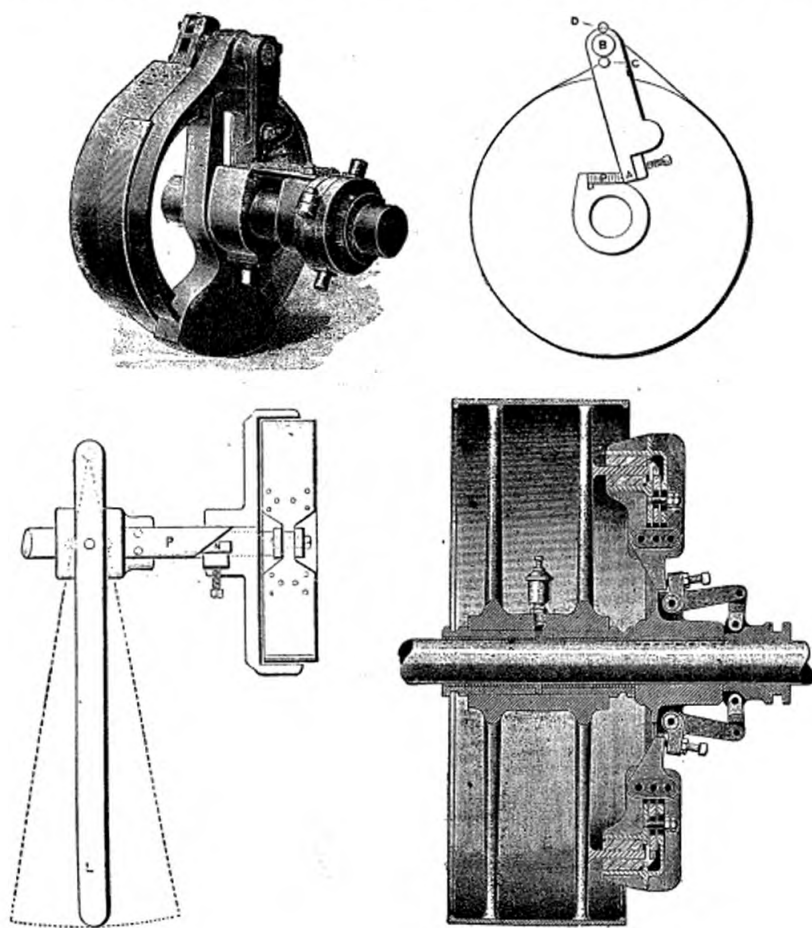


Fig. 941 à 946. — Embrayage à frein différentiel Osterlin. Ensemble.  
Vue de face et de côté. Embrayage mixte Hill.

P, broche en coin repoussant en N le levier AB, entraîné par l'arbre et articulé en C et D à la bande du frein.

cas, les écrous des boulons de serrage permettent d'en régler l'action avec une grande précision.

L'embrayage de Walker est (fig. 910 à 914) l'un des plus pratiques et des mieux étudiés. L'organe de serrage, extrêmement puissant, est un genou

GFG<sup>1</sup> (fig. 909), dont le coin E s'enfonce ou se retire d'entre le collet D, buté sur E, et le plateau C, rainuré sur E, et solidaire de la poulie folle sur A, de manière à rapprocher ou à éloigner ce plateau C de celui b de E,

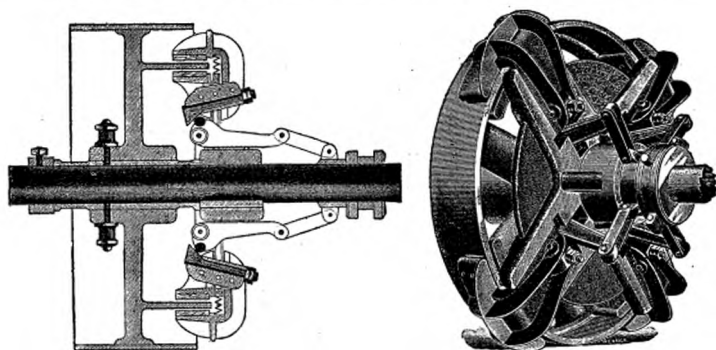


Fig. 947 et 948. — Embrayage mixte Rivett.

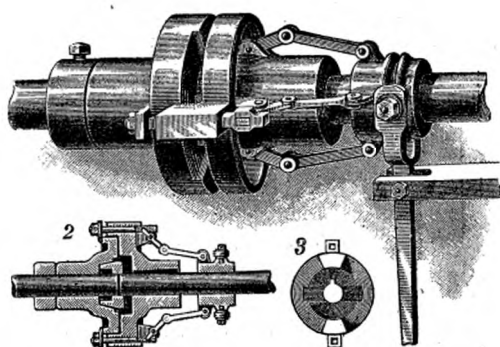


Fig. 949 à 951. — Embrayage mixte Mackie.

à entraîner ou non la poulie par le serrage des rondelles alternativement en prise avec les dentures intérieures K et J de C et de la poulie. Le serrage est limité par la butée *m*, et le desserrage, commencé par la rupture du genou, s'achève au moyen de l'entraînement de C par la butée *m'*.

En figure 916 et 917, les genoux sont remplacés par des leviers H, à sabots EE, pivotés de manière que, pour un faible déplacement de ces

leviers, les plateaux F et B s'écartent ou se rapprochent suffisamment pour assurer un serrage très rapide. Le desserrage est rendu très facile par le dérobement des sabots, indiqué en pointillés. Cet embrayage reste serré

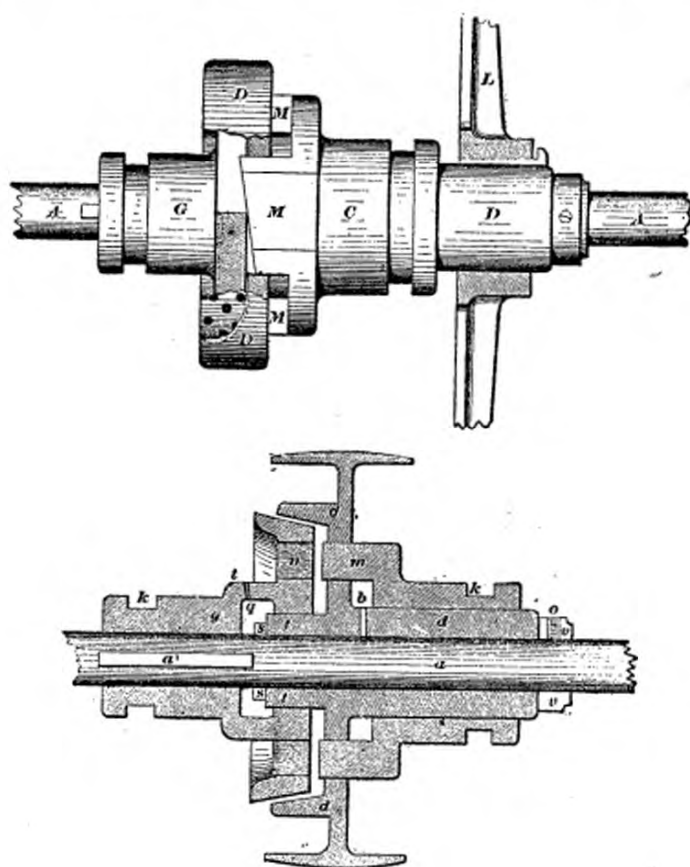


Fig. 952 et 953. — Embrayage mixte Wilkinson.

Gg, manchon rainuré en  $a'$  sur  $a$ . — C, manchon à griffes Mm, rainuré sur le moyeu  $d$  de la poulie folle de D, pris entre les collets  $ov$  et  $s$ . On commence par entraîner D par le serrage de  $g$  en  $d$ , puis on amène les griffes  $m$  à affleurer le plateau de G, on relâche un peu G, de manière que ses ouvertures  $na$  viennent en face de  $m$ , et l'on y enfonce  $mM$ . En fig. 952, c'est la partie D de la poulie qui constitue le cône  $d$  (fig. 953).

définitivement dès que H dépasse, en avançant vers B, la position perpendiculaire à l'axe de l'arbre A; moins puissante que celle du type précédent, son action est, en revanche, beaucoup plus rapide, et s'applique fort avantageusement aux manœuvres fréquentes, et de résistance relativement faible.

L'embrayage de Denton, représenté par les figures 918 à 920 en différentes applications, se distingue aussi par la simplicité et l'élégance de sa construction. Celui de Penfield agit (fig. 921 et 922) en serrant sur le

plateau *b* deux rondelles de grands diamètres, à garnitures d'ébonite, entraînées par les bras de la poulie.

L'embrayage de Morgan, analogue à celui de Lude, est fréquemment aussi employé sur les appareils de levage. Les secteurs de Frisbie sont remplacés (fig. 923 et 927) par un anneau *E*, qui commandent les leviers

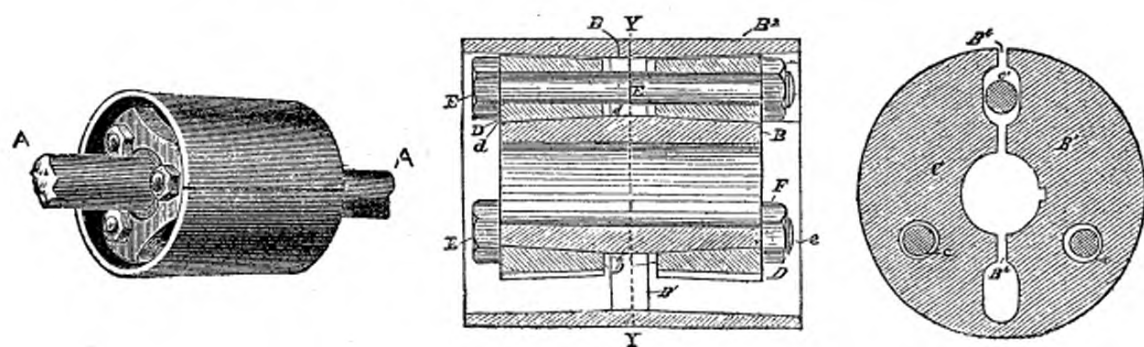


Fig. 954 à 956. — Accouplement Gee.

*B'* et *B*, deux manchons concentriques, réunis en une seule pièce par le diaphragme *B'*, calés sur l'arbre, et fendus presque entièrement en *B'*, avec logements *ccc*, pour le passage des boulons *E*: pour serrer le manchon, on rapproche par ces boulons les coins annulaires *DD*. Cet accouplement peut, comme ceux de Sellers et de Cresson, réunir des bouts d'arbre de diamètres un peu différents, ou même légèrement désaxés.

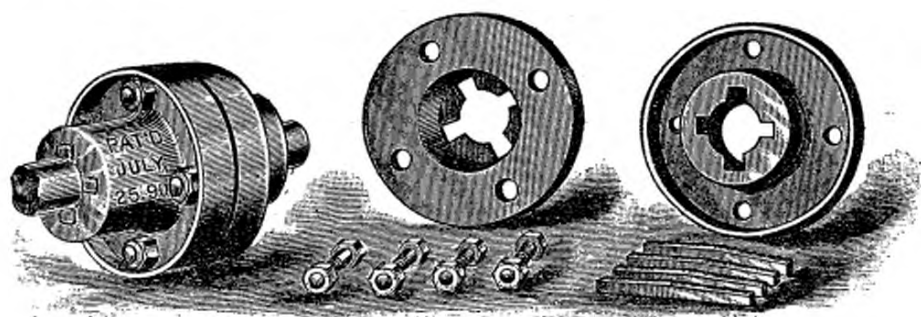


Fig. 957 à 959. — Accouplement Nicholson.

Le serrage des deux manchons comprime sur les bouts d'arbres les coins coniques, à courbure intérieure d'un rayon plus petit que celui des arbres, de manière à les entraîner sans raies de cale.

II, et qui se meut entre le plateau *C*, fixé à la roue *B*, et l'anneau *D*, fixé à *C*.

Les embrayages *radiaux* peuvent se diviser en trois classes: les *centrifuges*, les *centripètes* et les *mixtes*, à la fois centrifuges et centripètes.

L'embrayage *Hooper* est (fig. 928) l'un des plus remarquables parmi les



types centrifuges; il a pour organes de serrage des genoux à rappel de ressort agissant sur des sabots avec interposition d'une jante intérieure en caoutchouc.

La figure 929 représente l'application d'un embrayage centrifuge à une disposition fréquemment usitée aux États-Unis, et qui consiste à faire porter

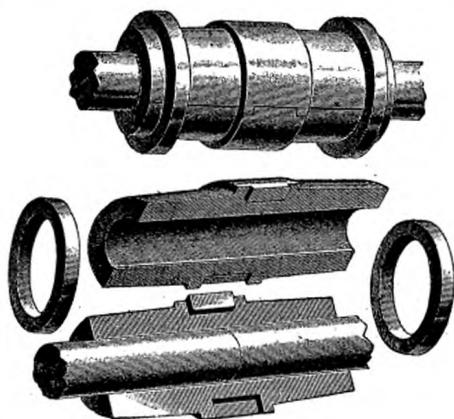


Fig. 960 à 964. — Accouplement Cordesman constitué par deux manchons demi-cylindriques, serrés par des bagues forcées.



Fig. 965 à 967. — Collets de la Governor Machine C<sup>o</sup> en une ou deux pièces faciles à enlever.

les poulies non par l'arbre, mais par un tube enfilé sur l'arbre, tournant dans des paliers distincts, et commandant l'arbre par un embrayage : on évite ainsi l'usure de l'arbre par le frottement des poulies folles.

Une forme très simple et parfaitement convenable pour les petits embrayages de poulies consiste dans l'emploi d'une douille (fig. 930) ou d'une bague (fig. 931) fendues, dilatées dans le moyeu de la poulie par

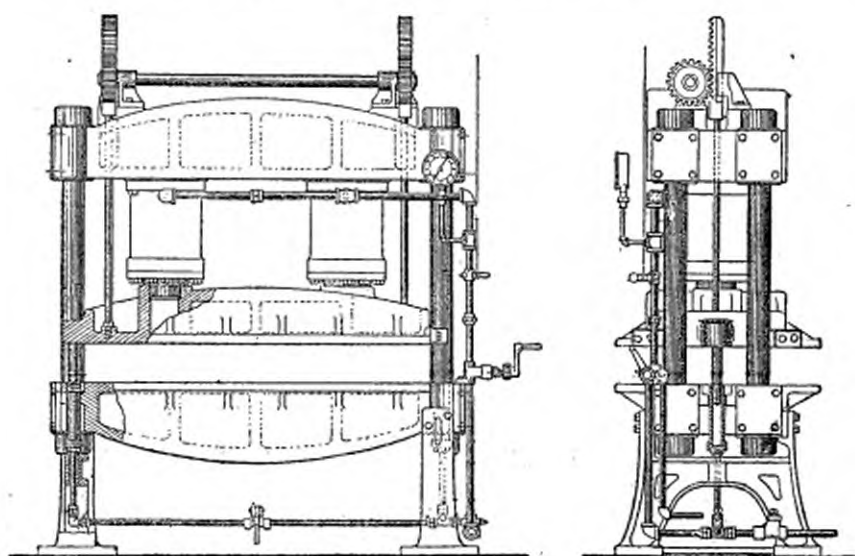


Fig. 968 et 969. — Presse pour courroie de Watson et Stillman.

Le plateau inférieur est garni d'une plaque de caoutchouc de 0 m. 025 d'épaisseur, sur laquelle on place la courroie. Le plateau supérieur a 0 m. 150 de course et peut exercer des pressions de 21 kilogrammes par centimètre carré sur des courroies ayant jusqu'à 1 m. 80 de largeur, il est relevé par deux petits cylindres de rappel hydrauliques. Une conjugaison par crémaillère assure la levée parallèle et concordante des deux bouts du plateau.

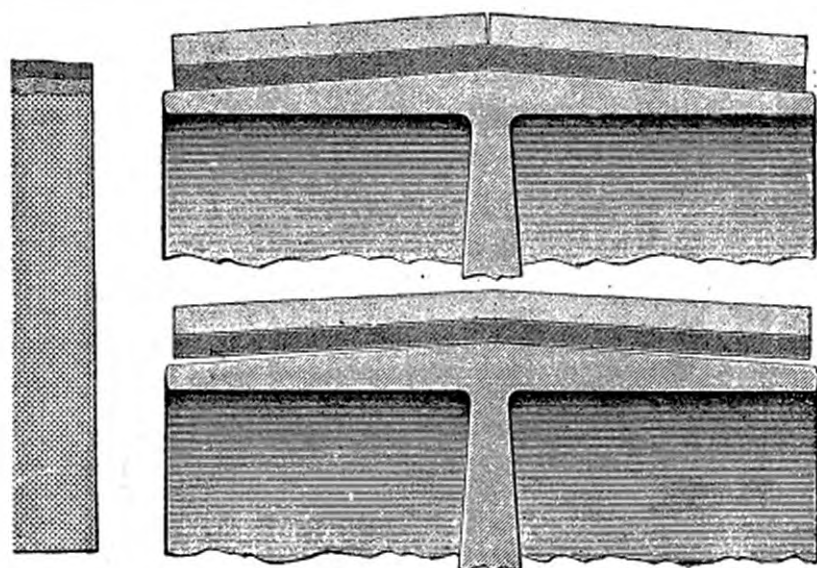


Fig. 970 et 971. — Courroie Eureka de la Page Belting Co.

Fendue au milieu (fig. 971), de manière à ne pas bailler sur les bords comme en fig. 972. Composée d'une bande de cuir sur laquelle on colle deux bandes de coton cimentées, gommées et étirées, puis revêtues d'une dissolution de caoutchouc constituant un enduit imperméable.

l'introduction, dans leur fente, d'un coin sur manchon rainuré ou d'une came tournée par ce manchon.

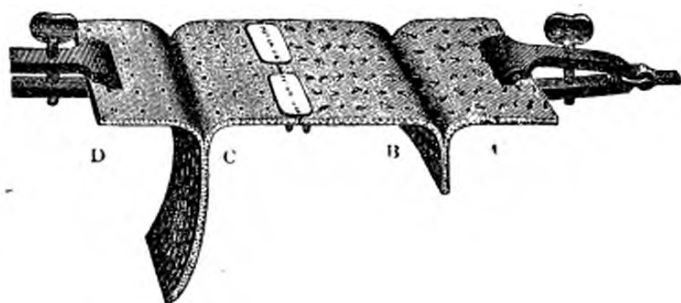
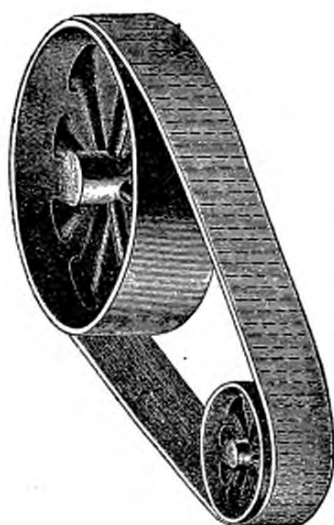


Fig. 972 et 973. — Courroies en caoutchouc à couture continue longitudinale et transversale de la *Boston Woven Rubber C<sup>e</sup>*.

La figure 973 indique, à gauche, en CD, la rupture normale des fils de la couture continue, en opposition de l'arrachement AB de la couture ordinaire.

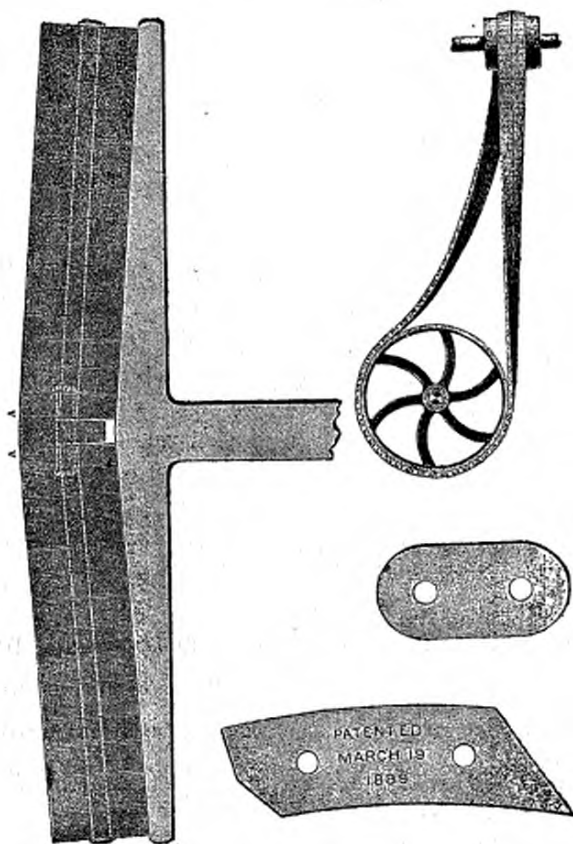


Fig. 974 à 978. — Courroies articulées Page.

Coupe transversale montrant l'un des voussoirs centraux AA. Application à un renvoi à 90 degrés.  
Détail d'une maille.

L'embrayage à coins  $C'$  de *S. Jones*, remarquable par sa simplicité, peut être considéré (fig. 932 et 933) comme intermédiaire entre les embrayages axiaux et rayonnants, ou comme établissant la transition d'un type à l'autre.

Quand on pousse le manchon  $F$  vers la droite de la figure 932, l'ex-

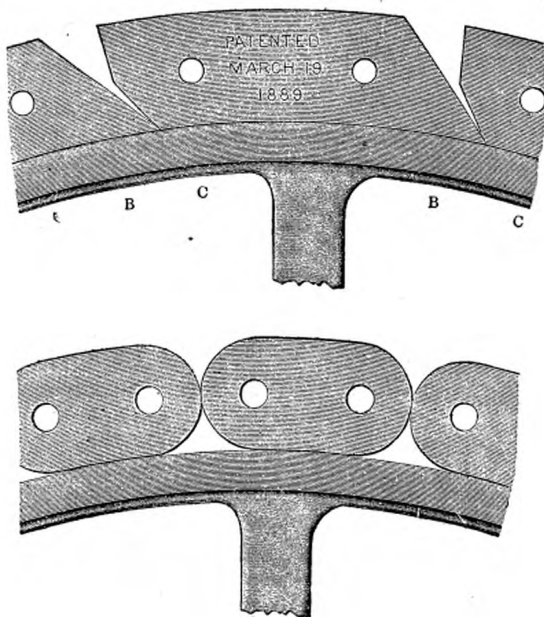


Fig. 979 et 980. — Courroie articulée Page.

Cette figure indique comment les maillons en voussoir (fig. 978) s'appliquent sur toute l'étendue  $BC$  de la jante, sans vides, comme dans le cas des maillons ordinaires (fig. 977 et 980).

trémité de la coulisse  $e$  du levier  $E$  vient immédiatement, par l'appui de son épaulement  $d$  sur celui  $d'$  de  $D$ , abaisser ce levier, comme en  $D'$ , de manière à permettre au cône  $C$  de desserrer  $B$ ; puis  $E'$  relève ensuite, par  $e'd$ , le levier  $D'$ , de manière à enclencher  $C'$  dans sa position de serrage sur  $B'$ .

Comme type d'embrayages *centripètes*, je citerai ceux de *Hunter* (fig. 934) et de *Woodcock* (fig. 935), dans lesquels la poulie, folle sur une longue douille de l'arbre, l'entraîne par un manchon calé sur l'arbre,

que l'on voit à gauche de la figure 934, et qui est serré entre deux mâchoires boulonnées à coulisse sur les bras de la poulie. Ce serrage s'opère

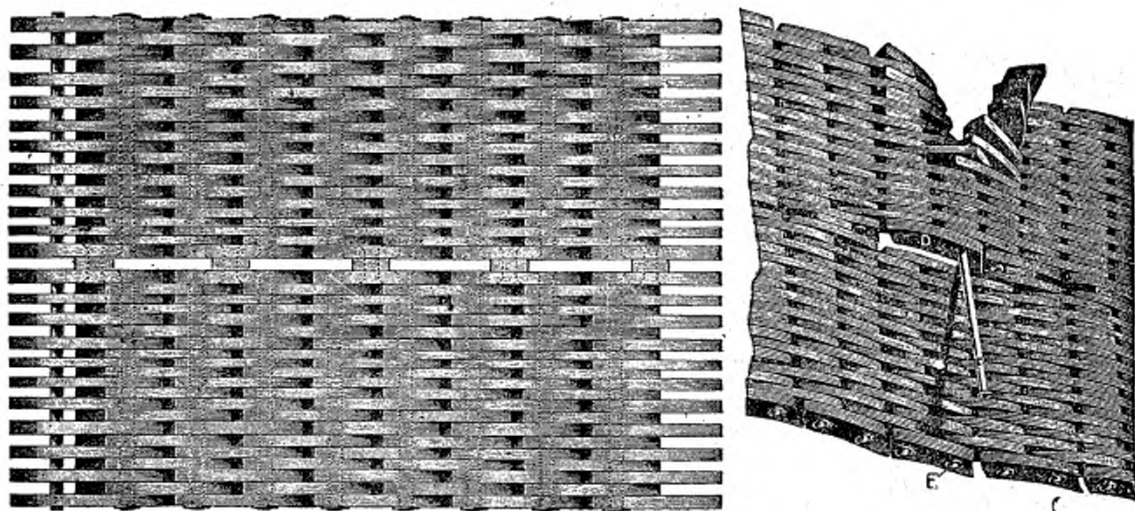


Fig. 981 et 982. — Plan d'une courroie articulée Page.  
Assemblage des deux extrémités d'une courroie articulée Page.

Au joint D, le voussoir central (fig. 982) est enlevé, l'assemblage se fait en enfilant, puis rivant de chaque côté les broches EF.

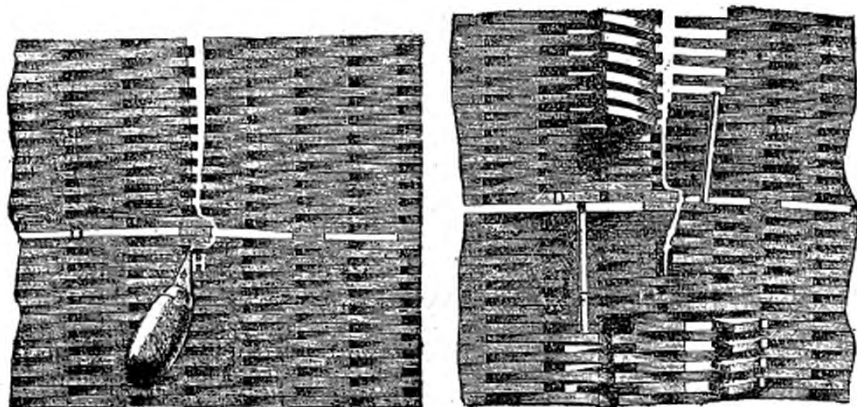


Fig. 983 et 984. — Démonontage d'une courroie Page.

Au joint D (fig. 982), couper les mailles jusqu'en VH, ce qui permet, comme en fig. 984, de retirer facilement les aiguilles F, puis de raccourcir la courroie en enlevant des rangées de maillons.

au moyen de vis de tendeurs tournées dans le sens voulu par des leviers articulés ou par un cliquet réversible.

On peut encore ranger parmi les embrayages centripètes les appareils

à bandes ou freins différentiels, dont l'un des plus ingénieux est (fig. 936) celui d'*OEsterlin*. L'arbre entraîne autour de la poulie une bande de frein

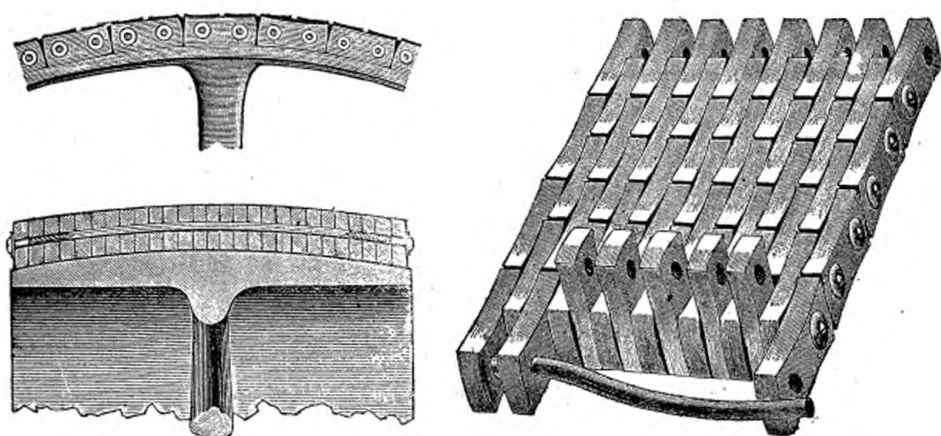


Fig. 985 à 987. — Courroies articulées Schultz à aiguilles flexibles.

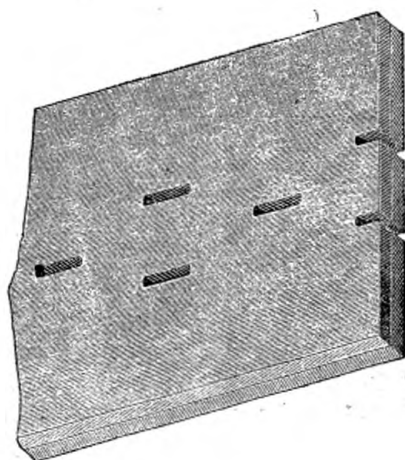


Fig. 988. — Courroie perforée Page.

par l'axe B du levier A, qu'il suffit de repousser par la broche C pour serrer la bande sur la poulie, et l'entraîner avec une grande puissance.

C'est encore aux embrayages à bandes que se rattachent la plupart des

types à spirales ou *logarithmiques*, encore peu répandus en Amérique, mais déjà nombreux chez nous <sup>(1)</sup>.

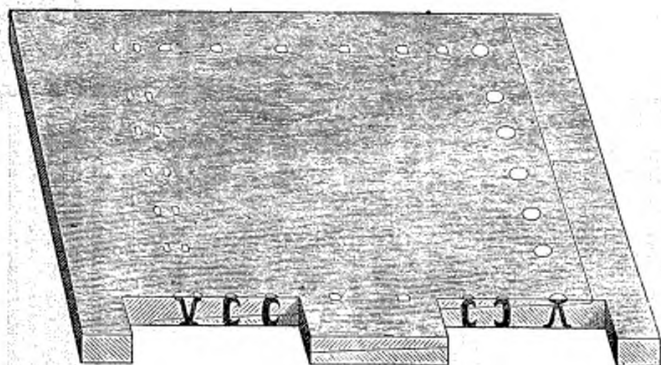


Fig. 989. — Attache Page.

Au moyen de rivets spéciaux en acier, peu apparents à la surface.

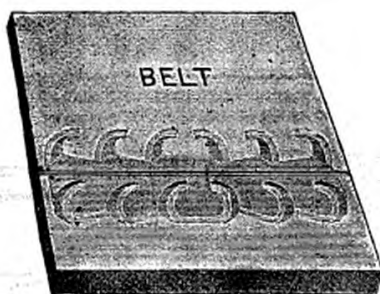


Fig. 990 à 993. — Attaches en acier Talcott ne perçant pas la courroie.

Comme exemple d'embrayage du type mixte, je citerai ceux de *Hill* et de *Rivett*, dont le fonctionnement se comprend à l'examen seul des figures 946

<sup>(1)</sup> Gambaro, *Scientific American suppl.*, 10 novembre 1888, p. 10718; Rider (brevet anglais 564, de 1876); Shaw (*id.* 6814 et 15871, de 1887, et *The Engineer*, 18 avril

1890, p. 322); Branchet (*Bulletin de la Société d'encouragement* d'avril 1890, p. 565); et le type américain de Cranston (*American Machinist*, 5 novembre 1887, p. 5).



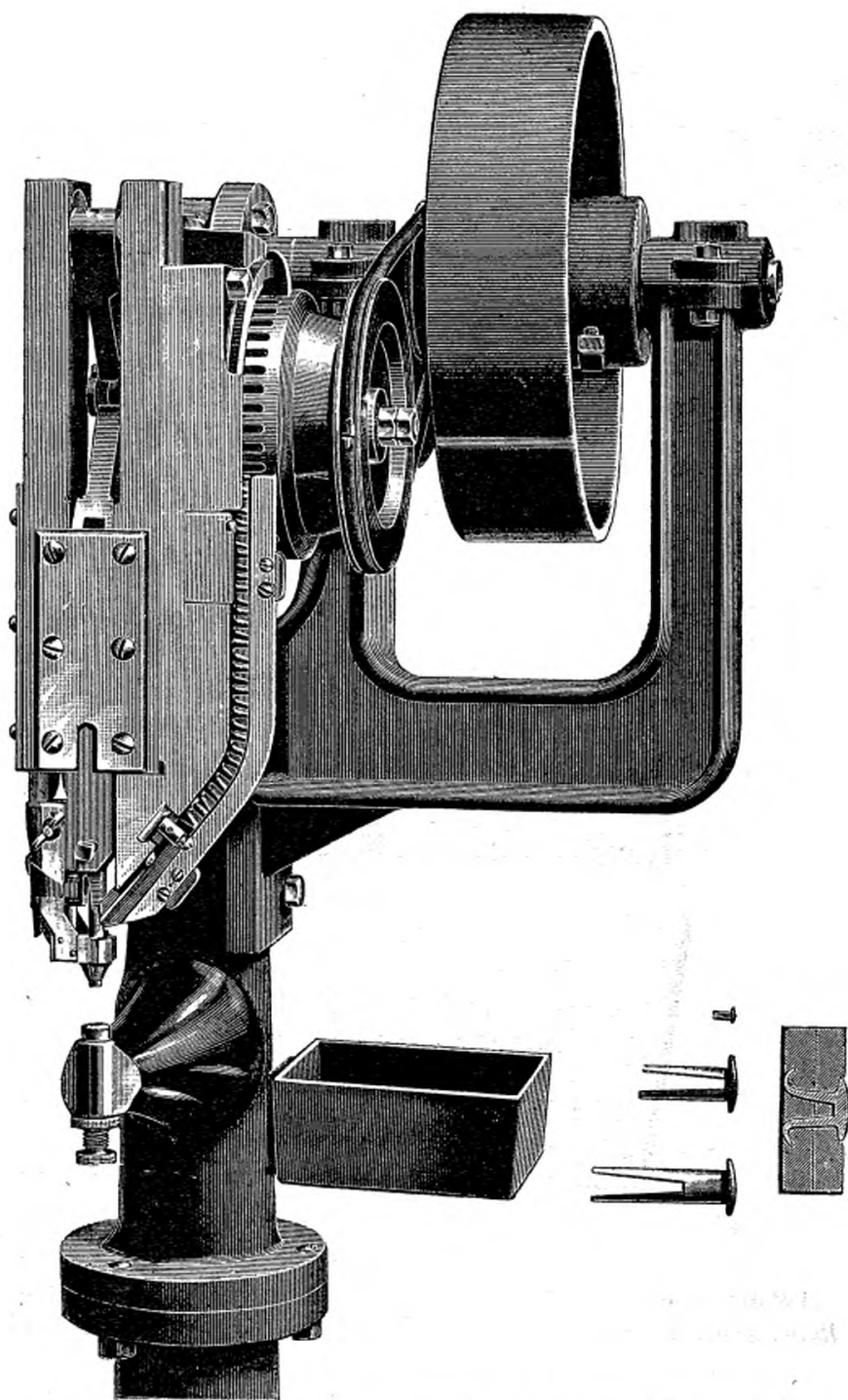


Fig. 994 à 997. — Machines à poser les rivets de la *Thomson Manufacturing Co*,  
Waltham (Mass.).

Les rivets, placés dans un magasin tournant, tombent dans une rigole qui les amène à un poinçon, lequel les enfonce dans le cuir sur une enclume disposée de manière à en retourner les pointes comme en fig. 995 : vitesse, 110 tours par minute (*Engineering*, 27 novembre 1891).

et 947, et qui présentent l'avantage d'achever de se desserrer automatiquement, dès le rappel de leur levier, par l'action prépondérante de la force centrifuge sur leurs mâchoires extérieures. Enfin, dans certains cas, l'entraînement commencé par friction se termine par un embrayement rigoureusement desmodromique : à griffes, par exemple, comme dans les

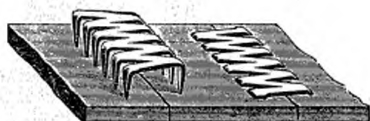


Fig. 998. — Attache Bristol.

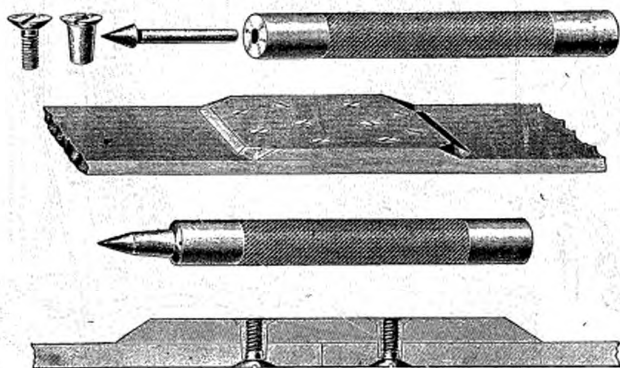


Fig. 999 à 1007. — Attache par vis et couvre-joints Billings et Spencer.

Vis et œillet en acier, poinçon séparé et posant l'œillet. Attache solide et très souple.

types de *Wilkinson* et de *Mackie*, dont le fonctionnement est suffisamment expliqué par la légende des figures 949 et 952.

Comme annexes des embrayages, nous ne ferons que rappeler l'emploi presque universel aux États-Unis des *accouplements* à coquilles coniques, plus ou moins dérivés de ceux de *Sellers* (fig. 954 à 964) et celui des colliers amovibles (fig. 965 à 967) d'un usage également très commode.

#### LES COURROIES.

Aux États-Unis, comme presque partout, la matière de beaucoup la plus employée pour les courroies est le cuir, dont l'effet spécifique est, en

moyenne, supérieur à celui des courroies en coton et en caoutchouc<sup>(1)</sup>, et dont la résistance atteint, d'après les essais de la *Page Belting Co*, jusqu'à 7 kilogrammes par millimètre carré de section effective. Ces courroies

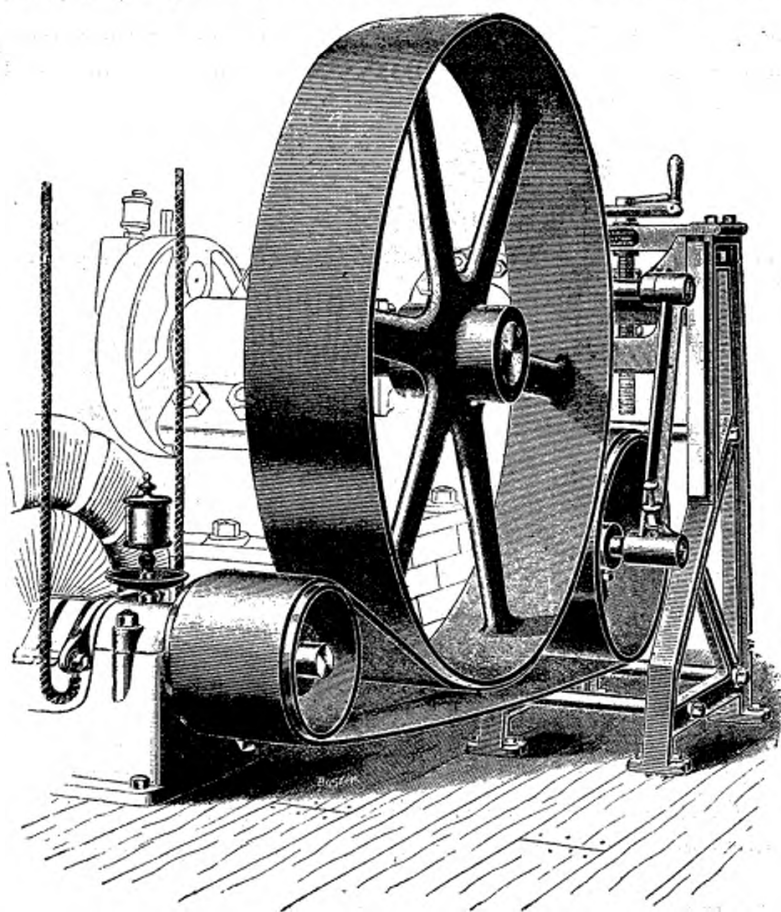


Fig. 1008. — Transmission lde par volant tendeur.

atteignent parfois des dimensions gigantesques : c'est ainsi que la *Page Belting Co* avait exposé à Chicago une courroie de 2 m. 55 de large sur 61 mètres de long, pesant 2,350 kilogrammes, ayant exigé pour sa fabrication 570 peaux de bœuf, et pouvant transmettre 8,000 chevaux. Les deux courroies triples superposées<sup>(2)</sup> de la grande machine Allis avaient respectivement 1 m. 80 et 1 m. 77 de large, sur 56 mètres et 150 mètres

<sup>(1)</sup> Reuleaux, *Le Constructeur*, 3<sup>e</sup> édition, p. 764. — <sup>(2)</sup> Disposition que l'on retrouve dans quelques filatures du nord de la France (*Génie civil*, 15 décembre 1888, p. 110).

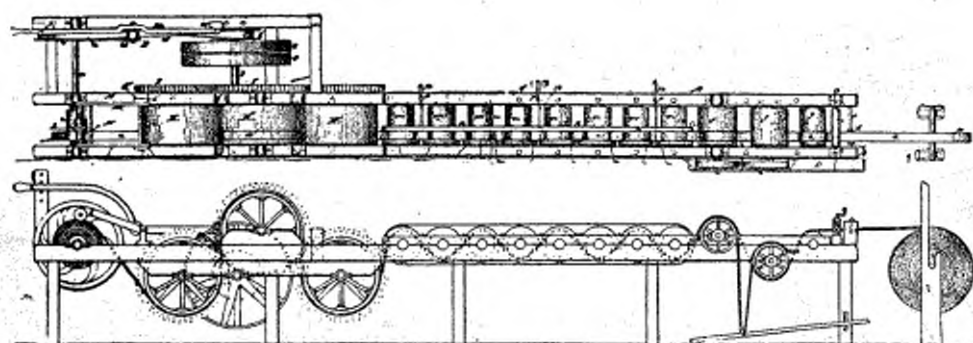


Fig. 1009. — Machine à tendre et à assouplir les courroies de la *Page Belting Co.*

La courroie est tendue, dressée et assouplie par son passage sur une série de rouleaux plieurs et tendeurs d'un dévidoir à l'autre.

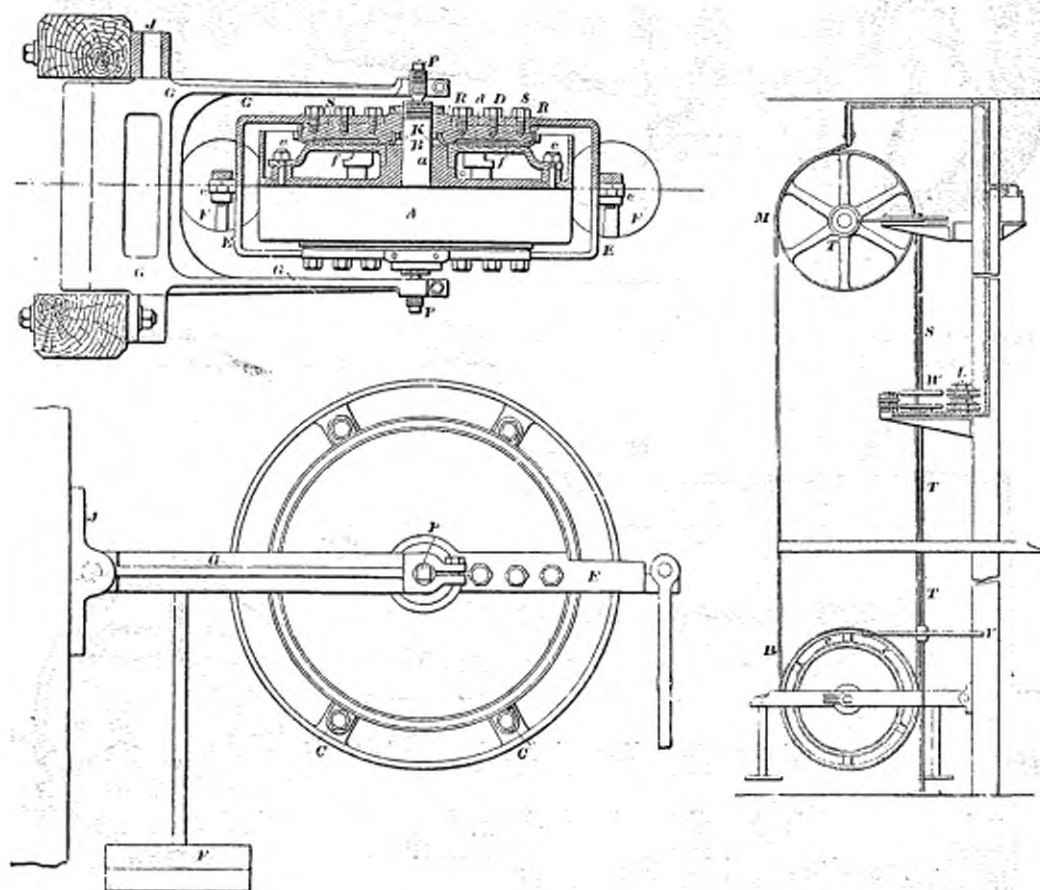


Fig. 1010 à 1012. — Machine à essayer les courroies de Bird.

Ensemble de l'installation et détail du frein.

A, poulie folle sur B, avec plateau *f*, fixé en Cc. — D, plateau fixe en fonte, avec calotte en cuivre *d* serrée étanche sur D par la frette R, et circulation d'eau sous pression en S. — E, cadre de D, calé sur B et chargé de poids F sur couteaux *e*. — *pp*, pointes de B fixées au cadre G, pivoté en J. — K, graissage de *f*. — P, courroie à l'essai, passant sur A et sur une poulie motrice MT. — WL, compteurs enregistreurs commandés l'un de M par S et l'autre de A par VT. La différence des indications des compteurs donne le glissement pour une tension de B déterminée par F.

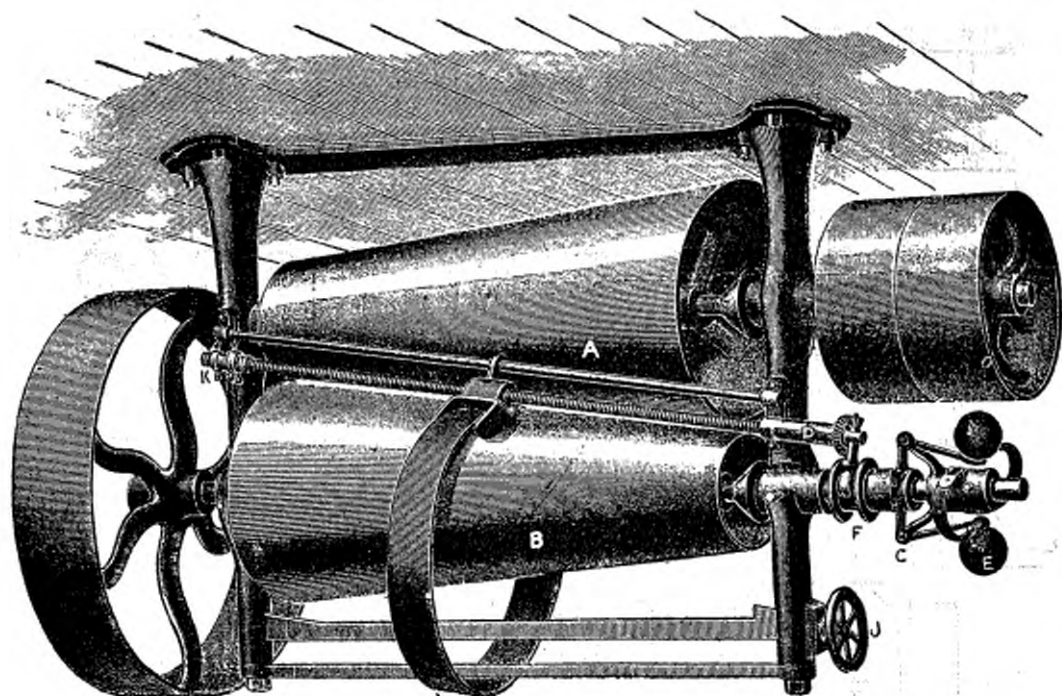


Fig. 1013. — Transmission annulaire par cônes d'Evans.

Le cône A commande B par l'entraînement d'une couronne de cuir dont la position est déterminée par un régulateur EF, de manière que la vitesse de B reste invariable malgré les variations de celle de A.

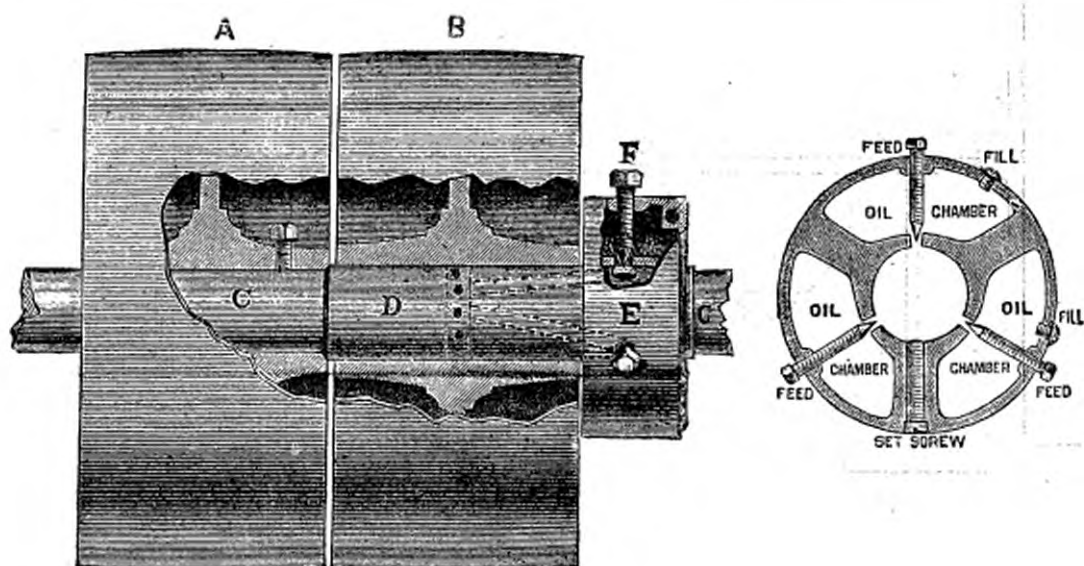


Fig. 1014 et 1015. — Graissage de poulies folles Ormsby.

A, poulie folle. B, poulie fixe. E, collet fixé par une vis de pression, formant trois chambres à huile, à débits réglés par des pointes (Feed) et alimentées par des bouchons (Fill); ces chambres aboutissent par des rigoles au distributeur D.

de long, et transmettaient à elles deux plus de 2,000 chevaux, à la vitesse de 28 à 30 mètres par seconde. La fabrication de ces courroies exige un outillage tout à fait spécial, tel que des presses à coller exerçant des pres-

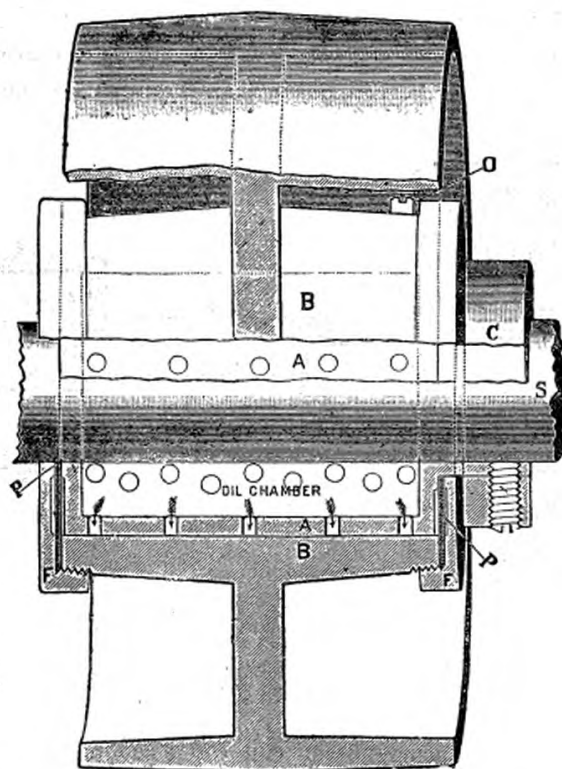


Fig. 1016. — Poulie folle à graissage automatique Horton.

A, chambre à huile, à bouchon D, fixée sur l'arbre S, sur laquelle tourne la poulie B, à fonds FF, serrés sur garnitures en cuir P. — C, collet de retenue.

sions allant jusqu'à 200 et 280 tonnes (Compagnies Schieren et Page) et des machines à tendre extrêmement puissantes<sup>(1)</sup>.

(1) A consulter, sur les transmissions par courroies en Amérique: Cooper, *Use of Belting*, (1 vol. J. Wiley, New-York, 1877); les *Transactions of the American Society of Mechanical Engineers* (vol. II, p. 91 et 224; VII, p. 347 et suivantes; VIII, p. 529, 537 et 765; expériences de Sellers-Lewis, Weber, Nayle, Holman, Laura, Towne); *Journal of the*

*Franklin Institute* (novembre 1874, p. 308; mai 1879, p. 309; juin 1880, p. 414; octobre 1880, p. 265; septembre 1885, p. 189). *Engineering News* (6 décembre 1879, p. 395). *American Engineer*, 12 avril 1890, p. 150; *Age of Steel* (10 et 17 mars 1888); *American Machinist* (12 août 1882, p. 2; 14 juillet 1888, p. 4; 18 et 25 janv. 1894).



A côté de ces courroies en cuir, il faut citer : celles en coton et cuir de la *Underwood Manufacturing Co*, composées d'une bande de coton tendu par son passage sur des poulies de tension, et sur laquelle on colle ensuite une mince bande de cuir; les courroies en crin, notamment celles de *Rosendale*, à bords protégés par des bandes de cuir; celles de *Page* (fig. 970), et quelques essais de courroies métalliques<sup>(1)</sup>. Mais ces courroies se sont en somme peu répandues, et la seule substance qui paraisse faire, aux États-

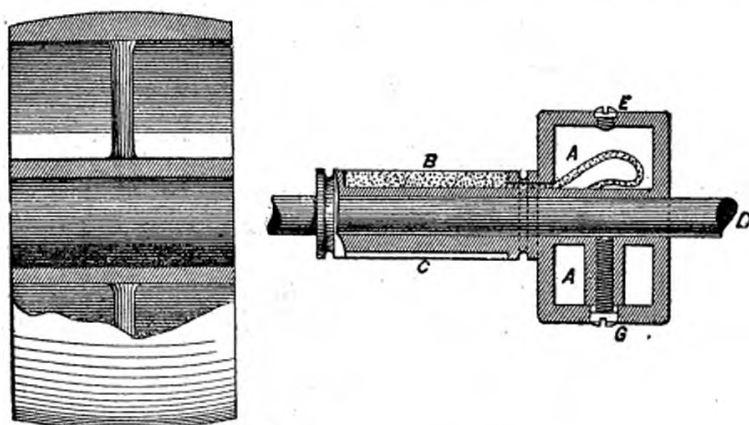


Fig. 1017 et 1018. — Graisseur de poulie folle Gleason.

A, chambre à huile avec bouchon E, et mèche B, alimentant d'huile la portée C de la poulie, enfilée sur l'arbre D.

Unis, une notable concurrence au cuir est le caoutchouc<sup>(2)</sup>; et encore ces courroies, parfois excellentes, varient trop d'un échantillon à l'autre, se cristent par la gelée, et supportent le frottement moins bien que le cuir.

L'on emploie beaucoup aux États-Unis, principalement pour les courtes transmissions, que l'on est souvent obligé de subir dans les installations électriques, les courroies articulées<sup>(3)</sup>, dont l'idée première paraît appartenir

<sup>(1)</sup> Notamment les courroies à adhérence électro-magnétique d'Édison (*Revue industrielle*, 24 juin 1893, p. 244), et de Harington (*La Lumière électrique*, 11 mars 1893, p. 467). Voir aussi *Le Génie civil*, 12 juillet 1890, p. 172, et *La Métallurgie*, 1<sup>er</sup> mai 1889, p. 59.

<sup>(2)</sup> Cooper, *Use of Belting*, p. 196, *Scientific American*, 24 septembre 1887, p. 195;

*Electrical World*, 23 août 1890, p. 114.

<sup>(3)</sup> Sur les courroies articulées, voir *La Lumière électrique*, 19 novembre et 10 décembre 1887, p. 375 et suivantes; la *Revue industrielle*, 25 mai 1889, p. 203; le *Scientific American suppl.*, 9 juillet 1887, p. 9595. (Courroies de Schieren, Ireson, Tullis, Roullier, Lister, Angus).



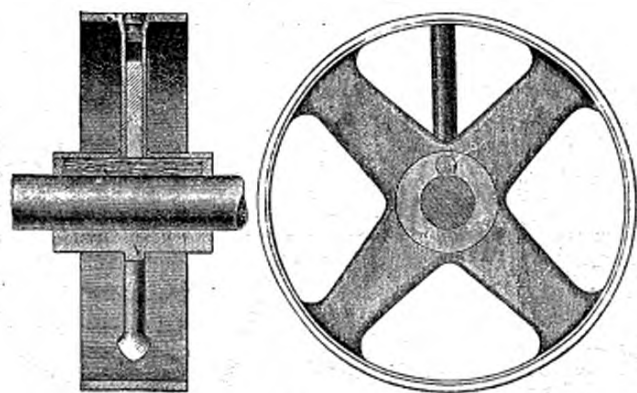


Fig. 1019 et 1020. — Graisseur de poulie folle Almond.

Constitué par un trou de 0 m. 005 de diamètre, percé dans le moyeu, débouchant sur la portée par une fente de 0 m. 003 de largeur, bouché par deux tampons de bois, et alimenté d'huile ou de graisse par un tube à bouchon vissé dans la jante.

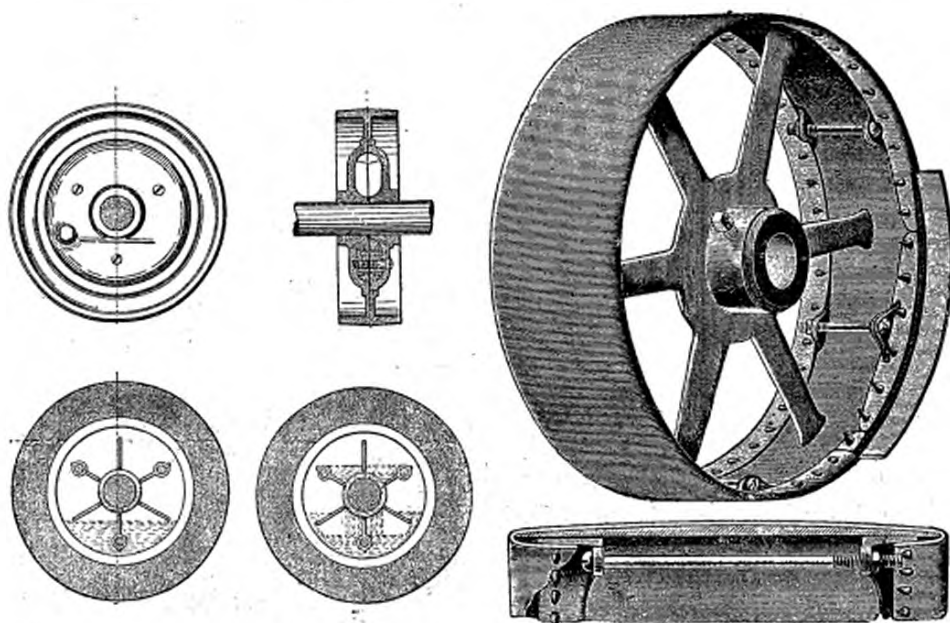


Fig. 1021 à 1026. — Graisseur de poulies folles Smith (Brown et Sharpe), et poulie à jante garnie de cuir de Schultz.

Le moyeu de la poulie est creux, avec palettes disposées de manière qu'en marche, l'huile soit constamment projetée comme en fig. 1024, sur le vide annulaire ménagé entre les deux moyeux. Au repos, elle reprend la position (fig. 1023), tout en laissant un peu d'huile sur l'arbre. Le remplissage se fait par le bouchon indiqué en fig. 1021.

à Roullier, et qui ont été rendues pour la première fois véritablement pratiques, aux États-Unis, par la maison Schieren. Ces courroies, extrêmement souples et plus lourdes que les courroies ordinaires, prennent au brin

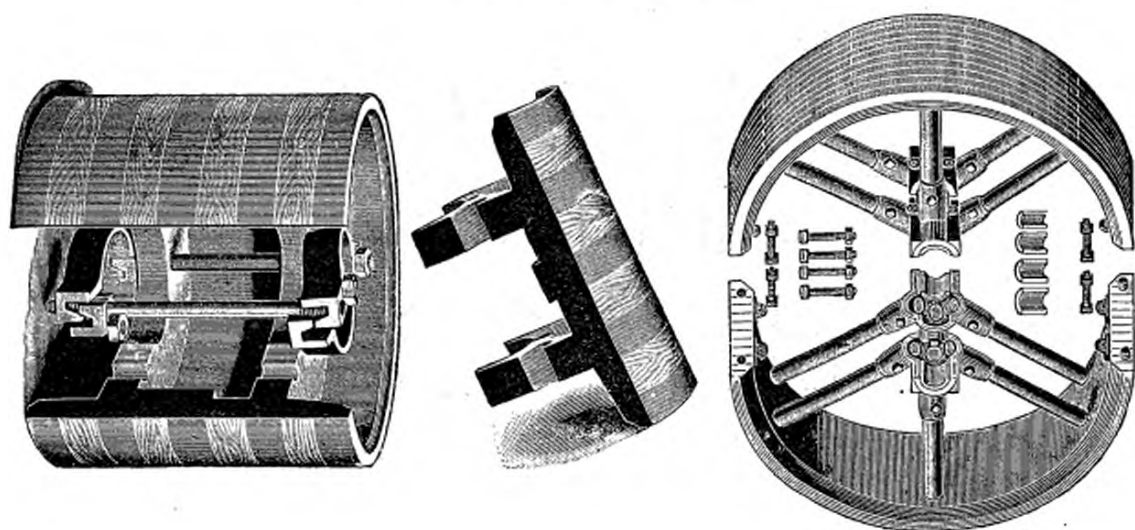


Fig. 1027 à 1029. — Tambour et poulies en bois de Dodge.

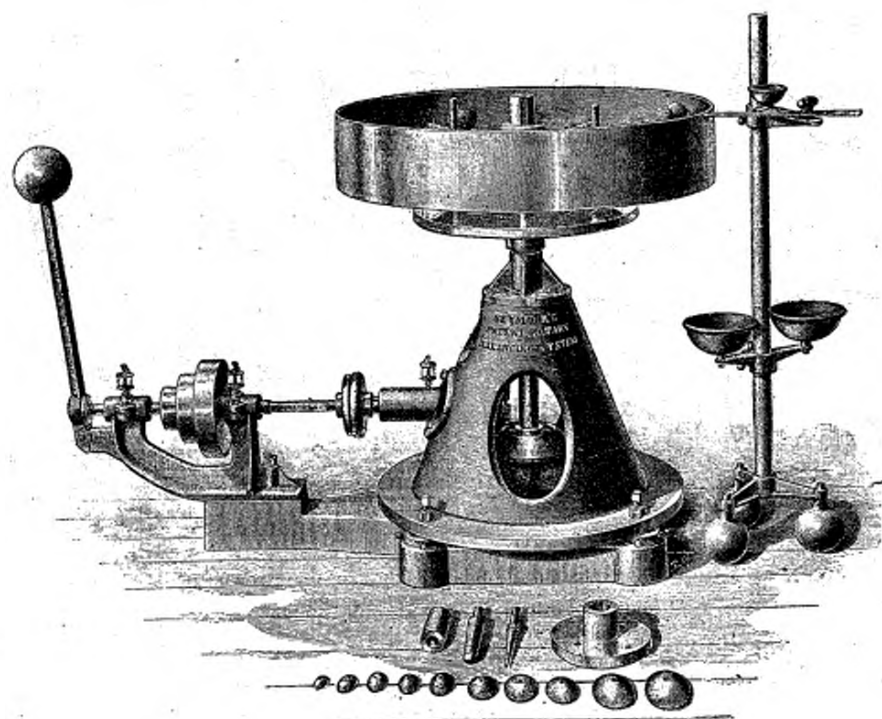


Fig. 1030. — Machine à centrer les poulies de Seymour.

La poulie est montée par un manchon sur la pointe d'un arbre vertical, qui l'entraîne par deux tocs. Une fois l'appareil lancé, on débraye, et on laisse la poulie tourner sur la pointe librement, devant un style qui en marque les balourds sur sa fonte, de manière que l'on puisse arriver facilement à l'équilibrer par tâtonnements au moyen de petites masses additionnelles.

mené, qui doit être le brin supérieur, une flèche plus grande, assurant un arc d'enroulement plus étendu; elles peuvent s'allonger ou se raccourcir facilement, en ajoutant ou retranchant des rangées de maillons; elles durent

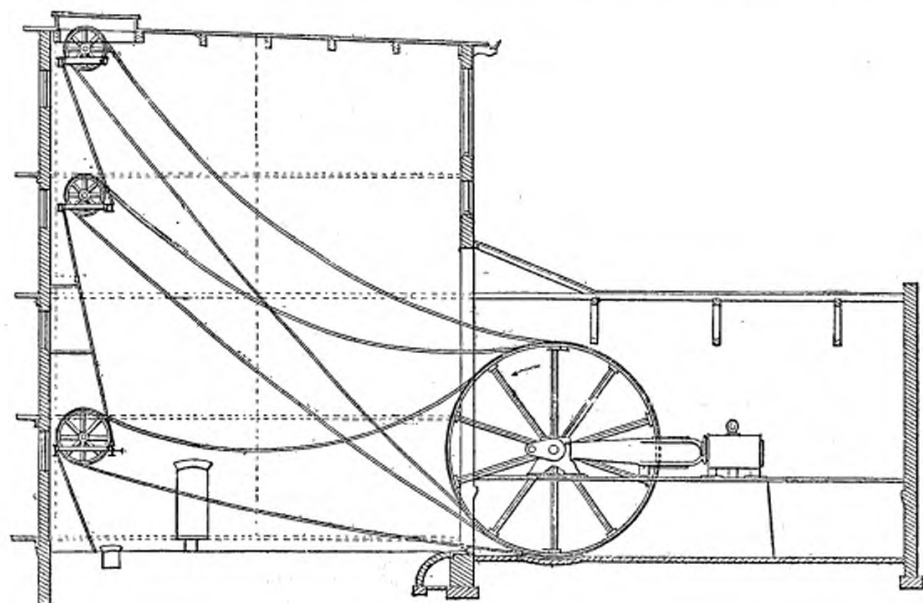


Fig. 1031. — Transmission par câbles de Lockwood et Greewe, à Boston, filature de Lannett. 1,100 chevaux distribués à 3 étages, par 26 câbles distincts de 0 m. 045. Volant de 6 m 60, faisant 60 tours par minute. Vitesse, 8 m. 19 par seconde; la distribution est la suivante :

	Nombre des câbles.	Diamètres des poulies.	Tours par minute.	Puissance.
1 <sup>er</sup> étage.....	8	2,06	231	336
2 <sup>e</sup> étage.....	7	1,57	302	294
3 <sup>e</sup> étage.....	11	1,57	302	462

à peu près aussi longtemps et ne coûtent guère plus, aux États-Unis, que les courroies pleines, de sorte qu'on n'hésite plus à les employer, même pour les grandes puissances<sup>(1)</sup>.

Nous n'insisterons pas sur les courroies articulées de Schieren, déjà bien connues chez nous. Celles de *Page* sont, pour les poulies bombées, faites en deux parties reliées à une chaîne centrale par des boulons et des maillons en forme de voussoirs, qui permettent à ces courroies de bien épouser la forme de la jante sur toute l'étendue de son arc de contact et de sa largeur, en la serrant aussi bien sur les bords qu'au milieu, comme l'indiquent les

(1) On peut citer comme exemple une courroie articulée de *Page*, de 1 m. 50 de large, 61 mètres de long et 0 m. 006 d'épaisseur, pesant 1,900 kilogrammes et renfermant 412,390 maillons.

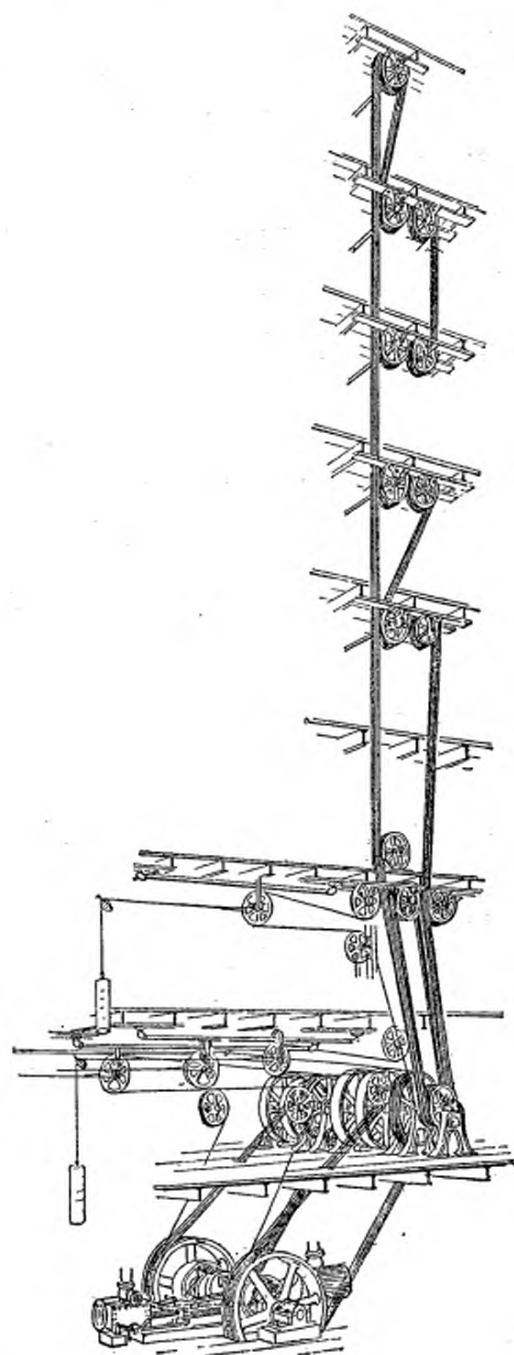


Fig. 1032. — Transmission américaine par câble unique de la *Link Belt Machine Co.*  
Usine de la *Western Electric Co* (New-York).

Deux moteurs de 175 chevaux, à 125 tours, avec volants de 3 mètres de diamètre, à 6 gorges;  
deux cordes en cuir continues de 0 m. 025, sur les 9 étages, avec chacune un tendeur de renvoi.

figures 974 à 980. Les figures 981 à 984 indiquent la façon très simple de défaire et de recoudre la courroie.

Les courroies de *Schultz* sont aussi (fig. 985 à 987) disposées de manière à s'appliquer bien exactement sur la jante.

Il faut faire remarquer que ces courroies doivent être fabriquées, pour durer, avec le plus grand soin, ni en bois<sup>(1)</sup>, ni avec des débris de cuir, mais avec du cuir de première qualité, macéré dans un bain d'huile de pied de bœuf et de suif, qui en assure la souplesse et la conservation.

Comme détails de construction et d'emploi des courroies, je signalerai l'emploi de courroies perforées (fig. 988) pour laisser l'air s'échapper d'entre la courroie et la jante, artifice qui augmente, paraît-il, un peu l'adhérence aux grandes vitesses; quelques attaches très simples (fig. 989 à 997)<sup>(2)</sup> et le système de transmission très ramassé adopté par *Ide* (fig. 1008); quelques monte-courroies, dont l'un des plus employés est du type *Triumph*, déjà exploité en France<sup>(3)</sup> et quelques machines à essayer les courroies, dont l'une des meilleures est celle de *Bird*, représentée par les figures 1010 à 1012, et suffisamment expliquée par leur légende.

### LES POULIES.

Les poulies ne présentent en général, aux États-Unis, rien de bien particulier, qui ne soit connu et appliqué chez nous sous une forme équivalente, comme par exemple, l'ingénieuse transmission conique d'*Evans*<sup>(4)</sup>. Je signalerai néanmoins quelques graissages de poulies folles (fig. 1014 à 1024), et l'emploi très fréquent de poulies tout en bois (fig. 1025)<sup>(5)</sup>, ou à jante recouverte de cuir (fig. 1028) et en papier, analogues à celles de *Burot*<sup>(6)</sup>.

<sup>(1)</sup> Courroie de Sadsforth : *Revue industrielle*, 25 mars 1809, p. 205.

<sup>(2)</sup> Voir aussi *La Lumière électrique*, 10 décembre 1887, p. 508.

<sup>(3)</sup> *Journal de la meunerie et de la boulangerie*, novembre 1887, p. 81.

<sup>(4)</sup> Construite en France par M. Bourdillat, de Grenoble, et appliquée fréquemment aux renvois de machines-outils (Gustave Richard, *Traité des machines-outils*, vol. I, p. 237). A rappeler aussi la courroie de Scott (*Porte-feuille des machines*, novembre 1884, p. 184).

<sup>(5)</sup> Notamment celles de Dodge (exploitées en France par Bagshaw) et de Reeves (exploitées en France par MM. Fenwick frères). Il y avait à Chicago une poulie Reeves de 5 m. 50 de diamètre sur 1 m. 20 de large, composée de plus de 4,000 pièces de bois.

<sup>(6)</sup> *Bulletin de la Société d'encouragement*, septembre 1891. Types de Martindale (*Scientific American*, 20 janvier 1883, p. 38) et de la Paper Pulley Co (*American Machinist*, 23 mai 1885).

Dans un certain nombre de fabriques, les poulies sont, après tournage, parfaitement équilibrées au moyen de machines spéciales, dont l'une des meilleures est celle de *Seymour* (fig. 1030).

## TRANSMISSIONS FUNICULAIRES.

Les transmissions funiculaires sont depuis quelques années très employées aux États-Unis, comme en Europe, en place des engrenages et des

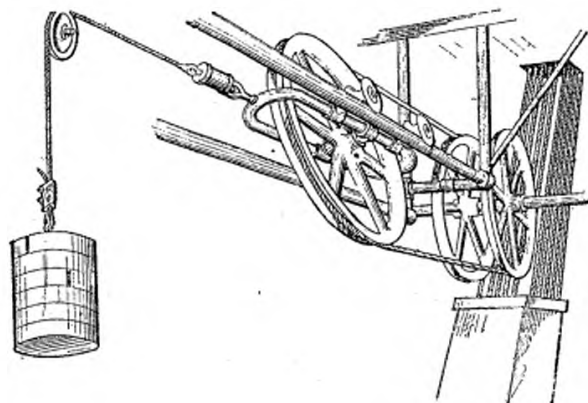


Fig. 1033. — Type de tendeur à poids américain.

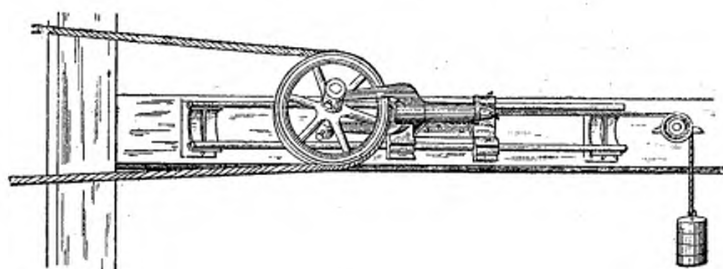


Fig. 1034. — Type de tendeur américain horizontal, à guidage latéral sur tubes avec roulements par billes.

courroies, comme plus économiques d'achat, moins encombrantes, plus faciles à poser partout. On emploie presque toujours les câbles en chanvre suiffé pour en entretenir la souplesse et les abriter de l'humidité <sup>(1)</sup>. Leur

<sup>(1)</sup> A consulter, sur les transmissions funiculaires américaines : (*Appleton's Cyclopædia Supp.*, p. 471); J.-J. Flather, *Rope Driving*

(*Electrical World*, octobre 1893 à décembre 1894); M. E. *Notes on Rope Driving* (*American Machinist*, décembre 1892, 17 février

vitesse atteint jusqu'à 25 et 30 mètres par seconde; leur résistance à la rupture varie de 7 à 8 kilogrammes par millimètre carré de section réelle; mais le graissage ou l'humidité diminuent parfois cette résistance de 20 à 30 p. 100, et on ne les fait travailler qu'à 5 p. 100 environ de leur ré-

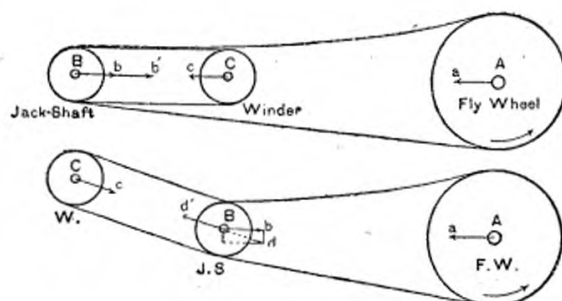


Fig. 1035 et 1036.

Commandes de l'arbre B par un galet de renvoi ou galet enrrouleur (Winder) C, augmentant l'adhérence du câble et diminuant la tension nécessaire. En fig. 1035, où B est, comme en fig. 1037, placé entre le volant moteur A et B, les tensions  $a=b$  et  $c=b'$  du câble, de A en B et de C en B, s'ajoutent sur B, de sorte que l'arbre est sollicité vers A par une tension  $b+b'$ , tandis que, en fig. 1036, où B est entre A et C, B ne supporte plus que la résultante  $bd$  des tensions opposées et  $b$  et  $d'$ .

sistance de rupture. Dans ces conditions, leur rendement n'est guère notablement inférieur à celui des commandes par courroies ou par engrenages, qui, dans certaines filatures, atteignent des dimensions gigantesques<sup>(1)</sup> et

1893); J. Gregg, *Transmission of Power by Manilla Ropes* (*Scientific American Supp.*, 24 mai 1890, p. 11994 et 24 mars 1888, p. 1018), et sur les transmissions funiculaires d'ateliers en général: Biggarth, *On Wire Ropes* (*Inst. of Civil Eng. London*, 1889-1890, paper 2447); *Bulletin de la Société d'encouragement pour l'industrie nationale*, novembre 1887, p. 649; *Note sur les conditions de résistance, d'allongement et d'élasticité des cordages et câbles en chanvre, en aloès et en fils métalliques*, par A. Duboul; *Bulletin de la Société des ingénieurs civils*; *Notes sur la raideur des cordages*, par A. Longraire, *Génie civil*, 12 février 1878, p. 238; *Tableaux et renseignements sur les fils et les câbles métalliques fabriqués par les forges de Châtillon et Commentry*, par Max de Nansouty; *Revue générale des Chemins de fer*, octobre 1887, p. 240; *Transmissions funiculaires en usage*

dans les ateliers de la Compagnie du Midi, par A. Laurent; *Bulletin des anciens élèves des Écoles d'arts et métiers*, janvier 1887, p. 13; *Transmission par câbles métalliques à petite distance dans les usines*, et Reuleaux, *Le Constructeur*, 3<sup>e</sup> éd., p. 840; *Annales des ponts et chaussées*, novembre 1887, p. 636; *Expériences faites à Bessèges pour déterminer la résistance à l'incurvation des câbles métalliques*, par D. Murgue, *Revue industrielle*, 8 mai 1884, p. 1886; *Poulies à câbles Wilder*, 6 juin 1883; *Transmission téléodynamique pour poulies à grande adhérence, système Champigny*; et Leloutre, *Transmission par courroies, cordes et câbles métalliques*, 1 vol., Paris, Tignol, 1884.

<sup>(1)</sup> Jusqu'à 15 mètres de diamètre. Certains volants à câbles atteignent aussi de très grandes dimensions. Exemple: une machine de Hick Hargreaves, avec volant de 9 mètres



dont l'efficacité baisse rapidement avec l'usure inévitable des dents. D'après M. Flather<sup>(1)</sup>, dans les filatures, avec une transmission par câbles bien installée, entre, par exemple, 150 et 900 chevaux, la transmission absorberait en moyenne 20 à 25 p. 100 de la puissance indiquée, dont 5 à 8 p. 100 attribuables à la raideur des câbles et 8 à 12 p. 100 aux frottements de la machine à vapeur.

Ce qui caractérise principalement la plupart des transmissions funiculaires américaines, c'est l'emploi, au lieu de plusieurs câbles distincts comme en Europe (fig. 1031), d'un seul câble continu ou cyclique, tendu

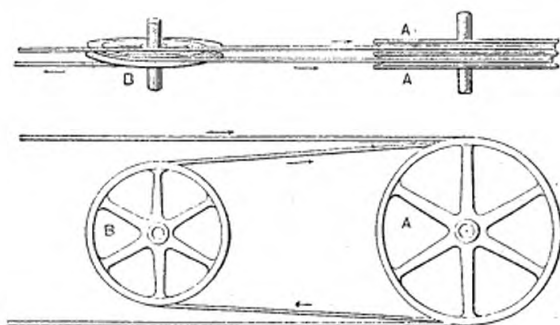


Fig. 1037 et 1038. — Commande par renvoi Overman (1851).

AA', poulie motrice avec câble passant, comme l'indiquent les flèches, de A en A', par le galet incliné B, doublant l'adhérence sur AA'.

par un chariot à poids, quel que soit le nombre des gorges des poulies. Comme exemple, je citerai la transmission à neuf étages établie par la *Link Belt Machine Co* dans l'usine de la *Western Electric Co*, de New-York. Cette transmission est commandée (fig. 1032) par deux machines de 175 chevaux chacune, avec volants de 3 mètres de diamètre à 6 gorges, faisant 125 tours. Pour chacune de ces machines, la corde en cuir, de 25 millimètres de diamètre, partant de la gorge de droite du volant de gauche, est renvoyée, par galet et tendeur incliné, à la gorge de droite de la poulie correspondante, d'où elle revient à la gorge suivante du volant, et ainsi

de diamètre, 4 m. 50 de large, poids 140 tonnes, 60 cordes, transmettant 4,000 chevaux; certaines installations transmettent jusqu'à 20,000 chevaux (*The Engineer*, janvier 1884, p. 38), à l'usine de la *Broadway Cable Co*, New-York, il y a quatre volants de

9 m. 70 de diamètre, avec 32 cordes de 50 millimètres, poids, 104 tonnes chacun. Ces énormes volants assurent une marche très régulière.

<sup>(1)</sup> *Electrical World*, 21 octobre 1893 p. 308, et 22 septembre 1894, p. 288.

de suite. Le tambour de droite de l'arbre de transmission porte 12 gorges, d'où partent, jusqu'au haut du bâtiment, deux cordes continues parallèles, dont une permet d'assurer le service en cas de rupture de l'autre, et qui

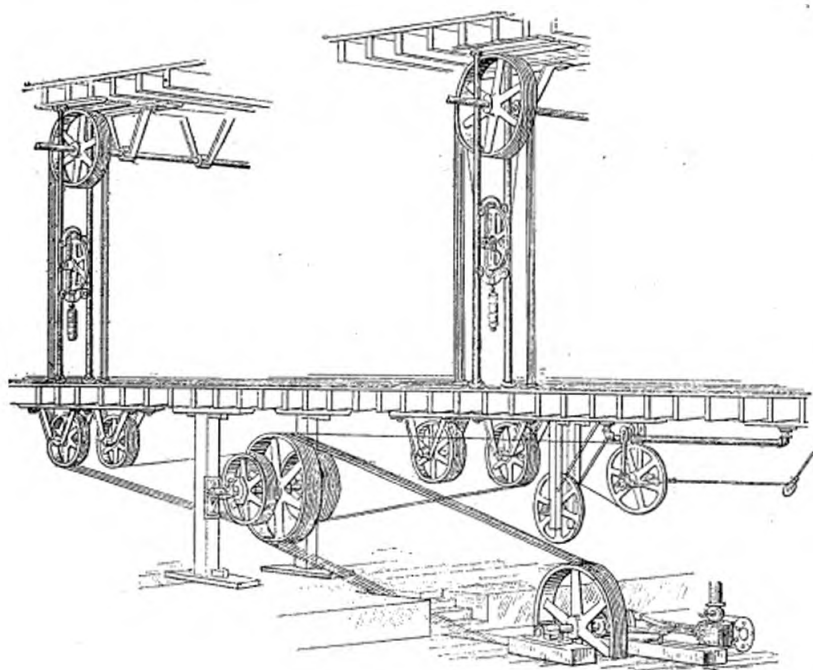


Fig. 1039. — Application des tendeurs verticaux et horizontaux.

Moteur de 45 chevaux. Volant de 1 m. 80, à 90 tours, avec 5 gorges, pour câble de 0 m. 032, continu passant du volant à la poulie de l'arbre intermédiaire, de même diamètre, 1 m. 80, que le volant, où il revient par le tendeur horizontal. L'arbre intermédiaire commande 2 poulies à 4 gorges pour chacune un câble de 0 m. 025 continu, à tendeur vertical, menant par embrayages deux transmissions parallèles indépendantes.

s'enroulent chacune trois fois autour des poulies, avec chacune un tendeur : l'un au premier étage, l'autre au second.

Les poulies motrices de cet arbre, qui a 115 millimètres de diamètre et marche à 220 tours, sont montées sur des manchons de 250 millimètres de diamètre tournant dans leurs paliers, et traversés par l'arbre, qu'ils attaquent par des embrayages en ne lui imposant que des efforts de torsion, et sans que la poulie débrayée n'y exerce aucun frottement<sup>(1)</sup>

<sup>(1)</sup> Voir aussi l'*American Machinist* des 24 et 31 mai 1894, p. 10 et 11 : *An Improvement in Cable Driving Machinery*, by W. Sewall.

comme en fig. 929. Les poulies des étages sont aussi pourvues d'embrayages permettant de les affoler à volonté.

Les figures 1033 à 1041, qui s'expliquent par leurs légendes, repré-

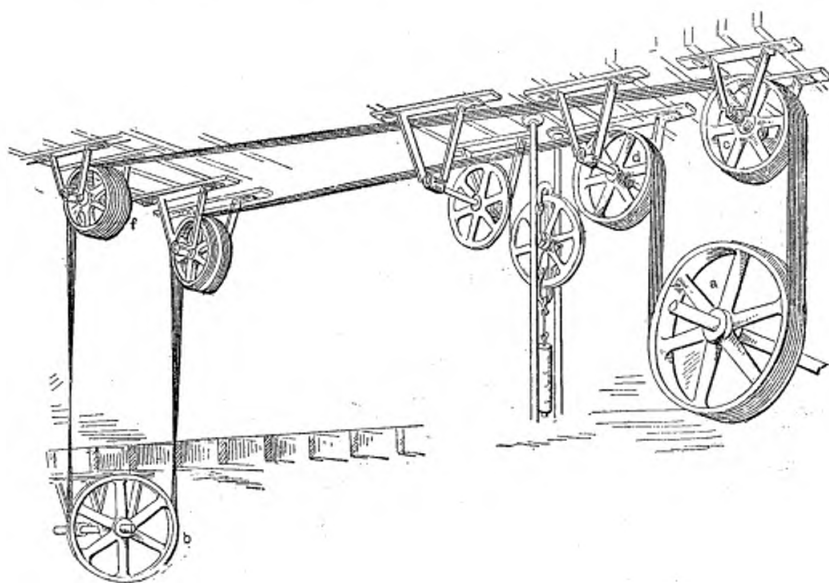


Fig. 1040. — Transmission entre deux arbres *a* et *b* situés dans des plans différents.

*a*, arbre moteur, avec poulie *c* de 1 m. 60, à 6 gorges, transmettant 150 chevaux à 160 tours (vitesse, 13 m. 50), par un câble de 0 m. 032, avec renvois *c* et *d* presque parallèles, à deux galets doubles *f* formés chacun de deux poulies, l'une de 0 m. 040 plus petite que l'autre, pour tenir compte de la torsion du faisceau de *ff* en *b*.

sentent quelques types de chariots tendeurs américains et de leurs applications, concurremment avec des galets de renvoi (fig. 1040) qui donnent à la transmission une extrême souplesse.

On emploie aussi très fréquemment, dans ces transmissions par câbles, des galets d'enroulement, dont le principe est indiqué en fig. 1035 à 1038, et qui doivent, comme l'expliquent les figures, être interposés entre le volant ou la poulie motrice et le contre-arbre de transmission.

*Chaînes.* — On emploie aussi fréquemment aux États-Unis, pour certaines transmissions à marche relativement lente, et surtout pour le service des transbordeurs à plaques ou à godets, des chaînes à mailles en général facilement détachables, comme ceux de la *Standard Chain*.

d'Ewart<sup>(1)</sup> (fig. 1042 à 1044) et de la May-Oborn (fig. 1046). Dans l'emploi de ces chaînes, dont les types de grande force peuvent supporter jusqu'à 3,000 kilogrammes en marche normale, on ne doit guère dépasser une

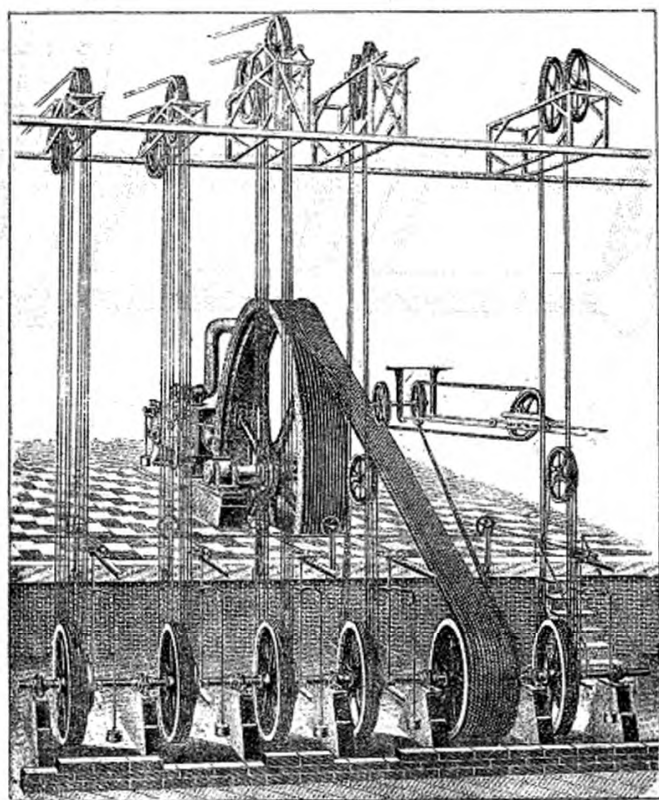


Fig. 1041. — Transmission de la Dodge Manufacturing Co (Mishawaka).

Volant de 6 m. 60, à jante en bois, transmettant 500 chevaux par un seul câble continu, avec tendeur horizontal, à un contre-arbre de 5 transmissions avec tendeurs verticaux.

vitesse de 300 tours, avec une roue d'un diamètre égal à 5 fois le pas de la chaîne. On peut, aux faibles vitesses, employer des poulies beaucoup plus petites, mais qui n'ont jamais moins de six dents. Enfin, certaines de ces chaînes, comme la Standard par exemple, ne sont pas réversibles,

<sup>(1)</sup> Exploitée en France par les maisons Bagshaw et Piat (*Revue industrielle*, 19 juillet 1882, p. 290. Brevet anglais 393, 28 janvier 1881). A signaler encore, aux États-Unis, de nombreux cas de remplacement des transmissions mécaniques par des

transmissions électriques, avec dynamos actionnant les machines isolément ou par groupes. Exemples : les ateliers de Fay, Sellers, Baldwin, Pond, Yale and Town, Lavergne, Ferracute, Bridgeport, Hartford, etc.

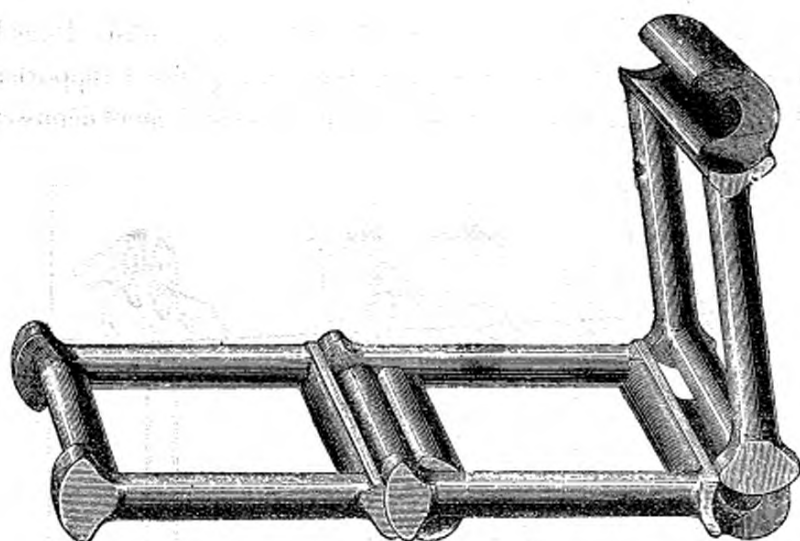


Fig. 1042. — Chaîne Ewart.

Assemblage des maillons par rotule et crochet pouvant pivoter de 90 degrés sans se séparer.

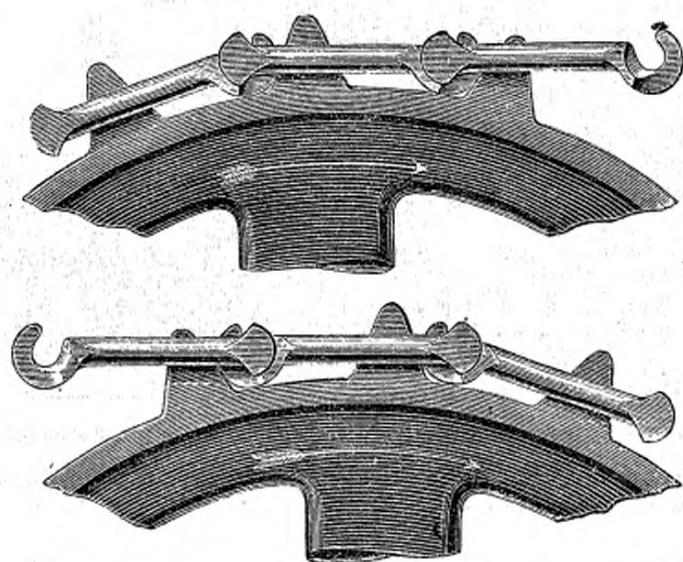


Fig. 1043 et 1044. — Transmission par chaîne Ewart.

Les dents de la roue menée (fig. 1043) et de la roue motrice (fig. 1044) doivent toutes deux porter sur le haut des crochets, l'une poussée et l'autre poussant par ce crochet.

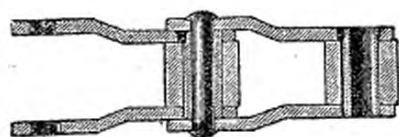


Fig. 1045. — Chaîne Jeffrey, à galets sur douille d'acier et axes fixes.

c'est-à-dire qu'elles ne peuvent être commandées que dans un seul sens, ainsi que l'indiquent les figures 1043 et 1044.

Pour les transmissions de fatigue, principalement pour celles exposées

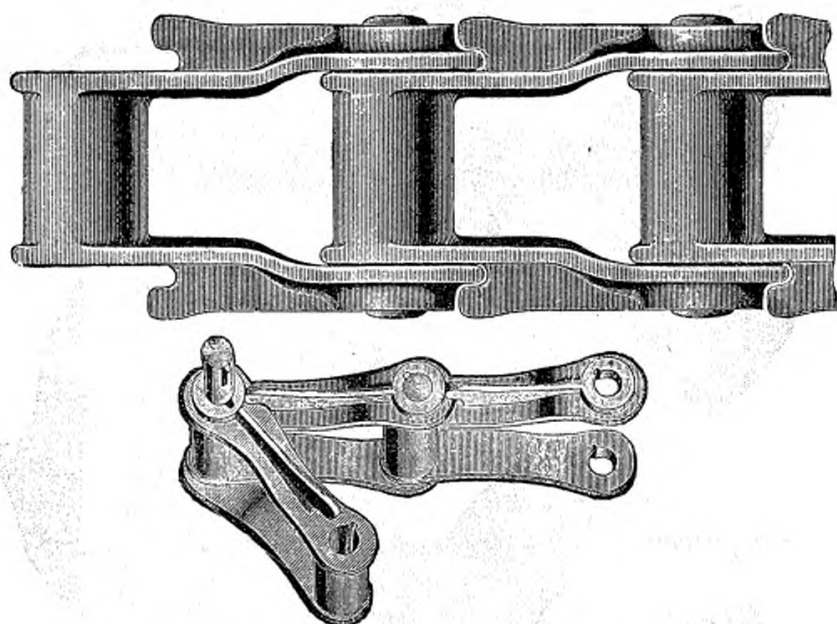


Fig. 1046 et 1047. — Chaînes May-Oborn, de la Jeffrey Manufacturing Co.

Fig. 1046. — Chaîne pouvant supporter une tension de 300 kilogrammes, prix, 3 fr. 30 le mètre (grandeur d'exécution). — Fig. 1047. Chaîne à maillons détachables, en retirant leurs axes, après avoir amené les rainures de leurs œils en face de la cale de l'axe correspondant.

à la poussière, comme dans les tramways électriques, etc., on emploie de préférence des chaînes à douilles, dont les axes sont, comme en fig. 1045, protégés par des douilles d'acier trempé, sur lesquelles tournent des galets cimentés et trempés.

### LES ENGRENAGES.

Les engrenages ont été, aux États-Unis, l'objet d'un grand nombre d'études, dont quelques-unes sont extrêmement remarquables<sup>(1)</sup>, mais qu'il

<sup>(1)</sup> Notamment celles de Grant : *Teeth of Gears* publiée par les *Lexington Gear Works*, Boston, *Practical Treatise on Gearing* et *Formulas on Gearing*, publiées par la Société Brown

et Sharpe, Providence. *A New Odontograph* (*Journal of the Franklin Institute*, février 1887, p. 108, et *Revue générale des machines-outils*, mai 1887, p. 35). *Efficiency of Gear*

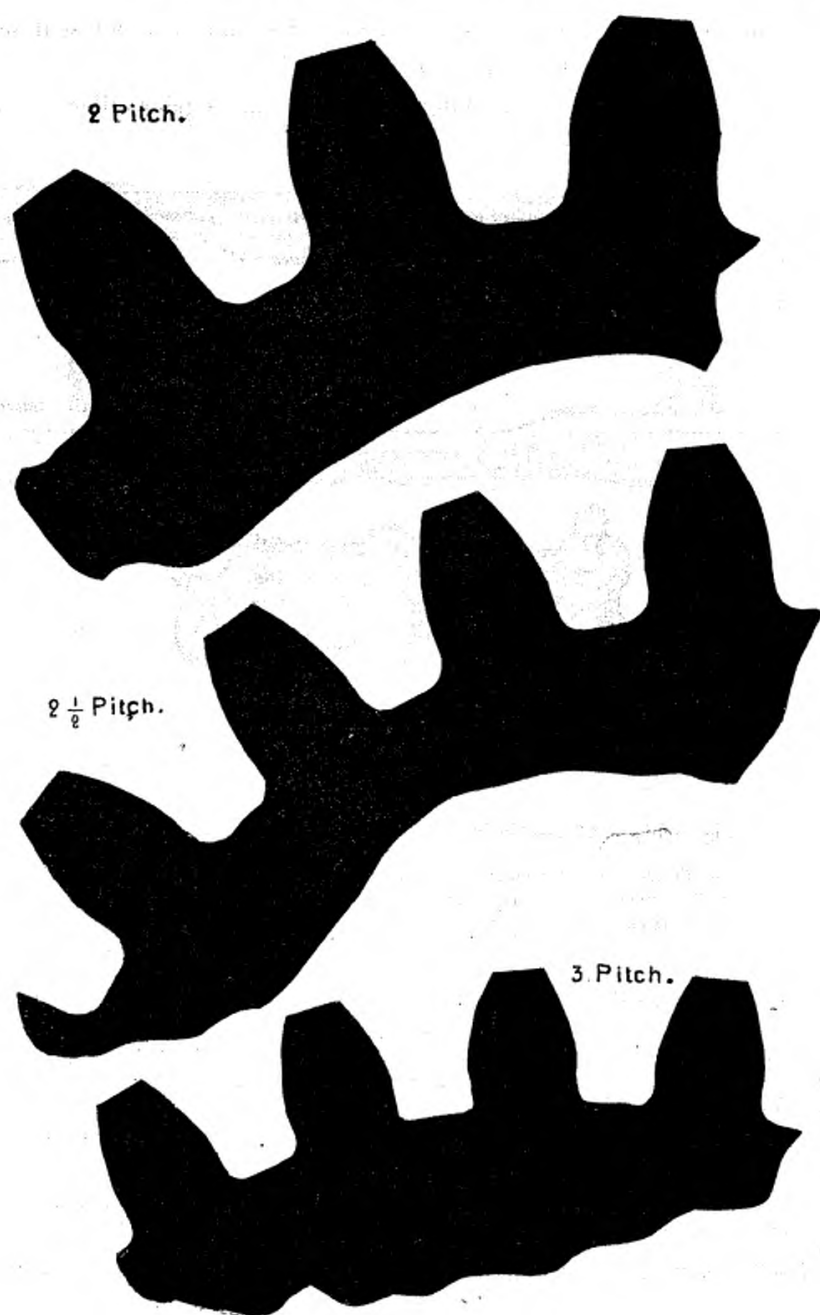


Fig. 1048 à 1050 — Dentures Brown et Sharpe. Grandeur d'exécution d'après empreinte.

A' pas diamétraux de 2, 2 1/2 et 3; c'est-à-dire, a' 2, 2 1/2 et 3 dents par pouce du diamètre du cercle primitif.



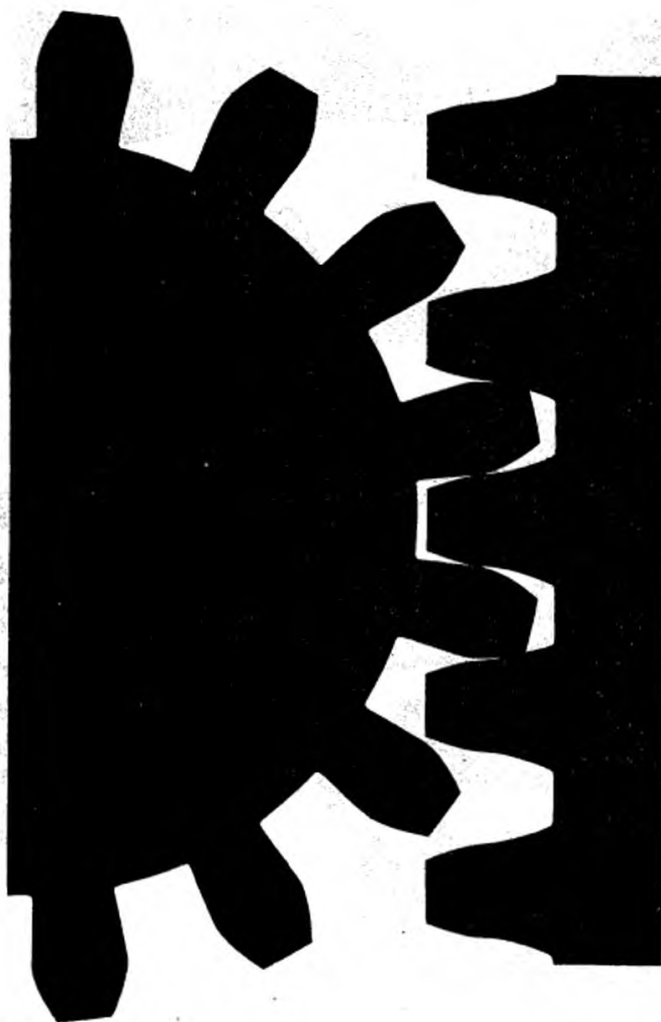


Fig. 1051. — Empreinte d'un engrenement à crémaillère tracé d'après les odontiques de Grant.

serait absolument impossible d'analyser ici, et leur fabrication, au moyen

*Teeth* (*American Machinist*, 26 décembre 1885, et *Journal of the Franklin Institute*, mai 1887, p. 370). *A New Form of Pin Gear Teeth* (*American Machinist*, 25 avril 1889, p. 4). *Odontics. Theory and Practice of the teeth of Gears* (*id.*, mai à décembre 1890). *Normal Theory of the Gear Teeth Curves* (*id.* 13 et 20 mars, 9 octobre 1886).

*Limiting Number of Teeth* (*id.*, 4 février 1892. *Scientific American suppl.*, 7 mai 1887, p. 9452. *Journal of the Franklin Institute*, février 1888, p. 117). *The Cycloidal Tooth for Skew-bevel Gears* (*American Machinist*, 5 septembre 1889). *Mac. Cord, Kinematics et Planetary Wheel Trains* (*Scientific American Suppl.*, 17 mars, 14 juin, 23 août 1884;

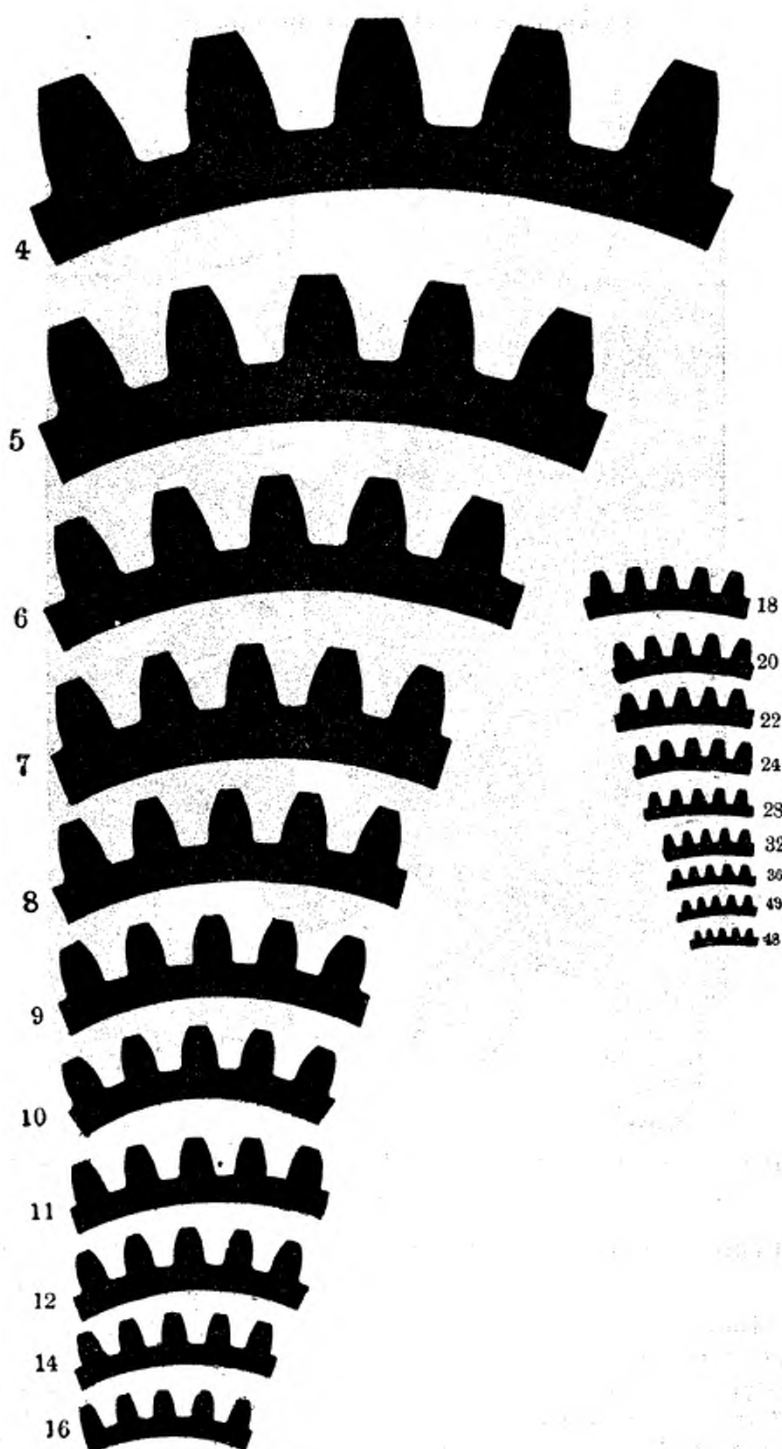


Fig. 1052 à 1071. — Dentures Brown et Sharpe à pas diamétraux variant de 4 à 48 (grandeur d'exécution).

de fraiseuses et de machines à tailler spéciales<sup>(1)</sup>, a atteint une telle précision que la plupart de ces engrenages fonctionnent sinon sans jeu, du moins avec un jeu assez faible pour éviter tout choc sensible, même pendant les changements de marches ou de vitesses.

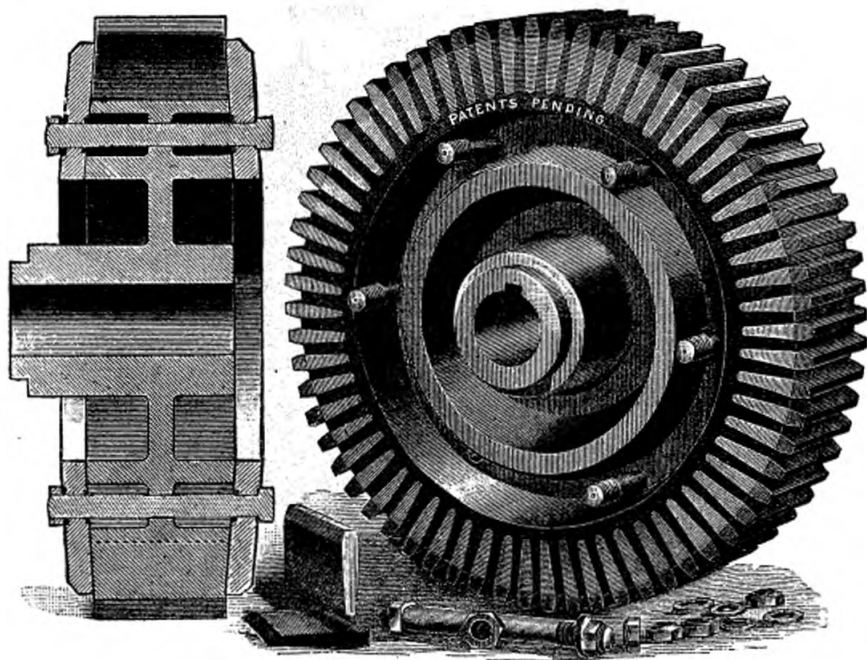


Fig. 1072 et 1073. — Pignons à dentures en bois de Nuttall.

Nous n'insisterons ici que sur une caractéristique des plus heureuses de la fabrication des engrenages aux États-Unis, qui consiste à exprimer ou mesurer les pas en fonction non de la circonférence, mais du diamètre; et ce pas diamétral, ou *Diametral Pitch*, n'est pas exprimé en mesures linéaires, mais par un rapport : il indique le nombre de dents par pouce du diamètre du

3 janvier, 28 mars 1885). *Composite Gearing* (*id.*, 27 avril 1889, p. 11098). Bilgram, *A New Odontograph* (*Journal of the Franklin Institute*, janvier 1892). Honey, *Worm Wheel Teeth* (*American Machinist*, 2 juillet 1891, p. 6). Beale, *Treatise on Gearing* (publié par Brown et Sharpe) et Walker (*Journal of the*

*Association of Engineering Societies*, vol. IV, p. 45).

<sup>(1)</sup> Notamment celles de Bilgram, Brown et Sharpe, Brainard, Clough, Eberhardt, Grant, Horton, Mertes, Parkes, Sellers, Slate, Swasey, Walker, Woodward... (Gustave Richard, *Traité des machines-outils*, vol. II).

*cercle primitif*. C'est ainsi, par exemple, qu'une roue de pas 5 aura cinq dents par pouce du diamètre de son cercle primitif, ou un pas circulaire de

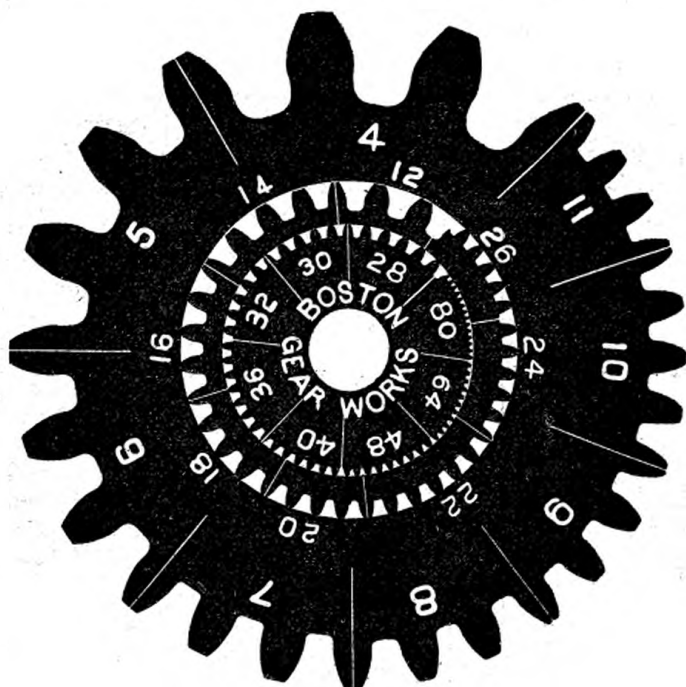


Fig. 1074. — Calibres pour engrenages des Boston Gear Works.

La figure représente 3 jauges allant respectivement des pas diamétraux 80 à 28, 26 à 12 et 11 à 4.

$\frac{5}{\pi} = 0,628$  pouces. Les tableaux ci-dessous, empruntés à M. Grant, permettent de passer facilement des pas diamétraux aux pas circulaires, et réciproquement.

T.	D.	T.	D.	T.	D.	T.	D.	PAS DIAMÉTRAL $p$ .	PAS CIRCULAIRE $p'$ .	PAS CIRCULAIRE $p'$ .	PAS DIAMÉTRAL $p$ .
10	3,18	33	10,50	56	17,83	79	25,15	2	1,571 pouce.	2	1,571
11	3,50	34	10,82	57	18,15	80	25,47	2 1/4	1,396 —	1 7/8	1,676
12	3,82	35	11,14	58	18,47	81	25,79	2 1/2	1,257 —	1 3/4	1,795
13	4,14	36	11,46	59	18,78	82	26,10	2 3/4	1,142 —	1 5/8	1,933
14	4,46	37	11,78	60	19,10	83	26,43	3	1,047 —	1 1/2	2,094
15	4,78	38	12,10	61	19,42	84	26,74	3 1/2	0,898 —	1 7/16	2,185
16	5,09	39	12,42	62	19,74	85	27,06	4	785 —	1 3/8	2,285
17	5,40	40	12,74	63	20,06	86	27,38	5	628 —	8 5/16	2,394
18	5,73	41	13,05	64	20,38	87	27,70	6	524 —	1 1/4	2,513
19	6,05	42	13,37	65	20,69	88	28,02	7	449 —	1 3/16	2,646
20	6,37	43	13,66	66	21,02	89	28,34	8	393 —	1 1/8	2,793
21	6,69	44	14,00	67	21,33	90	28,65	9	349 —	1 1/16	2,957
22	7,00	45	14,33	68	21,65	91	28,97	10	314 —	1	3,142
23	7,32	46	14,65	69	21,97	92	29,29	11	285 —	15/16	3,351
24	7,64	47	14,96	70	22,29	93	29,60	12	262 —	7/8	3,590
25	7,96	48	15,28	71	22,60	94	29,93	14	224 —	13/16	3,867
26	8,28	49	15,60	72	22,92	95	30,25	16	196 —	3/4	4,189
27	8,60	50	15,92	73	23,24	96	30,56	18	175 —	11/16	4,570
28	8,90	51	16,24	74	23,56	97	30,88	20	157 —	5/8	5,027
29	9,23	52	16,56	75	23,88	98	31,20	22	143 —	9/16	5,585
30	9,55	53	16,87	76	24,20	99	31,52	24	131 —	1/2	6,283
31	9,87	54	17,19	77	24,52	100	31,84	26	121 —	7/16	7,181
32	10,19	55	17,52	78	24,83			28	112 —	3/8	8,378
								30	105 —	5/16	10,053
								32	098 —	1/4	12,566
								36	087 —	3/16	16,755
								40	079 —	1/8	25,133
								48	065 —	1/16	50,266

Le tableau de gauche donne le diamètre D du cercle primitif d'un pignon de T dents, et à pas circulaire d'un pouce. Exemple : le diamètre D d'un pignon de 37 dents, et à pas d'un pouce, est égal à 11,78 pouces. Celui de ce même pignon, avec un pas de 3/4 de pouce, est égal à  $11,78 \times 3/4 = 8,84$  pouces.

Le tableau de droite donne le pas diamétral  $p$  correspondant à un pas circulaire  $p'$ , donné par la relation :  $p \times p' = \pi = 3,1416$ .

TABLEAU DES DIMENSIONS DES DENTS D'ENGRENAGES CALCULÉES  
SUR DES PAS DIAMÉTRAUX <sup>(1)</sup>.

PAS DIAMÉTRAUX en millimètres.	ÉPAISSEUR DES DENTS à la circonférence primitive.	HAUTEUR DES DENTS en dehors de la circonférence primitive.	HAUTEUR TOTALE des dents.	LARGEUR de LA JANTE.
1,0	1,57	1,0	2,16	6 à 10
1,5	2,36	1,5	3,24	9 à 15
2,0	3,14	2,0	4,31	12 à 20
2,5	3,93	2,5	5,39	15 à 25
3,0	4,71	3,0	6,47	18 à 30
3,5	5,50	3,5	7,55	21 à 35
4,0	6,28	4,0	8,63	24 à 40
5,0	7,85	5,0	10,78	30 à 50
6,0	9,43	6,0	12,94	36 à 60
7,0	11,00	7,0	14,11	42 à 70
8,0	12,57	8,0	16,13	48 à 80
10,0	15,71	10,0	20,16	60 à 100
12,0	18,85	12,0	24,19	72 à 120
14,0	21,99	14,0	28,22	84 à 140
16,0	25,13	16,0	32,25	96 à 160
20,0	31,41	20,0	40,31	120 à 200
24,0	37,70	24,0	48,38	144 à 240

En outre, la hauteur  $h$  de la dent au-dessus du cercle primitif est égale au pas diamétral, comme l'indiquent les types de denture représentés en vraie grandeur, d'après leurs empreintes, par les figures 1048 à 1078, et qui sont d'un emploi presque universel aux États-Unis, et, sa hauteur totale  $H$ , au-dessus du fond du creux, est égale à  $2,15 p$ , ce qui équivaut à lui laisser au fond du creux un jeu de  $0,15 p$ , ou d'environ le  $\frac{1}{10}$  de l'épaisseur de la dent. Enfin, la largeur  $l$  de la jante varie de 6 à 10  $p$ .

Il résulte, de l'adoption de ce pas diamétral  $p$  et des règles ci-dessus énoncées que le diamètre  $d$  du cercle primitif, et le diamètre extérieur  $D$ , sont donnés, en fonction de  $p$  et du nombre des dents  $n$ , par les formules très simples :

$d$ , diamètre du cercle primitif  $= np$ .

$D$ , diamètre extérieur  $= d + 2p = p(n + 2)$ ,

(1) D'après M. Mandon.

faciles à appliquer sans aucune erreur possible beaucoup plus aisément qu'en prenant, comme on le fait quelquefois en Europe, pour les pas, des multiples de  $\pi$ .

Enfin, l'adoption presque universelle de ces règles et des profils de Grant a permis de réaliser, aux États-Unis, une sorte d'unification des en-

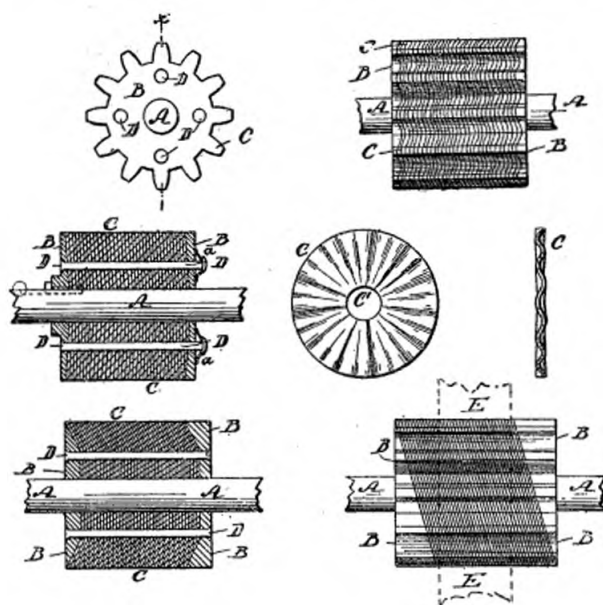


Fig. 1075 à 1081. — Pignons lamellaires Lieb.

A, arbre avec deux plateaux B et C, dentés ou non, serrés par les boulons D sur les disques lamellaires ou obliques C, en fer ou en acier.

*grenages*, à pas définis par leurs diamètres, qui facilite singulièrement le remplacement de ces organes, et qui serait certainement à imiter chez nous.

La vérification des dentures se fait d'ailleurs très facilement au moyen de calibres spéciaux, dont la figure 1074 représente un excellent type.

Le progrès si rapide, aux États-Unis, des tramways électriques, dans lesquels la dynamo commande les essieux moteurs par des trains d'engrenages, a conduit à chercher à rendre ces engrenages non seulement suffisamment résistants à un fonctionnement dans une atmosphère poussiéreuse, mais aussi les plus silencieux possible, soit par une taille très précise, droite ou à chevrons, soit en remplaçant les dents en acier ou en fer par des dents



en bois. Parmi ces derniers, je citerai, comme des meilleures, les roues de Nuttall (fig. 1072). Le corps de ces roues est en fonte d'une seule pièce. Après y avoir enfoncé les dents de bois imprégnées de cêruse, on tourne

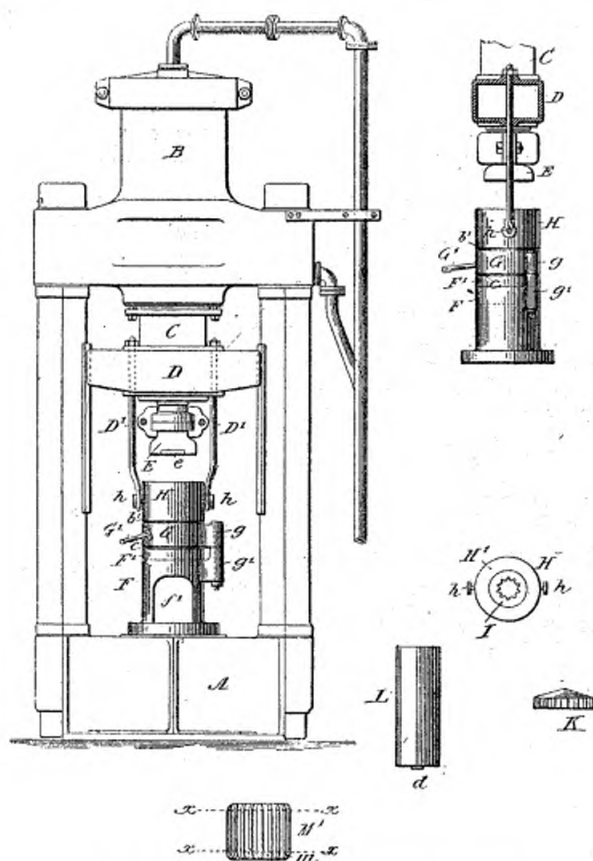


Fig. 1082 à 1087. — Presse à engrenage Porter.

Élévation, vue de côté de l'enclume H, détail du moule I, du poinçon L et du chapeau K, et vue d'un pignon sortant de la presse (même légende qu'en fig. 1094).

la roue pour araser ces dents sur les côtés et à la circonférence, puis on les serre entre les deux plateaux, dont l'un est représenté à gauche de la figure, et l'on repasse les dents rapidement à la machine en taille finisseuse. Après cette taille, on retire les plateaux pour appliquer sur les dents une couche d'huile de lin bouillante, puis on resserre à fond ces plateaux. Ces roues engrenent avec des pignons d'acier recuit : elles durent de six à huit

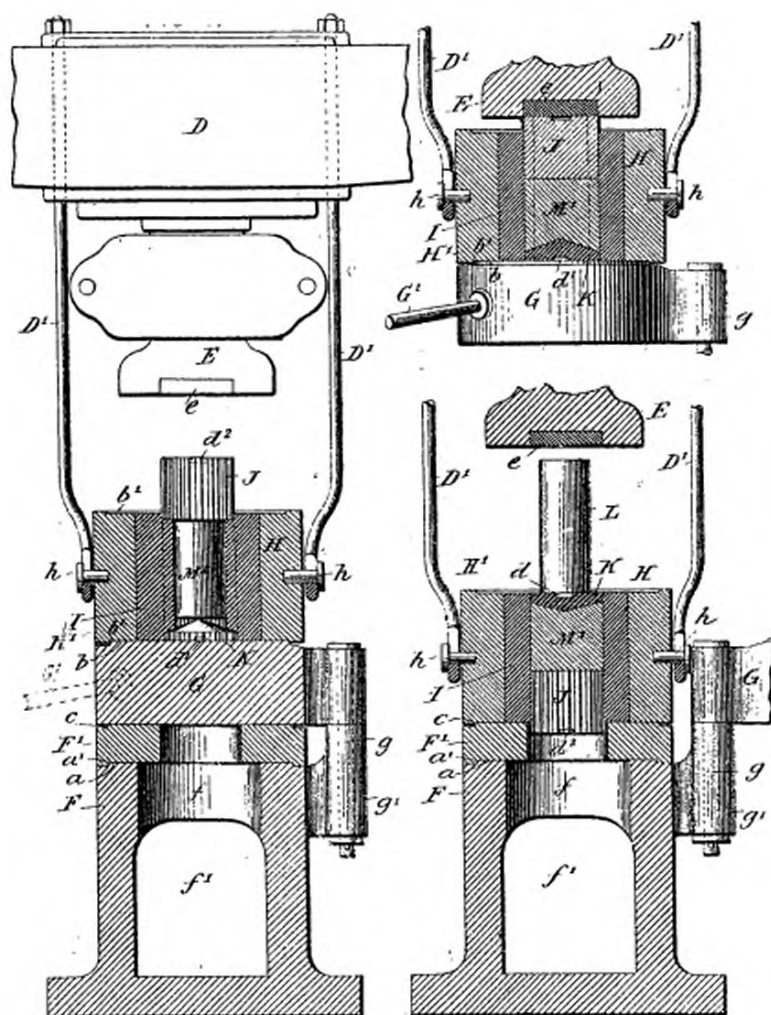


Fig. 1088 à 1090. — Presse à engrenages Porter en fonctionnement à l'entrée du lingot  $M'$ , à la fin de sa compression et à sa sortie.

D, chapiteau du piston CEc, à cylindre hydraulique B (fig. 1082), accrochant par  $D'h$  le moule  $HH'$ , qui renferme la matrice I (fig. 1084) en acier cémenté.  $bb'$ , emboîtement de H sur le bloc G, à manivelle  $G'$ , pivoté en  $gg$ , puis, après le défilement de ce bloc (fig. 1096) sur la table  $F'c$ . —  $Ef$ , socle creux, recevant en  $aa$  la table  $F'$ , de façon à assurer l'alignement exact de  $FF'$  et H. —  $M'$ , lingot refoulé d'abord (fig. 1088 et 1089) en I, entre les chapeaux J et K, dentés comme I, puis repoussé en  $f'$  par le poinçon L, après retournement de H (fig. 1090).

mois en plein service. Après quoi, l'on remplace les dents au besoin sur place, ce qui coûte de 7 à 8 francs par roue<sup>(1)</sup>.

Je citerai dans le même ordre d'idées, à côté des pignons en cuir com-

<sup>(1)</sup> Voir dans *La Lumière électrique* des 16 janvier 1892, p. 108, et 2 décembre 1893, p. 403, les pignons d'Atwood et de Sperry.

primé, qui commencent à se répandre chez nous<sup>(1)</sup>, les roues lamellaires, dont celles de *Lieb* (fig. 1075 à 1081) est un excellent exemple<sup>(2)</sup>. Ainsi qu'on le voit par ces figures, le corps du pignon est constitué par des disques

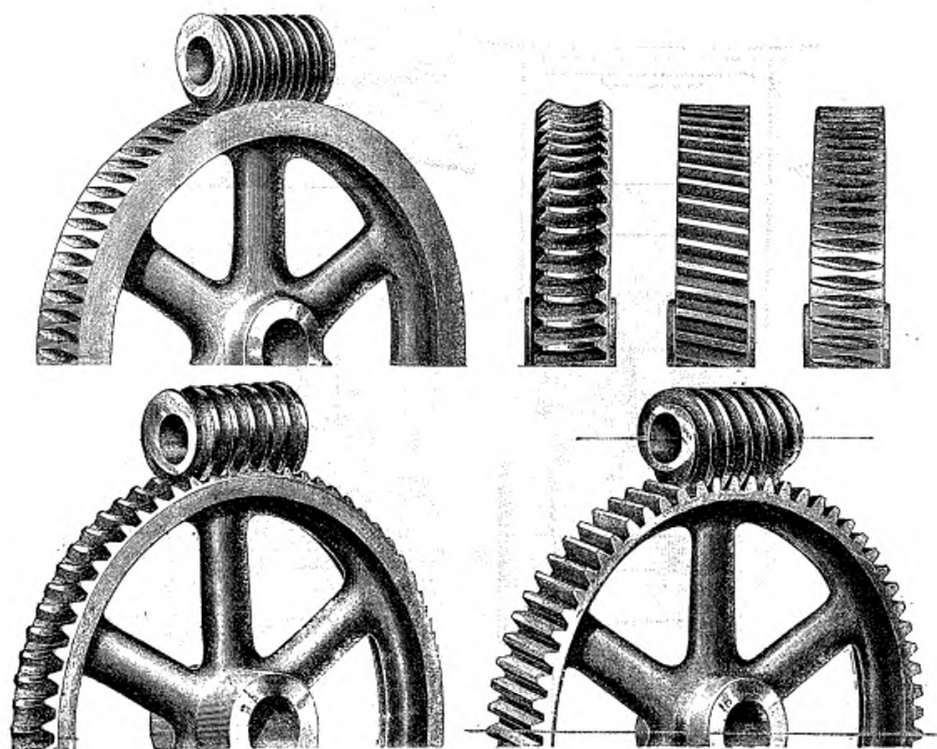


Fig. 1091 à 1096. — Engrenages hélicoïdaux Brown et Sharpe taillés à la fraise hélicoïdale.

La denture à mi-corps (fig. 1091 et 1094) est excellente pour les commandes à la main très douces; on l'applique souvent aux diviseurs des machines à tailler les dents. La denture fig. 1093 et 1096 engrenent aussi bien avec une crémaillère qu'avec une vis.

lamellaires ondulés (fig. 1078) emboutis, ou (fig. 1081) plats et inclinés sur l'axe, serrés par des boulons D entre deux plateaux BB, de manière à leur permettre un petit glissement relatif suffisant pour assurer à la roue une certaine élasticité, puis taillés d'un bloc, en même temps que ces plateaux qui, en général, n'engrenent pas avec la roue E, menée par le pignon.

<sup>(1)</sup> Pignons Piat (*Chronique industrielle*, 4 mars 1894), et Noye (brevet anglais 5264, de 1893).

<sup>(2)</sup> M. Gaillardet a aussi appliqué sur des

voitures à pétrole des pignons lamellaires, en disques métalliques, avec interposition de feuilles de cuir à chaque disque (*Génie civil*, 1<sup>er</sup> septembre 1894).

On a souvent essayé de fabriquer de toute pièce des pignons au laminoir ou à la presse. Ce dernier mode de fabrication a été étudié, en Amérique, d'une façon toute spéciale, par Bliss<sup>(1)</sup> et par M. Porter, ingénieur de la *United States Projectile Co*, dont la presse est représentée en détail par les figures 1082 à 1087. Voici comment elle fonctionne.

Les différentes pièces de la presse occupant les positions indiquées en



Fig. 1097. — Fraise hélicoïdale Brown et Sharpe.

figure 1082, on place dans la matrice H la bille en acier M', d'un diamètre un peu plus petit que celui de l'intérieur des dents de la matrice I (fig. 1084) et d'une épaisseur suffisante pour que le refoulement de son métal remplisse exactement la matrice. Cette bille est au rouge vif, à l'exception de sa partie supérieure, que l'on refroidit suffisamment pour résister à l'épanouissement de la partie supérieure de la bille sous la pression et à l'écoulement de son métal entre la matrice et l'étaupe J. On abaisse ensuite le piston E de la presse de manière à comprimer et refouler la bille,

(1) La presse est employée depuis longtemps aux États-Unis pour le découpage des pignons d'horlogerie (*American Machinist*, 5 mars 1894, p. 4); mais c'est surtout pour le moulage et l'étaupe des tôles que ces presses ont réalisé de grands progrès. Je citerai, notamment, celles de Bliss (*American Machinist*, 23 octobre 1890, 13 juillet 1893; *Revue industrielle*, 23 septembre 1893, p. 375), de Stiles et Parker (*American Ma-*

*chinist*, 29 novembre 1884, 15 août 1885, 30 juin 1888, 9 janvier, 19 juin 1890), de la *Ferracute Machine Co* (*American Machinist*, 15 octobre 1881, 24 mars 1883, 5 octobre, 2 et 9 novembre 1893), de Watson et Stilman (*American Machinist*, 31 janvier 1889), de Seymour (*Engineering*, 19 octobre 1883, p. 364), de Potter et de Higgins (brevets américains 598304 et 521858, de 1894. Voir l'Annexe, p. 603).

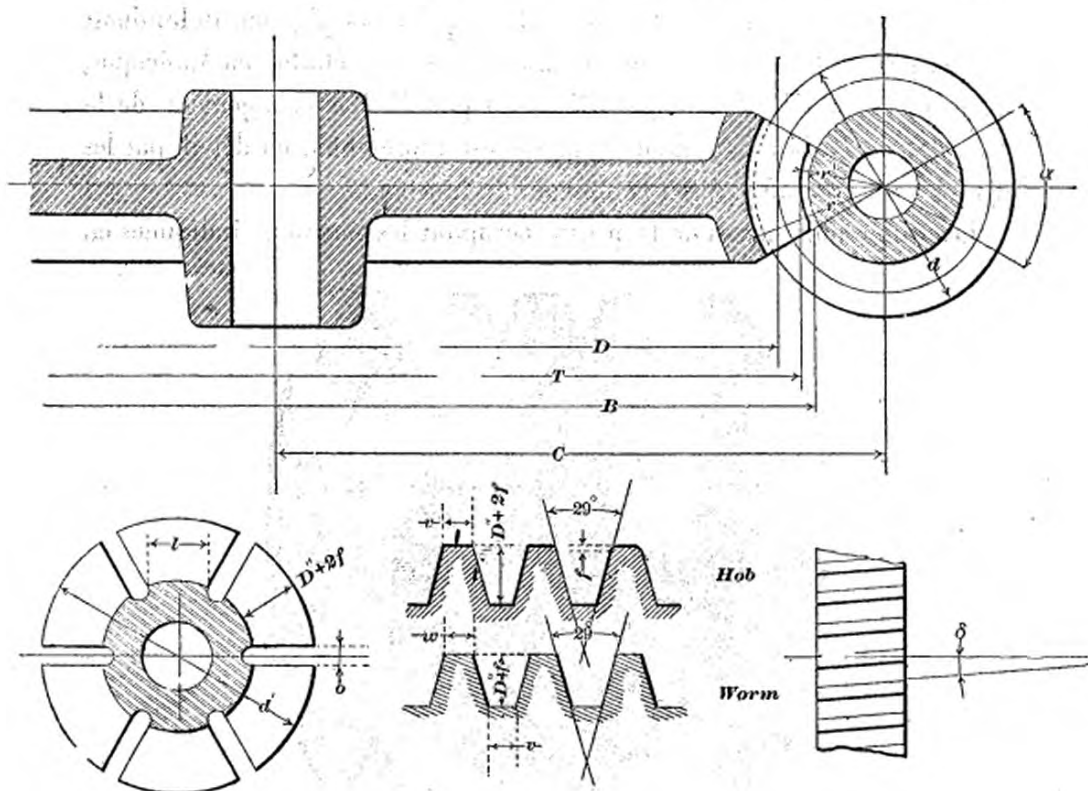


Fig. 1098 à 1102. — Tracé des pignons hélicoïdaux Grant (Brown et Sharpe).

$d$ , diamètre de la vis (*Worm*) à l'extérieur du filet.  $d'$ , diamètre de la fraise (*Hob*) [fig. 1097].  $f$ , jeu au fond des dents.  $m$ , nombre des filets par pouce de la vis.  $L = \frac{1}{m}$ , avance de la vis par tour.  $N$ , nombre des dents du pignon.  $T$ , diamètre du pignon à la gorge.  $B$ , diamètre des flancs du pignon.  $C$ , entre-axes.  $o$ , largeur des saignées de la fraise.  $l$ , largeur de ses dents à la base.  $b$ , circonférence de la vis au fond du filet.  $v$ , largeur du filet de la fraise au fond.  $w$ , largeur du haut du filet.  $P$ , pas diamétral.  $P'$ , pas circulaire du pignon:  $s$ , hauteur des dents au-dessus du cercle primitif  $= \frac{1}{P} = \frac{P'}{\pi} = 0,318 P'$ . —  $t$ , épaisseur des dents au cercle primitif.  $\delta$ , inclinaison des dents sur l'axe.  $t_s = t \cos \delta$ , épaisseur des dents suivant la normale.  $D''$ , hauteur utile des dents de hauteur totale.  $D'' + f$ . Ces données sont reliées entre elles par les formules suivantes, pour des inclinaisons  $\alpha$  des deux axes l'un sur l'autre comprises entre 60 et 90 degrés.  $P' = \frac{\pi T}{N + 2}$ .  $D = \frac{N}{P} = \frac{NP'}{\pi}$ .  $T = \frac{N}{P} + 2s$ .  $b = \pi (d - 2s)$ .  $\tan \delta = \frac{L}{b} = \frac{1}{bm}$  (pourvu que la largeur du pignon ne soit pas  $> \frac{2}{3}$  du diamètre primitif de la vis).  $r' = \frac{d}{2} - 2s$ .  $r_2 = r' + D'' + f$ .  $C = \frac{D+d}{2} - s$ .  $B = T + 2(r' - r' \cos \frac{\alpha}{2})$ .  $o = \frac{0,355 P'}{2} + 0 \text{ m. } 003$ .  $l = D'' + 2f + 0 \text{ m. } 003$ .  $d' = d + 2f$ .  $v = 0,31 P'$ .  $w = 0,355 P'$ .

comme en figures 1088 et 1090, sur la table G et sa rondelle conique K (fig. 1086).

Après cette compression, on rappelle le piston CE, dont le chapiteau D soulève par  $D^1h$  la matrice H au-dessus de la table G, on retourne H sur ses tourillons  $h$ , on retire G en la faisant pivoter sur  $g$ , on redescend H

sur F, puis on chasse (fig. 1090) l'étampe J et la bille M au moyen du piston E et du poinçon L.

La bille présente (fig. 1087) à sa sortie la forme d'un pignon à dents

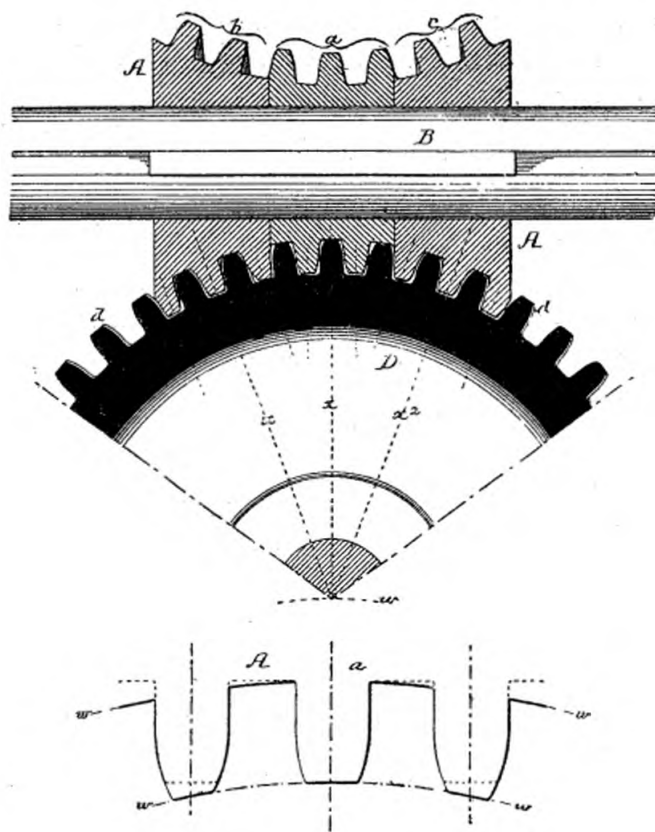


Fig. 1103 et 1104. — Engrenage hélicoïdal Albro.

parfaitement finies, mais dont il faut affranchir les extrémités recourbées en  $xx'$ , courbures que l'on ne saurait éviter sans l'emploi de pressions absolument exagérées.

Les transmissions par vis sans fin ont été l'objet, aux États-Unis, d'études très remarquables<sup>(1)</sup>. Leurs roues sont exécutées, comme les engrenages

<sup>(1)</sup> Notamment par Sellers et Towne, *Experiments on the Transmission of Power by Gearing* (*Engineering*, 25 décembre 1885,

p. 605, 19 mars, 9 avril, 11 juin 1886, et *Journal of the Franklin Institute*, août 1885, p. 97).

ordinaires, avec une grande précision, taillées soit à la fraiseuse universelle, soit sur des machines spéciales. On finit souvent ces roues au moyen d'une fraise spéciale appelée *Hob*, que l'on peut considérer (fig. 1097) comme constituée par une partie très légèrement modifiée de la vis même avec laquelle la roue entre en prise, et dont les filets sont taillés en forme de fraise. Les figures 1098 à 1102 et leur légende donnent les proportions et formules adoptées par la maison Brown et Sharpe pour cette taille des roues hélicoïdales, qui procure au contact des dents le plus d'étendue possible en pratique.

On sait qu'avec ce tracé par développante à ligne de poussée inclinée de 75 degrés, le nombre  $N$  des dents de la roue ne doit pas être inférieur, en pratique, à 30 : avec  $N < 30$ , la fraise entamerait les racines des dents. Pour éviter cet inconvénient, on peut augmenter le diamètre  $T$  de la roue de manière qu'il soit toujours égal au moins à

$$T = 0,937 \frac{N}{p} + 4 s^{(1)},$$

ou augmenter l'angle  $2\gamma$  des filets, égal à 29 degrés en figure 1100, de manière que l'on ait toujours

$$\cos \gamma = \sqrt{1 - \frac{2}{N}},$$

d'où le tableau suivant :

Pour $N = 29$	28	27	26	25	24	23	22	21	20
$2\gamma = 30^\circ 1/4$	31	31 1/2	32 1/4	33 3/4	33 1/2	34 1/4	35	36	37
$N = 19$	18	17	16	15	14	13	12		
$2\gamma = 38^\circ$	39	40	41 1/2	41 3/4	44 1/2	46 1/4	48		

La seconde méthode obligeant à changer chaque fois de fraise avec  $\gamma$ , il vaut mieux employer la première, même en diminuant le diamètre  $d$  de la vis, autant que le permet l'invariabilité de l'entre-axe  $C$  (fig. 1098).

Pour permettre de multiplier le contact des dents sans accroître la difficulté de l'exécution de la vis, *M. Albro* a (fig. 1103) proposé de faire cette

<sup>(1)</sup> Grant, *Formulas in Gearing*, p. 35. En réalité  $T = \cos^2 \gamma \frac{N}{p} + 4 s$ . En figure 1100,  $\gamma = \frac{29}{2} + 14^\circ 1/2$ , et  $\cos^2 14^\circ 1/2 = 0,937$ .  
A citer encore les vis sans fin à rattrapage

de jeu et les engrenages spiraloïdes de Beale (Gustave Richard, *Traité des machines-outils*, vol. I, p. 240, et *American Machinist*, 12 septembre 1885, 28 août 1890).



vis de forme globique<sup>(1)</sup> en trois parties  $a$ ,  $b$  et  $c$ , taillées au tour par des outils guidés sur un cercle  $w$ , de diamètre égal à celui du cercle primitif commun, mais maintenus parallèles respectivement aux rayons  $x$ ,  $x'$  et  $x_2$ . On réduit ainsi la fatigue des dents, mais en augmentant leur frottement.

<sup>(1)</sup> Reuleaux, *Le Constructeur*, 3<sup>e</sup> édition, p. 579.

## ANNEXES



## ANNEXES.

ADDITION À LA PAGE 26.

### GRILLE RONEY ET STANAHAN (COMPAGNIE WESTINGHOUSE).

La grille longitudinale A est (fig. 1105) formée de deux séries de barreaux : les uns, *bb*, fixes (fig. 1108), et les autres, *b'b'*, alternant avec les premiers, mobiles, supportés à l'avant par la traverse fixe F, et à l'arrière par la traverse G, pivotée en *gg* sur les montants D du foyer. Cette dernière traverse G est commandée, en même temps que les gradins transversaux *cc*, par la crémaillère E, de sorte que le passage de cette crémaillère de la position fig. 1105 à celle fig. 1106 fait osciller les barreaux mobiles *b'b'*, qui portent sur l'extrémité d'avant de la traverse G, tandis que les barreaux *bb*, posés sur cette traverse presque à l'aplomb de son axe de pivotement, restent à peu près immobiles tant que le plat *g*<sup>3</sup> ne vient pas les soulever, ce qui a lieu quand on imprime à E, pour un décrassage énergique, son mouvement maximum.

Ainsi qu'on le voit en fig. 1105, dans leur position la plus basse, les barreaux mobiles *b'b'* sont, à l'arrière, un peu au-dessous de *bb*, tandis qu'ils les dépassent un peu dans la position fig. 1106, de sorte qu'ils brisent les mâchefers et aèrent la grille par un double mouvement horizontal et vertical.

On évite, par cette construction simple et robuste, l'emploi de toute espèce de mécanisme articulé et fragile exposé au feu de la grille; et il suffit d'amener la traverse F dans la position indiquée en pointillé fig. 1105 pour pouvoir très facilement enlever et remplacer les barreaux.

Dans la variante représentée par les figures 1111 à 1113, qui s'expliquent suffisamment par leurs légendes, les barreaux se déplacent à la fois aux deux extrémités, à l'avant et à l'arrière, grâce à l'identité des traverses I et J, qui, commandées simultanément par E, impriment aux barreaux *h'h'* un déplacement sensiblement parallèle aux barreaux fixes *hh*.

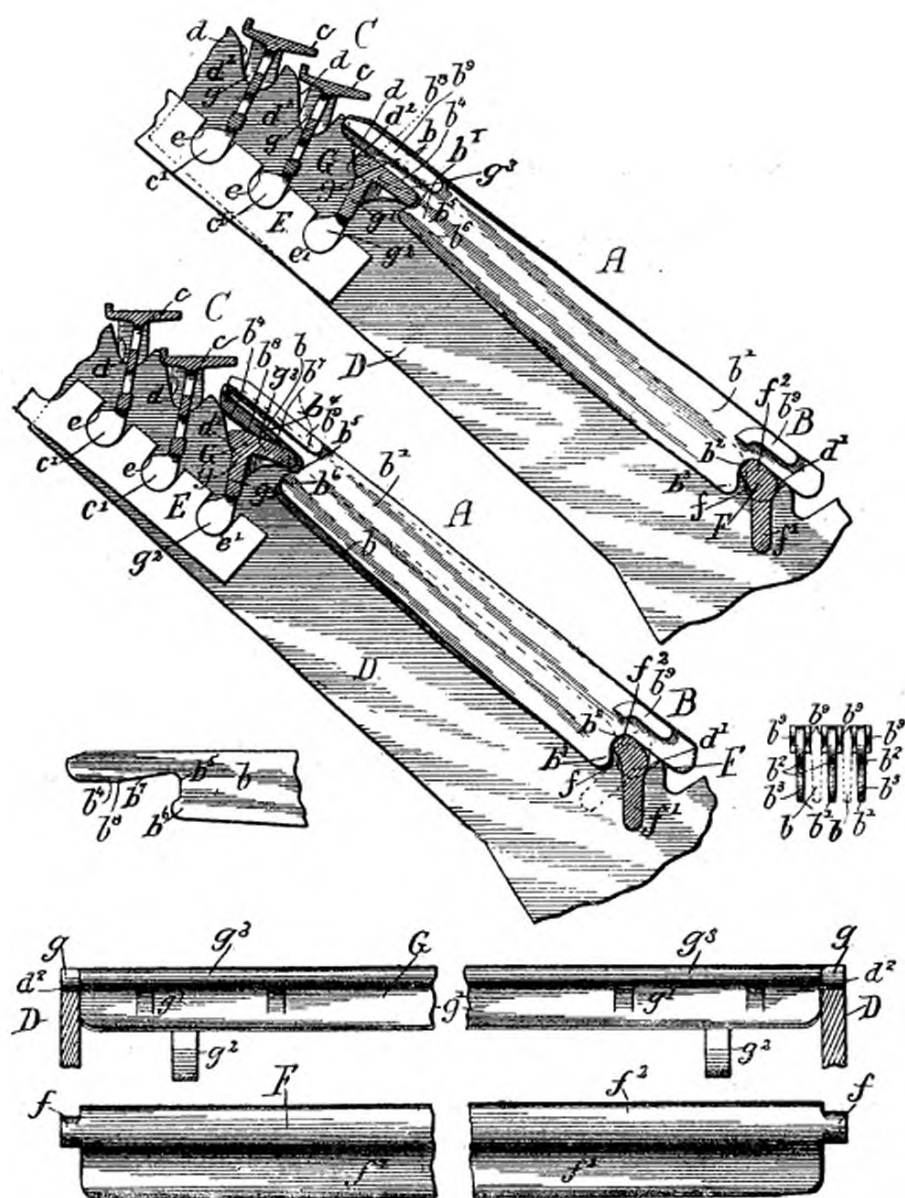


Fig. 1105 à 1110. — Grille Roney Stanahan. Vues latérales, détail de l'arrière d'un barreau  $b$ , vue par bout d'un jeu de barreaux, vue de face des traverses  $G$  et  $F$ .

A, grille longitudinale formée de barreaux fixes  $bb$  et mobiles  $b'b'$ , à tasseaux d'écartement  $b^o b^o$  et appuyés  $b^2 b^2$  sur la traverse d'avant  $Ff$  pivotée en  $ff$  dans les encoches  $d^1$  des joues  $DD$  du foyer.  $Gg^1 g^2 g^2$ , traverse supérieure pivotée en  $d^2$  sur  $DD$ , et recevant l'appui des barreaux fixes  $b$ , comme l'indique la figure 1107, par un bec  $b^1 b^1 b^1 b^1$ , avec bossage  $b^2$ , portant sur le haut de  $g^2$  au droit de son axe de pivotement  $gg$ .

C, grille transversale à barreaux  $cgc^1$ ,  $cgc^1$ , pivotés en  $gg$  dans les encoches  $d^3 d^3$  de  $DD$ , et manœuvrés en  $cc$ , ainsi que  $G$  en  $e'$ , par la crémaillère  $E$ .

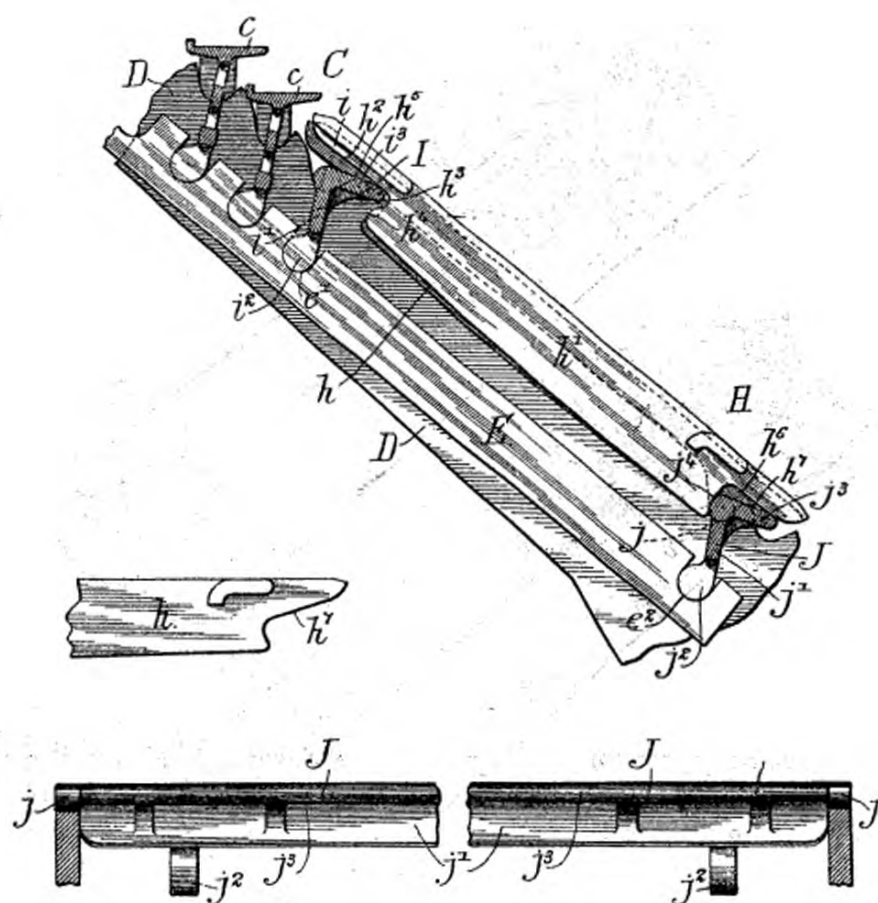


Fig. 1111 à 1113. — Grille Roney Stanahan.

$h$ , barreaux fixes et  $h'$ , barreaux mobiles comme ceux  $b'$  de la grille, fig. 1105.  $l^2i^2$  et  $Jj^2j^3$ , traverses analogues à G et à F, à tourillons  $i$  et  $j$  pivotés sur D, engagées en  $e^1e^2$  dans la crémaillère E. —  $h^2h^3h^4$ , becs des barreaux mobiles  $h'$ , taillés de façon que les mouvements de  $i^2$  ne déplacent, jusqu'à une certaine amplitude, que les barreaux  $h'$ .  
 $h^7$ , becs des barreaux fixes  $h$ , parallèles à  $h^2$  et à  $j^3$ , de manière à ne pas se déplacer avec  $h'$ , à moins que le mouvement de E ne soit assez grand pour amener  $i^2$  et  $j^3$  sur  $h^2h^7$ .

## ADDITION À LA PAGE 28.

## LES FOYERS AU PÉTROLE.

La question de l'emploi du pétrole comme combustible dans les chaudières étant des plus importantes et des plus actuelles, nous croyons utile de compléter par quelques détails les renseignements généraux donnés aux pages 28 à 37 de notre rapport.

## DÉTAILS COMPLÉMENTAIRES SUR L'INSTALLATION DE CHICAGO

(d'après la *Revue industrielle* du 27 octobre 1894).

On sait qu'à l'Exposition de Chicago, on a exclusivement employé le pétrole pour chauffer les 52 chaudières chargées de fournir la vapeur aux machines réunies, à cette occasion, sur le bord du lac Michigan, et qui ne demandaient pas beaucoup moins de 20,000 chevaux.

Les Américains, grands consommateurs et encore plus grands producteurs de pétrole, toujours préoccupés de perfectionner leur outillage et de se créer des débouchés, ont voulu montrer au monde technique, dont la curiosité était depuis quelque temps éveillée sur les mérites respectifs, comme combustibles, de la houille et de l'huile minérale, ce que valait cette dernière. De là est née une installation superbe, qui a laissé bien loin derrière elle tout ce qui avait été fait jusqu'alors dans ce genre, et qui mérite à tous égards une description détaillée.

Le pétrole était amené à l'Exposition par une conduite de 0 m. 152 de diamètre intérieur, qui reliait les réservoirs de la Société de l'Exposition à la station de pompes de la *Standard Oil Co.*, à Whiting, Indiana, située à 43 kilomètres de là. Une pareille distance n'a rien de surprenant, surtout dans un pays où les districts pétrolifères, comme ceux de l'Ohio et de la Pennsylvanie, envoient, par des canalisations d'une immense étendue, l'huile minérale jusque dans les états de l'Est. La dépense occasionnée par l'établissement d'une pareille conduite est vite compensée par l'économie des frais de transport; et c'est là un des avantages qu'on a fort légitimement invoqués en faveur du pétrole sur la houille.

Dans cette conduite d'amenée, la pression varie entre 27,2 et 40,8 atmosphères, suivant le poids spécifique du liquide, qui change lui-même avec la température. Ces oscillations de la pression ont naturellement leur contre-coup sur la vitesse d'écoulement du pétrole; tandis que, dans de bonnes conditions de température, il suffit, à la conduite, de 30 à 40 minutes pour en débiter 10,000 gallons, soit 37,850 litres, il lui faut 1 heure et demie, quand le pétrole est froid. C'est que ce dernier, qui est clair



et limpide à 40 degrés centigrades, est si épais à 4 degrés qu'il peut à peine être pompé.

En arrivant près des réservoirs, la conduite A (fig. 1114 et 1115) se bifurque pour desservir deux rangées de réservoirs C. Chacune de ses branches est reliée, par six raccords B, à autant de récipients C, constitués par des cylindres en acier de 2 m. 40 de diamètre et 7 m. 60 de longueur, d'une capacité de 35 m. c. 50; la tôle des fonds a 6 millim. 3 et celle de la partie cylindrique 4 millim. 7 d'épaisseur.

Ces réservoirs sont supportés par des murs en briques, dans un local hermétiquement clos, ayant extérieurement 22 m. 50 de longueur sur 20 m. 74 de largeur et 3 m. 60 de hauteur; le sol est formé au-dessous d'eux par un béton de 0 m. 38 d'épaisseur; les parois du bâtiment ont 1 m. 10 d'épaisseur jusqu'à la hauteur de 3 m. 20, et 0 m. 66 au-dessus; la couverture est formée de voûtes que soutiennent des fers à I de 0 m. 305 de hauteur, espacés de 0 m. 91; voûtes et murs sont en briques avec mortier de ciment. Cette toiture est recouverte d'une couche de terre de 0 m. 30 de hauteur; les côtés sont protégés par des talus en terre gazonnés. L'ensemble a tout à fait l'aspect d'un ouvrage fortifié, ne dépassant le niveau du sol que d'environ 2 mètres.

L'intérieur est partagé en 6 compartiments de 9 m. 15 sur 6 m. 77 et 3 m. 05, par des murs en briques de 0 m. 45 d'épaisseur; chacun de ces compartiments, qui est muni à sa partie inférieure d'un puits de 0 m. 91 de profondeur, où se réunissent les liquides tombant sur le sol et d'où ces liquides peuvent facilement être enlevés par un éjecteur à vapeur, serait capable de recevoir une quantité de pétrole trois fois supérieure à celle qui peut être logée dans les deux réservoirs placés dans le compartiment. Cette disposition est destinée à fractionner l'huile en plusieurs lots, si, par suite d'incendie ou de toute autre cause, elle quitte ses récipients.

Chacun de ceux-ci est relié par un tuyau de 0 m. 102 de diamètre avec le collecteur D, qui court entre les deux rangées de réservoirs, et amène l'huile à la station des pompes. Les deux conduites E, de 0 m. 239 chacune, que des tubulures verticales mettent en relation avec la partie supérieure des réservoirs placés au-dessous d'elles, ramènent à ceux-ci l'huile pompée en excès. Le tuyau F, de 51 millimètres, amène de la vapeur aux serpentins horizontaux, dessinés en pointillé (fig. 1115), et noyés dans le liquide des réservoirs à 0 m. 300 au-dessus du fond; le but de cette disposition est d'amener l'huile à une température suffisante pour être facilement pompée. Ce même tuyau fournit la vapeur nécessaire au fonctionnement des éjecteurs des puits. Le tuyau G, de même diamètre que le précédent, évacue l'eau provenant de la condensation de la vapeur, après son fonctionnement dans les serpentins et les éjecteurs.

Chaque réservoir est muni d'un tuyau vertical de 3 mètres de hauteur au-dessus de sa partie la plus élevée; par ce tuyau, s'échappent les gaz qui sortent de la masse liquide; le flotteur auquel il livre passage indique à chaque instant le niveau de l'huile dans le réservoir.

Enfin, un tuyau de 0 m. 025 amène, par des tubulures de 3 millimètres, une pour chaque réservoir, de l'air comprimé dans ces derniers; l'injection de ce fluide sous pression se pratique quand un ouvrier doit, pour cause de réparation, entrer dans un réservoir, qu'il faut dans ce cas assainir avant qu'il s'y introduise, ou quand la tempéra-

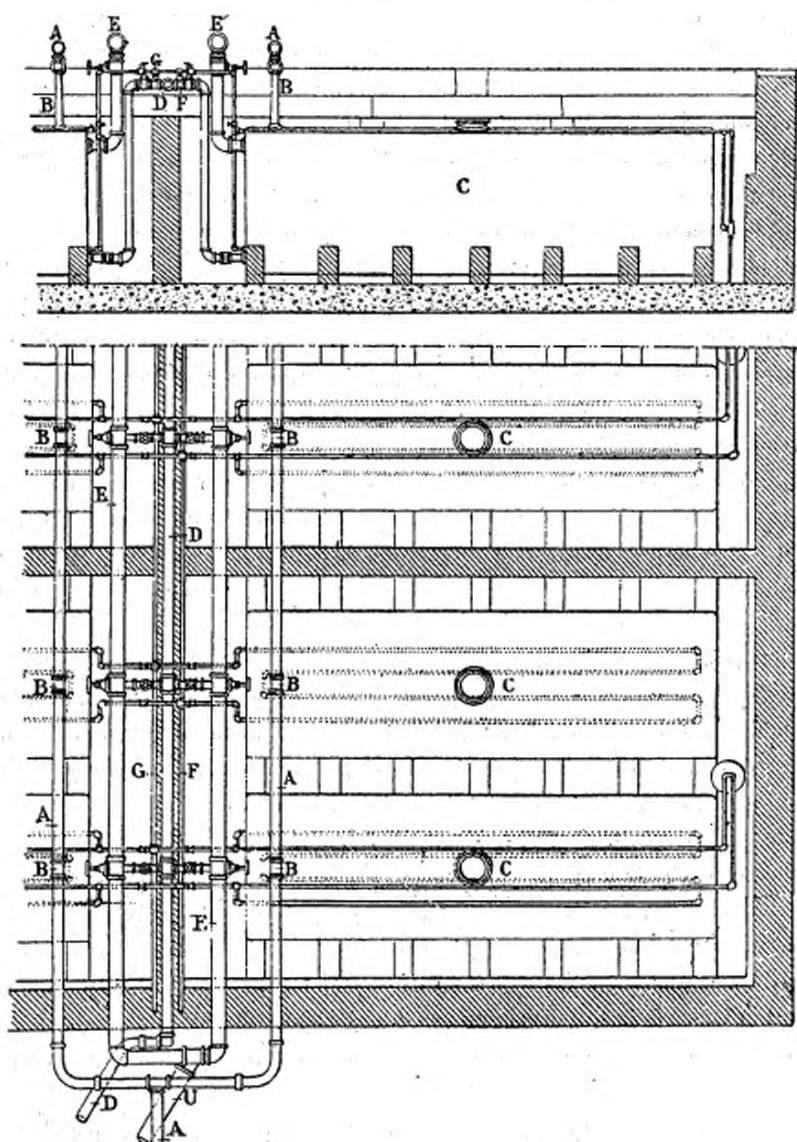


Fig. 1114 et 1115. — Disposition des réservoirs de pétrole à l'Exposition de Chicago  
(vue par bout et plan).

A, tuyau se bifurquant en deux canalisations AA, reliées chacune par six raccords B, à autant de réservoirs C, de 2 m. 40 de diamètre et de 7 m. 60 de longueur, ou de 35 m. c. 500, lesquels sont reliés, d'autre part, par des raccords de 0 m. 102 de diamètre, au collecteur D, qui amène le pétrole à la station des pompes.

EE, tuyaux de 0 m. 239 de diamètre, ramenant aux réservoirs l'huile pompée en excès.

F, tuyau de 0 m. 051 de diamètre, amenant aux serpentins des réservoirs C la vapeur nécessaire à leur échauffement, et qui s'en retourne par G.

ture du réservoir doit être abaissée, afin de pouvoir y amener, sans danger, de l'huile fraîche.

Le collecteur D (fig. 1114 et 1115) n'a qu'un parcours de 9 mètres à faire pour re-

joindre la station des pompes chargées d'envoyer aux chaudières l'huile qui leur arrive des réservoirs. Les deux pompes de cette station, construites par les *Snow Steam Pump Works*, sont entièrement garnies de laiton. Chacune d'elles peut débiter jusqu'à 4,500 litres à la minute, bien que la consommation des chaudières ne puisse dépasser 750 litres pendant le même temps; cet énorme excès de la puissance disponible sur la puissance normalement utilisée a pour but d'assurer, le cas échéant, la rapide vidange des tuyaux qui relient les pompes aux chaudières, et qui ne contiennent pas moins de 30,000 litres de pétrole. Un simple jeu de robinets à leviers permet, dans ce cas, de changer très vite le sens de la marche du liquide dans les conduites. Deux chaudières verticales de 40 chevaux chacune, chauffées, cela va sans dire, au pétrole, sont établies dans la station même des pompes pour fournir à ces dernières la vapeur dont elles ont besoin.

Un tuyau de 0 m. 75 de diamètre et de 9 mètres de hauteur, formé par la superposition de 6 cylindres en tôle d'acier de 0 m. 0047 rivés ensemble, et communiquant avec les tuyaux de refoulement de l'huile, sert de régulateur de la pression dans ces tuyaux. Il sert aussi à assurer le retour aux réservoirs du liquide en excès, par un tuyau de trop-plein de 0 m. 228, qui se greffe sur lui à 0 m. 60 en contre-bas de sa partie supérieure.

Du reste, pour proportionner autant que possible le débit des pompes à la consommation des chaudières, l'arrivée de la vapeur aux corps de pompe est commandée par des soupapes, dont le jeu est lui-même réglé par des régulateurs électriques combinés de telle sorte qu'une variation de pression de 0,016 atmosphères en plus ou en moins dans les tuyaux suffit pour arrêter ou mettre en marche les pompes.

Ajoutons, avant d'en finir avec la description de la station des pompes, que, pour prévoir le cas où l'huile n'arriverait pas de l'usine appelée à la fournir par la conduite qui relie cette usine aux réservoirs de Chicago, les pompes sont reliées par une conduite de 0 m. 127 à une voie de garage, située à 21 m. 50 d'elles, et sur laquelle on ferait arriver des wagons chargés de pétrole. Cette conduite est munie de 6 raccords de 0 m. 063 de diamètre, pouvant être reliés par des tuyaux flexibles aux wagons. L'huile peut, de la sorte, être envoyée de ces derniers aux réservoirs ou directement aux chaudières.

La liaison entre ces chaudières et la station des pompes est établie par deux conduites, l'une de 0 m. 127, l'autre de 0 m. 152 de diamètre, qui se détachent, en deux points diamétralement opposés, du tuyau régulateur de la pression. Pour que le liquide se réchauffe dans ce parcours, à chaque conduite est accolé un tube de 0 m. 051, dans lequel circule un courant de vapeur; enfin l'ensemble de la conduite et du tube est fermé dans une boîte étanche d'une section de 305 mètres sur 0 m. 035. Les deux conduites, chacune après un parcours de 915 mètres, mais en suivant des chemins différents, arrivent dans la loge du «surveillant de la fumée», où elles se relient. De ce point, exactement placé en face du milieu de la chaufferie, l'huile est amenée aux chaudières par un tuyau de 0 m. 203 et de 12 mètres de longueur, qui se bifurque en deux conduites, l'une de 0 m. 152 et de 326 mètres de longueur, allant jusqu'aux extrémités de la chaufferie, l'autre de 0 m. 127 et de 48 m. 90, allant jusqu'à son milieu. Ces conduites alimentent le collecteur de 0 m. 127, qui court sur tout le front

des chaudières, et qui est d'ailleurs divisé par des soupapes en trois sections pouvant être isolées les unes des autres à un moment donné. De ce collecteur partent des tuyaux secondaires desservant chacun deux chaudières; enfin, de ces derniers, se détachent des tubes plus petits : un pour chaque brûleur.

Ceux-ci sont au nombre de 194 : 56 du système Reid, 58 du système Larkin, 48 du système Graves, 16 du système Armstrong, 8 du système Wright, 8 brûleurs pour locomotives.

Tous ces brûleurs reposent d'ailleurs sur le même principe : la pulvérisation du jet d'huile par un jet de vapeur. Ils diffèrent simplement par la disposition relative des deux jets. Les figures 1116 et 1117 donnent deux modèles de cette disposition. La

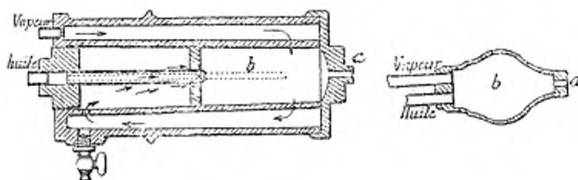


Fig. 1116 et 1117. — Pulvérisateurs de pétrole.

a, échappement du mélange formé dans la chambre b, chauffée par le foyer, ou par une enveloppe de vapeur.

vapeur nécessaire à la pulvérisation est amenée par un tuyau de 0 m. 063 de diamètre, qui règne au-dessus de la batterie des chaudières, et duquel se détache, vers chaque générateur, un tube de 0 m. 051.

La disposition du foyer varie avec chaque type de générateur : dans certains cas, la grille est simplement recouverte de briques réfractaires; d'autres fois, l'air, avant d'arriver au contact de l'huile pulvérisée qu'il doit brûler, est réchauffé par sa circulation à travers des carnaux ménagés, à cet effet, dans le foyer; ce dispositif assure une production plus élevée de vapeur. Sous les chaudières de la *Campbell and Zell Co* et de la *National Water Tube Boiler Co* (p. 17), une cloison détourne les flammes vers l'avant et les partage régulièrement au-dessus de la chambre de combustion; les brûleurs sont alors inclinés vers le bas, pour que les flammes atteignent le fond de cette chambre. Les cheminées ont été faites avec une section qui eût été suffisante pour chauffer les chaudières au charbon, c'est-à-dire trois fois supérieure à celle qu'eût nécessité le chauffage au pétrole. C'est pour prévoir le cas où, l'huile venant à manquer, on aurait été obligé d'avoir recours à la houille.

Dans la loge de surveillance de la fumée, se tient en permanence un gardien qui a pour mission, dès qu'il voit une cheminée fumer, de prévenir, par une sonnerie électrique, le chauffeur de la chaudière correspondante. La fumée dégagée par le chauffage au pétrole est d'ailleurs toujours minime; elle se révèle cependant par sa couleur jaune clair, comme aussi par son odeur. Il est, du reste, très facile de la supprimer complètement, en réglant convenablement l'arrivée de la vapeur dans les brûleurs ou la position de la pointe de l'injecteur, pour les appareils de certains types.

Le surveillant de la fumée a aussi la consigne de fermer immédiatement l'arrivée de l'huile à la chaufferie, en cas d'incendie. Un système de sonneries électriques relie la chaufferie et la station des pompes à sa loge; 6 à 7 minutes suffisent pour vider complètement les tuyaux; les premiers coups de pompe auraient d'ailleurs abaissé suffisamment la pression dans les conduites pour que, avant ce moment, l'huile cessât d'arriver aux brûleurs.

L'huile employée, résidu de la distillation du pétrole brut, d'un poids spécifique moyen de 0,84, marquant 25 à 30 degrés à l'aréomètre Baumé, ne s'allume qu'à 175 degrés centigrades; son emploi n'offre donc aucun danger. Du reste, pour éviter l'inflammation des gaz qui pourraient s'en dégager en quantité d'ailleurs minime, et arriver au contact des conducteurs et des lampes électriques, les conducteurs sont enveloppés d'une substance isolante réfractaire, et les lampes sont enfermées dans des cloches de sûreté; les commutateurs, qui pourraient donner lieu à des étincelles, sont éloignés des réservoirs de pétrole.

L'huile emmagasinée dans chacun de ceux-ci a toujours été mesurée, et la quantité employée soigneusement notée, pour qu'on pût se rendre compte de la consommation journalière. En moyenne, cette dernière équivalait à une consommation de 550 tonnes de houille. On a calculé que, pour brûler en vingt-quatre heures une semblable quantité de charbon, il n'aurait pas fallu moins de 120 chauffeurs travaillant huit heures chacun. Or, 17 chauffeurs, dont un chef et son aide, ont assuré, en travaillant aussi huit heures, le service des chaudières à pétrole, dont le fonctionnement a d'ailleurs été parfait. Cette simple comparaison a montré la supériorité de l'huile minérale sur la houille, au point de vue des frais du personnel employé.

*Exposition de San Francisco.* — L'on y a également employé le chauffage au pétrole, mais sur une échelle bien moindre qu'à Chicago: 8 chaudières Heine (p. 15), de 375 chevaux; en tout 3,000 chevaux; chacune avec un grand foyer de 2 m. 80  $\times$  4 m. 90  $\times$  1 m. 50 de hauteur, sans grille (fig. 1118), et des amas de briques jetées sur la sole en briques réfractaires, pour agir comme volant de chaleur; portes garnies en briques, avec une ouverture de 0 m. 075 de côté pour observer le feu; presque pas de pertes par rayonnement du foyer.

Chaque chaudière avait 8 brûleurs Graves A (fig. 1119) vissés en B dans la plaque d'avant. La vapeur, admise en *cd*, s'échappe, en tourbillonnant au travers des ailettes hélicoïdales *e*, par *f*, au droit *m* du pétrole admis par *gk* en un jet réglable par la vis *i*. Les vis *p* et *o* sont à pas égaux et contraires, de sorte qu'en tournant *l*, on avance *g*, sans que ce tube puisse tourner, et deux fois plus vite que le pas de *l*. Diamètre de l'ajutage *k*: 3 millimètres, de *g*: 6 millimètres; pression du pétrole: 0 kilogr. 85; diamètre de *c*: 0 m. 010. La chaleur vaporise presque totalement le pétrole en *k*. Sa flamme remplissait le foyer malgré son grand volume. A la mise en train, on

chauffe d'abord l'injecteur à la vapeur, puis on donne le pétrole. Chacune des chaudières pouvait fournir 400 chevaux.

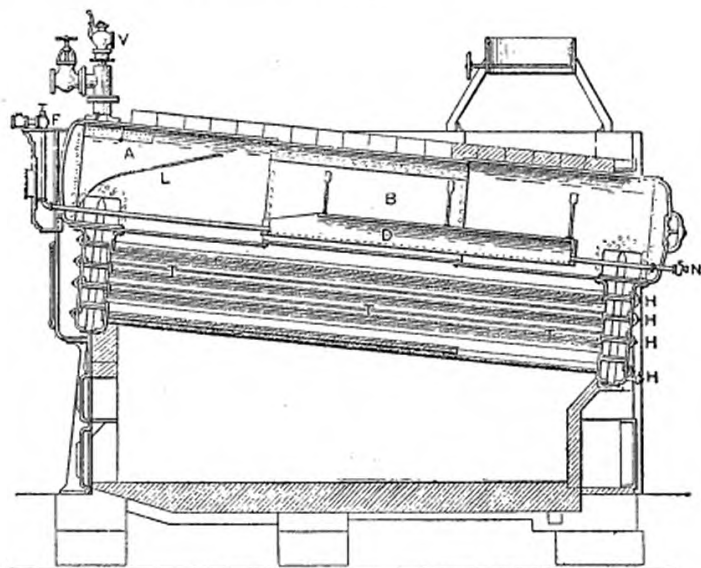


Fig. 1118. — Chaudière Heine avec foyer pour brûler le pétrole.

B, dôme de vapeur incliné parallèlement aux tubes d'eau T, avec déflecteur antiprimeur L. — T, tube d'alimentation débouchant dans le détartreur D, ouvert à l'avant, à purge N et assez grand pour que l'eau y séjourne suffisamment et y précipite une partie de ses impuretés. H, entretoises perforées des caissons fig. 12, p. 16.

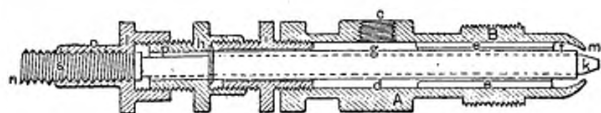


Fig. 1119. — Brûleurs Graves.

ed, vapeur qui s'échappe par les ailettes c, en fm, au droit du pétrole admis par gk, en un jet réglable par la vis i. — ph et bo, manchons à vis de pas égaux et contraires. B vissage du brûleur A dans la plaque d'avant du foyer.

Le pétrole était amené, par chemin de fer, sur des wagons-citernes ou dans deux réservoirs en bois garnis de tôle, de 34 mètres cubes chacun, puis refoulé, par deux pompes Dow, dans un réservoir vertical de 0 m. 300 de diamètre sur 1 m. 80 de hauteur, sous une charge d'air de 0 kilogr. 85, maintenue invariable par un régulateur qui fermait l'admission de la pompe dès que la pression dépassait 0 kilogr. 85. En outre, un petit reniflard réglable, monté sur l'aspirateur, admettait, à chaque coup de la pompe, la quantité d'air nécessaire pour réparer les fuites. Il suffisait, en



plein travail, de deux hommes, l'un surveillant le pétrole et l'autre l'alimentation; puis, de minuit à 6 heures du soir, un seul homme, au lieu de 6 à 8 chauffeurs. Le pétrole passait du réservoir sous pression dans un tuyau de 0 m. 075, avec deux branchements de 0 m. 050 par chaudière, et tranchée en ciment pour ramener les fuites aux réservoirs.

DESCRIPTION DE QUELQUES TYPES DE BRÛLEURS AMÉRICAINS  
ET ANGLAIS.

H. JONES (fig. 1120 à 1123). — Type employé depuis 1890 dans la région de San Francisco. Le pétrole arrive par 14, en 35, se mêler à la

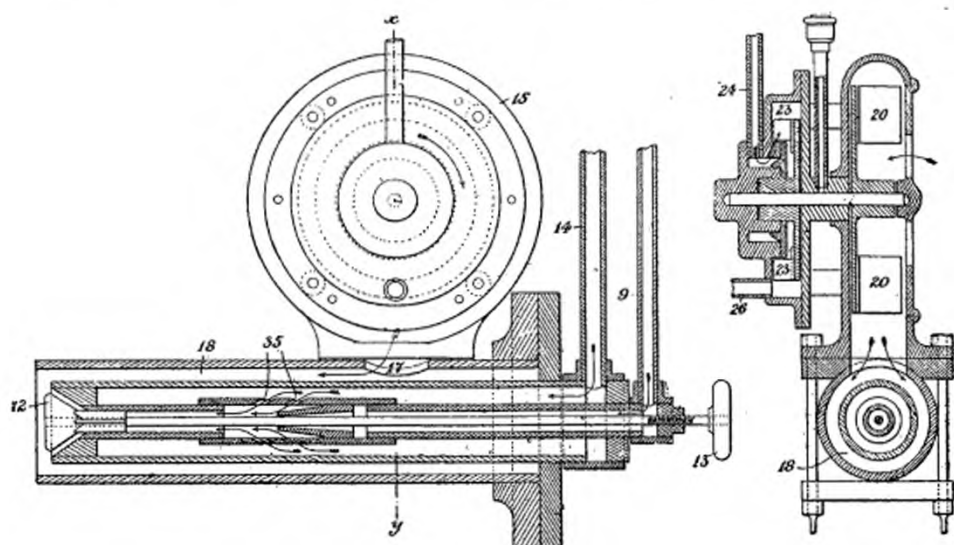


Fig. 1120 et 1121. — Brûleurs Jones. Coupes longitudinale et xy.

14, arrivée de pétrole aux orifices 35, où il est saisi par la vapeur admise par 9, et projeté sur la soupape régulatrice 12, manœuvrée par 13, au droit du courant d'air refoulé en 17, 18, par le ventilateur 15, à palettes 20, 20. — 23, turbine à vapeur (fig. 1125) recevant la vapeur en 24, l'évacuant par 26, et commandant directement le ventilateur.

vapeur admise par 9, et se pulvériser sur la soupape régulatrice 12, manœuvrée par 13, au droit du courant d'air qu'a refoulé en 17, 18 le ventilateur 15, à palettes 20, actionné par une turbine à vapeur. Cette turbine reçoit la vapeur admise en 24 sur ses aubes 23, et l'évacue par 26.

REED (fig. 1124 à 1126). Employé à Chicago. — Le pétrole arrive par G' au droit de la vapeur admise par le tuyau d'arrière et de l'air chaud



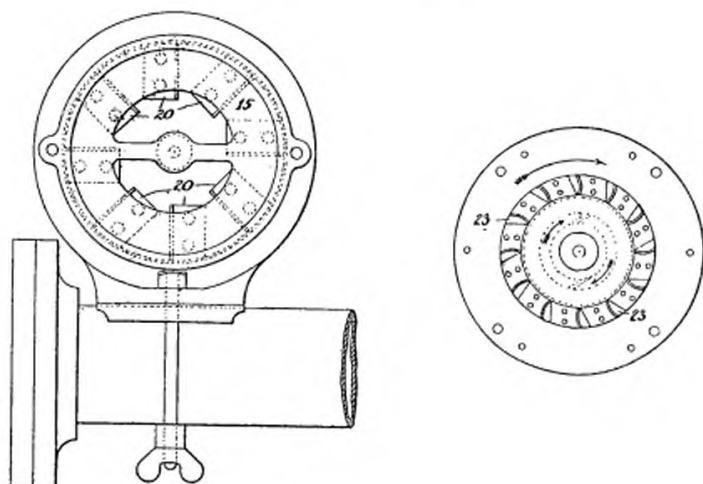


Fig. 1122 et 1123. — Brûleurs Jones. Vue d'arrière du ventilateur et détail des aubes 23 de la turbine à vapeur.

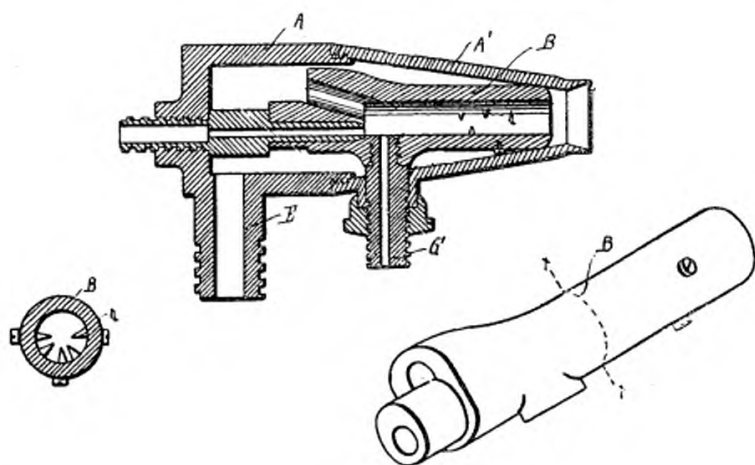


Fig. 1124 à 1126. — Brûleur Reed. Coupes longitudinale, transversale B et vue d'ensemble.

E, admission d'air chaud. G, admission de pétrole : la vapeur arrive par le tuyau d'arrière. B, chambre de mélange, avec pointes *h* achevant ce mélange. A et A', deux pièces constituant l'enveloppe du brûleur, et faciles à démonter.

admis par E. Le brûleur est en deux parties A et A', faciles à démonter. Le mélange d'air chaud de vapeur et de pétrole achève de s'amalgamer sur les pointes *h* de B. Appareil très simple et marchant bien.

NICHOLS (Chicago) [fig. 1127 à 1129]. — Le pétrole arrive par GG',

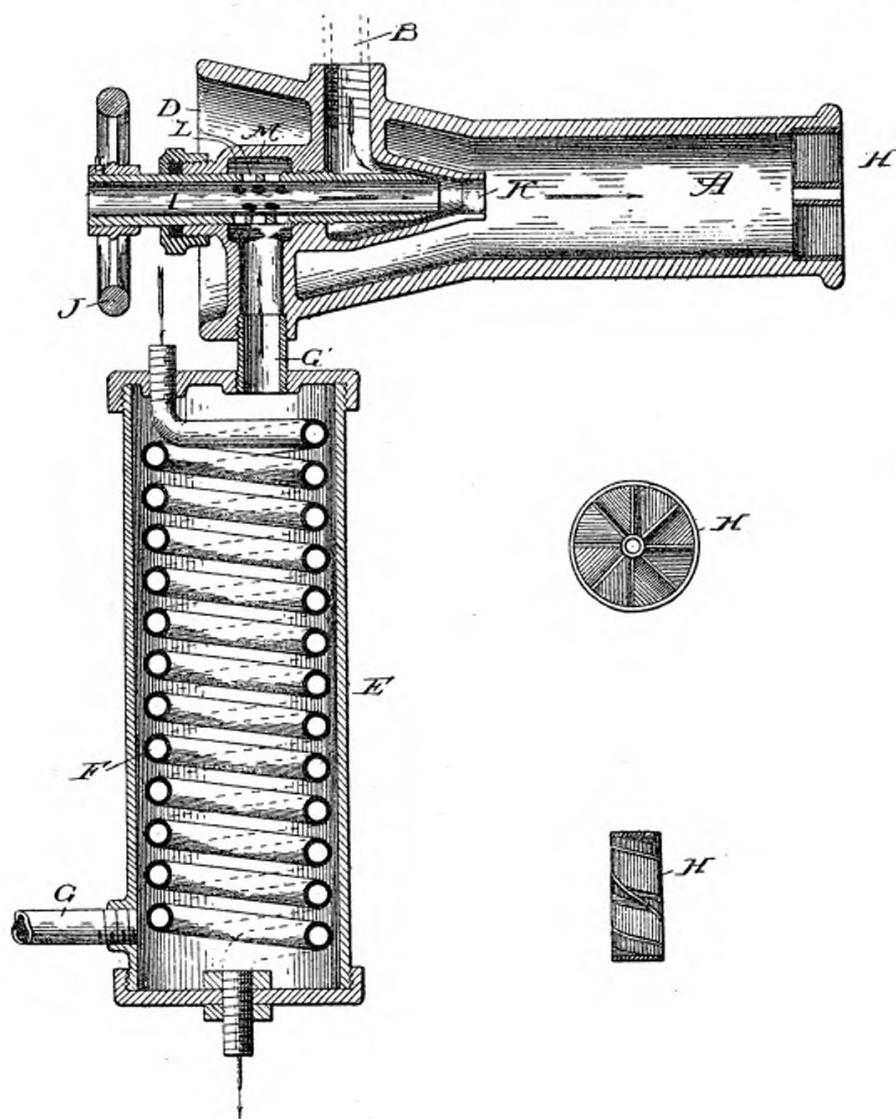


Fig. 1127 à 1129. — Brûleur Nichols. Coupe longitudinale verticale, et détail du projecteur H.

GG', arrivée du pétrole au travers du réchauffeur E, à serpentins de vapeur F, dans la chambre M, d'où il va, par les trous L, se mélanger à l'air aspiré par I, puis se faire saisir en K, par la vapeur B admise en B. — A, chambre de mélange à projecteur hélicoïdal H.

au travers du récipient E, chauffé par un serpentins de vapeur F, en M, où il se mélange à l'air aspiré dans I, puis à la vapeur de B, et enfin, en K, à l'air admis en A par D. Le réglage de la vapeur se fait par J. L'injec-

teur A se termine par un mélangeur hélicoïdal H (fig. 1129) qui donne à la flamme une allure très stable.

THURNAM (fig. 1130).— La vapeur arrive par D et le pétrole par E, au milieu de deux courants d'air orthogonaux, aspirés de NN au travers des trous O et P.

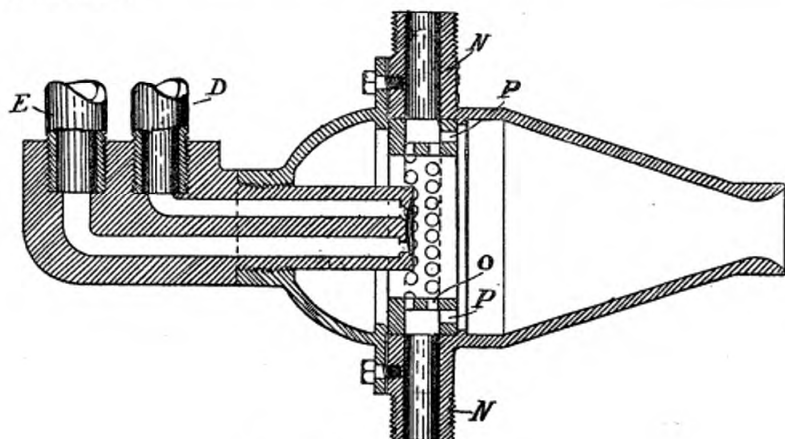


Fig. 1130. — Brûleur Thurnam.

D et E, arrivée du pétrole et de la vapeur au milieu des courants d'air orthogonaux aspirés de NN par les trous O et P.

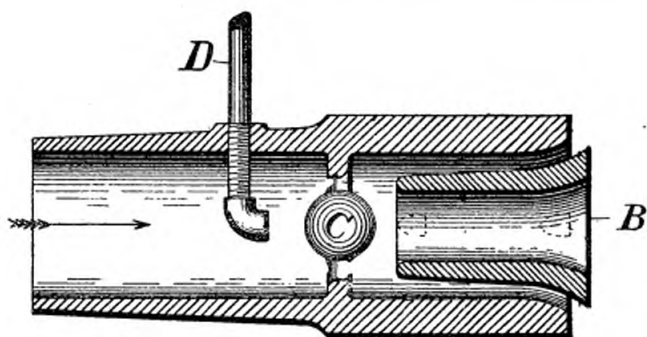


Fig. 1131. — Brûleur Walton et Rees.

D, admission du pétrole dans le courant d'air, suivant la flèche, sur la sphère pulvérisatrice C.  
B, mélangeur intérieur divisant le jet de pétrole et d'air en un jet central et une nappe annulaire.

WALTON et REES (fig. 1131).— L'air comprimé arrive suivant la flèche et le pétrole, amené par D, se pulvérise sur la sphère fixe C, puis se mélange à l'air à l'extérieur et autour de B.

E. T. WILLIAMS (Chicago) [fig. 1132 à 1134]. — La vapeur arrive, par J en G, autour de la tige régulatrice R, et au droit du pétrole admis en F,

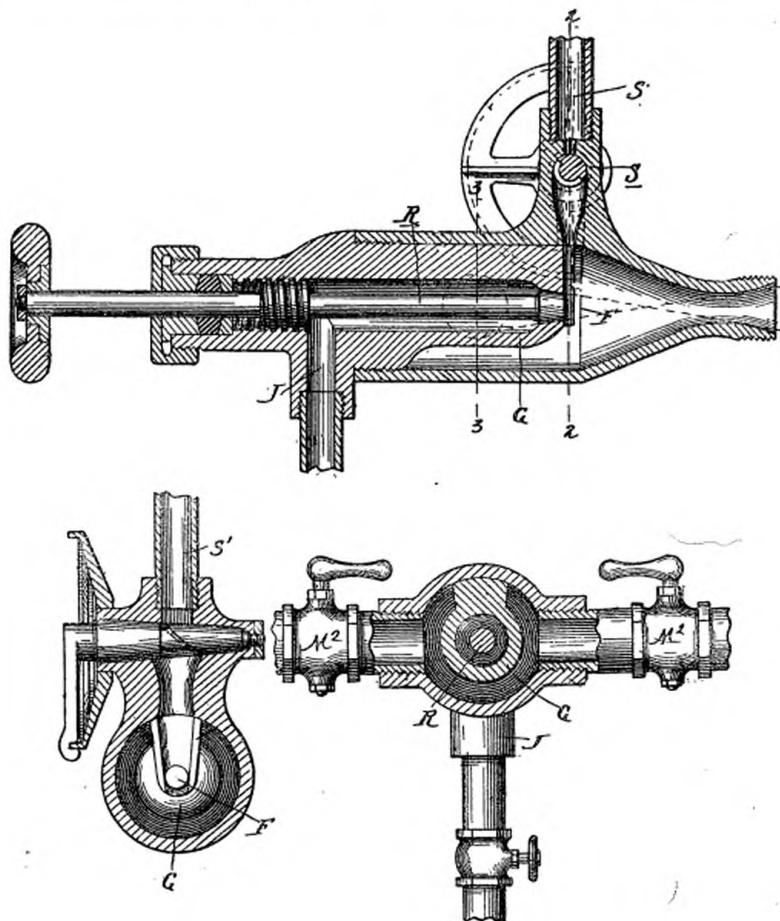


Fig. 1132 à 1134. — Coupes longitudinales 2 3 et 3 3.

J, admission de la vapeur et M<sup>2</sup>M<sup>2</sup>, admission de l'air en G, autour de la tige régulatrice R.

S', admission du pétrole, par le robinet à quadrant S, en F, au droit de la tige R.

au travers du robinet S, à quadrant gradué. L'air est admis par M<sup>2</sup>M<sup>2</sup> autour de G.

DANDISON (Londres) [fig. 1135 et 1136]. — Le pétrole est admis par  $ice^2$  et les trous  $f'$ , et la vapeur par  $g^1h^2$  et les trous  $h$ , en réchauffant le

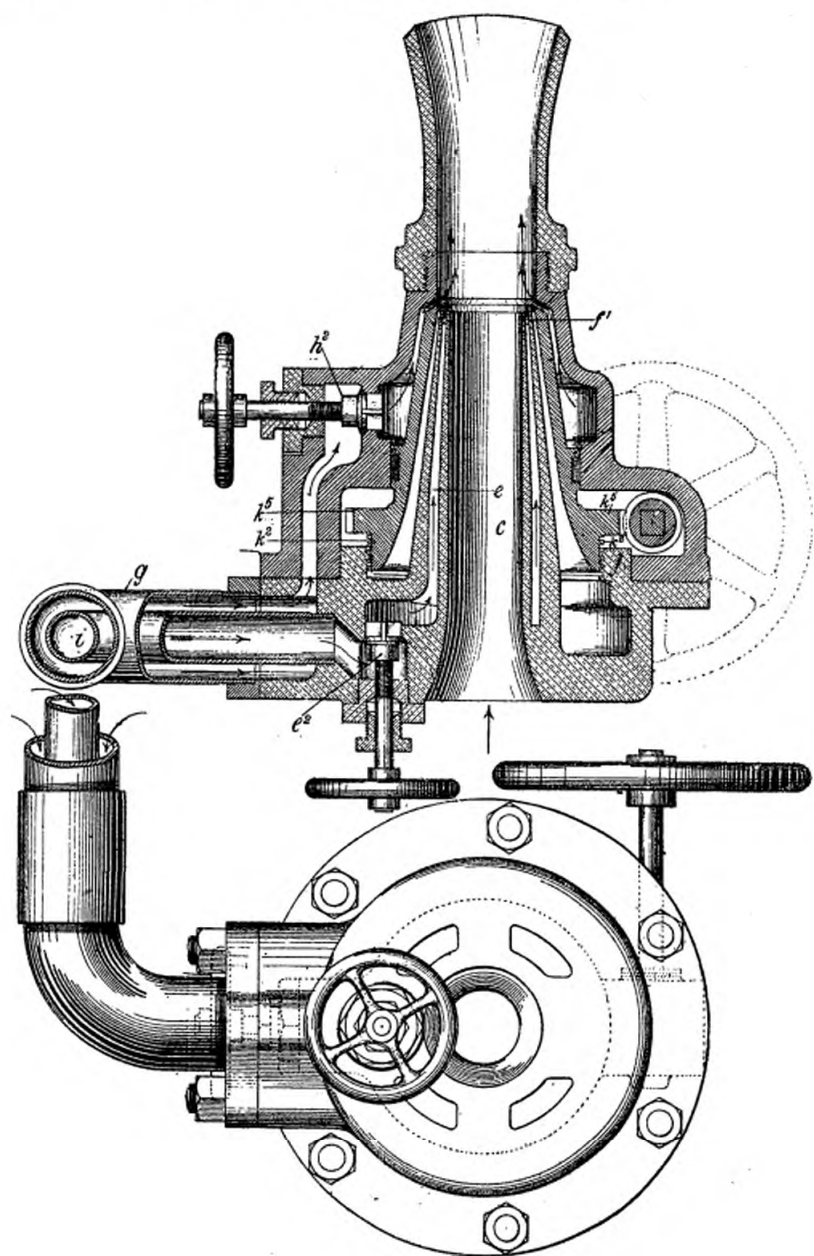


Fig. 1135 et 1136. — Brûleur Dandison. Coupe longitudinale et vue d'arrière.

*i*, admission du pétrole, par *e*<sup>2</sup>, *e* et les trous *f'*, à l'encontre de la vapeur admise par *g*, *h*<sup>2</sup>. — *c*, aspiration de l'air. *k*<sup>2</sup>, pignon hélicoïdal commandé à la main par une vis sans fin, et permettant de régler l'admission du pétrole par le cône *k*, fileté en *k*<sup>2</sup>.

pétrole qu'elle enveloppe : l'air est aspiré par *c*. Le réglage se fait par le cône *k*, fileté en *k*<sup>2</sup>, et manœuvré par l'engrenage hélicoïdal *k*<sup>5</sup>.

ETCHELLS (fig. 1137 à 1140). [Construit par la maison Bailey, à Manchester.] — La vapeur arrive, par *G*, au droit du pétrole admis par *H*, et

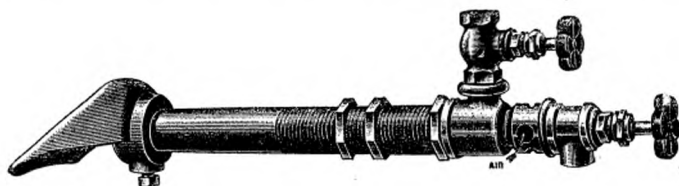


Fig. 1137. — Brûleur Etchells. Ensemble.

de l'air aspiré par *aa*, puis le jet vient se briser sur un déflecteur *F*. Très simple, et dépense peu de vapeur.

STEWART et FARMER (fig. 1141 à 1143). — Le pétrole arrive par *a*<sup>2</sup>, l'orifice *a*<sup>1</sup>, réglé en *d*<sup>1</sup>*d*, et les trous *c*<sup>1</sup>, au droit du jet de vapeur ou d'air chaud comprimé *A*<sup>2</sup> et d'air aspiré *A*; puis il reçoit, avant d'arriver au foyer, les aspirations d'air *D*<sup>2</sup>, *D*<sup>3</sup>, *D*<sup>4</sup>, qui donnent à la flamme une grande stabilité, en diminuant le bruit et la dépense de vapeur.

CHEPOURNOFF (fig. 1144 et 1145). — La vapeur arrive, par *GA* et le pétrole par *HB*, réglés par *Ec* et *FD*, se mêler et se pulvériser au delà de la cloison *I*, dont la chaleur aide à vaporiser le pétrole. Les prises *C* et *H* sont pourvues de bouchons permettant de les nettoyer facilement.

Les figures 1146 à 1149 représentent l'application faite, de ces brûleurs, en Angleterre, par la maison Gwynne, à des locomobiles et à des chaudières fixes. Dans ce dernier cas, le brûleur *A* est au-dessus d'une sole en briques réfractaires, par le creux de laquelle arrive l'air réglé par une porte. Pour les grandes chaudières, on emploie dans chaque foyer deux brûleurs : l'un à 100 millimètres au-dessus de l'axe du foyer, avec une fente de 11 × 3 millimètres pour le pétrole et de 15 × 3 pour la vapeur; l'autre brûleur, à 100 millimètres au-dessus de la sole, est plus petit, avec 7 × 3 pour le pétrole et 11 × 3 pour la vapeur. Il faut éteindre le grand brûleur

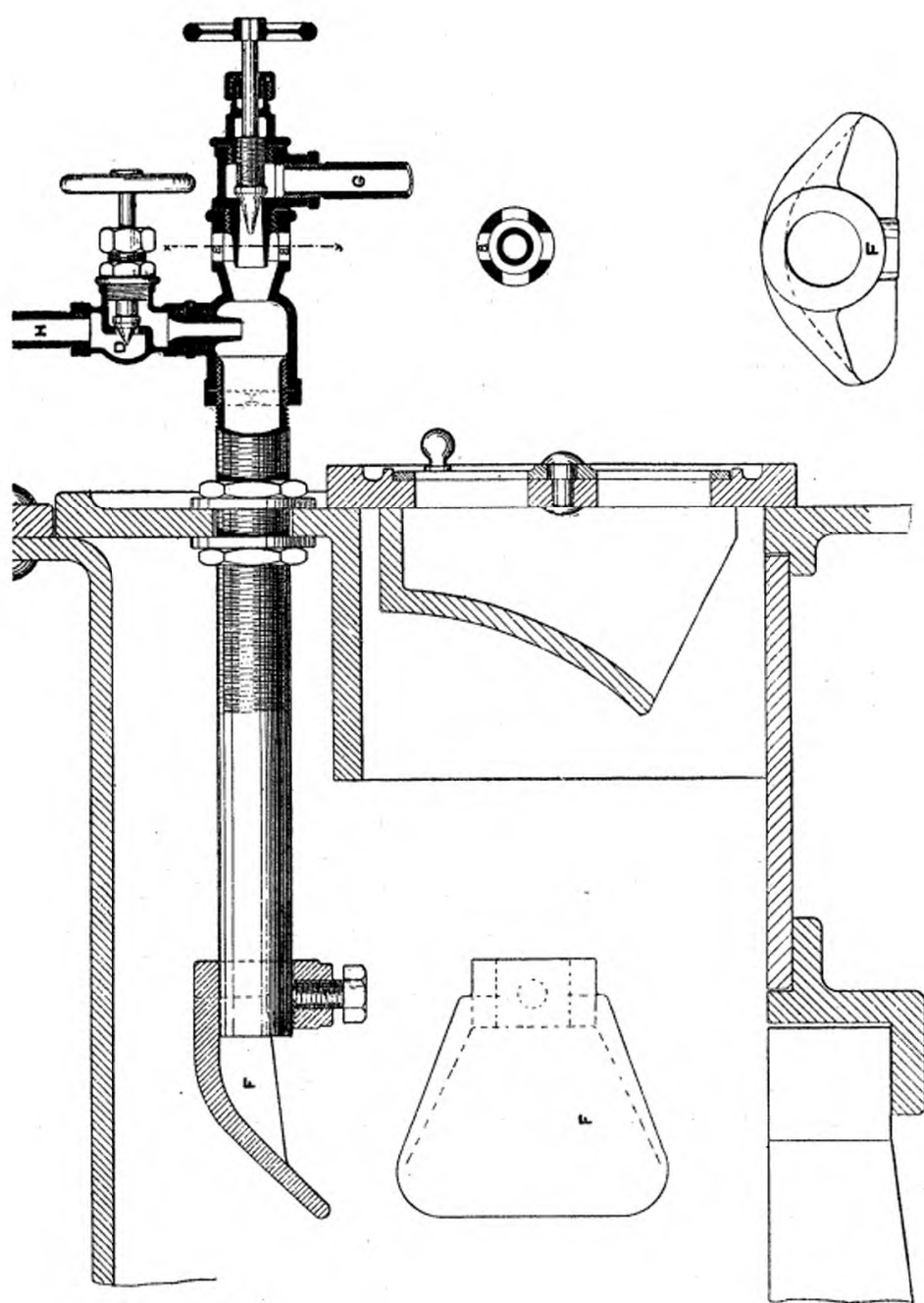


Fig. 1138 à 1140. — Brûleur Etchells. Coupe longitudinale, coupe  $xy$ , et détail de la palette F.  
G, admission du pétrole. HD, admission de vapeur. aa, aspiration d'air.



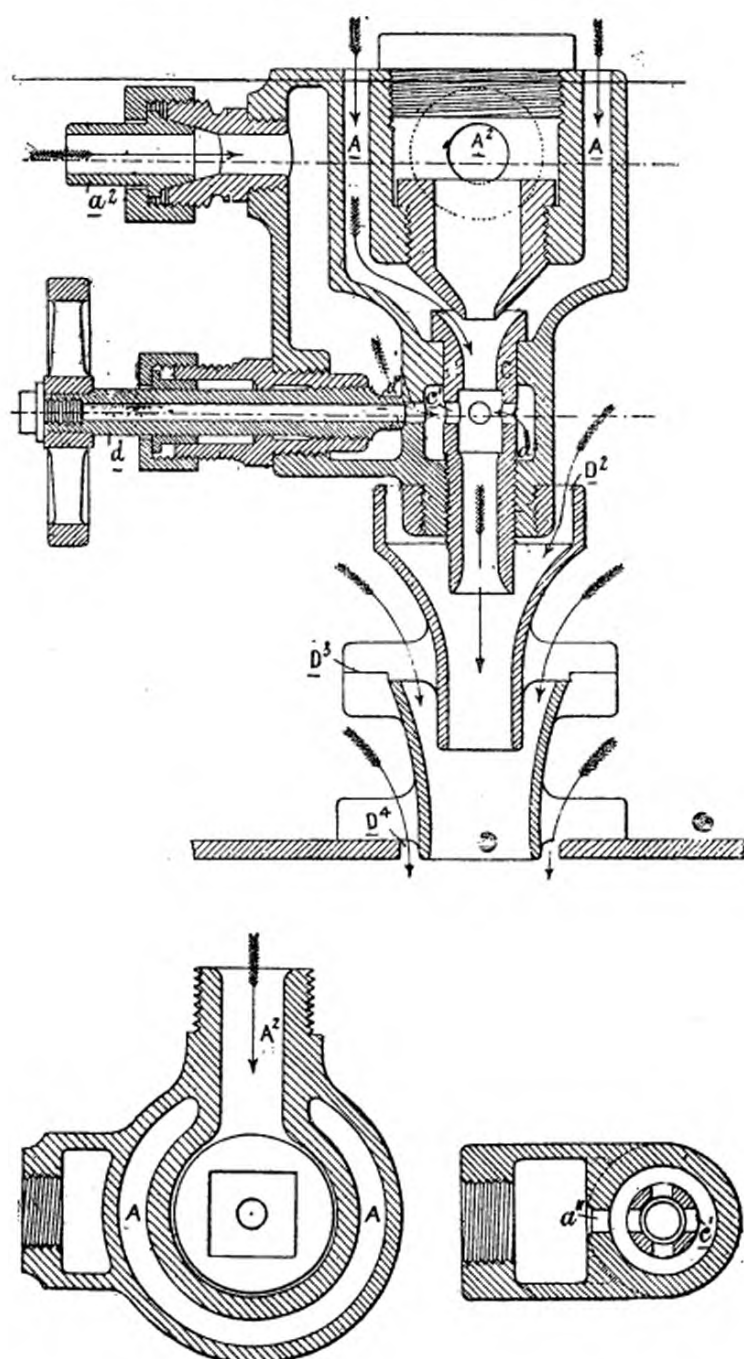


Fig. 1141 à 1143. — Brûleur Stewart et Farmer. Coupe longitudinale.  
Coupes transversales par  $a^2$  et par  $c'c'$ .

$a^2$ , admission du pétrole par l'orifice  $a''$ , réglé en  $d$ , et les trous  $cc'$ , au droit du mélange de vapeur ou d'air comprimé amené par  $A^2$  et d'air aspiré par  $A$ . —  $D^2, D^3, D^4$ , aspirations successives d'air convergeant à l'entrée du foyer.

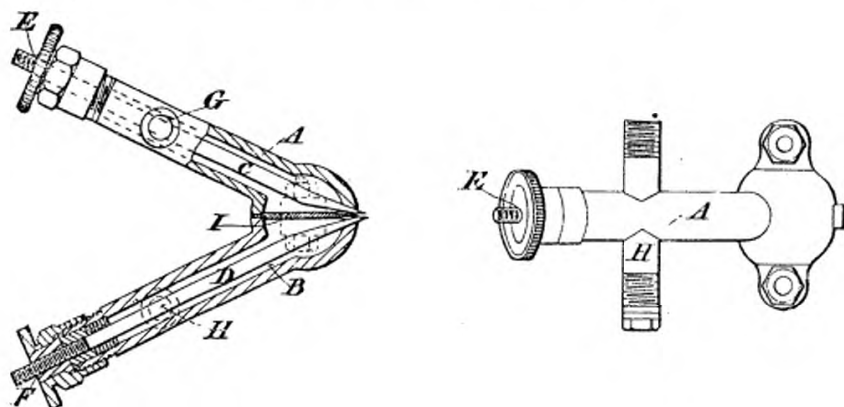


Fig. 1144 et 1145. — Brûleur Chepournoff. Coupe verticale et plan.

GA et HB, admissions de la vapeur et du pétrole, réglées par Ec et FD.

I, plaque de pulvérisation et de vaporisation du pétrole.

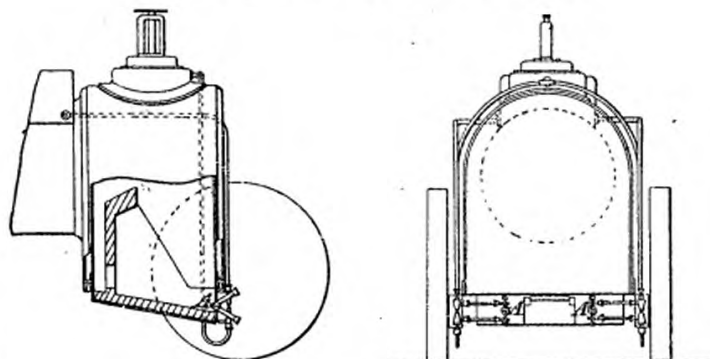


Fig. 1146 et 1147. — Application du brûleur Chepournoff à une locomobile.

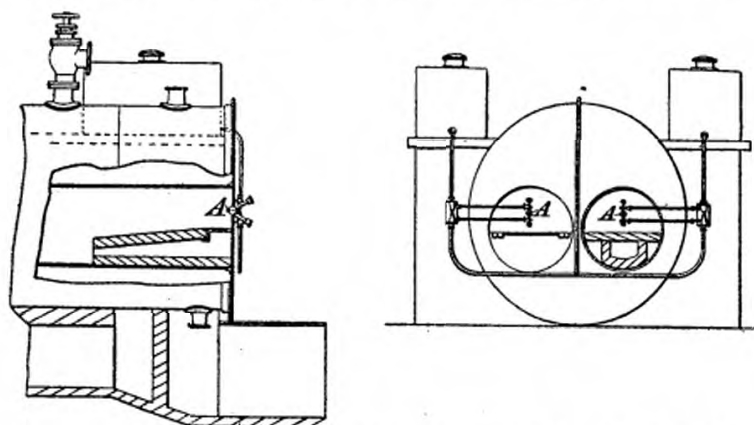


Fig. 1148 et 1149. — Application du brûleur Chepournoff à une chaudière fixe.

environ un quart d'heure avant le petit; après quoi, l'on ferme soigneusement les portes, pour éviter la détérioration du foyer par afflux d'air froid. Le pétrole doit être porté à 70 degrés environ avant d'arriver à l'injecteur, et débarrassé de son eau par une purge placée au bas de son réservoir, avec tube indicateur.

## ADDITION À LA PAGE 45.

## INJECTEUR BROWNLEY.

La manœuvre de cet injecteur, très simple et sans soupape, est la suivante (fig. 1150) :

Après avoir tourné D dans la position indiquée sur la figure de gauche,

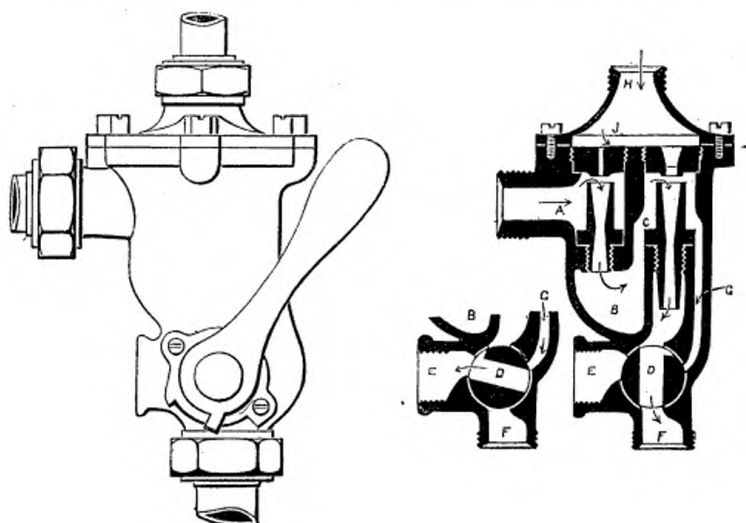


Fig. 1150 à 1152. — Injecteur Brownley. Élévation. Coupe longitudinale et détail du robinet D.

II, admission de vapeur passant, quand D occupe la position de gauche par CGD au trop-plein E, et aspirant par ABC l'eau d'amorçage. Après l'amorçage, on ferme E, et l'on ouvre F, par où le jet est refoulé par JB et C.

la vapeur, admise par H, file, par CGD, au trop-plein E, et aspire l'eau d'amorçage ABC, puis elle la refoule au trop-plein. Dès qu'il s'en échappe un jet continu, on ferme E, et l'on ouvre le refoulement F.

Cet injecteur marche bien à l'eau chaude. Il ne lui faut qu'une pression de 1 kilogramme pour aspirer à 1 m. 50, et 3 kilogr. 5 pour aspirer à 7 m. 50. Amorcé avec une pression de 1 kilogramme par exemple, il con-

tinuera d'alimenter jusqu'à une pression de 0 kilogr. 40. Le plus petit type, avec aspiration A de 13 millimètres de diamètre et un refoulement F de 10 millimètres de diamètre, débite 500 litres par heure; le plus grand (A=65 F=50 millimètres) débite 1 m. c. 400; il suffit pour des puissances allant jusqu'à 500 chevaux.

C'est un appareil robuste, d'une visite et d'un entretien très faciles.

### INJECTEUR PARK.

Cet injecteur, très répandu aux États-Unis, est (fig. 1153 à 1155) également fort simple.

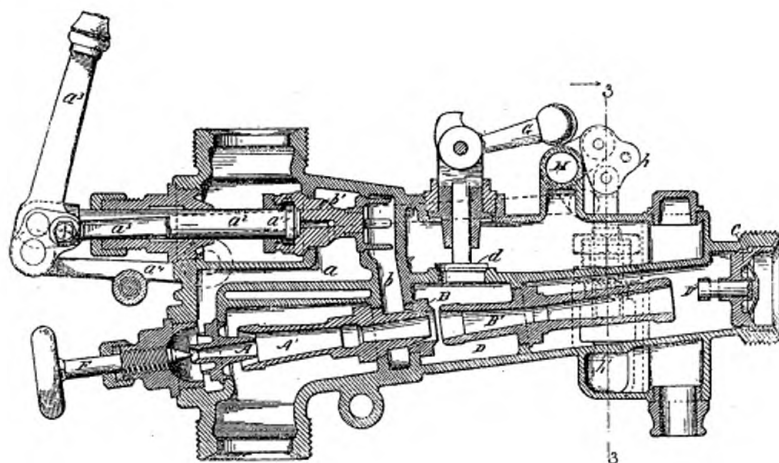


Fig. 1153. — Injecteur Park. Coupe longitudinale.

$a^3$ , levier pivoté sur  $a^1$ , qui, tiré à gauche, ouvre par  $a^2$  la soupape  $a'$ , de manière à admettre la vapeur par  $aFA$  dans l'aspirateur  $A'$ , en même temps qu'il ouvre par  $a^5Hh$  (fig. 1155) le trop-plein  $h'$ . —  $d$ , soupape automatique laissant l'eau d'amorçage s'échapper par  $h'$ , puis se fermant par le vide en D. —  $b'$ , soupape qui, une fois l'injecteur amorcé, s'ouvre par le prolongement du mouvement de  $a^2$ , et admet la vapeur en grand par  $b'b$ . —  $G$ , levier à came permettant de fermer  $d$ .

Lorsqu'on tire à gauche le levier  $a^3$ , pivoté sur le bras  $a^4$ , il ouvre, par  $a^2$ , la soupape  $a'$ , qui admet de la vapeur par  $aA$  dans l'aspirateur  $A'$ , en même temps qu'il ouvre par  $a^5Hh$  la soupape de trop-plein  $h'$ , de sorte que l'eau d'amorçage s'échappe par  $h'$ , après avoir traversé la soupape intermédiaire automatique  $d$ , jusqu'à ce que l'amorçage bien établi ait créé en D un vide suffisant pour déterminer la fermeture automatique de  $d$ . Le

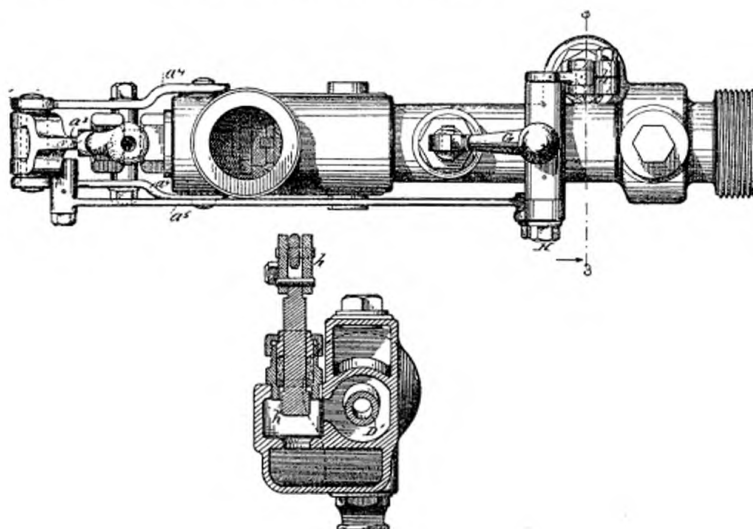


Fig. 1154 et 1155. — Injecteur Park, plan et coupe 3-3 (fig. 1153).  
(Même légende qu'en fig. 1153.)

mouvement de  $a^3$ , se continuant, admet alors en grand, par  $b'b$ , la vapeur au refoulement B, et ferme le trop-plein  $h'$ .

L'on n'a plus ensuite qu'à régulariser l'alimentation par F, sans bouger  $a^3$ . A l'avant de l'injecteur,  $a^3$  ouvre  $h'$ , puis ferme successivement B et A.

La came du levier G permet de maintenir au besoin fermée la soupape automatique  $d$ .

## ADDITION À LA PAGE 56.

## SÉPARATEUR SWEET.

Ce séparateur, de date récente, est déjà assez répandu aux États-Unis.

La vapeur arrive par le haut de l'appareil en A (fig. 1156) sur un cône à doubles parois, dont l'extérieure est en tôle perforée; puis, de ce cône, elle passe dans l'espace annulaire E, réservé entre deux cylindres également à doubles parois, pour se rendre enfin au moteur par le cylindre central, suivant les flèches. Le principe de l'appareil est que l'eau entraînée, passant immédiatement au travers des tôles perforées, est définitivement séparée le plus tôt possible de la vapeur, sans aucun risque de pouvoir être ensuite reprise et entraînée par la vapeur. L'eau ainsi séparée est amenée, par C et par des gouttières convenablement aménagées, au bas du séparateur, qui se trouve isolé de la vapeur par le cône F, empêchant tout retour d'eau.

Ainsi que l'indique la figure 1157, cet appareil peut aussi se disposer horizontalement.

Pour un tuyau de vapeur de 100 millimètres de diamètre, l'appareil a 300 millimètres de diamètre et 1 mètre de haut.



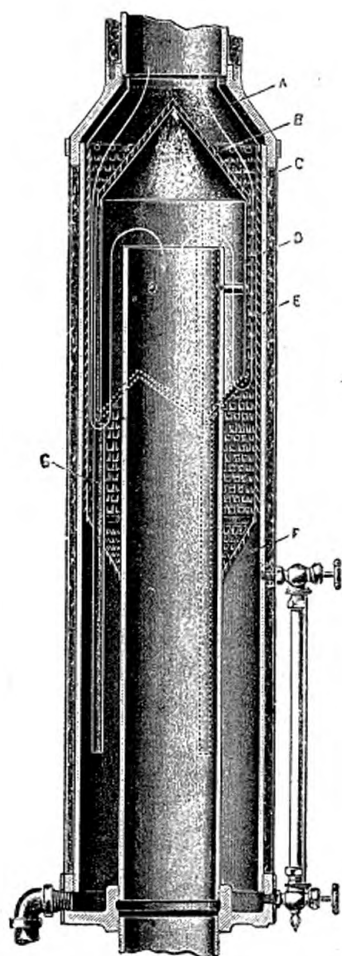


Fig. 1156. — Séparateur Sweet vertical.

A, arrivée de la vapeur sur un cône B, à double paroi, dont l'extérieure est en tôles perforées, d'où elle passe en E. L'eau séparée est amenée, par G et des gouttières, au bas du séparateur isolé de la vapeur par le cône F.

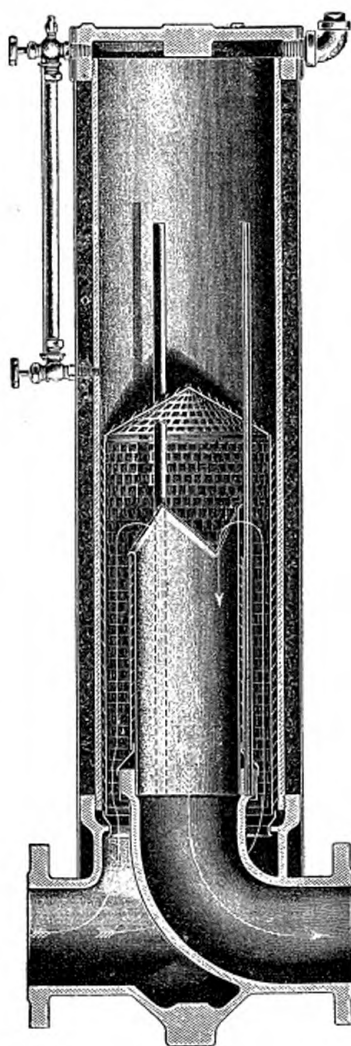


Fig. 1157. — Séparateur Sweet horizontal.

## ACCESSOIRES DES CHAUDIÈRES.

*Chapelle de refoulement double de Crosby.* — Cet appareil se compose d'un robinet avec boisseau à deux compartiments orthogonaux renfermant chacun

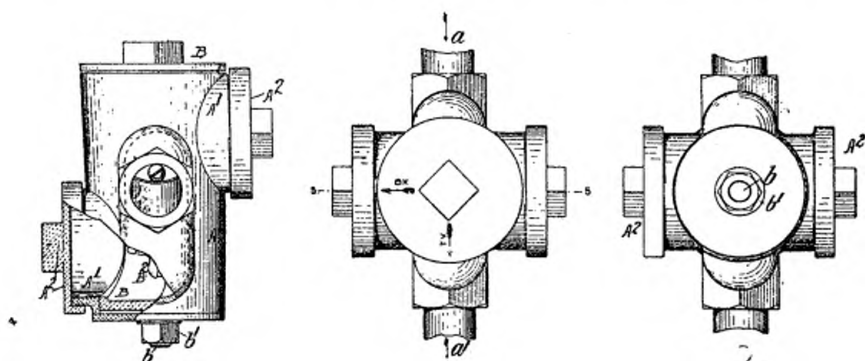


Fig. 1158 à 1160. — Chapelle de refoulement double Crosby. Coupe partielle *aa*.  
Plan et vue en dessous.

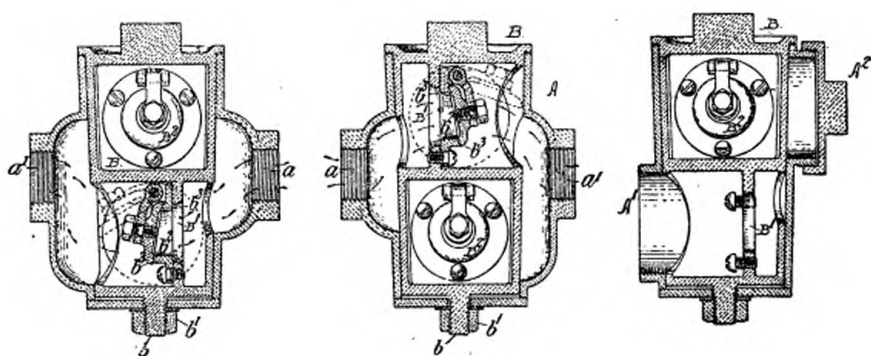


Fig. 1161 à 1163. — Clapet de refoulement double Crosby. Coupes *aa'* et 5-5, fig. 1158.

B, boisseau à deux clapets de retenue  $B^1B^2$ , avec sièges  $b^1b^2B'$ , serrage  $bb'$  et regards  $A^1A^2$ .  
 $aa'$ , passage du refoulement à la chaudière par le clapet  $B^2$  du haut (fig. 1162) ou du bas (fig. 1161).

un clapet de retenue  $B^2$ . Dans la position indiquée sur la figure 1161, c'est le clapet du bas qui fonctionne, laissant l'eau d'alimentation passer à la chaudière de *a* en *a'*. Si ce clapet se dérègle, on tourne, par B, le ro-

binet de 180 degrés, ce qui substitue (fig. 1162) le clapet supérieur à l'inférieur, amené en regard de son bouchon A<sup>2</sup>, qu'il suffit de dévisser pour le rendre parfaitement accessible, sans arrêter le fonctionnement de l'ali-

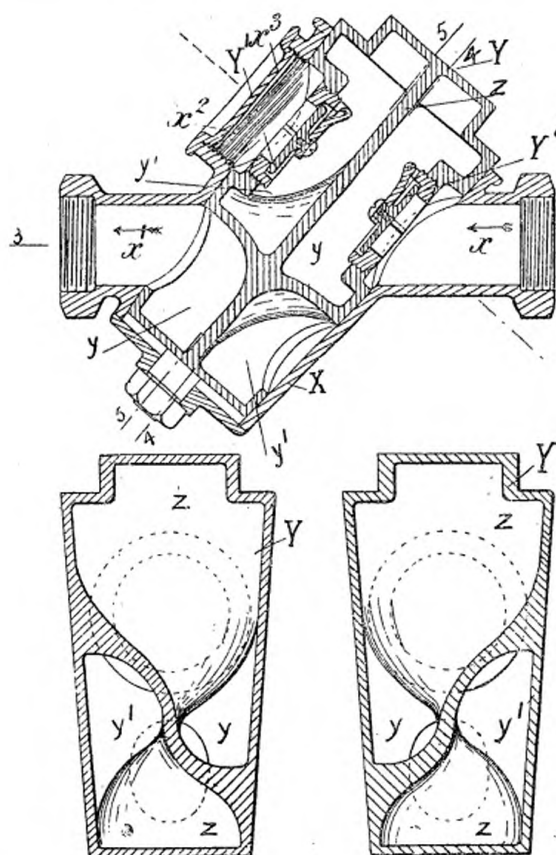


Fig. 1164 à 1166. — Clapet de reflux double Croshy. Coupe longitudinale.  
Coupes 4-4 et 5-5.

Le reflux passe de  $x$  en  $x'$  par  $y$  ou par  $y'$ , suivant l'orientation du boisseau  $z$ . —  $x^2$ , regards.

mentation. C'est donc une disposition fort ingénieuse, simple et pratique, qui méritait d'être signalée.

Avec la variante fig. 1164, l'alimentation passe de  $x$  en  $x'$  par  $y$  ou par  $y'$ , suivant que l'on amène le robinet dans la position figurée ou à 180 de-

grés de cette position, tandis que l'alimentation est complètement fermée à 90 degrés de ces positions. Il suffit de dévisser les regards  $x^2$  pour avoir accès complètement libre au clapet inactif.

*Soupape de vidange Mac Intosh.* — Ce robinet fonctionne comme il suit (fig. 1167) :

Pour vider la chaudière, on en admet, par  $f$ , la vapeur sur le piston J,

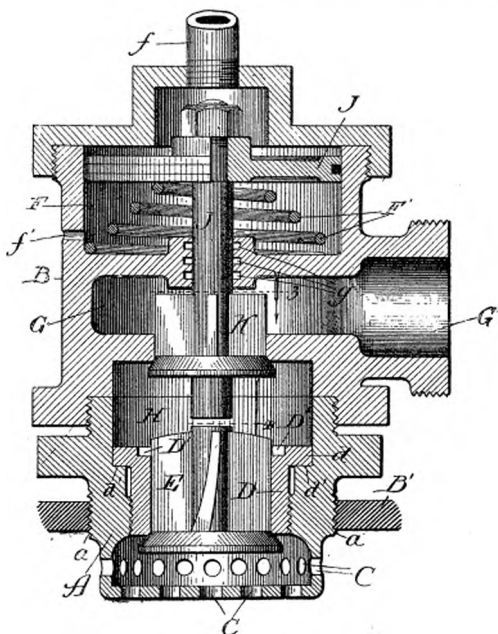


Fig. 1167. — Soupape de vidange Mac Intosh.

$f$ , tuyau admettant la vapeur sur le piston J, à rappel  $F'$ , qui, s'abaissant, ouvre K, puis E de sorte que la vapeur s'échappe par CEKG'. — DD'd, siège de E, fileté dans a.

qui, malgré le ressort de rappel  $F'$ , ouvre la soupape intermédiaire K, puis la soupape E, et laisse la vapeur s'échapper de la chaudière par CEKG'. La soupape intermédiaire K remédie à toute fuite accidentelle de E, et l'on peut détacher la chapelle B de K de la chaudière sous pression. Cette

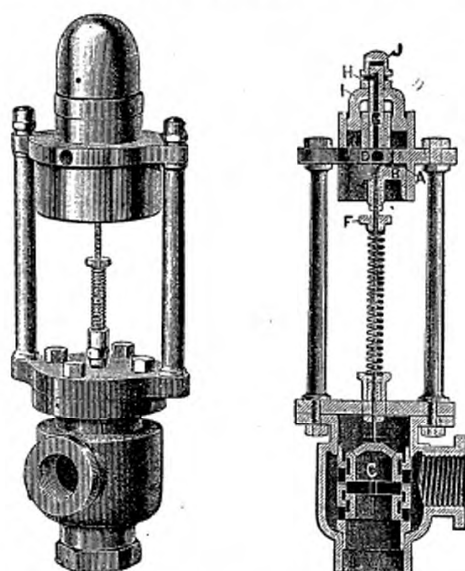


Fig. 1168 et 1169. — Régulateur d'alimentation Bosworth. Élévation et coupe verticale.

C, soupape de prise de vapeur à la pompe alimentaire (fig. 1170) suspendue au piston B par une tige à ressort réglé en F. — D, admission de l'air comprimé du tuyau T (fig. 1170) qui s'échappe à l'atmosphère par le canal G, réglable en HJ.

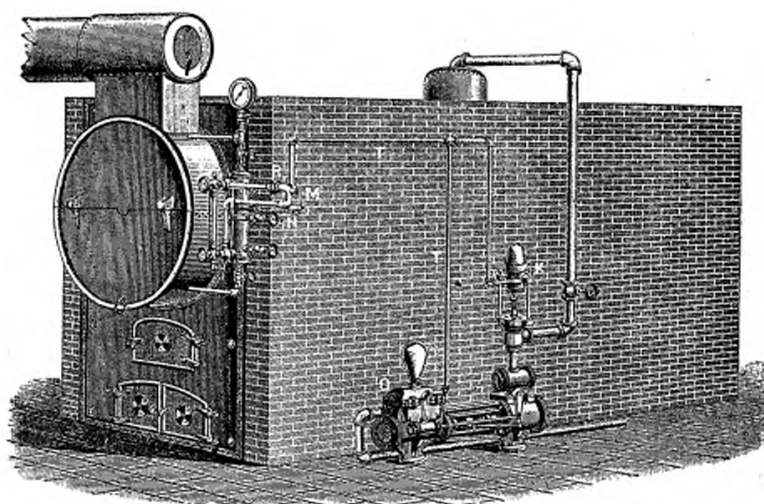


Fig. 1170. — Régulateur d'alimentation Bosworth. Ensemble de l'installation.

soupape paraît présenter le grand avantage d'une sûreté de fonctionnement à peu près absolue.

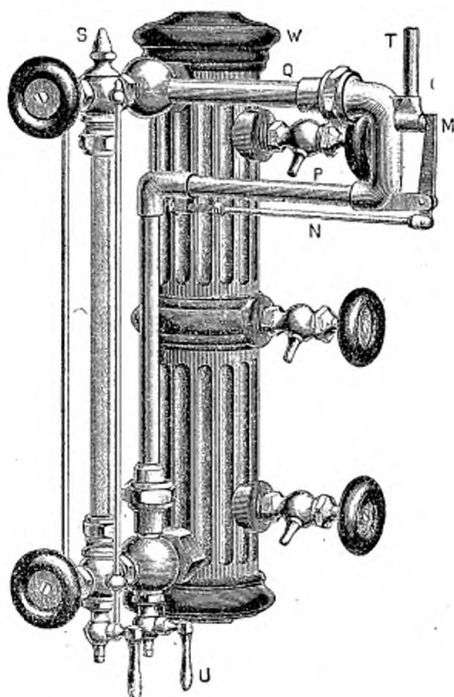


Fig. 1171. — Niveau-régulateur Bosworth.

M, soupape du tuyau d'air comprimé T, montée sur le tuyau Pg de la colonne de niveau d'eau, et qui, dès que ce niveau baisse, se dilate plus que N, ouvre M, et, par suite, en grand la prise de vapeur C (fig. 1169).

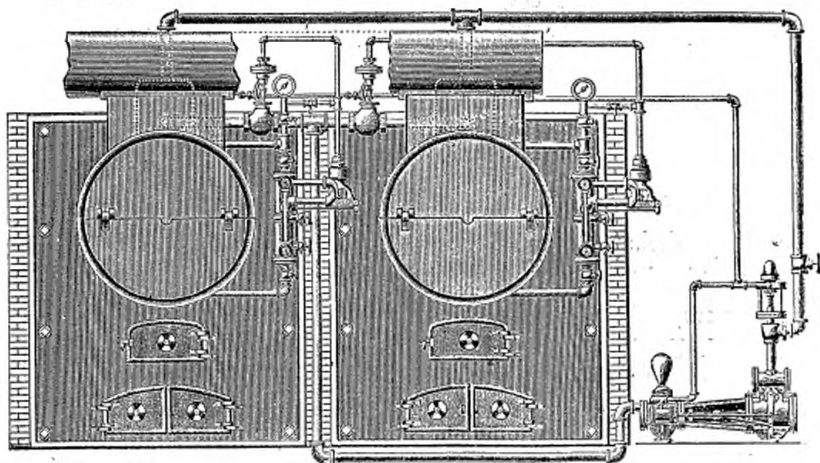


Fig. 1172. — Régulateur d'alimentation Bosworth en batterie.

*Régulateur d'alimentation Bosworth.* — Ce régulateur, construit par la maison Crosby, se compose (fig. 1168) d'une tige à piston B, suspendue à un ressort de tension réglée par un écrou F, et tendant à lever et à ouvrir la prise de vapeur C de la pompe alimentaire; à cette pompe, est jointe (fig. 1170) une petite pompe à air refoulant, par un tuyau T, de 3 milli-

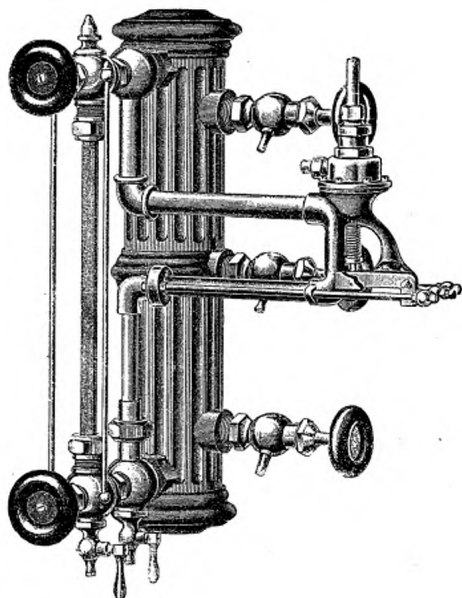


Fig. 1173. — Niveau thermostatique Bosworth.

mètres de diamètre, et en D (fig. 1169) dans la chambre A, de l'air comprimé qui s'échappe dans l'atmosphère par le canal G, réglable en HJ, en abaissant le piston B et sa tige, c'est-à-dire, en étranglant la prise de vapeur de la pompe alimentaire dès qu'elle dépasse la vitesse normale fixée par l'écrou J. Un dash-pot à huile I atténue les vibrations de l'appareil, que l'on peut rendre très sensible.

Le tuyau T se bifurque vers une soupape M (fig. 1170) montée sur le tuyau coudé PQ (fig. 1171) de la colonne de niveau d'eau. Tant qu'il y a de l'eau en P, la soupape M reste fermée, mais si le niveau baisse de



manière à y faire entrer de la vapeur, P, s'échauffant, se dilate plus que la tige réglable N, et M s'ouvre, laissant l'air s'échapper de T, de sorte que le régulateur ouvre en grand la prise de vapeur de la pompe alimentaire.

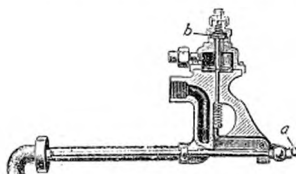


Fig. 1174. — Thermostat Bosworth.

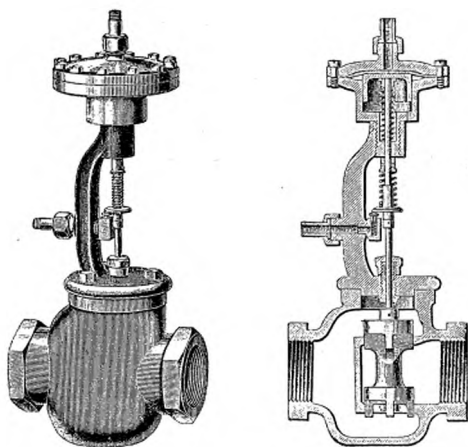


Fig. 1175 et 1176. — Détail de la valve régulatrice Bosworth à membrane.

Lorsqu'il s'agit de régulariser ainsi l'alimentation d'une batterie de chaudière (fig. 1172) chacun des thermostats commande une valve (fig. 1173 et 1175) disposée sur son tuyau d'alimentation, et dont la tige est reliée à une membrane chargée par la vapeur de la chaudière au moyen d'un tuyau qui communique avec la soupape *b* (fig. 1174) du thermostat. Dès que le niveau baisse dans l'une des chaudières, la dilatation de son tube thermostatique, agissant en *a* sur le levier coudé qui porte la tige de *b*,

ouvre cette soupape qui, laissant la vapeur s'échapper au-dessus de la membrane de la valve (fig. 1175), lui permet de se lever et de s'ouvrir sous la poussée de son ressort. Ce mouvement ouvre en même temps la prise d'air indiquée à gauche de la figure, et accélère le mouvement de la pompe. Dès le niveau rétabli, *b* se ferme, et la pression de la vapeur referme la valve d'alimentation, arrêtant de nouveau la pompe, à moins que le niveau n'ait baissé dans une autre chaudière de la batterie.

## ADDITION À LA PAGE 59.

## RÉCHAUFFEURS D'ALIMENTATION.

L'idée de réchauffer l'eau d'alimentation en partie par la vapeur vive de la chaudière, comme dans le type américain de Peck Wheeler, a été appliquée depuis quelques années en Angleterre par KENNEDY<sup>(1)</sup> qui n'y avait d'abord songé que pour éviter à la chaudière la fatigue occasionnée par les alimentations froides. Il paraît certain qu'il résulte en outre, de l'emploi de ce système, qui s'est très rapidement répandu, principalement à bord des navires, une certaine économie de combustible, difficile à chiffrer en l'absence d'expériences concluantes, et que l'on peut sans doute attribuer en partie à une meilleure utilisation des surfaces de chauffe du fait de l'amélioration de la circulation. Il serait très intéressant de faire quelques expériences décisives sur ces réchauffeurs, ainsi que sur les réchauffeurs régénérateurs analogues à ceux de WEIR<sup>(2)</sup>, au sujet desquels les renseignements sont contradictoires, et qui intéressent l'un des points les plus discutés de la machine à vapeur.

## RÉCHAUFFEUR COBBES (CHICAGO).

La vapeur arrive (fig. 1177) de la machine dans ce réchauffeur par un séparateur 42, à chicanes 43, disposées de manière à en recueillir l'huile en 46; puis elle parcourt les tablettes 14, à ouvertures 15, alternées de façon que la vapeur doit, pour sortir en 2, lécher toute la surface de l'eau qui, amenée par 12, parcourt les tablettes en sens contraire, comme l'indiquent les flèches. Ces tablettes sont disposées de manière à pouvoir être facilement enlevées par la porte 20.

L'eau réchauffée et la vapeur condensée passent par 21 au détartreur 22, dont les boues s'évacuent par 40, puis à l'aspirateur 30 de la pompe ali-

<sup>(1)</sup> Brevet anglais 19550, de 1890. *Revue industrielle*, 29 septembre 1891, p. 381. *The Engineer*, 3<sup>e</sup> avril, 3 et 31 juillet 1891, p. 265 et 97; 21 avril 1893, p. 347. Consulter aussi, sur la théorie des réchauffeurs :

Cotterill, *Engineering*, 2 mai 1892, p. 527 et C. Elliott, *Engineering*, 11 janvier 1893, p. 63.

<sup>(2)</sup> *Revue industrielle*, 24 janvier 1893, p. 241. *Génie civil*, 8 avril 1893, p. 370.

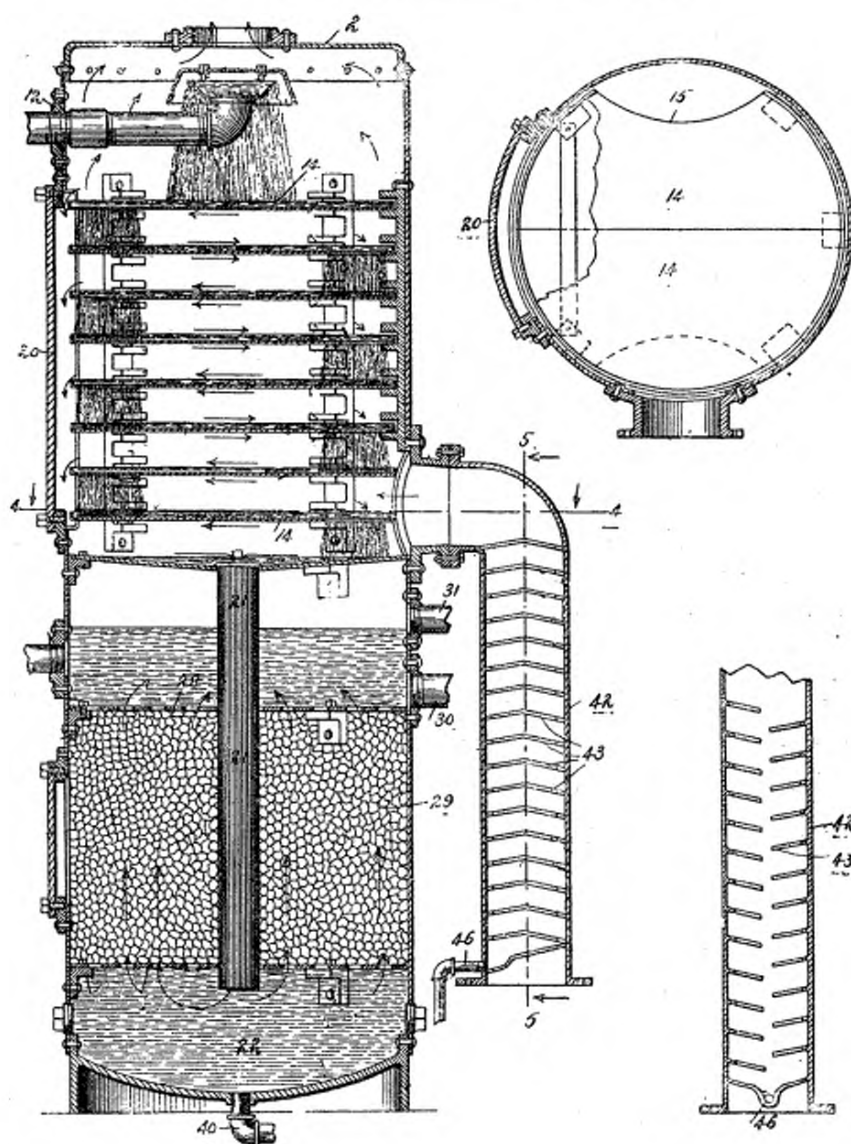


Fig. 1177 à 1179. — Réchauffeur d'alimentation Cobbes. Coupe verticale. Coupe 4-4 et détail de la colonne 42.

42, séparateur recevant au bas la vapeur, avec chicanes 43 disposées de manière à recueillir l'huile en 46. — 14, 14, tablettes faciles à enlever par la porte 20, avec ouvertures 15 alternées de façon que la vapeur doive, pour sortir en 2, lécher toute la surface de l'eau qui, amenée par 12, parcourt les tablettes en sens contraire. 21, tube amenant l'eau condensée dans le détartreur 22, à purge 40, d'où elle passe au travers du filtre 29, à l'aspiration 30 de la pompe alimentaire. 31, trop-plein réglant l'appareil concurremment avec un flotteur agissant sur l'arrivée de l'eau en 12.

mentaire, après avoir traversé la couche filtrante 29 : coke, graviers, etc. Un trop-plein 31 règle, concurremment avec un flotteur agissant au besoin sur 12, le jeu de l'appareil.

## RÉCHAUFFEUR COCHRANE.

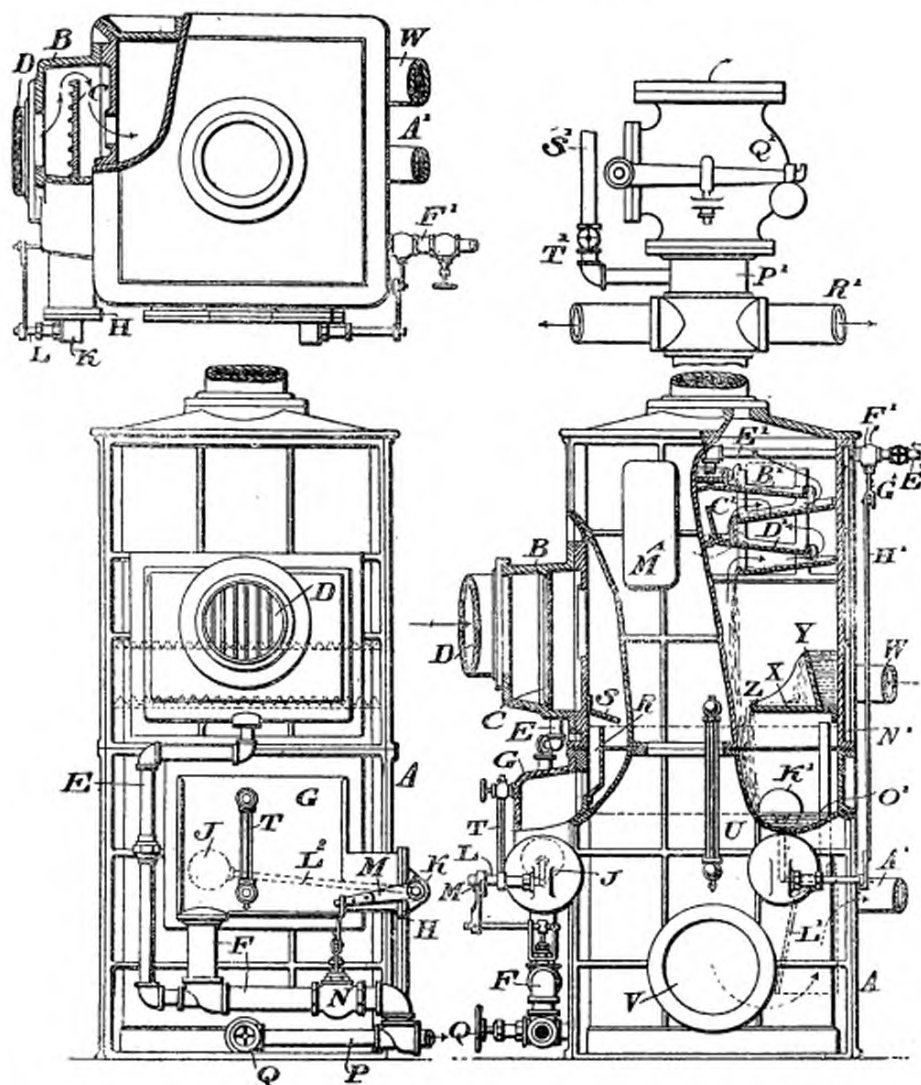


Fig. 1180 à 1182. — Réchauffeur d'alimentation Cochrane. Élévation et plan.

D, arrivée de la vapeur d'échappement au droit du retour de l'eau de condensation par W, sur la cascade XZ, à joint hydraulique Y. — K', flotteur qui, lorsque le niveau de l'eau baisse dans la bûche C, ouvre par H'C la soupape F', laquelle admet l'eau froide de E' sur les plaques de précipitation B'C'D', le long desquelles s'évacue en sens contraire, vers R', la vapeur non condensée. R, déversoir par lequel l'eau en excès dans C passe en G, dont le flotteur J ouvre par M le trop-plein NP, lequel reçoit en F l'huile entraînée par la vapeur d'échappement et séparée par C. A', aspiration de la pompe alimentaire. Q', soupape réglant la pression en R'. Si cette pression est trop faible, la valve T' laisse la vapeur de la chaudière passer, par S', au réchauffeur en quantité nécessaire pour y rétablir la pression.

Ce réchauffeur construit par les « Harrison Safety Boiler Works », de Philadelphie, est très apprécié aux États-Unis, principalement dans les instal-

lations où l'on utilise la vapeur d'échappement au chauffage des locaux par radiateurs.

La vapeur d'échappement arrive par D (fig. 1180) au droit du retour de l'eau de condensation du radiateur, qui s'opère par le tuyau W, sur la cascade ZX, à déverseur Y, noyé de manière à former avec W un joint hydraulique y, empêchant tout mélange de vapeur. Cette eau et cette vapeur se mélangent et se précipitent dans la bêche C, d'où l'eau bouillante est aspirée par la pompe alimentaire en A'. Si le retour W est insuffisant, le flotteur *k* ouvre par H<sup>1</sup> la soupape F<sup>1</sup>, qui admet le complément d'eau nécessaire par les plaques de précipitation B<sup>1</sup> C<sup>1</sup> D<sup>1</sup>, parcourues en sens contraire du courant de l'eau par la vapeur non condensée qui s'échappe de RR' aux radiateurs. Si, au contraire, le débit de W est trop abondant, l'eau, débordant R, passe en G, et le flotteur J ouvre le trop-plein NP. Ce même trop-plein reçoit en F l'huile entraînée par la vapeur d'échappement, et séparée par le séparateur C.

Enfin, le branchement R' des radiateurs est relié par P' à une soupape Q', qui en règle la pression. Si cette pression est trop forte dans le réchauffeur, cette soupape s'ouvre à l'atmosphère; si elle est trop faible, la valve d'étranglement T', réglée à la pression normale, laisse la vapeur de la chaudière passer par S' dans le réchauffeur en quantité nécessaire pour y rétablir la pression de régime.

## ADDITION À LA PAGE 100.

## MACHINE COMPOUND RAPIDE BECK.

On peut encore citer, parmi les machines rapides les plus en vogue aux États-Unis, celles de Beck, construites jusqu'à 600 chevaux par la Taylor Manufacturing Co de Chambersburg.

Dans ces machines compound, les deux pistons D' et F' sont (fig. 1183 et 1190) conjugués par une même traverse F, à patins réglables *ll*, et les tiroirs équilibrés des deux cylindres sont commandés, à l'aide de renvois, l'un par un excentrique à calage fixe Q, et l'autre, celui du petit cylindre, par un excentrique soumis au régulateur K. Les segments U (fig. 1198) de ces tiroirs, au nombre de deux à chaque extrémité du tiroir, de chaque côté d'un anneau fixé par des boulons *v*, se dilatent par la pression même de la vapeur, et forment une garniture automatiquement étanche.

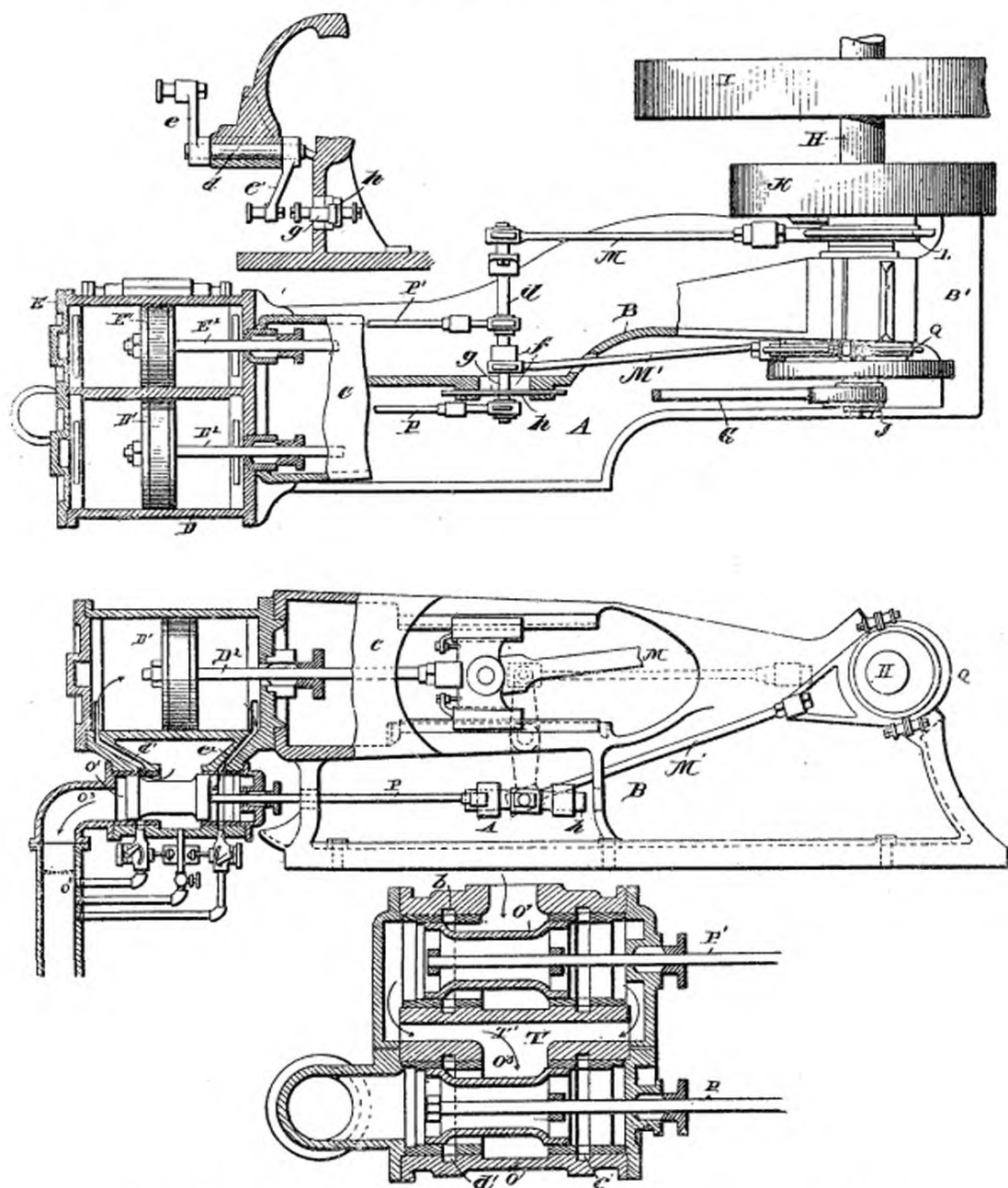


Fig. 1183 à 1186. — Machine compound rapide Beck. Plan-coupe par les cylindres.

Élévation-coupe par le grand cylindre et détail de la distribution et du renvoi  $ec'$ .

II, arbre de couche avec volant I et régulateur direct H, agissant sur l'excentrique I, qui commande par  $MedeP'$  le tiroir-piston équilibré  $O^3$  du petit cylindre E. — Q, excentrique à calage invariable commandant par  $M'GHP$  le tiroir du grand cylindre D.

E et D, petit et grand piston à tiges  $E^2D^2$  accouplées (fig. 1192) sur une même bielle M.

Dans la position figurée des tiroirs  $O^3$  et  $O^1$ , la vapeur de la chaudière passe par  $b$  à gauche du petit cylindre, dont l'échappement se fait par la lumière  $b$  de droite et, suivant les flèches, dans la boîte TT, d'où elle passe par  $O^3d'$  en  $D'$ , en même temps que l'échappement de  $D'$  se fait par  $c^2O^3O^1$ .



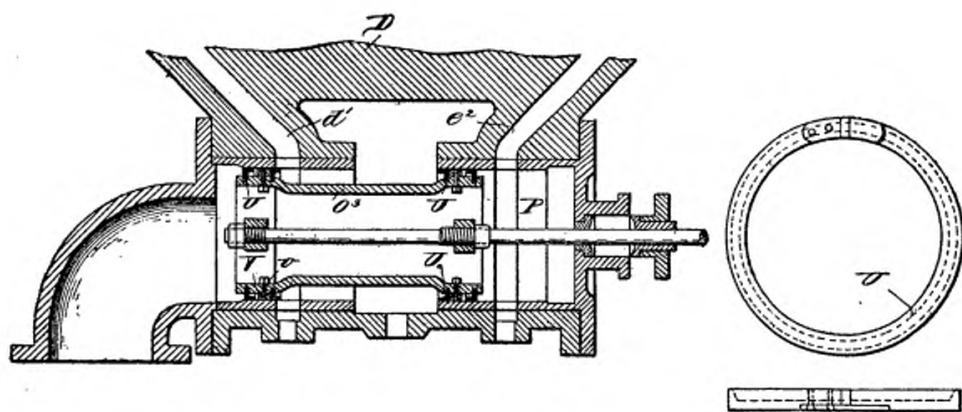


Fig. 1187 à 1189. — Machine compound rapide Beck. Détail du tiroir O<sup>3</sup> et d'un segment U.

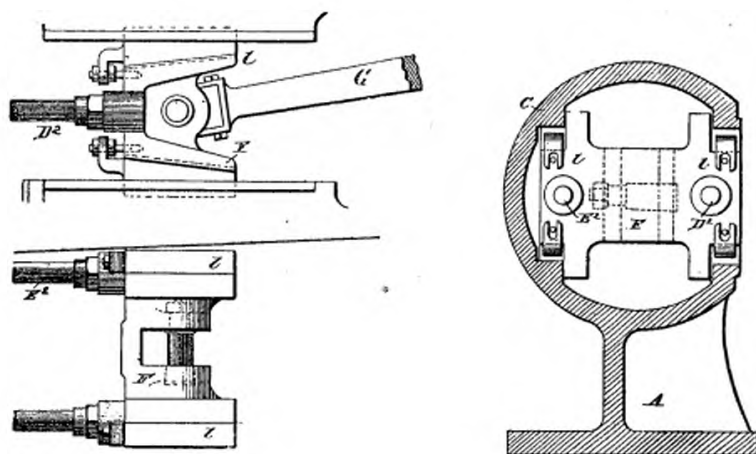


Fig. 1190 à 1192. — Machine compound Beck. Détail du croisillon F.

## ADDITION À LA PAGE 108.

NOUVELLE DISTRIBUTION REYNOLDS A ROBINET D'ADMISSION  
TOURNANT.

Cette nouvelle distribution fonctionne comme il suit, en ce qui concerne l'admission (fig. 1193 à 1200). Quand la tige G de l'excentrique tire de gauche à droite la manivelle F, folle sur E (fig. 1198), son doigt H

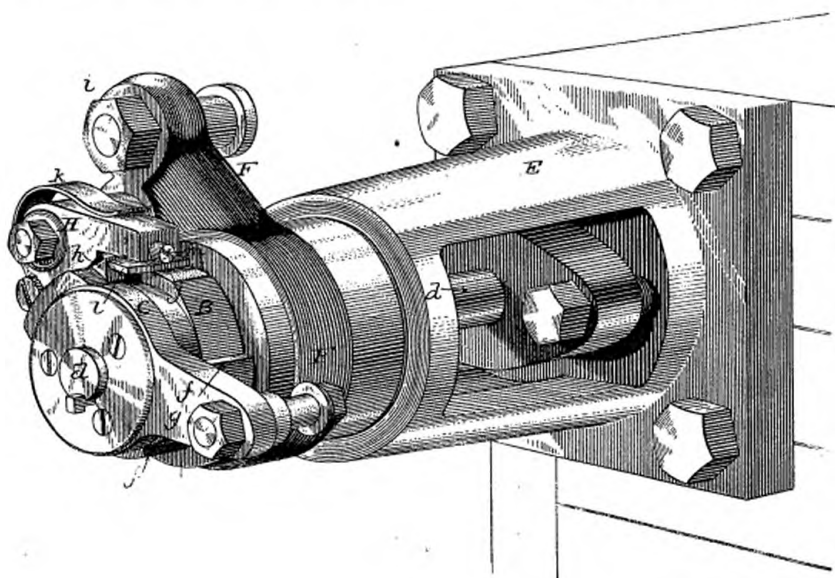


Fig. 1193. — Distribution Reynolds. Vue perspective. (Même légende qu'en fig. 1194.)

(fig. 1194), rabattu par le ressort *k*, enclenchant la dent correspondante du rochet B, calé sur *d*, fait tourner le robinet d'admission Aa de l'angle Xa (fig. 1200) ou du double de la largeur d'une barrette *b* (72 degrés), ce qui ouvre puis ferme géométriquement l'admission; puis F retourne en laissant A fermé, pour la rouvrir de nouveau, et la fermer à la course suivante, à moins qu'il n'en soit empêché par l'action du régulateur sur le collier C.

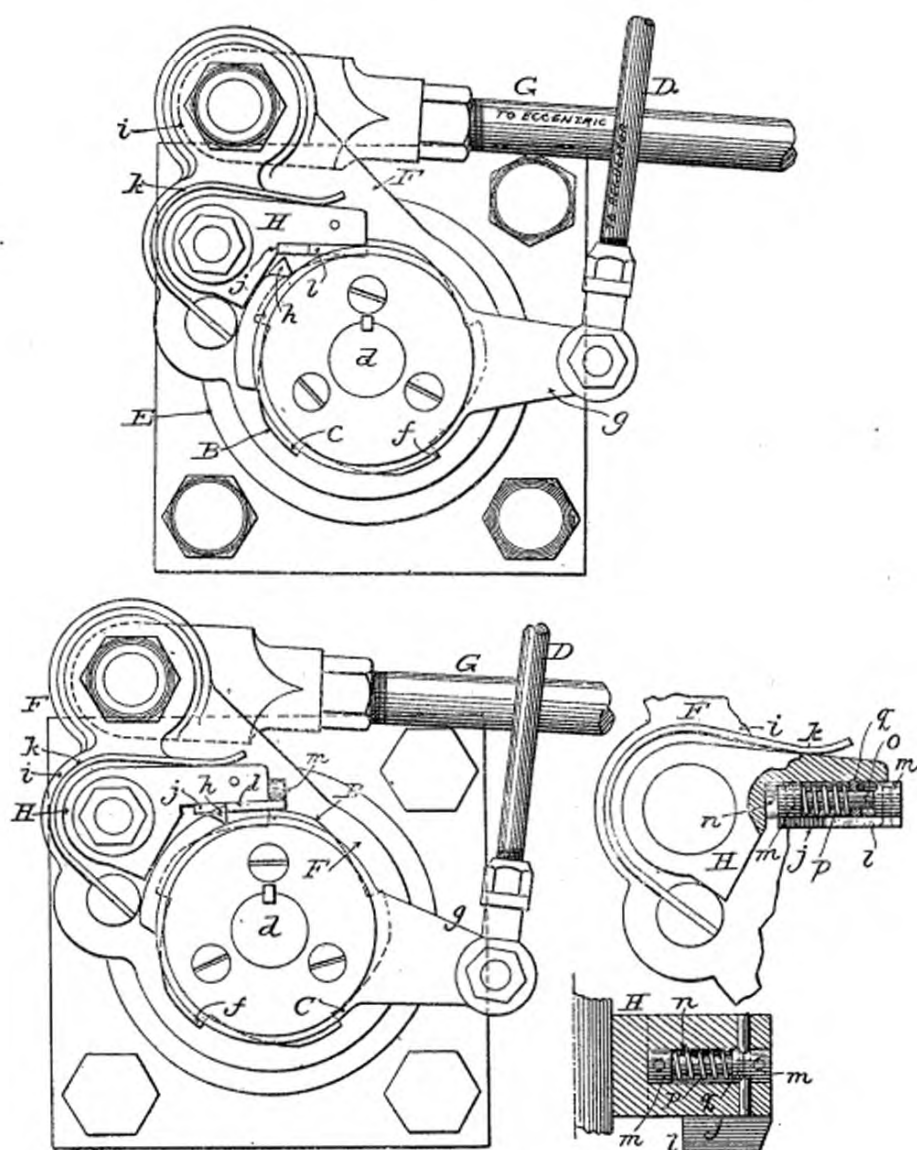


Fig. 1194 à 1197. — Distribution Reynolds. Vue de face sans frein puis avec arrêt par le régulateur et détail du doigt H.

G, tige d'excentrique articulée au levier F, qui, tiré de gauche à droite et fou sur E (fig. 1198), entraîne par son doigt H, à ressort *k*, le rochet B, calé sur *d*, et le robinet Aa d'un arc X (fig. 1200) égal à deux fois la largeur d'une barrette *b*, de manière à ouvrir puis fermer l'admission.

D, tige du régulateur manœuvrant par *g* le collier C (fig. 1193), de manière que son taquet *h* vienne (fig. 1195), si la machine s'emporte, au retour de H, repousser sa palette *lj*, malgré le ressort *p*, à rappel *mn*, et empêche H de retomber en prise avec B.

A cet effet, si la machine s'accélère, le régulateur tourne C de manière que son taquet *h* vienne, lorsque H recule, repousser sa plaquette *j*, malgré



## ADDITION À LA PAGE 109.

## CORLISS A DEUX DISTRIBUTEURS TWISS (NEW-HAVEN).

Les machines de M. Twiss sont assez répandues aux États-Unis. On se rendra facilement compte du fonctionnement de leur distribution par les figures 1203 à 1208, qui représentent le type de 1879.

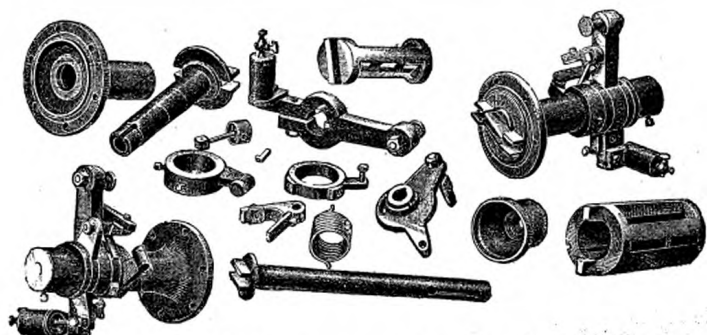
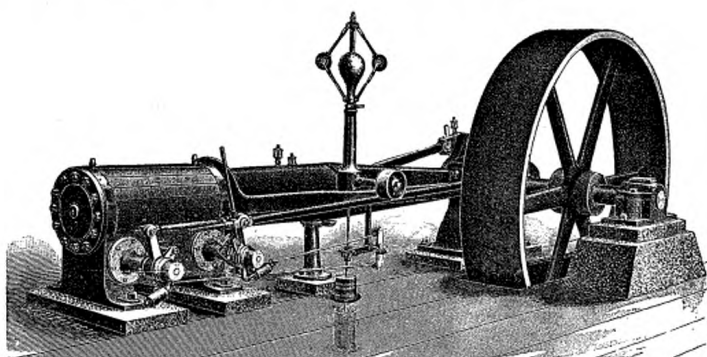


Fig. 1201 et 1202. — Machine Twiss de 1892. Ensemble et détail d'un distributeur.

Chaque distributeur se compose d'un robinet d'admission et d'échappement et d'une valve de détente.

Le robinet E, solidaire du manchon F (fig. 1208), est actionné directement par l'excentrique et son levier F<sup>1</sup> : il admet la vapeur de C au cylindre A par E'daB quand il occupe la position fig. 1204, et il l'échappe

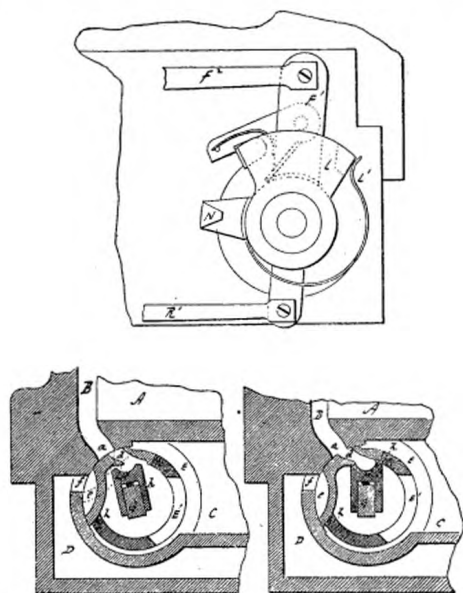


Fig. 1203 à 1205. — Distribution Twiss de 1879. Vue de face et coupes transversales à l'admission et à la fermeture.

A, cylindre moteur. EE', robinet oscillant. H, valve de détente. C, chambre de vapeur.  
fD, échappement.

par B<sup>a</sup>defD quand il occupe la position indiquée en pointillés sur cette même figure. Pour assurer l'étanchéité, les parties frottantes sont séparées de E et appuyées sur la glace *a* par des ressorts *h, h*.

La valve de détente H est menée par le carret de l'arbre G, solidaire du levier L, qu'un ressort L' tend toujours à ramener dans sa position de fermeture (fig. 1205), position à partir de laquelle le levier L, appuyé sur F, par son taquet *l* (fig. 1207), suit le mouvement de F dans le sens de la flèche, H restant toujours fermé, jusqu'à ce qu'il soit arrêté par le taquet fixe N, vers la fin de la course motrice du piston. A partir de ce point, F<sup>1</sup>, continuant son mouvement, ouvre l'échappement, en même

temps que H, immobilisé dans E qui tourne, rouvre *d* (fig. 1204); puis, à la fin du mouvement de  $F^1$ , son doigt P enclenche comme en figure 1207, tracé pointillé, le taquet *m* de L, de sorte qu'au retour,  $F^1$ , entraînant à la fois H et E, ouvre l'admission comme en figure 1204. Cette ouverture a lieu jusqu'à ce que le bras  $p'$  de P, passant sur la came R, soumise en

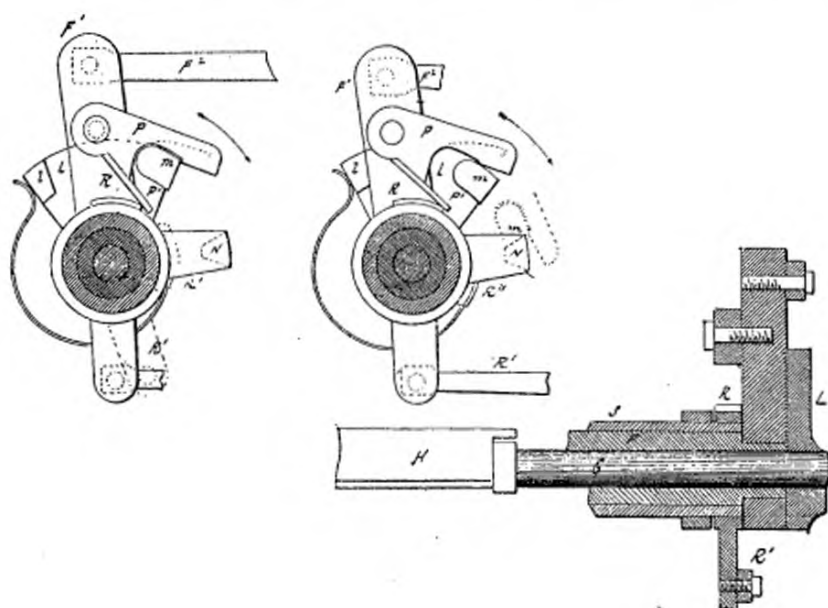


Fig. 1206 à 1208. — Distribution Twiss. Détail du déclat.

A partir de la position de fermeture (fig. 1205), le levier L, solidaire par C de la valve de détente H, et appuyé par son ressort L' et son taquet *l* sur le manchon F de E, suit le mouvement de F jusqu'à son arrêt par N, puis le levier  $F^1$ , commandé par la tige d'excentrique  $F^2$ , ouvre l'échappement *f*, comme en pointillé (fig. 1204), en même temps que H, immobilisé dans E, ouvre *d*. A la fin de ce mouvement de  $F^1$  dans le sens des flèches, son doigt P enclenche, comme en pointillés (fig. 1207), le taquet *m* de L, de sorte que, au retour,  $F^1$ , entraînant à la fois H et E, ouvre l'admission *a*, comme en fig. 1204, jusqu'à ce que la came R, soumise en R' au régulateur, sépare, par  $p'$ , P de *m*, et permette au ressort L' de ramener H de la position fig. 1204 à celle fig. 1205.

R'', came de sûreté venant en cas d'accident au régulateur, à la fin de la course de  $F^1$ , relever  $p'$  et déclencher *m* de P, de manière que le moteur s'arrête.

R' au régulateur, déclenche *m* de P, de sorte que le ressort L', ramenant H de la position fig. 1204 à celle fig. 1205, ferme vivement l'admission, et commence la détente.

En cas d'accident au régulateur, une seconde came R'' vient, comme l'indique le tracé pointillé fig. 1206, à la fin de la course avant de  $F^1$ , relever  $p'$  et déclencher *m* de P, de sorte que l'admission reste fermée, et que le moteur s'arrête en même temps que le régulateur.

Dans le type actuel de 1892 (fig. 1201 et 1207 à 1218), la valve *d*

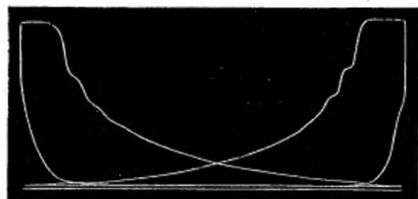


Fig. 1209. — Diagramme d'une machine Twiss.

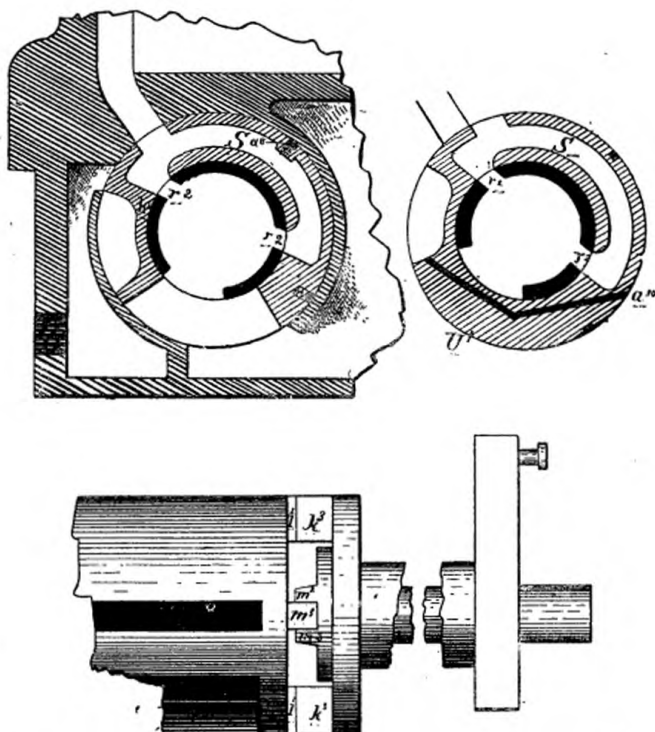


Fig. 1210 à 1212. — Machine Twiss de 1892. Détail de la distribution.

Coupes  $x'$  et  $y$  (fig. 1221) et vue latérale du robinet d'admission et d'échappement.

détente, complètement cylindrique et menée par un tourne-vis  $m^2m^3$ , (fig. 1212) communique avec le robinet d'admission et d'échappement R par deux lumières  $r^2$  et un canal S, de sorte que la fermeture de l'admission est, toutes choses égales, deux fois plus rapide, et le mouvement relatif du





équilibrée, est néanmoins appuyée dans le robinet par une pression de vapeur suffisante pour en assurer l'étanchéité. Quant au robinet de détente K, également mené par un tourne-vis  $k^3 F$  (fig. 1213), il est équilibré par

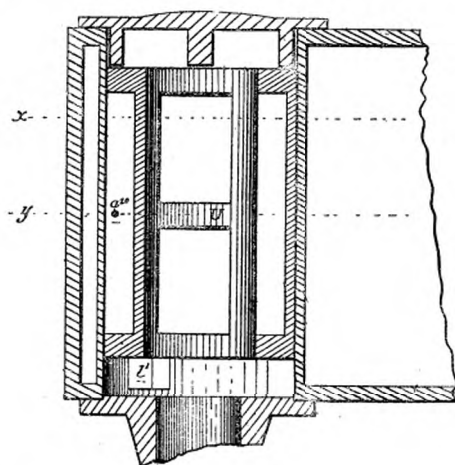


Fig. 1218. — Coupe transversale par  $a^{10}$  (fig. 1213), et plan-coupe  $x-x$ .  
(Même légende qu'en fig. 1217.)

les garnitures  $a^5$  et  $a^7$ , qui empêchent la pression de la vapeur de s'exercer dans l'aire  $a^5a^7$ , dont les fuites s'évacuent à l'échappement par  $a^{10}$ .

On reconnaîtra facilement sur les figures 1201 et 1202 les principaux éléments de cette remarquable distribution, dont toutes les parties sont facilement accessibles et démontables.

## ADDITION À LA PAGE 118.

## NOUVELLE DISTRIBUTION BROWN.

A chacune des extrémités du cylindre, il y a (fig. 1219 à 1223) deux tiroirs à grille : l'un,  $a^2$ , pour l'admission, l'autre,  $n^2$ , pour l'échappement, commandés tous deux par un arbre de distribution  $e$ , qui reçoit à la fois un mouvement de rotation et un mouvement de va-et-vient suivant son axe.

Le tiroir d'admission  $a^2$  est commandé par la translation de  $e$  au moyen de deux collets  $k^6$  (fig. 1222) calés sur  $e$ , et qui font osciller le levier coudé  $kk^3k'$ , dont l'extrémité  $k'$  repousse, par la butée  $u'$  du levier  $t$ , pivoté en  $w$ , et malgré le dash-pot  $a'$  vide  $g$ , la tige  $a^4$  du tiroir d'admission, jusqu'à ce que le levier  $t$  vienne, en montant sur le plan incliné  $m'$ , soumis au régulateur, pivoter, comme en fig. 1219, autour de  $w$ , et lâcher  $u$ , de sorte que le tiroir, rappelé par le dash-pot, ferme vivement l'admission.

Le tiroir d'échappement est commandé par la rotation de  $e$  au moyen de l'excentrique  $l$  manchonnée (fig. 1222) sur le carrelet  $e^4$  de  $e$ .

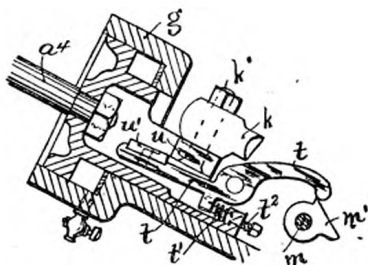


Fig. 1219. — Distribution Brown. Détail du déclie.

Le mécanisme qui imprime à l'arbre  $e$  son mouvement de translation alternative et de rotation est représenté en détail par les figures 1224 à 1226. Il se compose d'une douille excentrée  $b$ , sur laquelle on peut fixer

au calage voulu, par la vis *i*, l'excentrique *h*, à filets ou gorge *h'*, inclinée sur *s*, de manière que le collier *d* reçoive à la fois : de l'excentricité de *h*, un mouvement de va-et-vient oblique sur l'axe *s*, et, du filet *h'*, un mouvement de va-et-vient suivant cet axe. Ce double mouvement est transmis à l'arbre de distribution *e* par la manivelle *f*, à articulation sphérique *fd*.

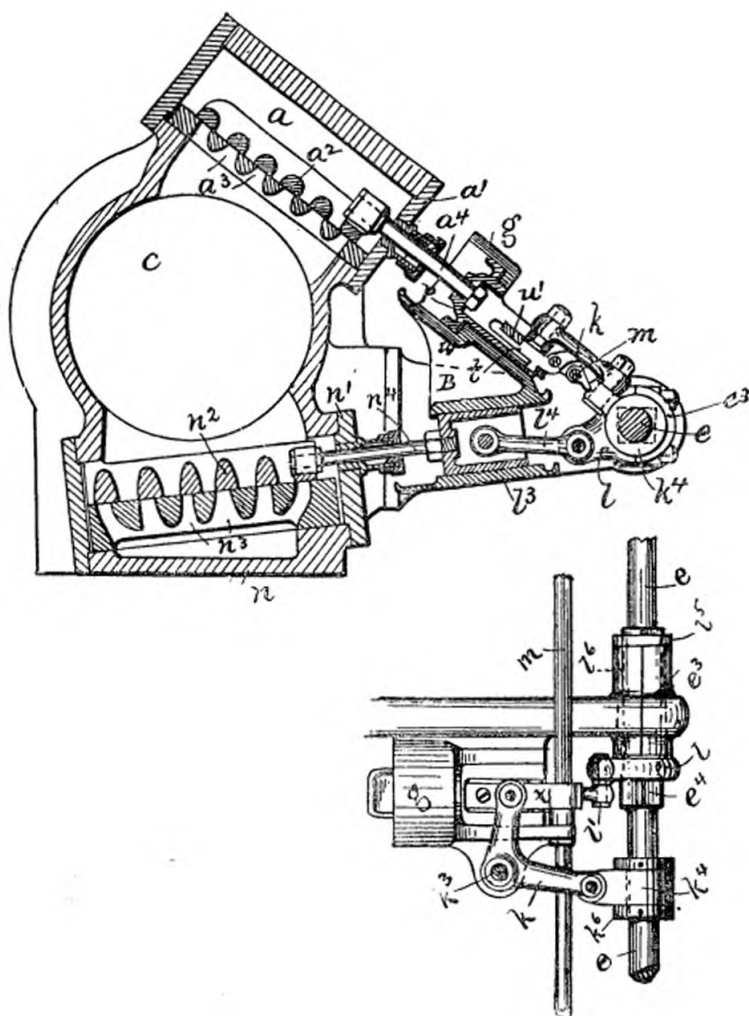


Fig. 1220 et 1221. — Distribution Brown. Coupe transversale et plan.  
Même légende qu'en fig. 1222.)



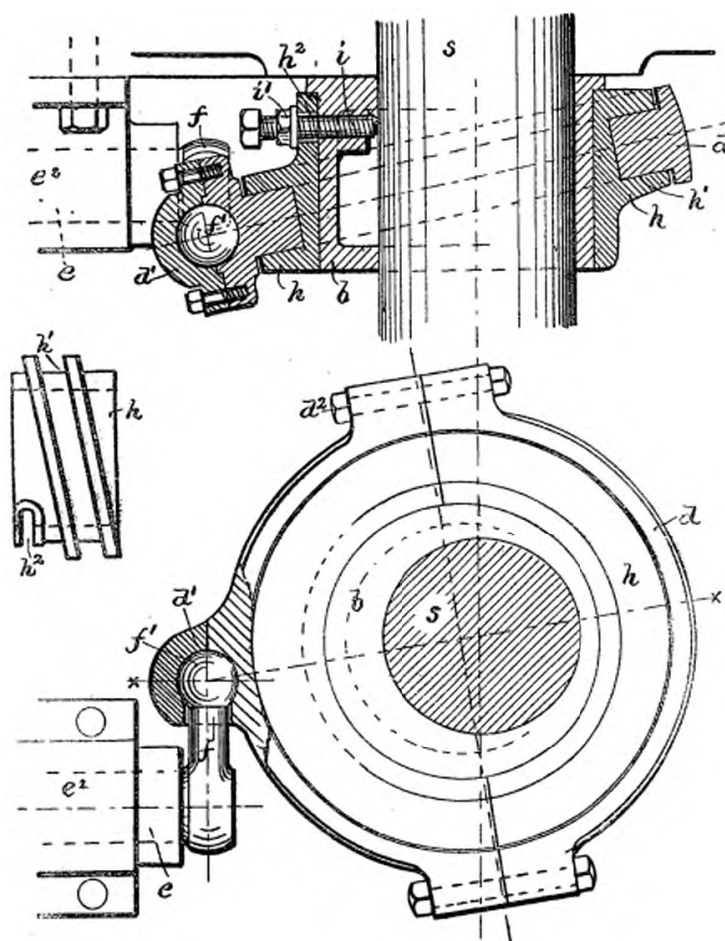


Fig. 1224 à 1226. — Distribution Brown. Détail de la commande de l'arbre *e*.

*s*, arbre de couche, avec manchon excentré *b*, sur lequel on cale par *ii'* le collier *hh²*, à gorge hélicoïdale *h'*, attaquant l'arbre de distribution *e* par la manivelle *f*, à joint sphérique *f'd'*.

ADDITION À LA PAGE 120.

## DISTRIBUTION HILL.

Cette distribution est un bon exemple du genre Fink, modifié de manière à en rendre le réglage plus facile et à amplifier les déplacements relatifs du tiroir de détente.

Le tiroir d'admission est (fig. 1227) commandé directement en T par l'excentrique P et son balancier O, tandis que la tige U du tiroir de dé-

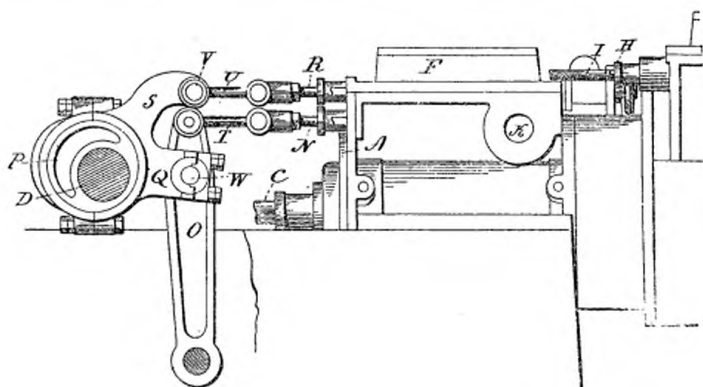


Fig. 1227. — Distribution Hill.

D, arbre de couche à excentrique P, articulée par Q, en W, au levier O, qui commande par TN le tiroir d'admission pendant que son bras S commande par VUR le tiroir de détente. A, cylindre de haute pression. C, tige du piston. F, boîte à tiroirs. HH, distribution du cylindre de basse pression.

tente reçoit, du bras  $s$  du collier de P, un mouvement oscillant fonction à la fois de l'excentricité de P et du pivotement de W autour de l'axe de O.

Ainsi qu'on le voit par le diagramme fig. 1228, dont la circonférence 1, 2, 3 représente celle décrite par l'extrémité du rayon de P, et la courbe elliptique supérieure la trajectoire de V, ce point se déplace, de 1 à 4, à peu près deux fois plus que T; puis les deux tiroirs se suivent à peu près de 4 à 6, pour se séparer de 6 à 10, le levier de détente marchant beaucoup plus vite que celui d'admission. En 10, V est presque revenu à son point de

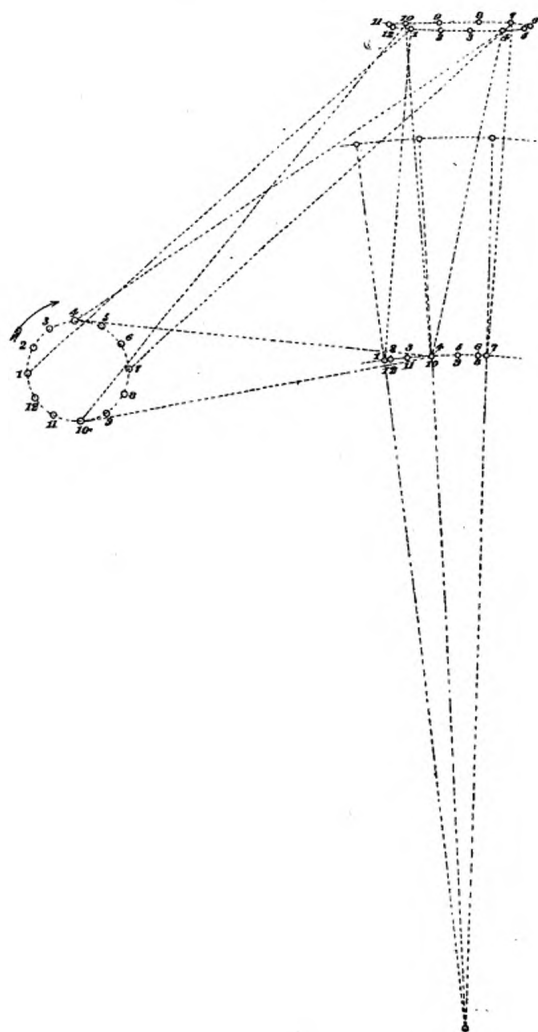


Fig. 1228. — Diagramme de la distribution Hill.



départ 1; de 11 à 12, il reste presque immobile, à l'inverse de T, qui reste au contraire presque fixe de 12 à 1. On voit que le retour et l'aller de V commencent en 6 ou en 11, avant la fin de l'aller et du retour de T, condition favorable, comme on le sait, à la distribution, comme si U et T étaient commandés par des excentriques d'avances angulaires notablement différentes.

ADDITION À LA PAGE 125.

---

TIROIR ÉQUILIBRÉ SHEPHERD.

Le tiroir à double entrée PP' est en deux pièces C et C' (fig. 1229 à 1231), reliées par des garnitures c à ressort c', qui, concurremment avec la pres-

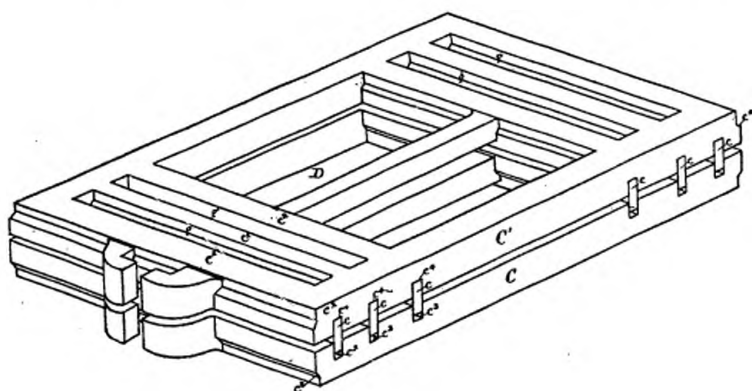


Fig. 1229. — Tiroir équilibré Shepherd. Vue perspective.

sion de la vapeur entre leurs bords, les appuient sur la plaque d'équilibre G à ressort *g*. Ce tiroir est en outre guidé latéralement par deux glissières : l'une fixe F, l'autre mobile F', pressée par un ressort *f*, de sorte que toutes les usures se rattrapent automatiquement.

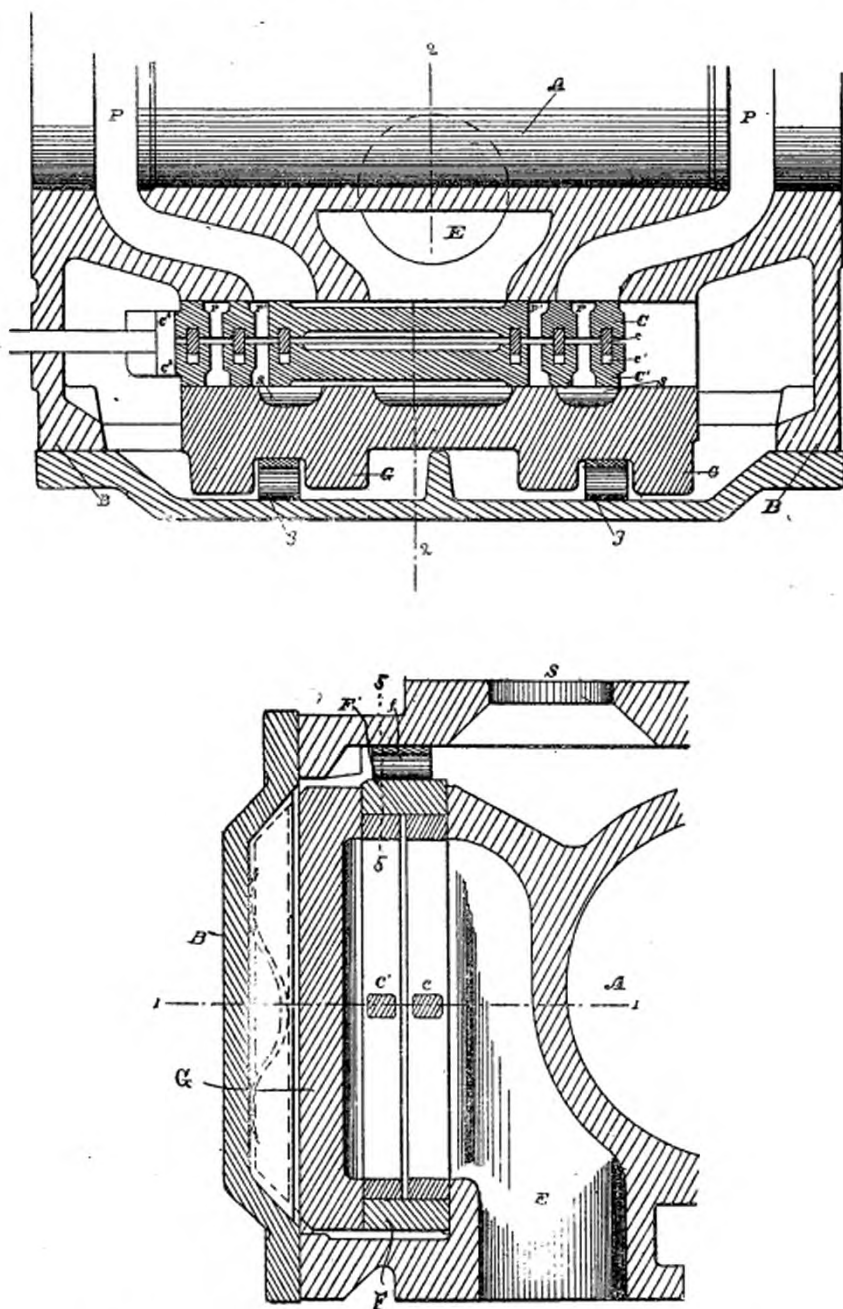


Fig. 1230 et 1231. — Tiroir équilibré Shepherd. Coupes 1-1 et 2-2.

, cylindre, à lumières PP, échappement E, et couvercle B.  
 et C', deux tables du tiroir, à garnitures cc, avec ressorts c', appuyées par ces ressorts et par la vapeur  
 sur la glace d'équilibre G, à ressort g et guidées par les glissières FF', dont l'une appuyée par un  
 ressort f.

## ADDITION À LA PAGE 134.

## MACHINE CASE.

La machine CASE, construite par la Case Engine Co, de New-Britain (Connecticut), est remarquable par sa compacité et l'originalité de sa distribution par tiroir oscillant.

La tige 41 du piston 42 (fig. 1234), directement reliée à la mani-

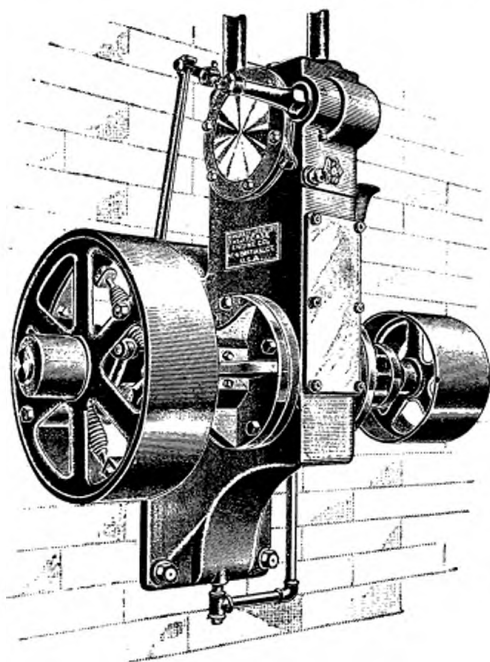


Fig. 1232. — Machine Case murale.

Puissance 8 chevaux, à 650 tours et avec de la vapeur à 5 kilogr. 6. Diamètre du volant, 0 m. 400, Emplacement, 0 m. 620×0 m. 300. Poids, 250 kilogrammes.

velle motrice, commande par son fourneau 40 le robinet oscillant 43, qui sert en même temps de cylindre au piston moteur. L'admission se fait par 20, 22, et l'échappement par 43, 44; mais, avant d'arriver au cylindre, la vapeur, amenée par 12 dans la chambre D, doit traverser la valve de détente E

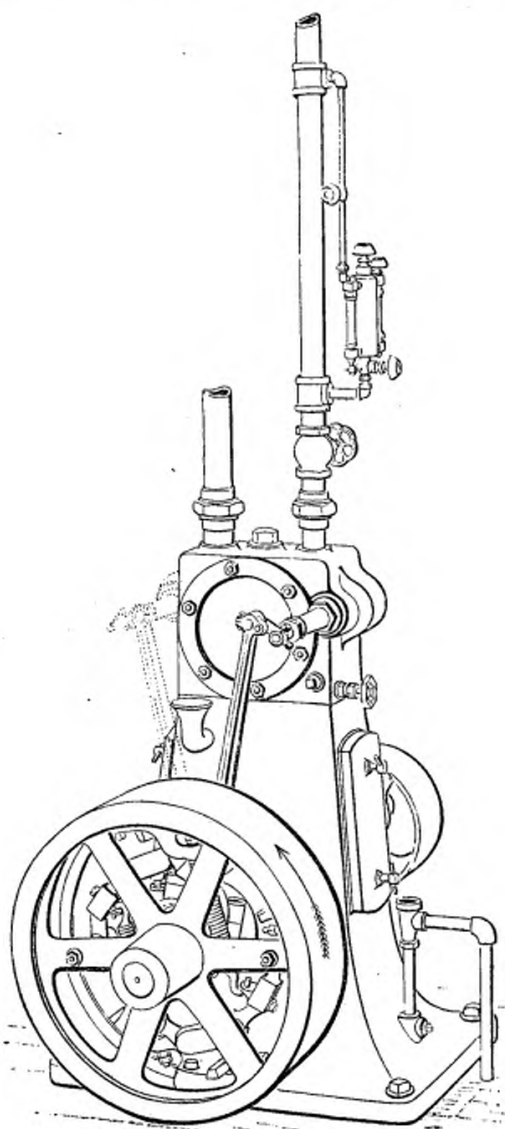


Fig. 1233. — Machine Case pouvant tourner à droite ou à gauche, suivant que l'on dispose le robinet de détente (fig. 1234) dans sa position indiquée en traits pleins ou dans sa position pointillée.

Puissance, 25 chevaux à 550 tours, avec vapeur à 5 kilogr. 6. Diamètre du volant, 0 m. 750.  
Base, 750 × 745. Poids, 650 kilogrammes.

commandée (fig. 1233) par un excentrique soumis à un régulateur direct, de manière qu'elle admette, par 27, 19, 19 la vapeur alternativement à 20

puis à 22, aux fonds de course du piston, puis la coupe en venant occuper, en un point fixé par le régulateur, la position indiquée en figure 1234.

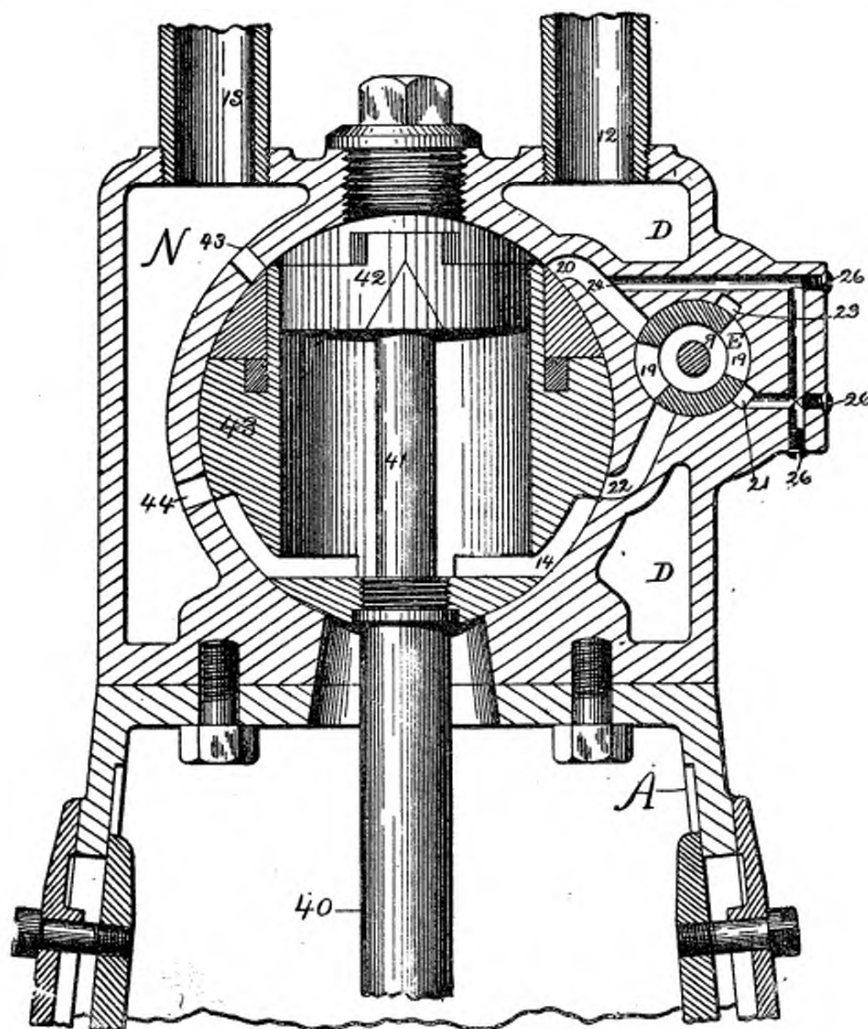


Fig. 1234. — Machine Case. Détail de la distribution.

N, chambre recevant en D, par 12, la vapeur de la chaudière, qui passe par 27 (fig. 1238) au robinet oscillant E, commandée en 9, 17 (fig. 1239) par un excentrique soumis au régulateur, percé de deux lumières 19, 19, admettant la vapeur en 20 et 22, et pourvue de deux conduits 21, 23 en communication avec les canaux d'équilibre 24, 25, à bouchons 26, qui fonctionnent comme il est expliqué dans le texte. 18 (fig. 1237), réglage de la butée 16 du robinet E. 43, robinet-cylindre oscillant à fourneau 40, renfermant le piston 42, à tige 41. — 43, 44, échappement de la vapeur en 13.

L'équilibre de cette valve est assuré par les canaux 24 et 25 et les lumières 21 et 23. Quand l'une des lumières 19 arrive par exemple en 20, l'autre arrive en 21, de sorte que la vapeur arrive en 20 à la fois directe-

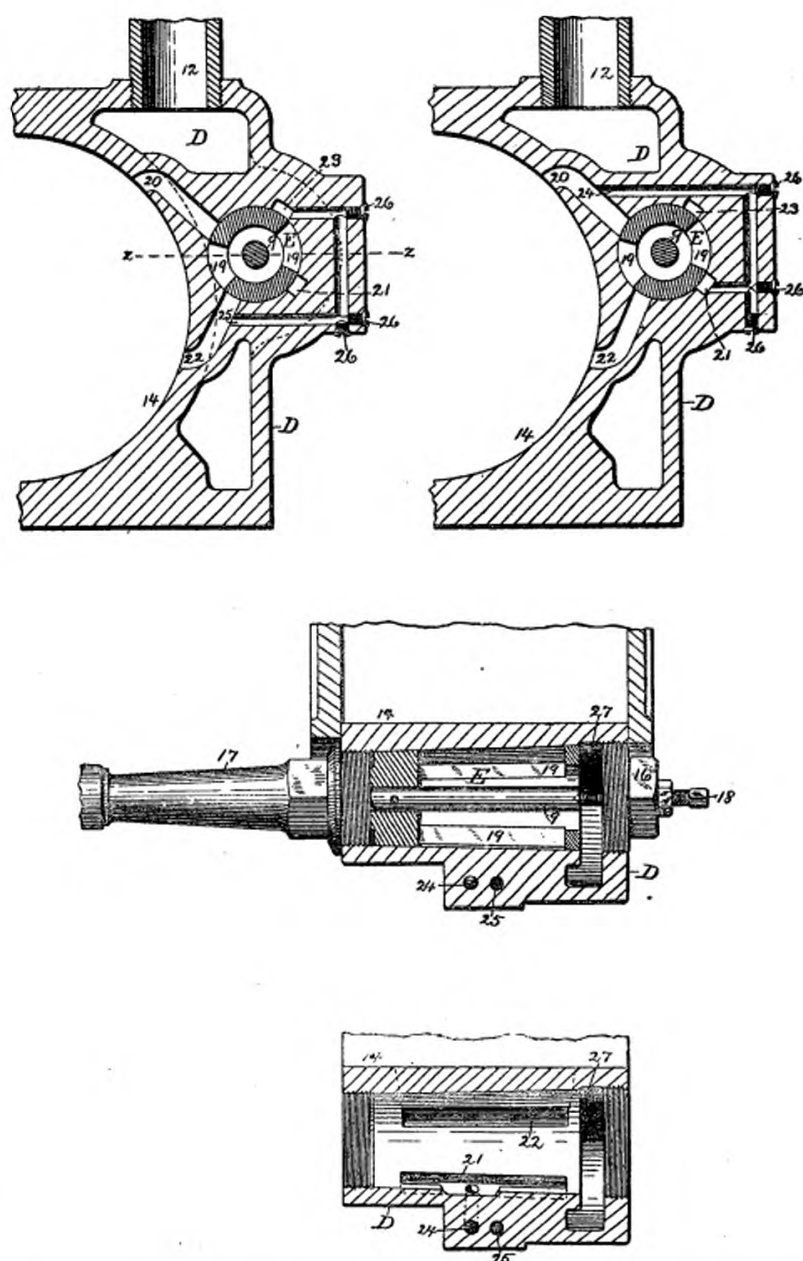


Fig. 1235 à 1238. — Machine Case. Détail de la distribution. Coupes verticales par 24 et 25 et coupe z-z, avec et sans le robinet E. (Même légende qu'en fig. 1234.)

ment et par 21 et 24, en même temps que 22 et 23 communiquent par 25, et que la valve est complètement équilibrée. De même, quand elle

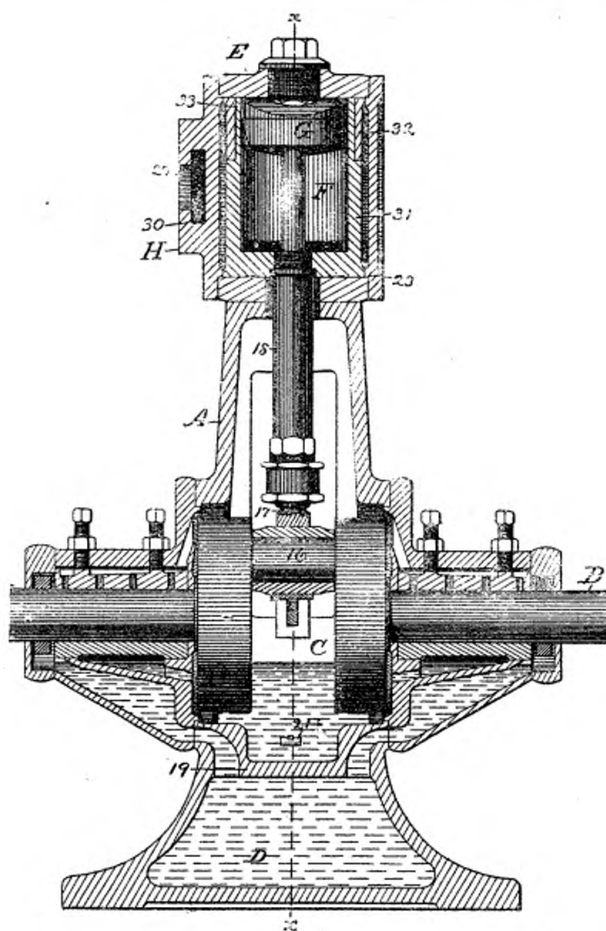


Fig. 1239. — Machine Case (variante). Coupe verticale par l'arbre de couche.

ouvre à l'admission 21 et 22, ses barillels communiquent par 20, 24, 21, et sont encore équilibrés.

La figure 1233 indique par son tracé pointillé comment on peut changer la marche de la machine en transportant la valve de détente à droite ou à gauche du cylindre.



Dans le type représenté par les figures 1240 à 1248, l'admission se fait par le canal 19 d'une plaque reversible H (fig. 1241), de sorte que le

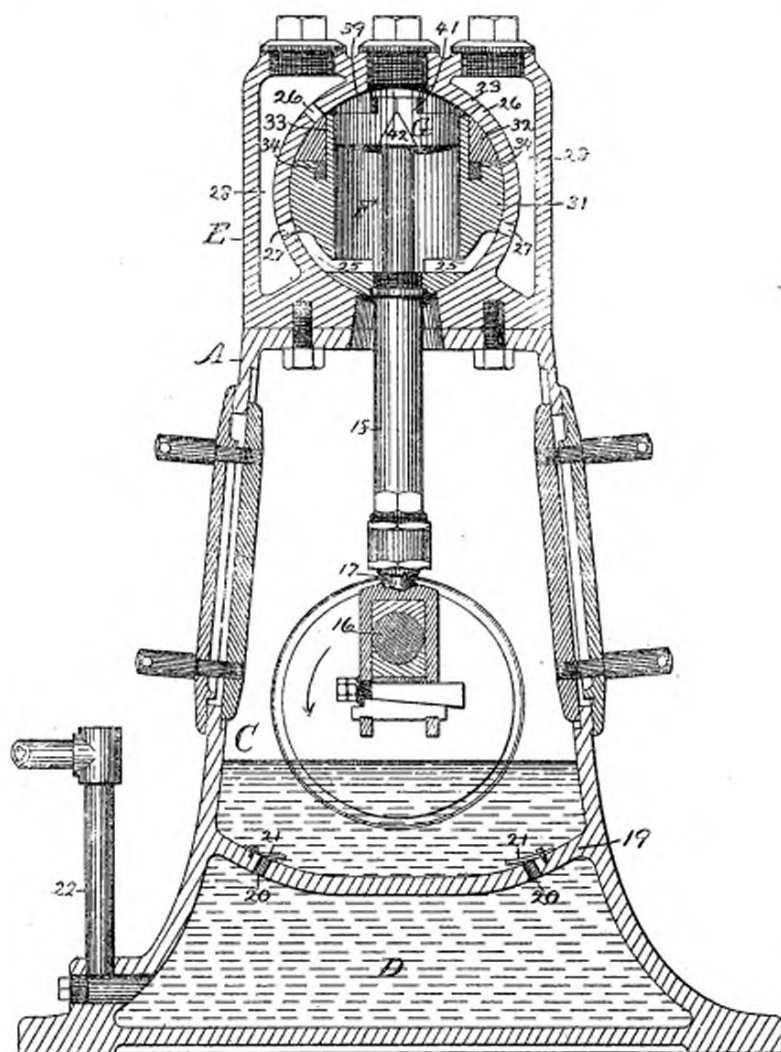


Fig. 1240. — Machine Case (variante). Coupe ax (fig. 1239).

F (fig. 1244), cylindre oscillant, à piston G (fig. 1251), avec fourneau 18 et tige 17 attaquant directement en 16 l'arbre de couche B, et divisé en deux pièces 31, 32, à serrage 34 (fig. 1246). E, chambre de vapeur recevant la vapeur par les canaux 29, 30 de la plaque H et les lumières 28, 26, 27, de droite ou de gauche, suivant l'orientation de H (fig. 1241), les autres communiquant avec l'échappement.

A, socle avec chambre CD divisée par un diaphragme 19, et alimentation d'huile par 22, au travers des clapets 20, 21.

sens de la rotation de la machine est déterminé par celle des chambres 28, 28, que l'on fait communiquer avec l'admission 29, 30, l'autre communiquant avec l'échappement.

Le cylindre est en deux parties : 31 et 32 (fig. 1244), avec coins de serrage 34 et 35, et le piston G est en deux pièces : 38 et 39 (fig. 1250),

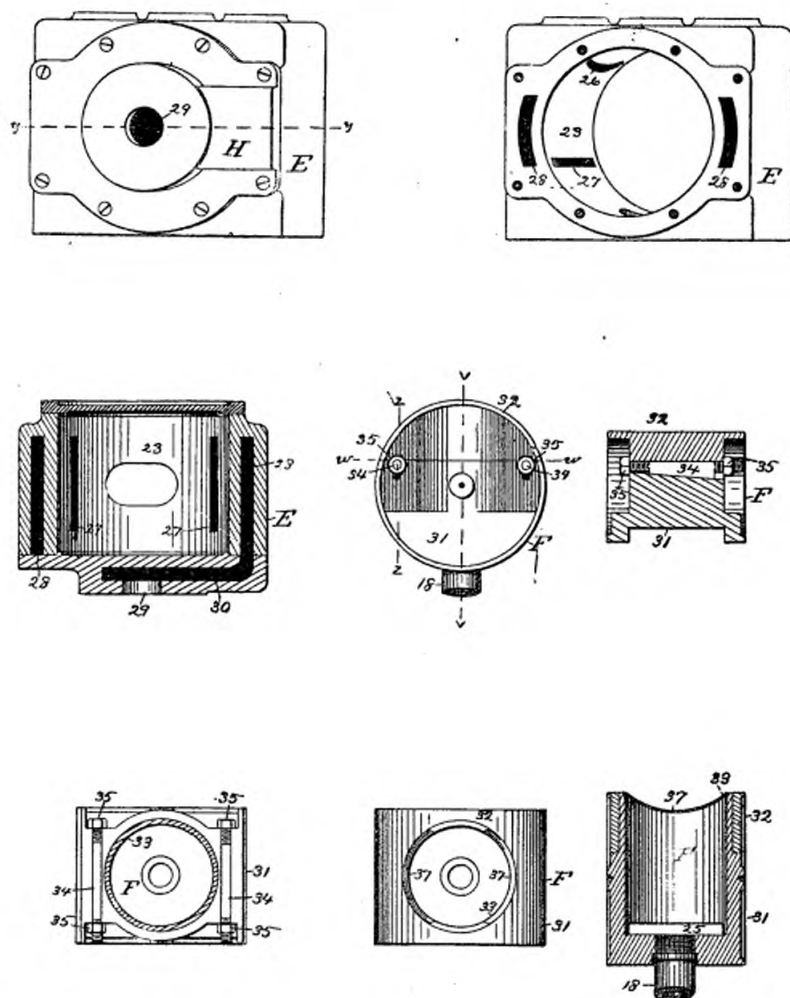


Fig. 1241 à 1248. — Machine Case. Détail du distributeur. Élévation, avec et sans la plaque H. Coupe yy. Élévation et plan du cylindre. Coupes zz, vv et ww. (Même légende qu'en fig. 1240.)

assemblées par trois boulons 40, avec segment 41, à coin de serrage 42, réglé par le boulon 43, et fermeture 44.

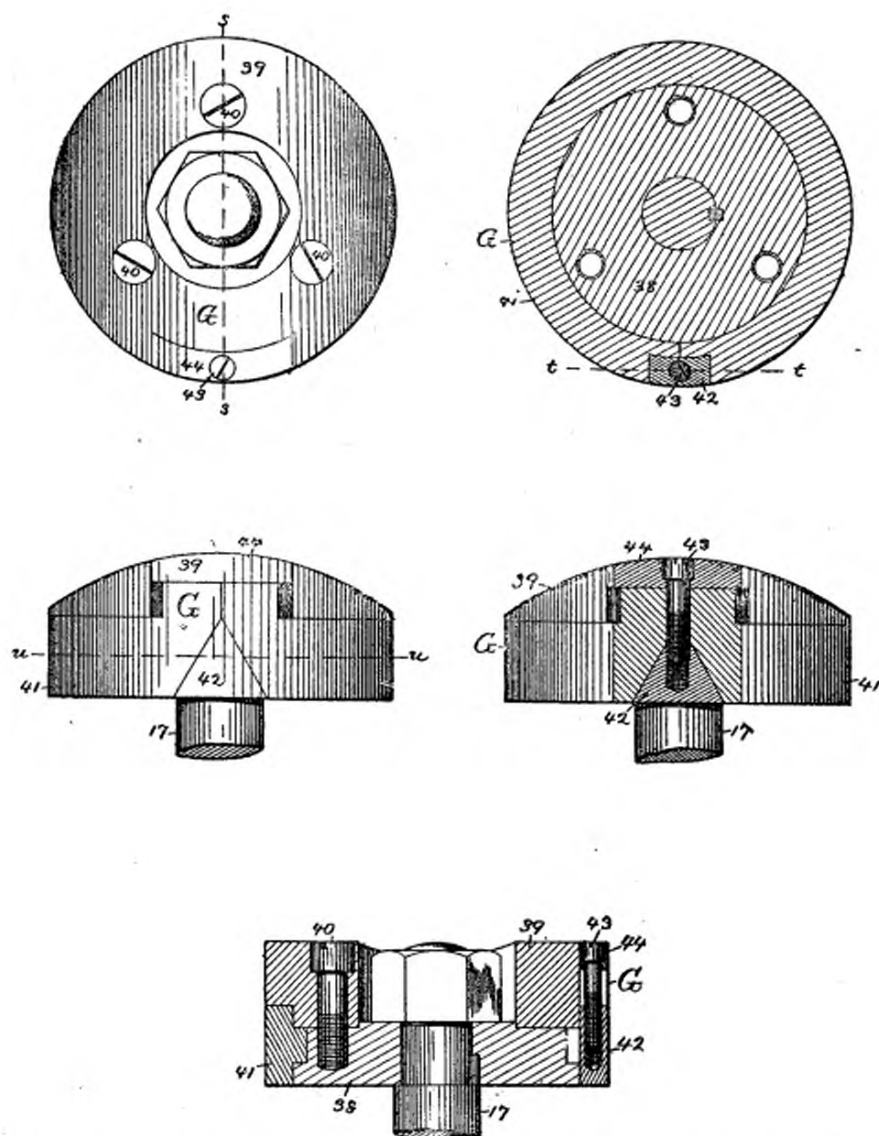


Fig. 1249 à 1253. — Machine Case. Détail du piston. Plan. Élévation. Coupes *tt*, *uu* et *vv*.

G piston en deux pièces 38 et 39 assemblées par trois boulons 40, avec garniture 41, à coin de serrage 42, réglé par le boulon 43, et à fermeture ou joint 44.

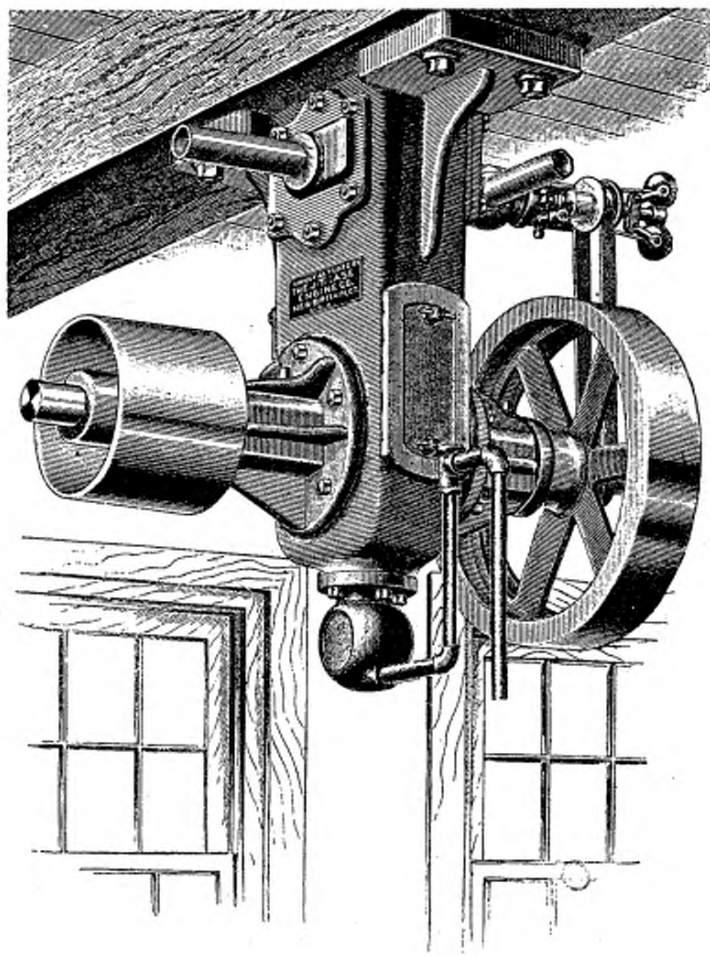


Fig. 1254. — Machine Case suspendue à un plafond.

Puissance, 4 chev. 20, avec vapeur à 5 kilogr. 60 et à 800 tours. Diamètre du volant, 0 m. 300.  
Empatement, 630 mm.  $\times$  190. Poids, 110 kilogrammes.

## ADDITION À LA PAGE 135.

## RÉGULATEUR O'HARA.

Dans ce régulateur, les masses centrifuges  $II$ , pivotées en  $ff$ , agissent par les bielles  $hh$  sur le collier  $D'$ , à tige  $D$ , guidée dans le coulisseau  $d$ , pi-

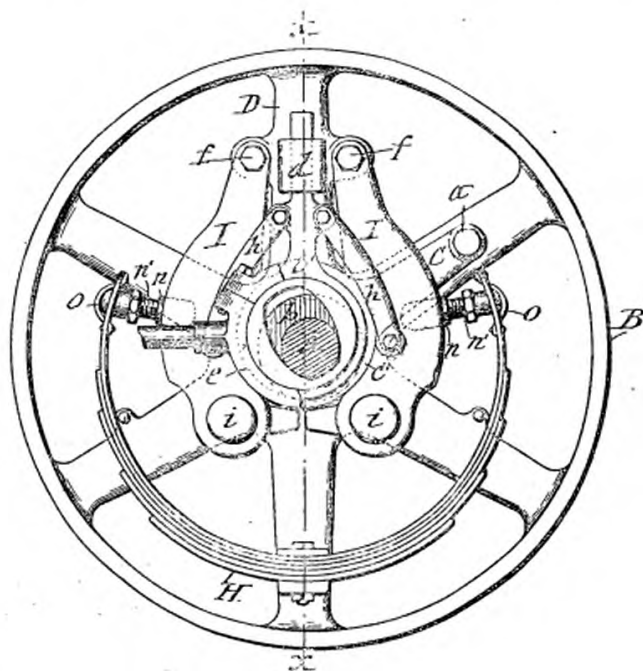


Fig. 1255. — Régulateur O'Hara. Élévation.

A, arbre de couche entraînant par le volant B les masses  $II$ , pivotées en  $ff$ , et qui commandent par  $hh$  le coulisseau  $D$  du collier  $D'$  de l'excentrique  $cC'$ , pivotée par  $C$  en  $a$ . — H, ressort des masses  $II$ , réglable en  $Omn'$ .

voté sur un bras de la roue, et ce collier modifie le calage de l'excentrique  $c$  en le faisant pivoter autour de  $a$ . Les mouvements de  $II$  sont contrôlés par le ressort H.

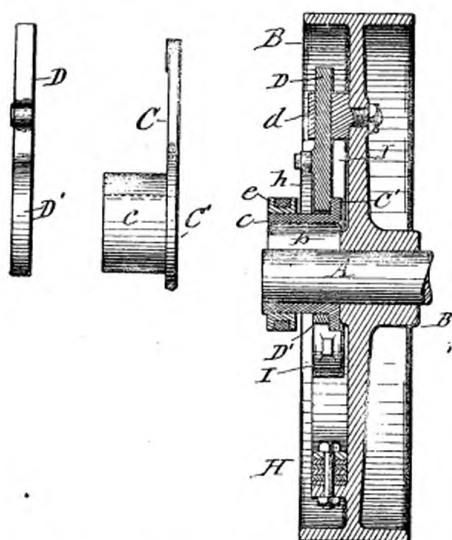


Fig. 1256 à 1258. — Régulateur O'Hara.

Détail du bras D, de l'excentrique CcC' et coupe xx (fig. 1255).

### RÉGULATEUR SHEPHERD.

Le bouton d'excentrique B est (fig. 1259) monté sur un bras B' du levier C', à masses centrifuges D et D', diamétralement opposées et l'une fixée à C, l'autre articulée en  $c^1$  puis reliée au crochet du ressort E. Ce ressort a sa tension réglée par  $e^2$  et sa raideur par  $E^3$ . Quand le moteur s'accélère, le système prend la position indiquée en pointillés, qui change à la fois le calage et l'excentricité de E.

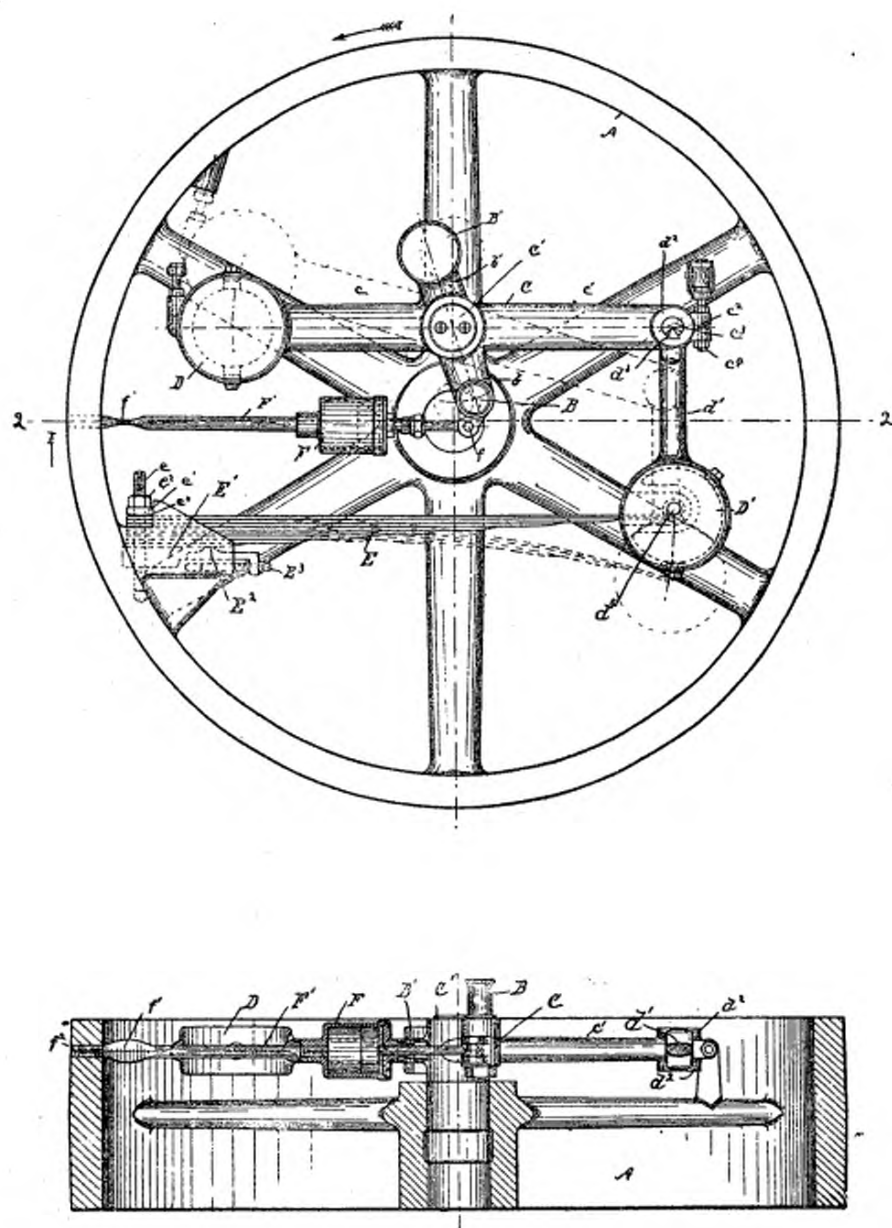


Fig. 1259 et 1260. — Régulateur Shepherd. Élévation et coupe 2-2.

B, bouton d'excentrique monté sur le bras  $bb'$  du levier C, à masses D et D', cette dernière suspendue en  $c^2c^3c^4d'$ , et reliée au crochet  $d^1$  du ressort E, à vis de réglage  $e$  et appui  $E^2$ , réglable par  $E^1$ .

## ADDITION À LA PAGE 140.

## STUFFING-BOX A GARNITURES MÉTALLIQUES.

Les garnitures métalliques<sup>(1)</sup> sont, comme on le sait, beaucoup plus répandues aux États-Unis que chez nous, principalement sur les locomotives

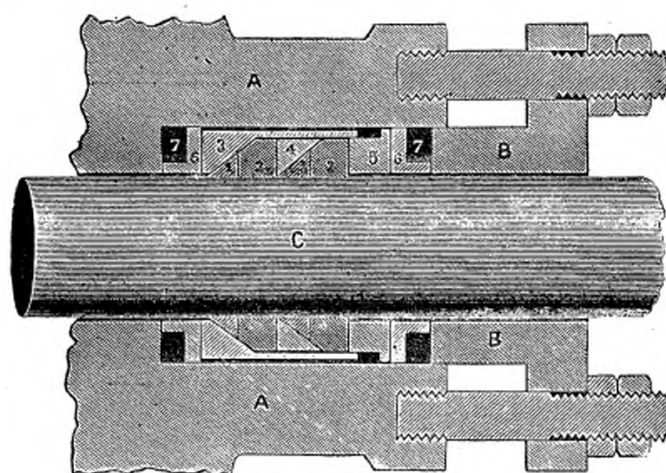


Fig. 1261. — Garniture Swain.

A, cylindre. B, bride. C, tige du piston. 3, 4, 5, 6, anneaux en bronze.  
1 et 2, garniture en antifricition. 7, 8, garnitures en caoutchouc.

et les machines marines. Ces garnitures sont, en général, disposées de manière à permettre un léger déplacement de la tige du piston, comme, par exemple, dans le type de *Swain* (fig. 1261), l'un des plus employés aujourd'hui, et plus encore dans celui de *Tripp* (fig. 1262) comme aussi, en l et m, dans la garniture de *Longenecker*, récemment adoptée par la Compa-

<sup>(1)</sup> A citer les garnitures américaines de Allen et Noyes (1847). Katzensteint et Brockett (*American Machinist*, 24 mai 1881, p. 5; 24 novembre 1883, p. 4, et 28 juillet 1884, p. 7). Hofmaster et Arthur (*Railroad Gazette*, 28 mars 1884, p. 237). Forrest (*Electrical World*, 14 janvier 1893, p. 35).

Hitchcock, Kellogg (*Scientific American*, 29 décembre 1890, p. 386, et 24 août 1889, p. 114). Jérôme (brevet américain 418518, de 1889). Osgood (brevet anglais 4890, de 1880). United States Metallic Packing Co (Forney, *Catechism of the Locomotive*, 46<sup>e</sup> éd., p. 473).



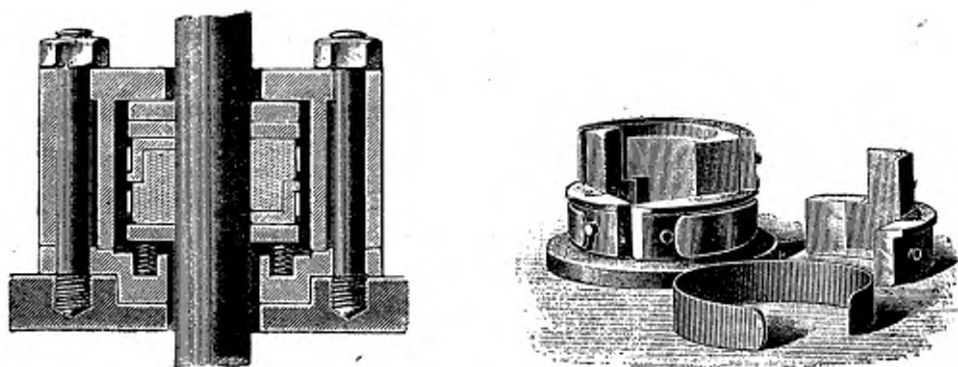


Fig. 1262 et 1263. — Garniture Tripp.

Composée de 4 segments garnis d'antifriction, serrés sur la tige par 2 ressorts, et verticalement par des rondelles pressées par des ressorts à boudin sur la bride.

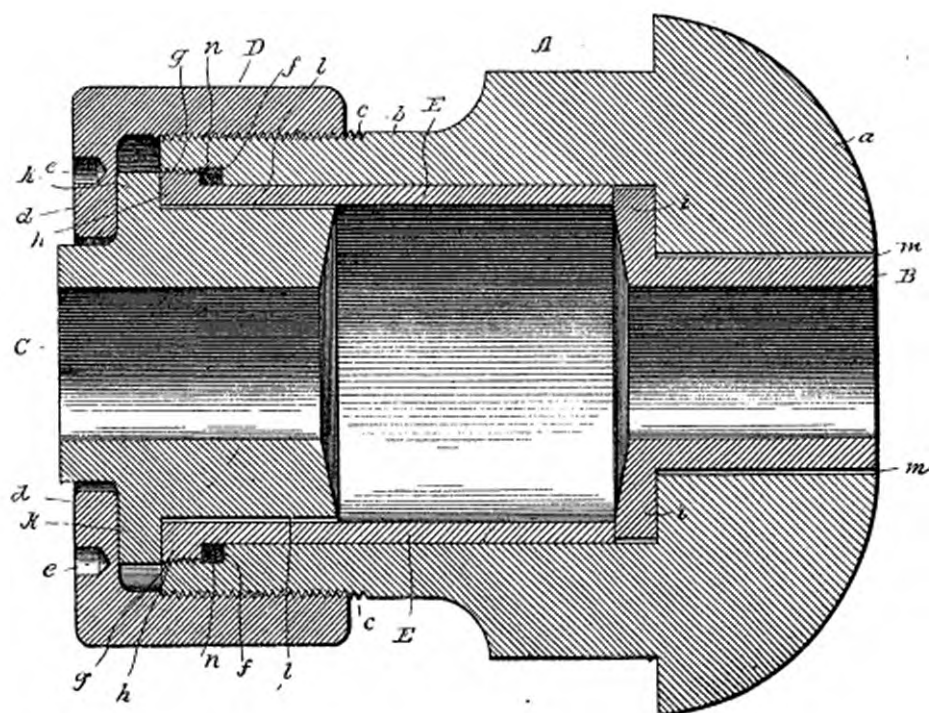


Fig. 1264. — Garniture Longencker.

*Abc*, manchou à portée sphérique *a*, appuyé sur le fond du cylindre, avec bride *Dde*, filetée sur *c*. *E*, fourreau fileté sur *A* en *g*, avec garniture *n*, et serrant le deuxième fourreau *Bi*, par la douille *C*, avec jeux *l* et *m*. La garniture métallique quelconque se pose entre *C* et *i*.

gnie *Weston*. C'est en réalité par leur plus grande flexibilité d'adaptation automatique à l'usure de la tige et de la crosse du piston que ces garnitures diffèrent de la plupart des types européens <sup>(1)</sup>, et c'est ce qui explique en partie leur plus grand succès en Amérique.

<sup>(1)</sup> A rappeler les types français de Duterne et Pile (Richard et Baclé, *Manuel du mécanicien*, p. 329); Mesnard (brevet français

20898, 1858); Kubler (*Portefeuille des machines*, février 1890, p. 30); Duval; Varangeot...

## ADDITION À LA PAGE 150.

## CONDENSEUR CONOVER.

Ce condenseur, l'un des plus usités aux États-Unis, a une pompe à air à simple effet avec larges clapets en caoutchouc (fig. 1265) et sans clapets de pied.

Pour les actionner au moteur, on emploie (fig. 1267) une machine ver-

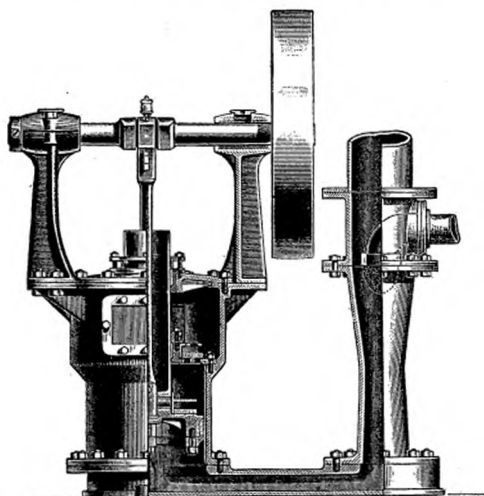


Fig. 1265. — Condenseur Conover unique.

ticale à distribution par déclics : la vapeur, après avoir agi à pleine pression dans l'espace annulaire réservé par le fourreau du cylindre pendant la course descendante, correspondant à la course ascendante ou active de la pompe à air, passe dans un réservoir intermédiaire, d'où elle va sous le piston en pleine admission, fixée aux  $5/8$  de la course montante; puis, après sa détente, elle s'échappe au condenseur. La manivelle motrice est à 30 degrés en arrière de celle de la pompe correspondante. Ces condenseurs marchent régulièrement, et avec peu de bruit.

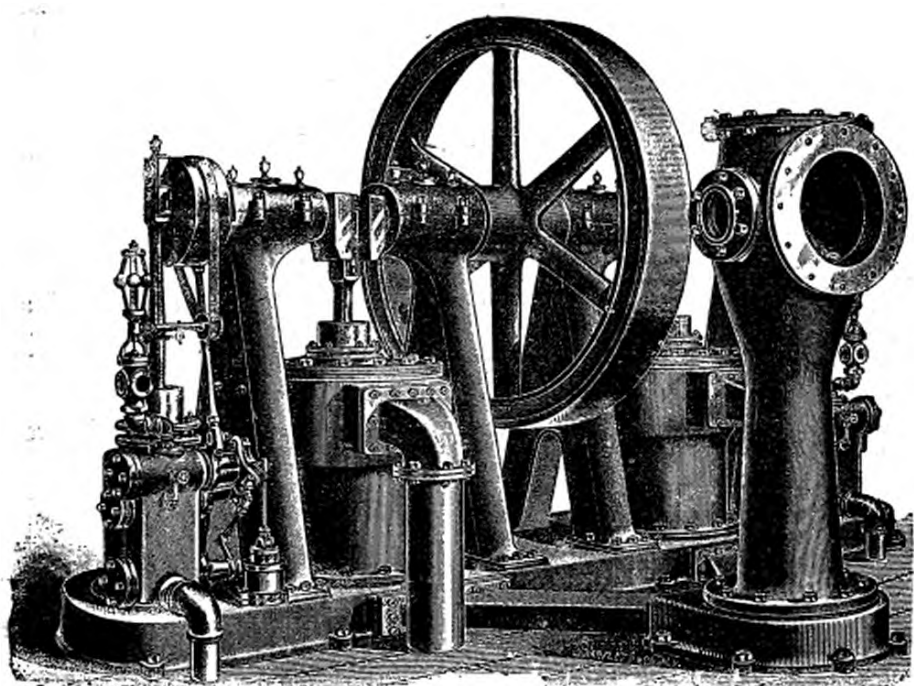


Fig. 1266. — Condenseur Conover double.

Un embrayage du volant permet de faire fonctionner l'une ou l'autre des deux pompes à air ou toutes les deux à la fois.

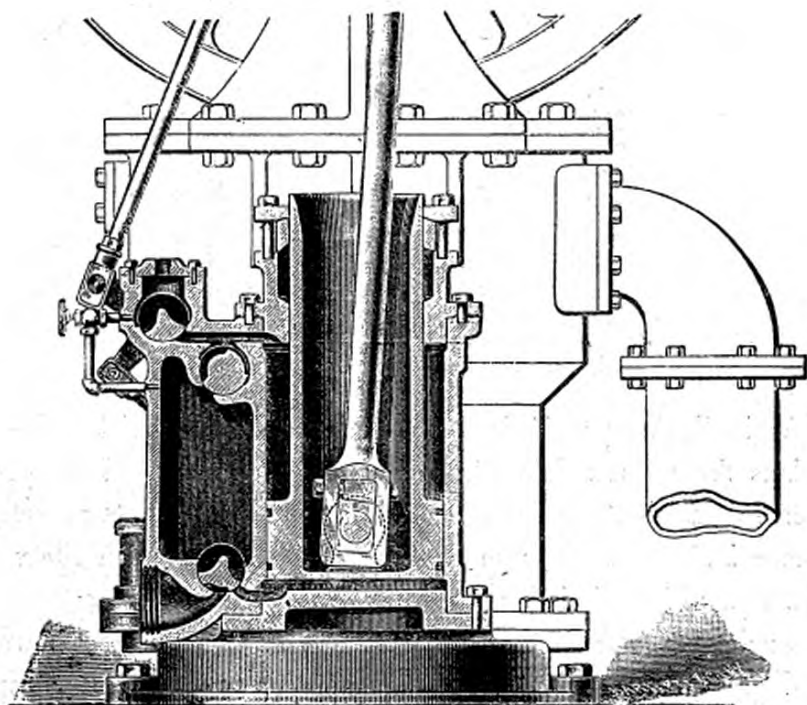


Fig. 1267. — Condenseur Conover. Détail du cylindre moteur.

ADDITION À LA PAGE 156.

## CONDENSEUR INDÉPENDANT WHITING ET WHEELER.

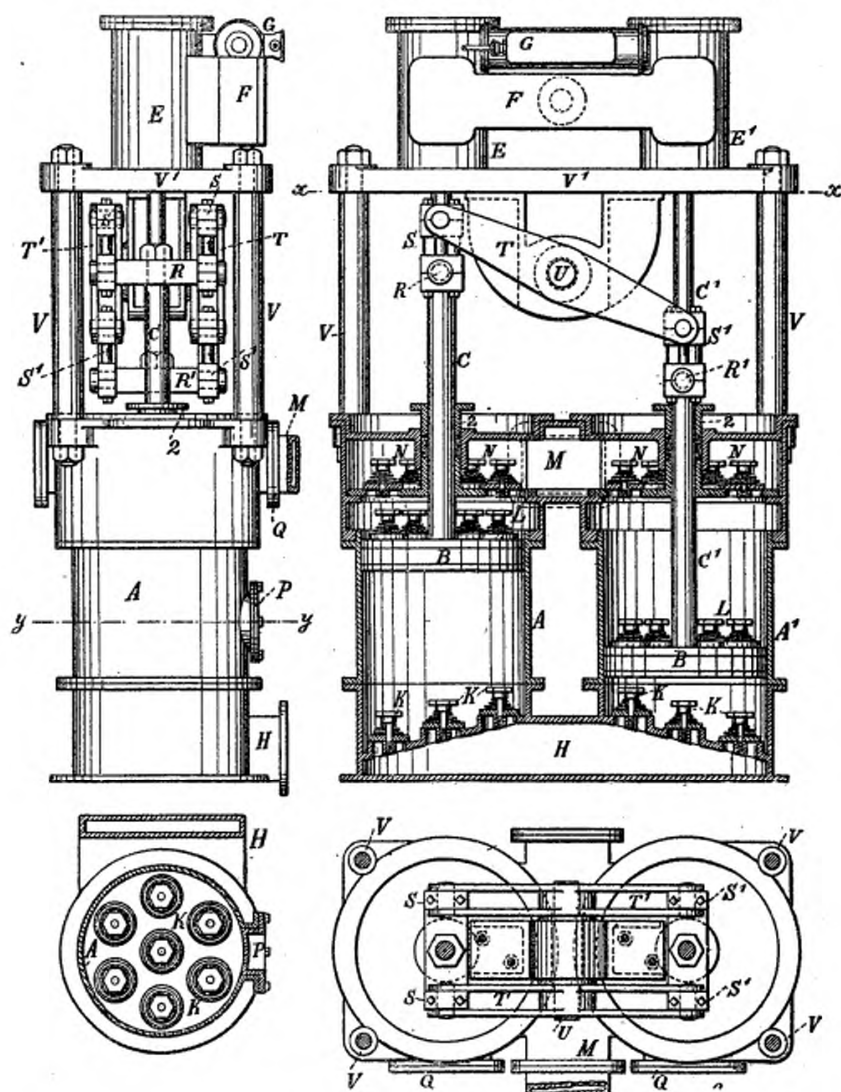


Fig. 1268 à 1271. — Condenseur indépendant Whiting et Wheeler. Vue par bout.  
Coupe verticale. Coupe yy et plan xx.

E et E', cylindres moteur à distribution directe FG, montés sur le chapiteau V', actionnant directement les tiges CC' des pompes AA', conjuguées par le balancier Tu, à menottes SR, S'R'. — HK, aspiration — NM, refoulement. P, regard.

Ces condenseurs, construits par la COMPAGNIE BLAKE, de New-Jersey, sont ceux employés principalement par la marine aux États-Unis (Columbia, Minneapolis, etc.).

Les deux pompes sont (fig. 1268) actionnées directement par les cylindres moteurs, à tiges conjuguées par un balancier T. Elles occupent très

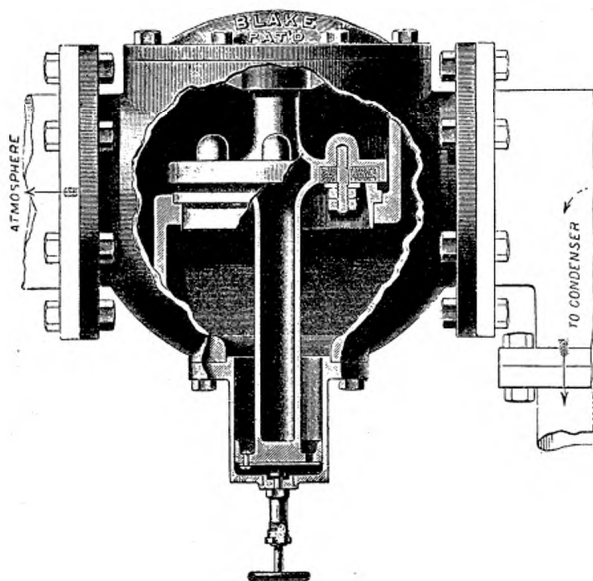


Fig. 1272. — Soupape de condenseur Blake.

peu de place, et tous leurs clapets sont parfaitement accessibles. Les pompes du steamer *New-York* ont 635 millimètres de diamètre sur 460 de course; elles donnent au maximum 16 doubles courses par minute, et ne dépensent pas plus des 0.25 p. 100 de la puissance indiquée aux machines.

On ajoute souvent au condenseur une soupape automatique qui (fig. 1272), dès que la pression augmente trop au condenseur, comme par suite d'un arrêt de la pompe, s'ouvre largement à l'atmosphère, puis, dès que le vide se rétablit, retombe avec une vitesse amortie par un dash-pot.

## ADDITION À LA PAGE 158.

## MOULINS A VENT.

M. GRIFFITH a publié<sup>(1)</sup>, sur quelques moulins à vent du genre américain, les renseignements suivants, qui complètent ceux que nous avons donnés aux pages 158 à 200.

Les principales données des moulins essayés par M. Griffith sont résumées au tableau ci-dessous.

Type du moulin. ....	TOOWOOMBA CONIQUE à gouvernail défilant.		STOVER SOLID WHEEL AVEC GOUVERNAIL, réglage à la main.		ALTHOUSE à PANNEAUX basculants sans gouvernail.		CARLYLE. ROUE spéciale, gouvernail automa- tique.
Diamètre { à l'extérieur des ailettes D. de la roue { à l'intérieur.....	6 <sup>m</sup> ,85 2 <sup>m</sup> ,50		3 <sup>m</sup> ,50 1 <sup>m</sup> ,37		4 <sup>m</sup> ,25 1 <sup>m</sup> ,34	3 <sup>m</sup> ,30 1 <sup>m</sup> ,10	3 <sup>m</sup> ,00 1 <sup>m</sup> ,25
Section brute de la roue.....	36 <sup>m</sup> ,50		9 <sup>m</sup> ,30		14 <sup>m</sup> ,8	"	"
Weather angle { aux extrémités des ai- (w p. 159.) { lettes.....	18°,47 38°,20		43°,00 "		30°,00 "	28°,00 "	50°,00 "
Pas { à l'extrémité..... des ailettes { à l'origine.....	7 <sup>m</sup> ,60 6 <sup>m</sup> ,45		10 <sup>m</sup> ,25 4 <sup>m</sup> ,00		7 <sup>m</sup> ,90 2 <sup>m</sup> ,60	5 <sup>m</sup> ,20 1 <sup>m</sup> ,30	6 <sup>m</sup> ,28 2 <sup>m</sup> ,15
Rapport du pas moyen à D.....	0,99		2,03		1,20	1,15	1,45
Vitesse moyenne du vent { au démarrage à vide... en mètres { en rendem <sup>t</sup> maximum.	2 <sup>m</sup> ,15 3 <sup>m</sup> ,15		3 <sup>m</sup> ,00 3 <sup>m</sup> ,30	1 <sup>m</sup> ,00	1 <sup>m</sup> ,50 3 <sup>m</sup> ,50	1 <sup>m</sup> ,30 4 <sup>m</sup> ,25	1 <sup>m</sup> ,50 3 <sup>m</sup> ,00
par seconde.							
Vitesse moyenne du moulin, tours par minute.....	5 0,018	6,8 0,098	13,5 0,011	13,3 0,025	12,6 0,065	20,5 0,028	12,5 0,012
Puissance { totale..... en chevaux { par mètre carré de section to- tale.....	10,3 12,6	12,6 12,6	8,7 14,4	14,4 19,3	19,3 9,0	9,0 10,4	10,4 10,4
Rendement maximum p. 100.....							
Vitesse des extrémités des ailes en mètres par seconde. V.....	0,926 0,774	0,774 0,774	0,921 0,823	0,823 0,91	0,91 0,874	0,874 0,73	0,73 0,73
Rapport de V à la vitesse du vent.....	0,926 0,774	0,774 0,774	0,921 0,823	0,823 0,91	0,91 0,874	0,874 0,73	0,73 0,73
Recul { à l'extrémité des ailettes, en de l'hélice { mètres par seconde.....	0 <sup>m</sup> ,15 0 <sup>m</sup> ,13	0 <sup>m</sup> ,15 0 <sup>m</sup> ,12	0 <sup>m</sup> ,43 0 <sup>m</sup> ,17	0 <sup>m</sup> ,39 0 <sup>m</sup> ,15	0 <sup>m</sup> ,25 0 <sup>m</sup> ,09	0 <sup>m</sup> ,24 0 <sup>m</sup> ,09	0 <sup>m</sup> ,27 0 <sup>m</sup> ,09
à l'origine.....							
MOYENNE POUR 100 JOURS DANS UN ENDROIT CALME.							
Puissance { moyenne par mètre carré d'ai- en { lettes.....	0,0016 0,0063	0,004 0,0016	0,0025 0,0027	0,004 0,0042	0,006 0,009	0,003 0,0025	0,003 0,0025
chevaux { maxima.....	1,5 3,8	3,8 3,8	2,1 3,9	3,9 5,5	5,5 2,7	2,7 2,7	2,7 2,7
Rendement p. 100.....							
MOYENNE POUR 100 JOURS DANS UN ENDROIT VENTÉUX.							
Puissance { moyenne développée par en { mètre carré d'ailettes....	0,0026 0,010	0,008 0,032	0,004 0,0045	0,008 0,0085	0,0125 0,02	0,006 0,005	0,005 0,0045
chevaux { maxima.....	0,36 1,11	1,11 1,11	0,28 1,11	1,11 1,59	1,59 0,78	0,78 0,78	0,78 0,78
Rendement p. 100.....							

<sup>(1)</sup> Inst. of civil Engineers, London, vol. CXIX, papier 2672.

MOULIN DE TOOWOOMBA. — Diamètre, 6 m. 85 (fig. 1273), construit par la *Toowoomba Foundry*, pour une station de chemin de fer du Queensland; diamètre du vide intérieur, 2 m. 50; surface effective ou maître couple des

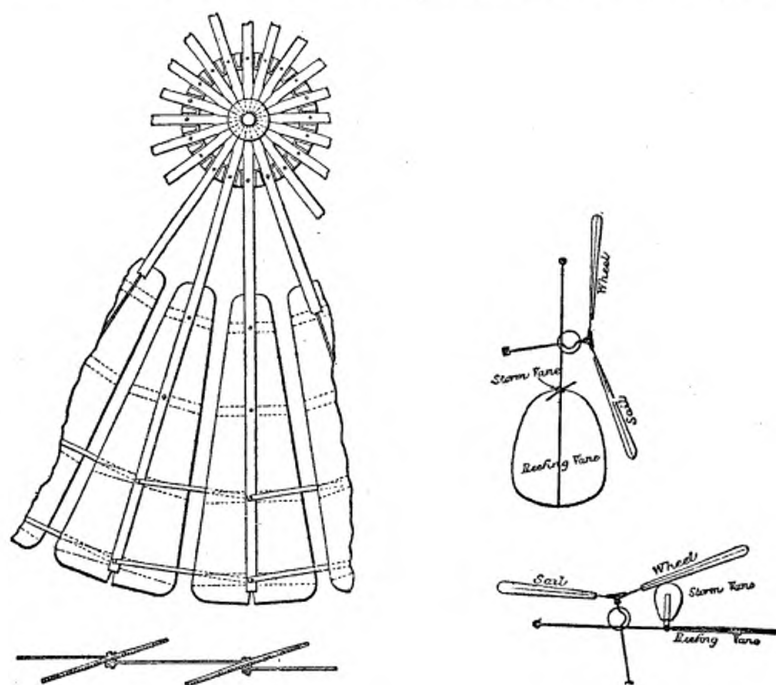


Fig. 1273 à 1275. — Moulin Toowoomba. Détail de la roue.  
Schéma du gouvernail (*Reefing Vane*), gouvernail principal (*Storm Vane*),  
gouvernail auxiliaire (*Sail Wheel*). Roue.

20 ailettes, 31 m. q. 60. Chaque aile est constituée par deux ailettes de cèdre, consolidées par quatre lattes, et fixées au bras de manière à permettre leur libre jeu sous l'action de la chaleur et de l'humidité. On leur a donnée une forme générale à peu près hélicoïdale, comme l'indique le tableau suivant :

DIVISIONS DU RAYON.	1	2	3	4	5	6
Diamètre.....	1 <sup>m</sup> 13	2 <sup>m</sup> 23	3 <sup>m</sup> 40	4 <sup>m</sup> 53	5 <sup>m</sup> 70	6 <sup>m</sup> 80
Pas.....	"	5 93	6 45	6 60	7 13	7 21
Angle $w^{(1)}$ .....	"	40° 30'	31° 4'	24° 59'	21° 54'	18° 47'

Le pas moyen est de 6 m. 70.

<sup>(1)</sup> *Angle of Weather* (p. 159) égal à  $90^\circ - \varphi$ . C'est l'angle de l'aile, au point donné, avec le plan de la roue.



Le gouvernail ordinaire (*Reefing Vane*, fig. 1274 et 1275) a 7 m.q. 43, sa rotation est limitée à 90 degrés par des tocs : il est équilibré par un contrepoids excentré (fig. 1276), qui le maintient ordinairement presque

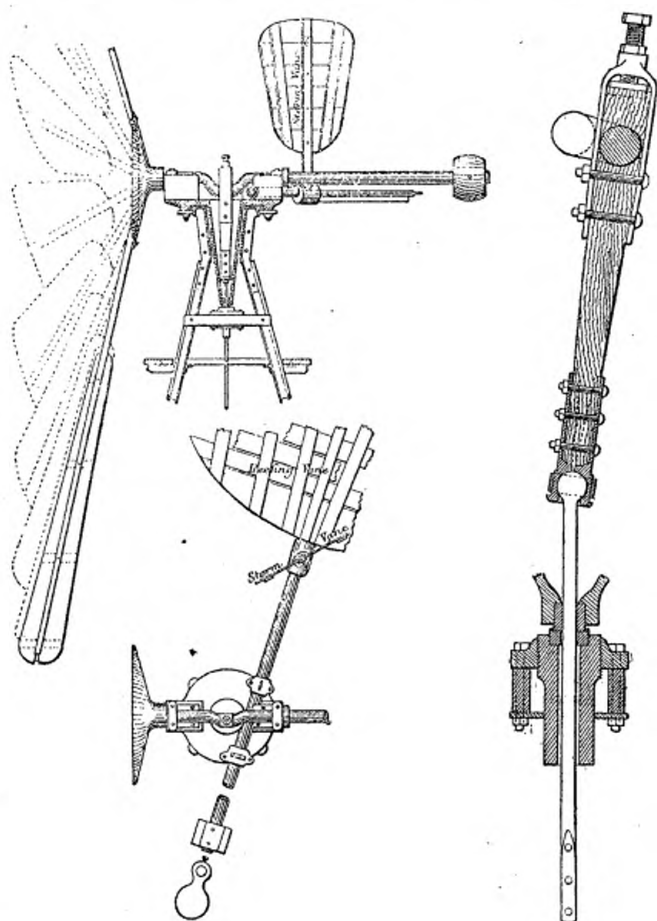


Fig. 1276 à 1278. — Moulin Toowoomba. Détail du gouvernail et de la bielle de la pompe.

horizontal comme en fig. 1274. Le bras de ce gouvernail porte un gouvernail auxiliaire, de sûreté ou de tempête (*Storm Vane*), à bras perpendiculaire au premier, et de 0 m. q. 56 de surface. Quand le vent devient trop fort, sa poussée sur ce gouvernail l'abaisse malgré le contrepoids, et présente (fig. 1275) le gouvernail principal au vent, de manière qu'il défile

le moulin. Ce régulateur fonctionne avec des battements perpétuels, et maintient néanmoins assez bien le débit moyen de la pompe. La vitesse est, par exemple, de 20, 30 et 40 tours par minute pour des vents de 7 m. 50 et de 15 mètres par seconde, puis en tempête. Le gouvernail auxiliaire est incliné de 40 à 60 degrés sur le principal, et la sensibilité de son action varie avec son inclinaison sur l'horizontale. Pour arrêter le moulin, on maintient le gouvernail principal vertical par la traction d'une corde sur le gouvernail auxiliaire. Bielle en bois armé (fig. 1274), diamètre de l'arbre, 75 millimètres; course de la pompe, 170 millimètres.

MOULIN STOVER. — Construit à Freeport (Ill.). Roue du type *Solid Wheel* (p. 174), en 7 secteurs, chacun de 16 ailettes, en sapin de 10 millimètres

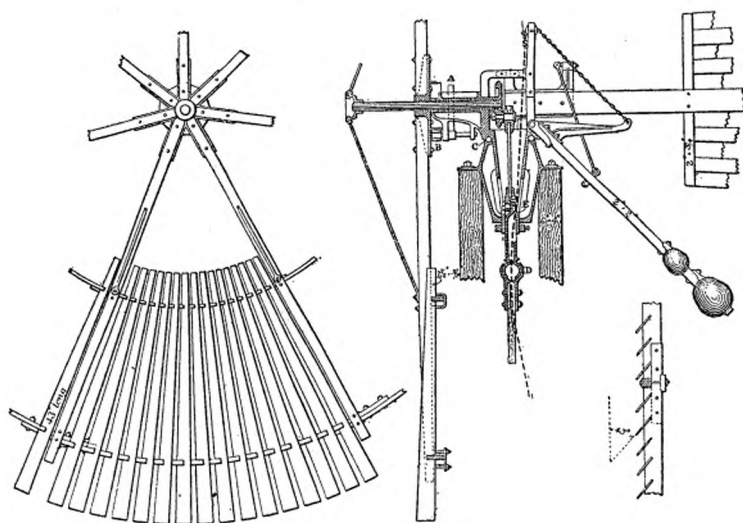


Fig. 1279 à 1281. — Moulin Stover.

d'épaisseur, larges de 90 millimètres à l'extrémité et de 40 millimètres à l'origine. Diamètres intérieur et extérieur de la roue, 1 m. 37 et 3 m. 50 : section brute, 9 m. q. 30; effective des ailettes, 8 m. q. 175. Les ailettes sont droites, avec un angle  $w$  constant, égal à 43 degrés (fig. 1281), de

sorte que le pas varie de 4 mètres à l'origine à 10 m. 25 à l'extrémité. Pas de réglage automatique. Le gouvernail, à pivot presque dans l'axe de la plaque tournante, est maintenu dans celui de la roue par un levier à contrepoids, mobile dans un plan légèrement incliné sur la verticale, et articulé au bras du gouvernail par un joint universel. L'arrêt ou le défilement du moulin en tempête s'opèrent en soulevant ce contrepoids par une chaîne : le défilement du gouvernail serre en outre par A (fig. 1280) un frein B, à bande de 200 millimètres de diamètre sur 50 millimètres de large, de manière à arrêter la roue. Après quatre ans de marche, ce frein avait pris du jeu et ne fonctionnait plus, mais la roue s'arrêtait tout aussi bien au défilement seul. La plaque tournante roule sur des billes C, de 25 millimètres de diamètre, dans un cercle de 8 millim. 5, protégé de la poussière par le rebord du pivot. Après quatre ans, ce roulement fonctionne très bien sans aucun graissage. La bielle E attaque la tige de la pompe par une articulation sphérique D, en fonte, de 75 millimètres de diamètre; course 100 millimètres.

MOULIN ALTHOUSE, de 4 m. 25. Roue composée de 8 secteurs à rabattement (p. 165), avec chacun 13 ailettes de 1 m. 22 sur 13 millimètres

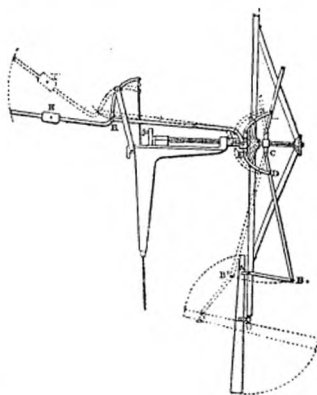


Fig. 1282. — Moulin Althouse de 4 m. 25.

d'épaisseur, 100 millimètres de large à l'extrémité et 40 millimètres à l'origine. Aire brute de la roue, 14 m. q. 3; aire effective, 1 m. q. 30. Les

ailettes sont droites;  $w=30$  degrés; pas, 2 m. 60 au diamètre de 1 m. 34 et 7 m. 90 à la circonférence. Les sections pivotent, sous l'action du régulateur, autour de barres à 115 millimètres de leur axe de figure, de sorte que la pression du vent et la force centrifuge tendent à les ouvrir en opposition avec le gouvernail. Ils sont (fig. 1282) maintenus contre le vent par un poids K de 7 kilogrammes, agissant, par des renvois HGEDCB, en A', à 395 millimètres de l'axe de pivotement des secteurs, mais ce mécanisme fonctionnait très mal; vitesse maxima, 40 tours avec un vent de 8 m. 50.

MOULIN ALTHOUSE, de 3 m. 30 (fig. 1283). — Moulin du même type général que le précédent, à six panneaux d'ailettes de 6 millimètres d'épaisseur, 0 m. 96 de long, 95 millimètres de large à l'extrémité sur

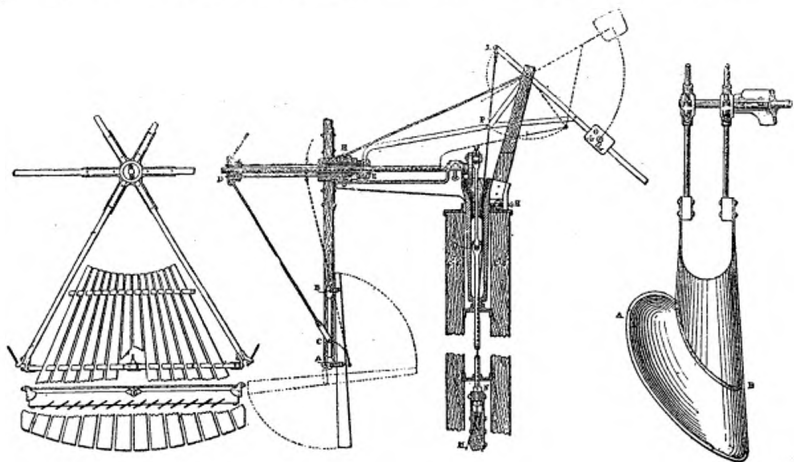


Fig. 1283 et 1284. — Moulin Althouse de 3 m. 30 et aile de moulin Carlyle.

40 millimètres à l'origine, droites, avec  $w=28$  degrés; pas de 1 m. 30 à l'origine, au diamètre de 1 m. 10, et de 5 m. 20 à l'extrémité, au diamètre de 3 m. 30.

Les panneaux pivotent presque autour de leur axe de figure, de sorte que les pressions du vent s'y équilibrent à peu près. La régularisation s'effectue presque totalement par la force centrifuge des panneaux, dont le centre de gravité est plus près du centre que leur axe de pivotement. Quand

les panneaux s'ouvrent par la force centrifuge, en basculant dans la position indiquée en pointillés (fig. 1283), ils soulèvent, par le train BCDEF, le contrepoids G, dont le moment par rapport à F augmente à mesure qu'il s'élève, et passe de 2.20 à 5.50 mètres-kilogrammes. L'arbre de la roue tourne à l'arrière dans un coussinet en métal, et à l'avant dans un

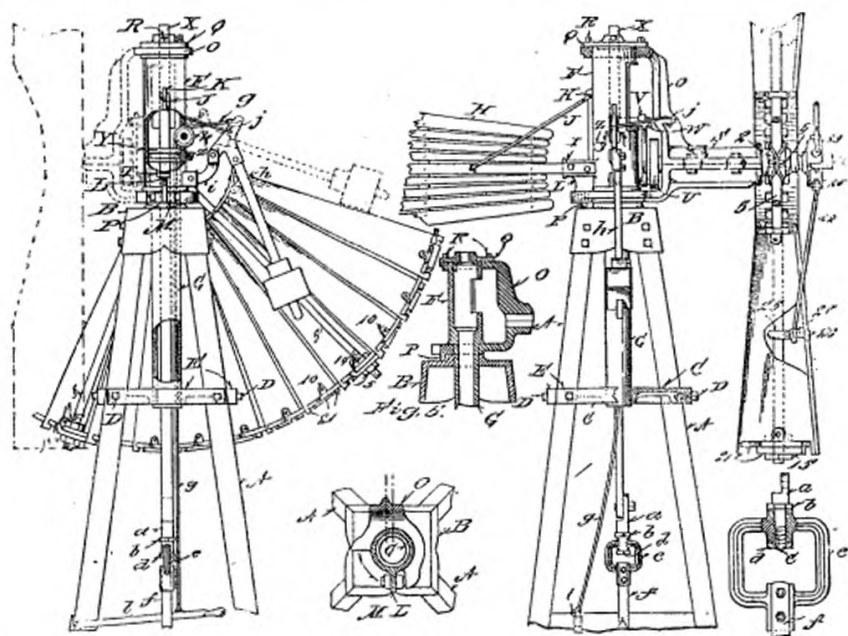


Fig. 1285 à 1288. — Moulin Poe. Vue d'arrière. Vue latérale. Coupe par G. Détail du pivot G et du cadre e de la tige de la pompe.

A, tour avec plaque tournante B (fig. 1297) et croisillon C boulonné en D aux traverses E. FG, pivot auquel est attaché en IK le gouvernail H, avec, en L, un tampon en caoutchouc M, amortissant les chocs aux défilements brusques du moulin. O, châssis, avec portées P sur B, pivoté sur F, guidant en QR la tige X, recevant en AS l'arbre T de la roue qui actionne X par UVW. — YZ, second guide de X, relié en a à la tige f de la pompe par un cadre e, n, pivot de b. g, corde à renvoi k, relevant le levier hi, qui, par j, repousse O, et défile la roue (fig. 1297).

coussinet en bois H, porté par le bras de la plaque tournante. La tige de la pompe est équilibrée par un contrepoids. La poussée du vent sur la plaque tournante est reçue par une paire de galets ajustables K, qui, en raison de leur faible diamètre, 50 millimètres, ne tardent pas à s'ovaliser et à ne plus fonctionner.

**MOULIN CARLYLE**, de 3 mètres (fig. 1284). — Moulin américain à 7 ailes en tôle renforcée, boulonnées à des bras tubulaires, en forme de coquilles

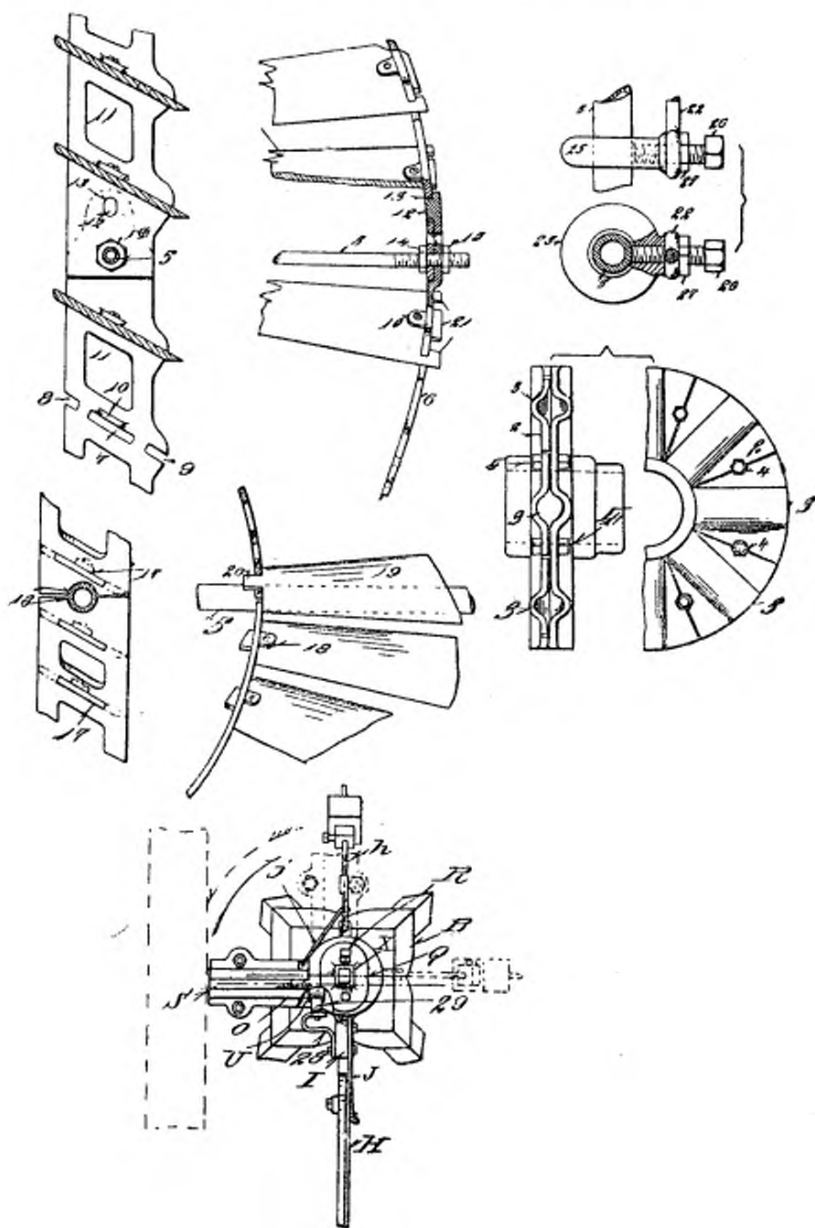


Fig. 1289 à 1297. — Moulin Poe. Détail de la roue et de la plaque tournante.

2, 2, deux plateaux assemblés par des boulons 4, ondulés en 3, de manière à fixer les rais tubulaires 5. 6, segments de la jante, évidés en 11, assemblés en 14. 15 avec les rais 5, avec tétons 12, 13, encoches 7, 8, 9 et attaches 10, pour les ailettes 19, à tenons 21, emboîtés dans 7, 8 et 9. 20, tenons inférieurs des ailettes emboîtés dans les rainures 17 du petit cercle de la roue. 18, fixation des ailettes sur ce cercle. 22, tirants fixés en 27, par 20 et 25, aux rais 5, et en 23 au moyeu de l'arbre T.

à angle  $w$  disposé de manière que l'air y agisse par réaction;  $w = 50$  degrés en A, et 14 degrés en B, avec des pas respectifs de 6 m. 68 et 2 m. 15.

Le gouvernail défile la roue en tempête, et se lève en même temps comme en fig. 1283, de manière que son moment augmente avec le défilement.

MOULINS POE ET PERRY. — Le moulin Poe, dont les principales particularités sont représentées par les figures 1285 à 1297, et suffisamment ex-

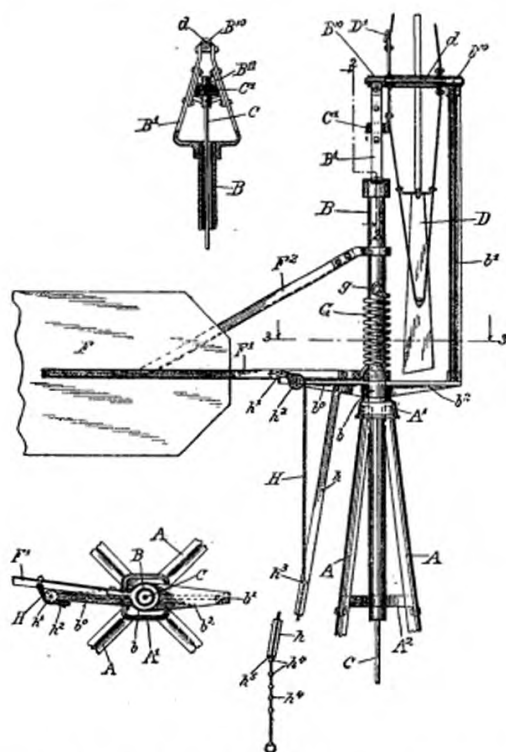


Fig. 1298 à 1300. — Moulin Perry. Élévation. Coupes 2-2 et 3-3.

AA', tour en fer, avec tube B, à châssis B<sup>1</sup> et cadres b<sup>2</sup> b<sup>1</sup> b<sup>10</sup>, portant en B<sup>10</sup> l'arbre d de la roue D F, gouvernail pivoté par F<sup>1</sup>F<sup>2</sup> sur B, et manœuvré par la corde H, à renvoi h<sup>2</sup>h<sup>1</sup>, guide h<sup>3</sup> et arrêts de réglage h<sup>4</sup>h<sup>5</sup>h<sup>6</sup>. Gg, ressort tendant à défilier F autant que le permet la corde H. — C<sup>1</sup>C<sup>1</sup>, transmission du mouvement de la roue à l'arbre C.

pliquées par leurs légendes, est remarquable par la simplicité et la solidité de la construction de sa roue. Il appartient à la classe des moulins à gouvernail unique est à rappel par contrepoids (p. 177). Le gouvernail du petit moulin Perry (fig. 1298 à 1300) est au contraire à rappel par ressort comme ceux du type Gem (p. 175) et d'Allen (p. 179), et son ensemble est à la fois d'une simplicité et d'une légèreté des plus remarquables.

## ADDITION À LA PAGE 244.

## ROUE PELTON EN CASCADE BOOKWALTER.

Le fonctionnement de cette roue s'explique à l'aspect seul de la figure 1301. Le jet unique de chaque ajutage, amené au droit de l'arête médiane de la jante, s'y divise, en deux parties égales, à chacune des couronnes d'augets

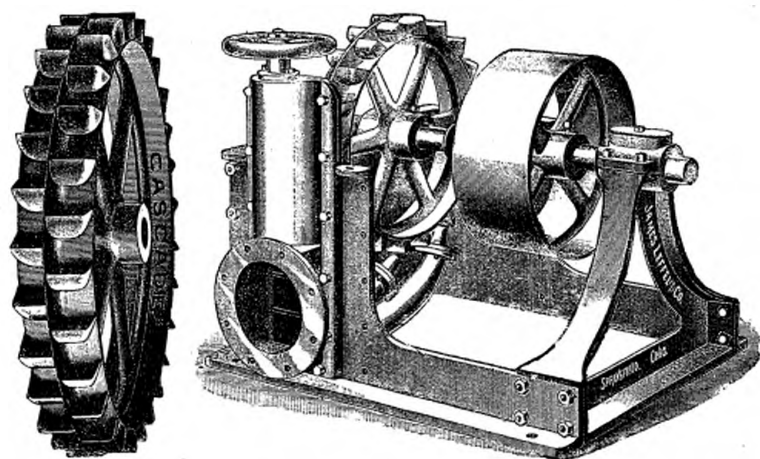


Fig. 1301 et 1302. — Roue Bookwalter en cascade à deux ajutages superposés.

EE' et FF' (fig. 1303), alternées de manière à donner à la puissance de la roue la plus grande uniformité possible. On peut, ainsi que l'indique la figure 1302, comme avec les roues Pelton, multiplier les jets, mais toujours dans le plan de l'arête dont la présence, ainsi que l'indique la figure 1303, n'est pas absolument nécessaire.

On aurait constaté pour ces roues, avec des chutes d'environ 50 mètres, des rendements de 85 à 90 p. 100<sup>(1)</sup>, tout au moins à vérifier.

Dans le type, fig. 1307, à deux rangées d'augets et à deux tuyaux sy-

<sup>(1)</sup> *Scientific American*, septembre 1894, p. 132.



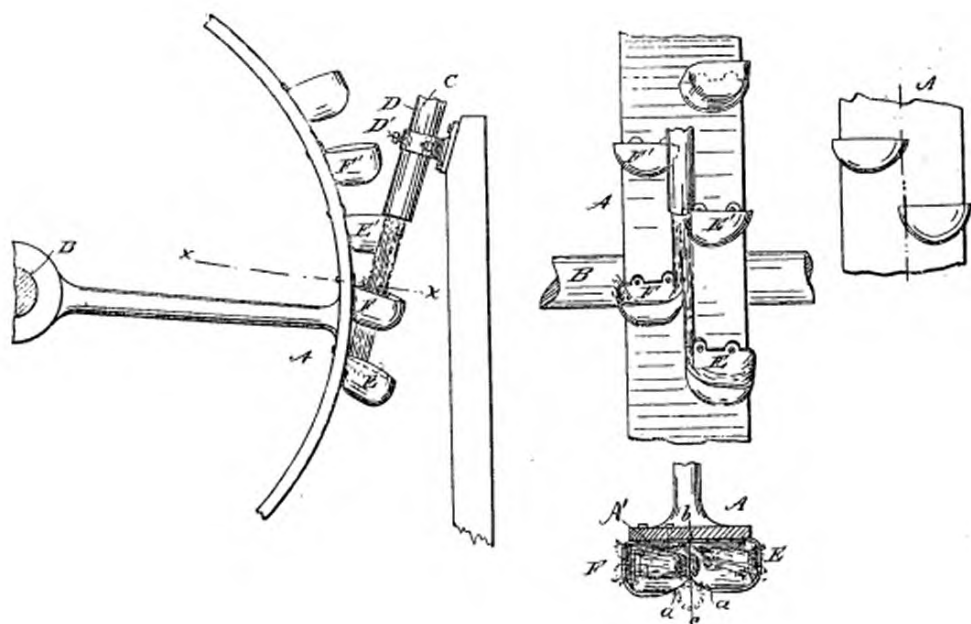


Fig. 1303 à 1306. — Roue Bookwalter en cascade. Schéma du fonctionnement. Vue de face et coupe  $xx$  d'un élément de roue.

A, roue avec deux couronnes d'augets FF' et EE', recevant le jet unique D suivant l'axe  $bc$ .

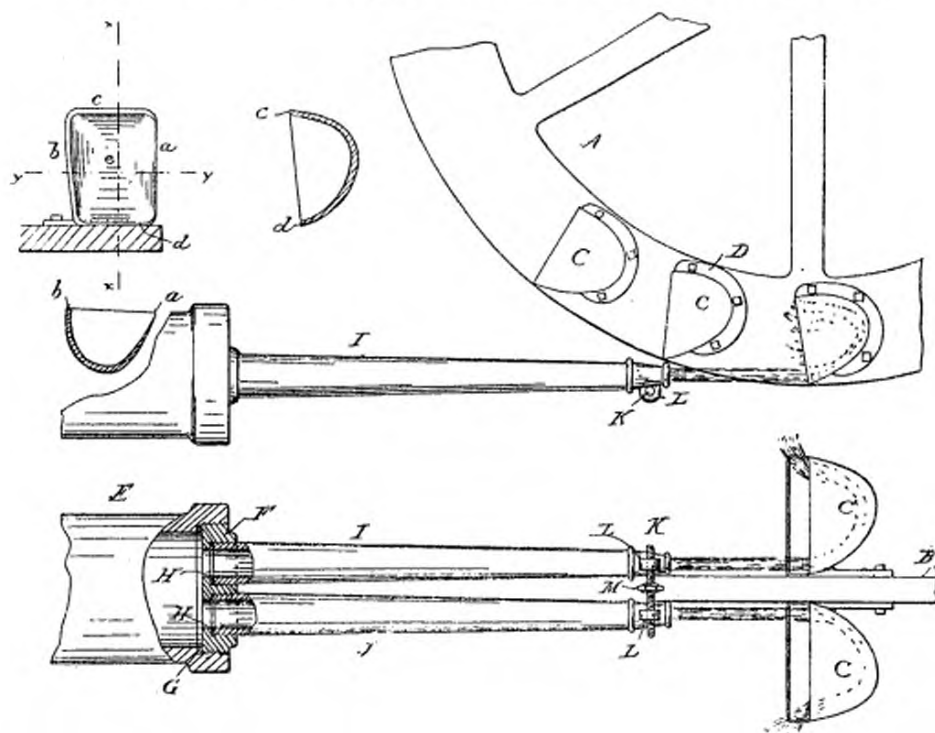


Fig. 1307 à 1310. — Roue Bookwalter à doubles tuyaux.

F, plaque fileté, avec joint G, dans le tuyau E d'amenée de l'eau sous pression, recevant deux lances I et J, à joints H et ajutages L, fixés à l'écartement voulu par KM. A, roue avec deux couronnes d'augets CC, de la forme indiquée en  $abcd$ .

métriques I et J, ces augets sont disposés de manière à ne présenter à l'intérieur que des angles arrondis, avec des arêtes tranchantes *a*, et à rejeter l'eau latéralement, après lui avoir fait épuiser par réaction presque toute sa force vive. En outre, l'eau n'attaque ces augets que par le point le plus bas de la roue, sans aucune obstruction par les augets qui suivent.

#### ROUE PELTON SCHARFF.

Les augets B (fig. 1311) sont à larges bases *b*, formant autour de la roue une sorte de jante continue, diminuant beaucoup l'effort de cisail-

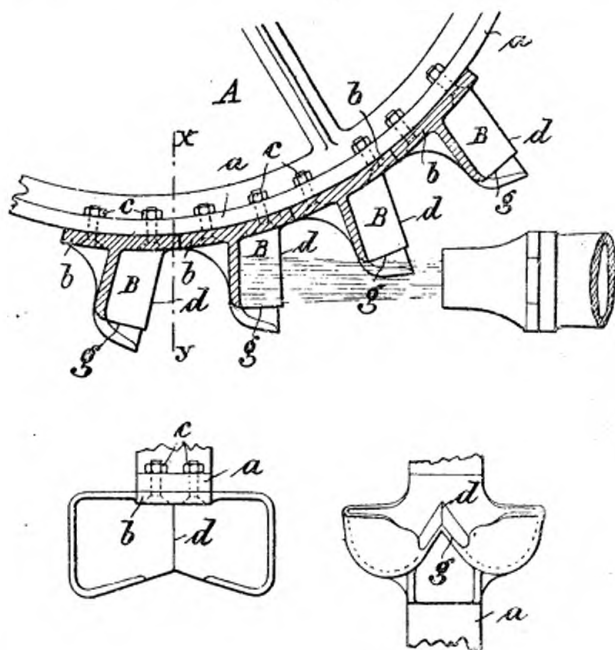


Fig. 1311 à 1313. — Roue Scharff. Ensemble d'un élément de roue et détail d'un auget.

Aa, roue. B, augets à larges appuis *b*, formant une jante continue, et diminuant l'effort de cisaillement des boulons *c*, avec profil déterminé de façon à faciliter l'entrée de l'arête *dg* dans le jet.

ment des boulons; en outre, le profil des augets est diminué en *g* au droit de l'arête *d*, de manière à faciliter son entrée dans le jet, et à supprimer la résistance inutile qui en résulte dans les roues Pelton ordinaires.

ADDITION À LA PAGE 252.

## POMPE A GRANDE VITESSE WORTHINGTON.

Dans les pompes à grande vitesse du type direct, quand le piston *a* (fig. 1314) arrive, ainsi que le plongeur *b*, aux fonds de course, il ferme l'échappement 6, dont la vapeur, formant coussin, l'arrête sans choc. Mais,

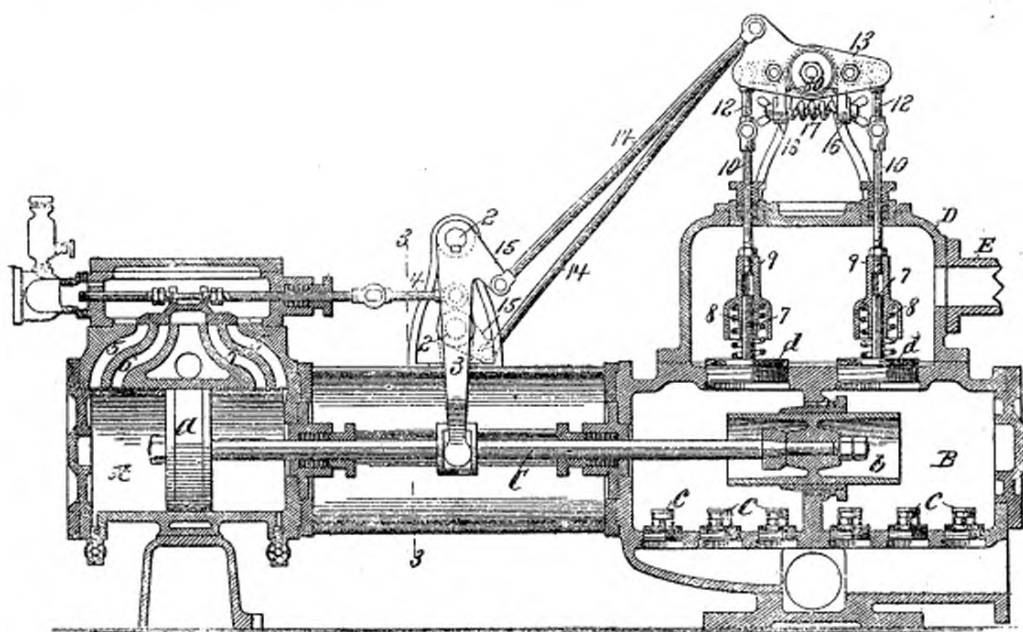


Fig. 1314. — Pompe rapide Worthington. Coupe longitudinale.

A, cylindre moteur. B, pompe à pistons *a* et *b* conjugués par la tige C. 3, 3, 4, 4, distribution croisée du type fig. 520, p. 257. *c*, soupape d'aspiration. *d*, clapets de refoulement, à ressorts *v*, guidés en 7 dans les cloches 9 des tiges 10, conjuguées (fig. 1315) par les renvois 12, 16, à ressorts 17, pivotés sur les balanciers 13, 30, commandés par les renvois 2, 15, 14, de manière à maintenir *d* fermés aux fonds de course avec une résistance réglée par la tension des ressorts 17.

au moment de cet arrêt, les soupapes de refoulement *d* sont encore ouvertes; il en résulte que, si la compression est, comme cela arrive aux grandes vitesses, très élevée, cette compression, jointe à la charge de l'eau sur *d* peut faire rebondir ou reculer momentanément le piston, avec un choc nuisible tout particulièrement aux clapets *dd*.

Afin d'éviter cet inconvénient, M. Worthington relie les tiges des clapets *dd*, par des balanciers 13, 13 et des bielles 14, 14, aux bras 15, 15 des leviers de distribution, de manière que ces clapets soient fermés aux

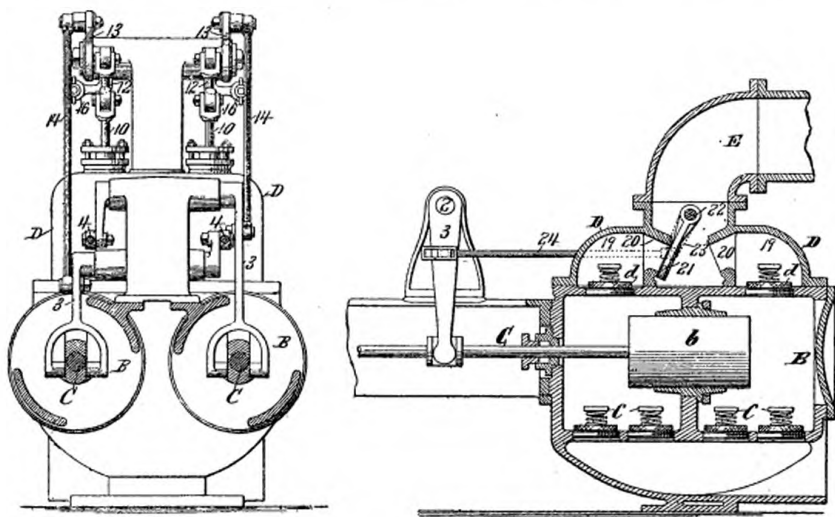


Fig. 1315 et 1316. — Pompe rapide Worthington. Coupe verticale 3, 3 (fig. 1314) et variante.

21, clapet à sièges 20 intermédiaires entre la chambre D et le refoulement E, et commandé par 3, 24, 23, de manière à isoler *d* de E à la fin du refoulement (pour les autres lettres, même légende qu'en figure 1314).

fonds de courses, non pas d'une façon absolument rigide, mais d'abord par la compression graduelle des ressorts 8, puis par l'appui de 9 sur la queue 7 du clapet. Cet appui est assez rigide pour assurer en temps ordinaire la fermeture de *d*, et éviter à coup sûr le rebondissement, mais il peut, grâce à l'interposition du ressort 17, céder en cas d'obstruction de l'une des soupapes.

On voit, en figure 1326, comment on peut obtenir le même résultat au moyen d'un clapet 21, intermédiaire entre la chambre D et le tuyau de refoulement E.

#### POMPE COMPACTE WORTHINGTON.

Les clapets d'aspiration *b* (fig. 1317 à 1324) et de refoulement *c* sont logés dans une chambre FC, à double cloison 12, 13, reliée aux extrémités

des cylindres A et B des deux pompes par les tuyaux d'aspiration et de refoulement (DD) (EE). La boîte est fermée du côté de l'aspiration I par un couvercle G (fig. 1323) qui ne supporte aucune pression. Les clapets

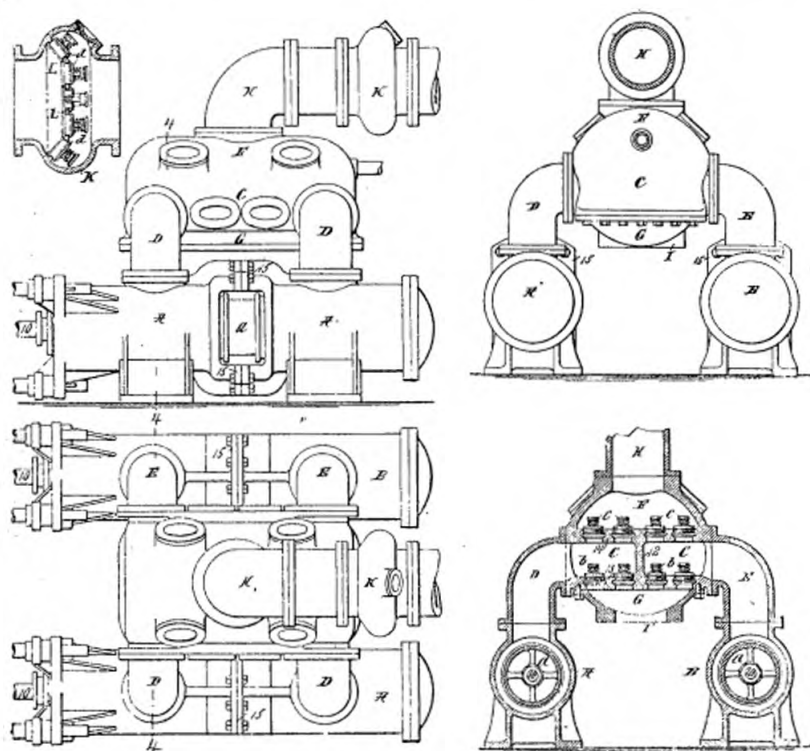


Fig. 1317 à 1321. — Pompe compacte Worthington. Élévation. Plan. Vue par bout, coupe *h, h* et détail des clapets de retenue *Ld*.

A et B, deux pompes, avec tuyaux DD, EE amenant l'eau par IG au travers des clapets *b*, à sièges 13, et la refoulant en FH au travers des clapets *c*, à sièges 14, pouvant passer au travers de 13. K, chapelle de retenue à grille arc-boutée P et clapets *d*.

de refoulement *c*, plus petits que ceux de l'aspiration *b*, ont leurs sièges taraudés, et sont montés en les passant au travers de ceux des clapets d'aspiration. La chambre des clapets ainsi construite, avec FG d'une seule pièce, est d'une construction compacte, simple et très robuste. Les clapets de retenue multiples *d* (fig. 1321) ont leur grille L arc-boutée de manière à pouvoir facilement résister à la pression sans le secours de nervures encombrantes : les sièges peuvent s'y tarauder, aléser, etc. à la machine.

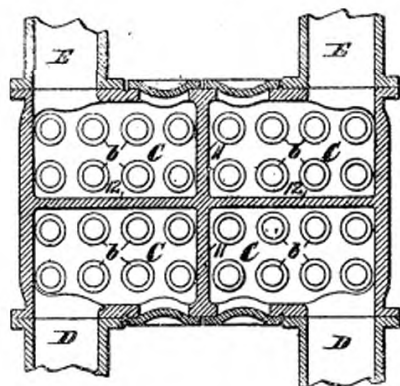
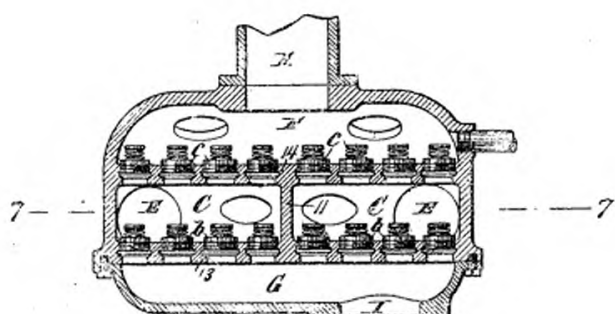
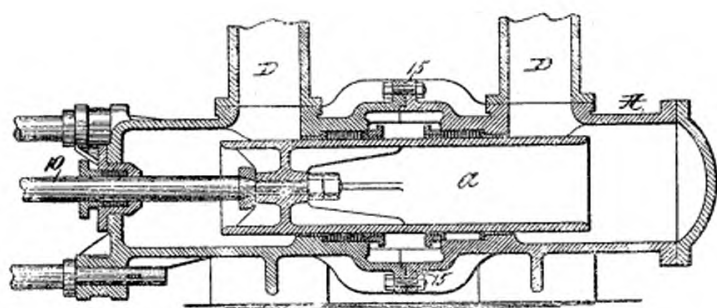


Fig. 1322 à 1324. — Pompe compacte Worthington. Détail du corps de pompe et de la boîte à clapets G (fig. 1317).

A, corps de pompe, à piston *a* et joint 15, avec boîte à clapets *b* et *c*, cloisonnés en croix 11, 12.  
Pour les autres lettres, même légende qu'en fig. 1317.)

## POMPE MASON.

Cette pompe construite par la *Mason Regulator Co*, de Boston, fonctionne comme il suit (fig. 1325) :

La vapeur remplit la chambre 75, et, par 82, I et H, le milieu et les extrémités du cylindre du piston auxiliaire 86. Le piston 69 étant au fond

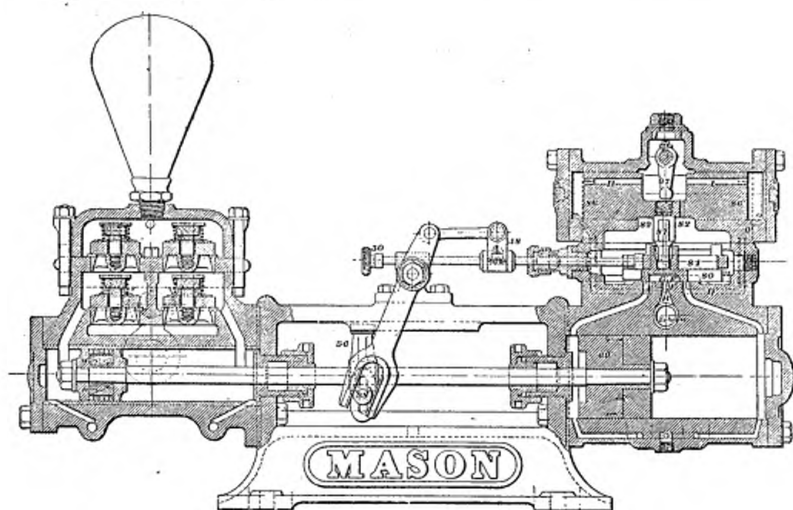


Fig. 1325. — Pompe Mason. Coupe longitudinale.

69, piston de la pompe. 86, piston auxiliaire de distribution. 75, chambre de vapeur du tiroir principal G. B, échappement. 80, tiroir auxiliaire. 81, cadre manœuvré par 36, 38, 58. — 87, commande de G par 86. 89, mise en train de 86. H, I, E, F, O, conduits de vapeur dont le fonctionnement est expliqué dans le texte.

de course à gauche, le cadre 81, le tiroir auxiliaire 80 et le tiroir principal G, solidaire de 80, ont été poussés, par 38, 58, à droite, de manière à mettre, par O, D, E, G, le fond de droite de 86 en rapport avec l'échappement B. Il en résulte que 86, repoussé par la pression de la vapeur sur sa face gauche, entraîne, par 89, le tiroir G à droite dans le cadre 81, de manière à leur faire fermer E et ouvrir l'admission A, en même temps que la cavité F de 80 ouvre l'échappement E sur la face droite de 69. Les mêmes phénomènes se reproduisent ensuite au retour de ce piston.

Le jeu du cadre 81 peut se régler par 50, après avoir un peu desserré

l'écrou 58, et l'on peut allonger ou raccourcir la course de la pompe en soulevant ou en abaissant le bouton 38.

Le levier 97 permet de faire marcher et de décoller à la main le piston 86, et, même si ce piston ne fonctionnait pas assez vite, le tiroir G renverserait encore le mouvement de la pompe. Enfin, le cylindre auxiliaire peut s'enlever facilement sans toucher au reste de la distribution.

### POMPE GREENWOOD.

Cette pompe (fig. 1326 à 1330), construite par la *Hall Steam Pump Co*, de Plainfield, fonctionne aussi par l'intermédiaire d'un piston distributeur commandé par vapeur au moyen d'un tiroir desmodromique auxiliaire.

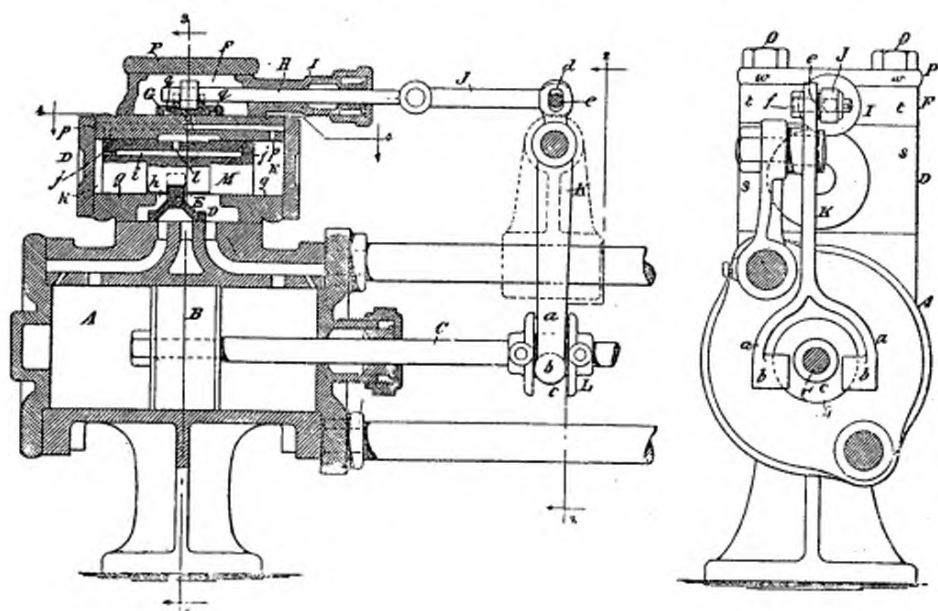


Fig. 1326 et 1327 — Pompes Greenwood. Coupes longitudinale et 2-2.

A, cylindre moteur, dont le piston B commande la tige C de la pompe, et, par L, b, a, k, c, d, j, la tige H, à garniture I du tiroir auxiliaire G.

Quand B arrive au fond de course à gauche, G, ramené à droite, met, par son canal *g* de gauche (fig. 1340) de longueur *mn* (fig. 1339) le fond *k* de droite de D en rapport, par son canal *p*, avec l'échappement *mo*, de sorte que la vapeur du fond gauche *k* de D repousse M et E à droite, ce qui renverse la marche de B. Vers la fin de sa course de gauche à droite, M ferme le canal *p* de droite, et est arrêté par la vapeur ainsi emprisonnée. *l, i* canal faisant constamment communiquer les deux fonds *k* de D avec la vapeur de la chaudière, mais par des orifices *ii* trop petits pour contrarier par leurs fuites le jeu de l'échappement *m*.

O, r, u, x, boulons vissés en *yy*, assemblant les pièces *w, t, s*, faciles à enlever.

Quand le piston B arrive par exemple au fond de course à gauche (fig. 1326), le tiroir auxiliaire G, ramené à droite par le renvoi KJ, met,



par son canal transversal  $g$  de gauche (fig. 1330), de longueur  $mn$  (fig. 1329), le fond  $k$  de droite du cylindre  $D$  en communication, par son conduit  $p$ , avec l'échappement  $mo$ , de sorte que la pression de la vapeur du fond gauche  $k$  de  $D$  repousse  $M$  et le tiroir principal  $E$  vers la droite, et renverse ainsi la marche de  $B$ . Avant d'arriver au fond de sa course de

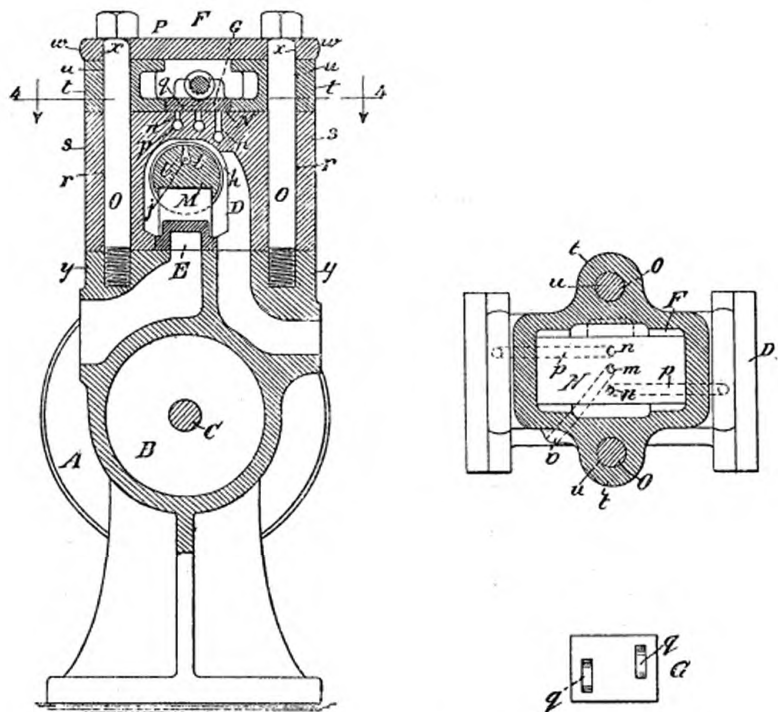


Fig. 1328 à 1330. — Pompe Greenwood. Coupes 3-3 et 4-4 (fig. 1326) et vue en dessous du tiroir G.

gauche à droite, le piston  $M$  ferme la lumière  $p$  de droite, et se trouve ainsi arrêté par un coussin de vapeur. Les mêmes phénomènes se reproduisent en sens inverse au retour de  $B$ .

On remarquera que les deux fonds  $k$  de  $D$  sont toujours en communication avec la vapeur vive de la chaudière par  $ijl$ , mais au travers d'orifices  $jj$  trop petits pour contrarier par leurs fuites le jeu de l'échappement  $m$ .

## ADDITION À LA PAGE 271.

ESSAIS DE POMPES A INCENDIE AMÉRICAINES À BOSTON  
EN 1893.

Ces essais, dont les principaux résultats sont résumés au tableau A, ont été exécutés, par M. Dexter, pour le compte du Service des pompiers de Boston.

Voici, en dehors des chiffres donnés immédiatement par ces tableaux, quelques observations intéressantes relevées pendant ces essais.

D'après les essais comparatifs des machines Amoskeag n° 2 et Clapp-Jones n° 8, tableau B, on voit que, si la pompe à incendie est des plus remarquables comme énergie, elle ne brille pas par son économie de vapeur. En réalité, la dépense de charbon varie de 7 à 15 kilogrammes par cheval-heure effectif. Quant à la vaporisation par mètre carré de chauffe et par heure, elle a atteint jusqu'à 140 kilogrammes, avec une dépense de 693 kilogrammes de charbon par mètre carré de grille et par heure. Avec la même machine et une combustion de 932 kilogrammes de charbon par mètre carré de grille et par heure, la vaporisation a baissé; elle est tombée de 140 à 113 kilogrammes par mètre carré de chauffe, ce qui montre, chose évidente d'ailleurs, que l'on n'a aucun intérêt à surmener les chaudières.

La vaporisation a oscillé entre 2 kilogr. 26 et 5 kilogr. 87 par kilogramme de charbon: chiffres tous deux assez faibles, mais le dernier est néanmoins remarquable, si l'on tient compte de l'activité de la chaudière, qui ne pesait que 626 kilogrammes et vaporisait 867 litres par heure. Celle de la pompe n° 8, qui pesait 860 kilogrammes, vaporisait (essai n° 8) 1,600 litres par heure, c'est-à-dire, au taux de 12 kilogrammes de vapeur par cheval-heure, de quoi faire marcher une bonne machine de 130 chevaux. La proportion d'eau entraînée ne dépassait pas, paraît-il, en moyenne 2 p. 100. En réalité, la machine de la pompe n'indiquait que 86 chevaux. Le poids total de cette machine n° 8 était de 3,615 kilogrammes, ce qui fait environ 40 kilogrammes par cheval indiqué, et 70 kilogrammes par cheval effectif aux pompes.

TABLEAU A.

NUMÉROS DES POMES.	CONSTRUCTEURS.	DURÉE DE L'ESSAI.	VAPORISATION PAR HEURE.	SURFACE DE CHAUFFE EN MÈTRES CARRÉS.	DIMENSIONS DES CHAUDIÈRES.			VAPORISATION par mètre carré de chaudière et par heure.	CHARGES brûlées par mètre carré de grille et par heure.	DIAMÈTRE des cylindres de vapeur en millimètres.	COURSE.	DIAMÈTRE DES PLOUEURS.	PRESSION MOYENNE en kilogrammes par centimètre carré		DÉBIT EN LITRES PAR SECONDE.	POIDS DES MACHINES, CHAUDIÈRES, POMES ET MOLEUR.
					HAC-TEUR.	DIA-MÈTRE.	POIDS.						de la va-peur.	de l'eau.		
			m. c.	m. q.	m.	m.	kilogr.	kil.	kilogr.	mm.		mm.	kil.	kil.	lit.	kilogr.
1	Amoskeag.....	174	0,760	9,4	"	"	"	80,5	2,26	932	203	101	6,3	10	41	2,785
2	Idem.....	157	910	7,9	"	"	"	113	2,66	932	203	103	6,4	8,7	37	3,245
3	Idem.....	179	938	6,9	"	"	"	140	3,57	693	200	112	5,5	8,6	40	"
4	Idem.....	150	753	8,05	"	"	"	120	2,88	674	200	115	5,3	8	36	3,215
4	Idem.....	185	910	8,05	"	"	"	128	2,72	980	"	"	5	9,6	34,5	"
5	Clapp et Jones (p. 274).....	162	867	8	1,55	0,76	626	110	5,87	503	178	112	7,2	8,5	34	"
6	Idem.....	183	903	8	1,60	0,76	626	113	3,45	890	178	112	5	8,4	40,5	2,935
7	Idem.....	151	1,067	10,40	1,55	0,82	712	102	4,94	570	178	137	6,5	10	40	3,150
8	Idem.....	143	1,600	13	1,62	0,90	860	120	3,51	840	303	140	4,9	8,4	45	3,615
9	Silsby (p. 271).....	171	960	16,17	1,47	0,82	680	60	4,49	693	"	"	7,10	7,9	68	"
10	Idem.....	109	740	20,9	1,52	0,91	900	35 (1)	4,22	445	"	"	5,3	7,8	36	3,456
10	Idem.....	49	1,235	20,9	1,52	0,91	900	59	4,10	737	"	"	4,2	7,2	21,5	"
11	Idem.....	120	1,256	21,3	1,52	0,91	900	55	3,76	722	"	"	6,3	8,9	42	"
		"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	5,2	9	43	"

(1) Vaporisation très faible, due à une fuite aux tubes, réparée pour les essais 10 et 11 suivants.

TABLEAU B.

MACHINE N° 2 (AMOSKEAG).				MACHINE N° 8 (CLAPP ET JONES).			
TOURS PAR MINUTE.	PUISSANCE EN CHEVAUX		RENDEMENT P. 100.	TOURS PAR MINUTE.	PUISSANCE EN CHEVAUX		RENDEMENT P. 100.
	indiqués.	aux pompes.			indiqués.	aux pompes.	
312	29,35	26	88,6	294	84,86	64,9	76,5
324	35	29,8	85,2	300	84,15	60,9	72,4
318	34,26	30	87,5	304	85,88	60,9	70,9
306	29,71	25,8	87	262	59,75	41,2	69
303	28,88	24,9	86,3	294	83,21	57,8	69,4
318	32,12	28,6	89	315	61,68	0,2	63,1
350	42,43	26,1	61,3	326	79,46	47,7	60
324	34,9	30,5	87,5	348	83,05	57,6	56
322	26,5	25,8	97,3	336	85,98	53,2	61,9
260	38,99	33,6	86,2	330	59,41	43,9	74
306	34,24	32,5	95	346	83,90	54,4	64,9

Quant aux pompes, elles ont toutes parfaitement fonctionné, la perte par rapport à leur débit géométrique a varié de 3 à 8 p. 100.

On a, en outre, essayé différents systèmes de raccords et différents diamètres de conduite de refoulement. Voici la moyenne des pertes observées avec ces tuyaux :

Diamètre du tuyau.	Perte de charge par 100 mètres de tuyau avec des débits de 19 et 22 lit. 50 par seconde.	
0 m. 0635	2 <sup>k</sup> 80	4 <sup>k</sup> 00
0 m. 076 avec raccords de 0 m. 0635	1 60	2 10
0 m. 076 avec raccords de 0 m. 076	1 60	2 10

On voit que l'on a tout avantage à prendre les tuyaux de 0 m. 076.

(*Engineering News*, 28 mars 1895.)

## ADDITION À LA PAGE 283.

## LANCE À BOULE DE POLLOK.

M. Pollok a récemment proposé de remplacer le dispositif représenté en fig. 592, p. 283, par une simple boule en caoutchouc qui n'oppose

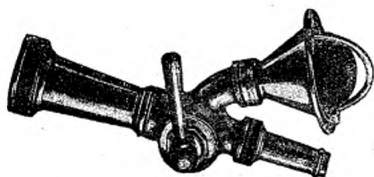


Fig. 1331. — Lance à boule de Pollok.

(fig. 1331) presque pas de résistance à la sortie de l'eau, produit une nappe qui abat absolument la fumée, et n'exerce, quelle que soit la pression de l'eau, qu'une très faible poussée sur son étrier de retenue. Cette boule a donné, aux essais, des résultats très satisfaisants.

## ADDITION À LA PAGE 294.

## ÉCONOMISEUR D'EAU SYSTÈME PRENTICE.

On peut citer, à côté de l'économisateur Otis, l'appareil du même genre et très ingénieux de *Prentice*. Nous reproduisons ici la description que nous en avons donnée dans la *Revue industrielle* du 30 novembre 1889.

L'appareil de M. Prentice consiste essentiellement en une application de l'injecteur automatique de Sellers à l'alimentation des moteurs hydrauliques au moyen d'eau à basse pression injectée dans leur tuyau d'alimentation par un jet d'eau à haute pression, d'un débit proportionnel à la puissance ou à la charge du moteur.

L'eau sous pression, amenée par le conduit *a* au tube *b* (fig. 1332 et 1333), rencontre en *f* l'eau de basse pression du réservoir *R* (fig. 1334), et l'injecte, par le tube *g*, dans le tuyau *u*, d'alimentation ou d'admission du moteur.

Les tubes *b* et *g*, mobiles dans des garnitures étanches, sont reliés par une bielle *g'*, articulée en *g''* au tube *g* et en *g'''* à la coulisse *g''*, qui entraîne, en pivotant autour de *g'''*, le tube *b* par son coulisseau *b'*.

Dès la mise en train, le moteur étant en pleine charge, les tubes *b* et *g* occupent les positions figurées : le tube *g* ferme l'aspiration de *f*, et l'eau sous haute pression *a* pénètre seule dans le moteur. Les pressions exercées sur les deux faces du piston *s*, en communication par les tuyaux *t'*, *t''* et l'espace *u* avec l'injection *a*, sont égales, et le ressort *q'* relève ce piston, ainsi que le distributeur *q*, solidaire de sa tige. Il en résulte que ce distributeur admet, par le conduit *p'*, l'eau sous pression du tuyau *o* sur la face inférieure du piston *n*, dont la face supérieure communique à l'échappement par *p''*, *p'''* et l'intérieur de *q*. La pression ainsi exercée sur *n* maintient solidement les tubes *b* et *g* dans la position de mise en train, qu'ils conservent tant que le moteur reste en pleine charge.

Si la charge diminue, la vitesse de l'écoulement en *u* ne tarde pas à augmenter au point de diminuer, par aspiration, la pression en *t''*, de manière que l'excès de pression en *t'* abaisse le piston *s*, et fasse ainsi admettre l'eau sous pression, par *op''*, sur le haut du piston *n*. Cette admission provoque, malgré le ressort de rappel *z*, un abaissement des tubes *g* et *b*, dont le premier ouvre l'admission de l'eau à basse pression en *f*, tandis que le tube *b* étrangle, par l'aiguille *d*, l'arrivée de l'eau à haute pression, et cela d'autant plus que la charge diminue, et que la vitesse augmente.

L'appareil de M. Prentice pourrait donc être très utile pour desservir économiquement, au moyen d'eau à haute pression, une série de moteurs de puissance variable.

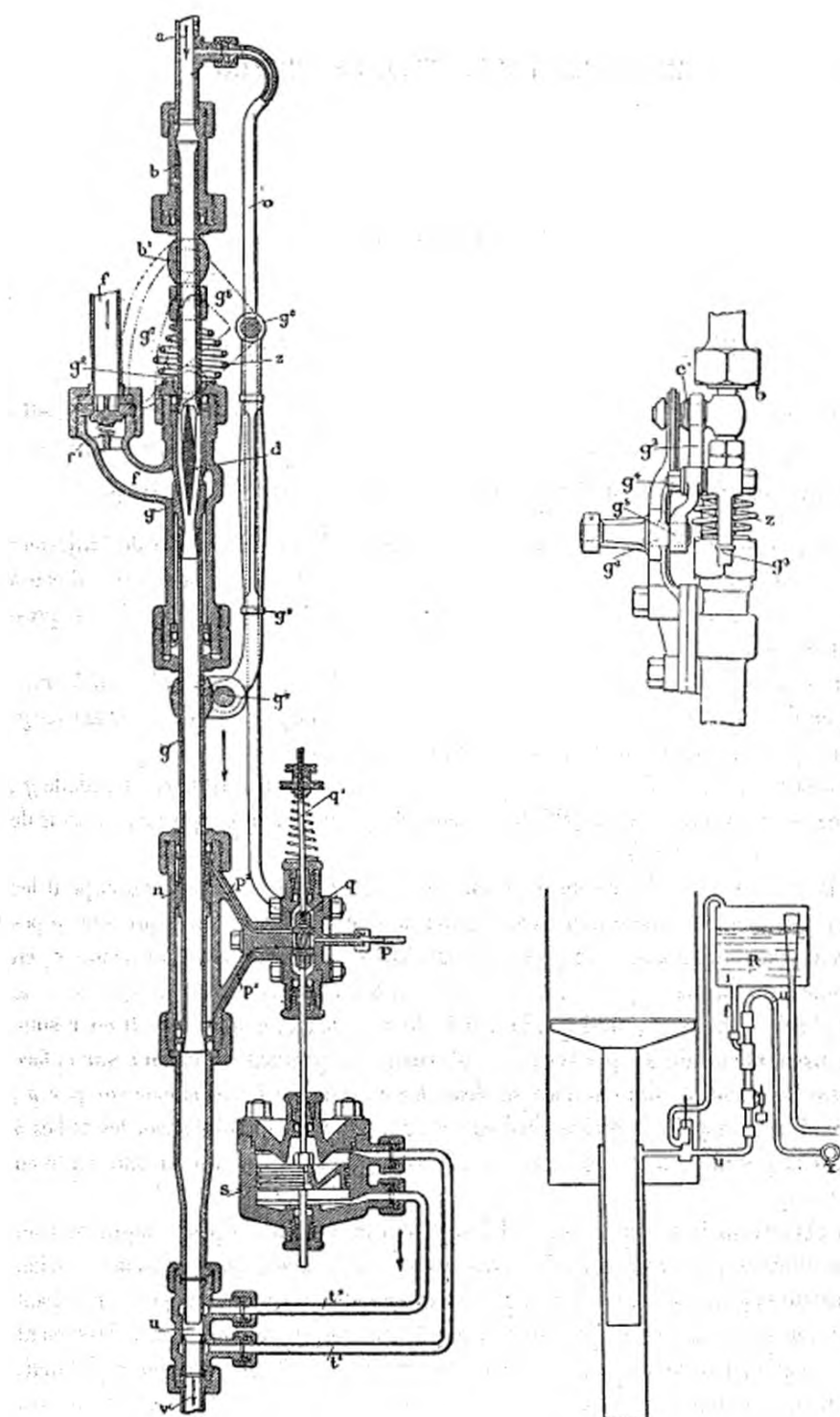


Fig. 1332 à 1334. — Économiseur d'eau pour ascenseur et pompes système *Prentice*.

Coupe verticale. Vue partielle et schéma de l'ensemble.

*a*, arrivée de l'eau à haute pression de la canalisation *x*. *ff'f'*, eau à basse pression du réservoir *R*. *d*, aiguille d'injection de l'eau de *a*, en *g*, *u*, *v*, dans celle de *f*. *g*<sup>2</sup>, bielle articulée en *g*<sup>3</sup> sur *g* et en *g*<sup>4</sup> sur la coulisse *g*<sup>2</sup> pivotée en *g*<sup>5</sup>, et commandant *b* par son coulisseau *b*<sup>1</sup>. *o*, tube reliant *a* au distributeur *q*. *n*, piston de *g*, en communication par *p*<sup>1</sup> et *p*<sup>2</sup> avec la boîte de *q*, à échappement *p*. *s*, piston solidaire de *q*, à rappel *q'*, avec cylindre communiquant avec *u* par *t*<sup>1</sup> et *t*<sup>2</sup>. *r*, rappel de *b*.

## ASCENSEUR BASSETT.

Cet ascenseur est (fig. 1335 à 1341) remarquable par la simplicité et la sécurité de sa manœuvre.

Quand les valves auxiliaire  $V'$  et principale  $a$  du distributeur occupent les positions indiquées en fig. 1338 et 1341, l'ascenseur est au repos.

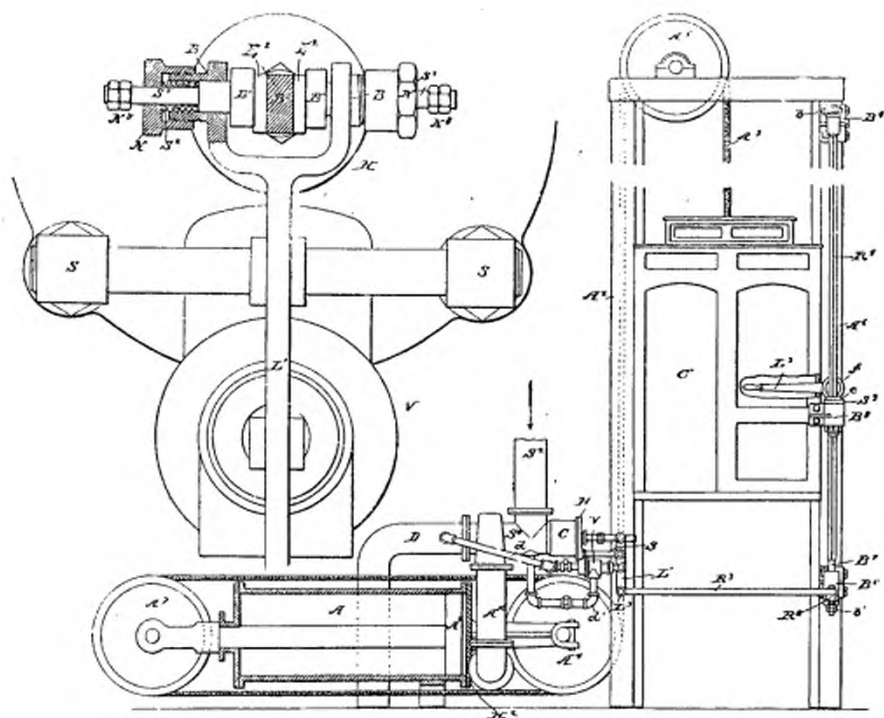


Fig. 1335 et 1336. — Ascenseur Bassett (Compagnie Otis). Ensemble et vue par bout du distributeur fig. 1340.

A, cylindre moteur, à piston  $A^2$ , attaquant la cabine  $C'$  par le renvoi  $A^7$ .  $A^4$ ,  $A^5$ ,  $A^6$ ,  $A^8$ . —  $S^2$ , admission de l'eau sous pression au distributeur  $S^3$ , puis au cylindre A, par  $A^{10}$ . D, échappement de  $S^3$  (fig. 1338).  $R^5$ , tige de manœuvre, à crapaudine suspendue  $b$  (fig. 1338) et guidage  $B^1$ ,  $B^2$ ,  $B^3$ ,  $B^4$ , avec manchon  $B^5$  solidaire de la cabine, et douille  $S^7$  à pignon  $e$ , commandé par le pignon  $f$  du levier de manœuvre  $L^2$ .  $R^1$ ,  $R^3$ , transmission du mouvement de la tige  $R^5$  au levier  $L'$  (fig. 1340). [Pour les autres lettres, même légende qu'en fig. 1337 à 1341.]

Pour monter, on abaisse le levier de manœuvre  $L^2$  (fig. 1336) de la cabine, ce qui a pour effet, par  $f e R^3 R^1$ , de repousser à gauche (fig. 1341) la valve  $V'$  et d'admettre ainsi par  $o$  l'eau sous pression de  $x$  sur la droite du piston P (fig. 1338), lequel, repoussant  $a$ , admet par  $S^2 A^{10}$  l'eau sous





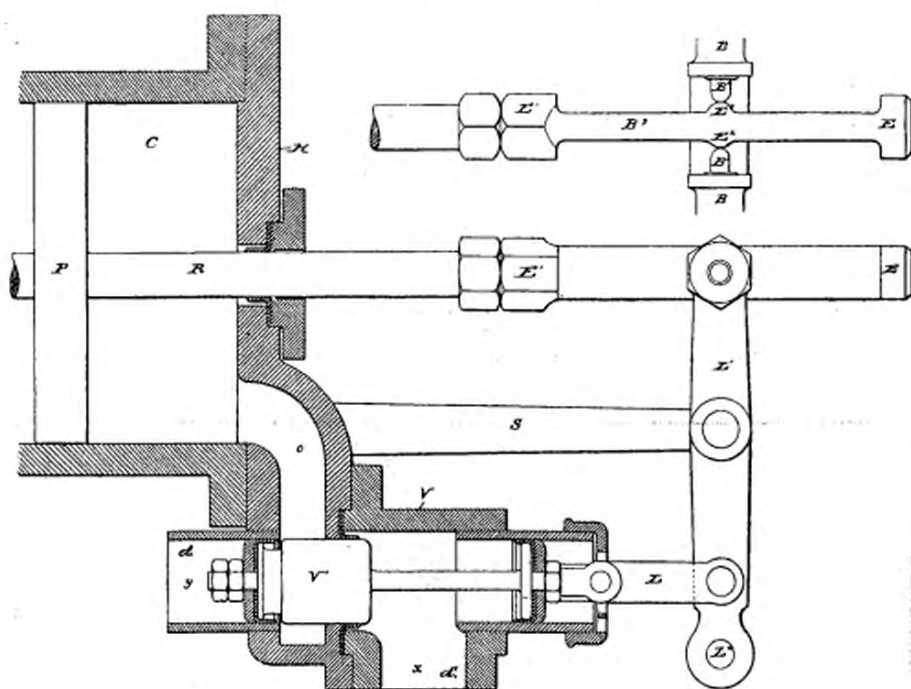


Fig. 1340 et 1341. — Ascenseur Bassett. Détail du distributeur auxiliaire V'.

*x*, admission d'eau sous pression de S<sup>6</sup> (fig. 1335). *y**d*, échappement en D (fig. 1337).  
*L'*, levier pivoté sur SS, relié par L<sup>2</sup> à la corde de manœuvre de la cabine, et à la tige R du piston P par les boutons BB' (fig. 1335) appuyés sur les cames E<sup>2</sup>E<sup>2</sup> avec une pression élastique réglée par les écrous N et les ressorts J<sup>2</sup>. N<sup>6</sup> (fig. 1335), écrou limitant le rappel de B'B'. V' soupape admettant par *xo* l'eau sous pression en C, puis l'échappant par *oy*.

sante pour assurer cette manœuvre automatique, sans néanmoins empêcher, pour la descente, le conducteur de ramener, par un coup du levier L<sup>3</sup>, V' à droite de *o* en faisant franchir à BB' les butées E<sup>2</sup>.

## ADDITION À LA PAGE 348.

## CABLEWAYS.

Les figures 1342 à 1344 complètent les descriptions que nous avons données des cableways Lidgerwood. Les deux premières s'expliquent d'elles-

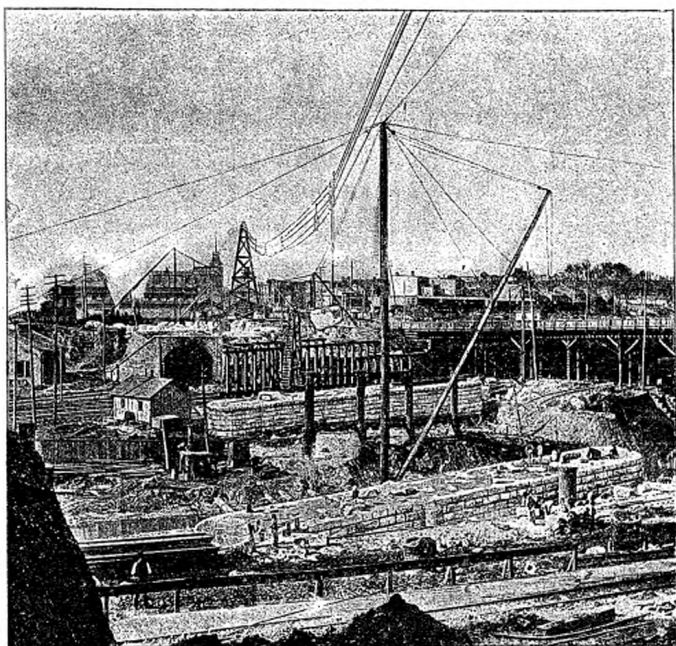


Fig. 1342. — Emploi des cableways Lidgerwood à la construction du pont de la North Avenue, à Baltimore. Longueur de la portée 240 mètres. Charge, 4 tonnes.

mêmes. La figure 1344 montre comment l'emploi de trois cableways a grandement facilité le creusement du canal de Chicago, de 13 m. 50 de profondeur sur 50 mètres de large, par trois gradins de 4 m. 50 de hauteur. On a pu ainsi enlever facilement des pierres de 6 à 8 tonnes.

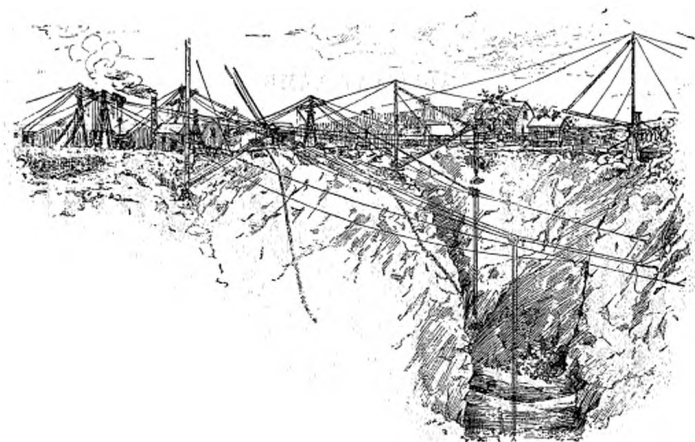


Fig. 1343. — Application des cableways Lidgerwood à la mine de Til y Forster (p. 349).  
Vue perspective.

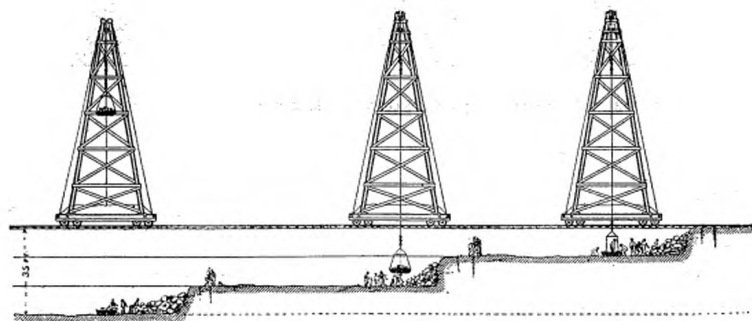


Fig. 1344. — Application des cableways Lidgerwood aux travaux du canal de drainage  
de Chicago.

ADDITION À LA PAGE 360.

---

CABLEWAY LAMB.



Fig. 1345. — Déblayage d'une coupe par le cableway Lamb (p. 360).

## ADDITION À LA PAGE 370.

## CASH CARRIERS DES MAGASINS AMÉRICAINS.

Nous croyons utile de reproduire ici la description que nous avons donnée dans le *Portefeuille économique des machines*, de juillet 1894, de quelques-uns de ces appareils encore peu connus chez nous, et susceptibles de nombreuses applications.

On emploie d'une façon presque universelle, dans les magasins, aux États-Unis, de petits transbordeurs mécaniques appelés *Cash Carriers*, transporteurs de monnaie, fort simples et très ingénieux, qui font presque automatiquement le transfert des paquets, et surtout le change de la monnaie du vendeur au caissier. Cette opération se fait très vite, sans aucun dérangement pour l'acheteur, au moyen d'une série de ces transbordeurs, reliant les comptoirs entre eux pour le transport des petits paquets, et, pour le change de la monnaie, au bureau du caissier, qui constitue une sorte de poste central, vers lequel vient converger tout un réseau de fils transbordeurs.

Ces petits appareils, d'un prix d'établissement peu élevé et d'un entretien presque nul, satisfont aux exigences de la vente la plus active et la plus détaillée, ainsi qu'à toutes celles du contrôle. Dans bien des cas, le transbordeur amène au caissier, avec l'argent et le bon de vente, le paquet vendu, qui est alors vérifié par un inspecteur installé à côté du caissier.

Nous croyons que ces appareils ne sont pas assez connus chez nous, et nous avons pensé qu'il serait, en conséquence, utile de décrire, avec quelques détails, le fonctionnement de quelques-uns des plus répandus.

Le mécanisme très simple du transporteur *Gipe*, adopté par la *Standard Store Service Co.*, de Freeport, est représenté dans ses moindres détails par les figures 1346 à 1352 <sup>(1)</sup>.

A chaque bout de la ligne, se trouve suspendu au plafond de la salle un poteau A, et, entre ces deux poteaux, est tendu le fil W, qui constitue la ligne sur laquelle circule le panier transbordeur D.

Ce panier a son chariot C porté par deux roues R, R, avec galets d'arrêt R'R'. Quand le chariot lancé, comme nous le verrons, par la corde l, arrive au bout de sa course, les galets R'R' s'engagent sous la lame S' (fig. 1348) du bec S, et la soulèvent sur ses appuis b', malgré son ressort S<sup>2</sup>, dont la compression détermine un frottement suffisant pour arrêter sans choc le lancé du chariot. On voit aussi, sur la figure 1348, comment le fil W est solidement fixé au poteau A par la pince à vis b<sup>2</sup>.

<sup>(1)</sup> Voir dans la *Revue des sciences* du 30 mai 1894 (p. 352) la description d'un autre type de la *Standard Co.*



Sur ce même poteau se trouve fixé le bras  $BB^1$ , auquel est articulé le levier lanceur  $L$ , manœuvré, de la poignée  $H$  (fig. 1346), par la corde motrice  $P$ , et qui porte à son extrémité la corde lanceuse  $l, P, l$ , constamment tendue par la fiche  $L^1$ , à ressort  $S$ .

Au repos, le levier  $L$  se trouve amené dans la position (fig. 1346) par son poids, et par la flèche  $L^1$ , pivotée à ressort  $S$  sur  $L$ . Quand le chariot  $C$  arrive au bout de sa voie, sa corne d'avant  $N$  saisit la boucle  $P^2$  (fig. 1347) de la corde  $l$ , alors pendante, et l'entraîne autour de ses poulies  $R^2 R^2$  de manière à l'amener dans la position indiquée en fig. 1346, où  $C$  reste immobilisé par la pression de l'arrêt  $S^1$  (fig. 1348).

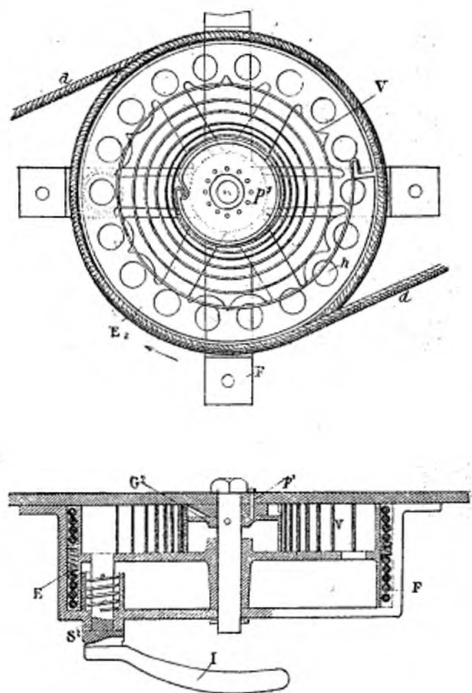


Fig. 1351 et 1352. — Transporteur Gipe. Détail du tambour du chariot.

Si, maintenant, l'on tire la poignée  $H$ , le levier  $L$  se relève jusqu'à ce que la boucle  $l^1$  de la corde  $l$  arrive au bout de sa course en  $R^2$ , comme sur la figure 1350, et lance le chariot sur le fil  $W$ ; puis, lorsqu'on lâche le levier  $L$ , il retombe, comme précédemment, dans la position fig. 1346, mais avec la corde  $l$  constamment tendue par  $L^1$ , avec sa boucle pendante en  $R^2$ , sans possibilité de s'embrouiller sur le fil  $W$ .

Le panier  $D$  est suspendu au chariot  $C$  par une corde sans fin  $dd$ , passant des galets  $R^1 R^1$  autour du tambour  $E$ , ordinairement enclenché (fig. 1349) par la prise du verrou  $S^2$  (fig. 1351 et 1352) dans l'un des trous  $h$  de sa jante  $E^2$ . Pour descendre le panier, on tire la manette  $I$ , de manière à déclencher  $S^2$  de  $E^2$ , et à abaisser le panier,



en tendant le ressort V du tambour ; puis, le panier une fois descendu, on lâche I, qui renclenche le tambour. La tension ainsi déterminée du ressort V, que l'on peut régler par le barillet G<sup>2</sup>, à fiches p<sup>1</sup>, est suffisante pour remonter automatiquement le panier chargé, dès qu'on déclenche de nouveau I. Si l'on veut, qu'à la fin de la descente, S<sup>2</sup> reste déclenché, de manière à pouvoir renvoyer immédiatement le panier, il suffit de tourner I de manière à déclencher S<sup>2</sup> d'une façon définitive par la montée de son plan incliné circulaire i (fig. 1350) sur le taquet i<sup>2</sup> fixé à la boîte F du tambour.

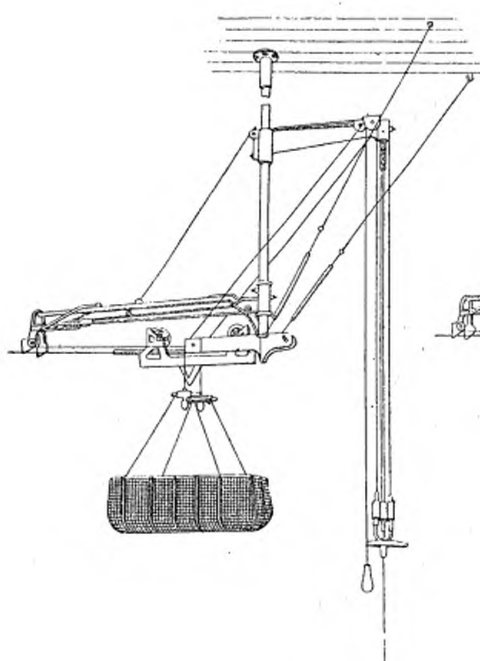


Fig. 1353. — Transporteur Gipe. Arrivée.

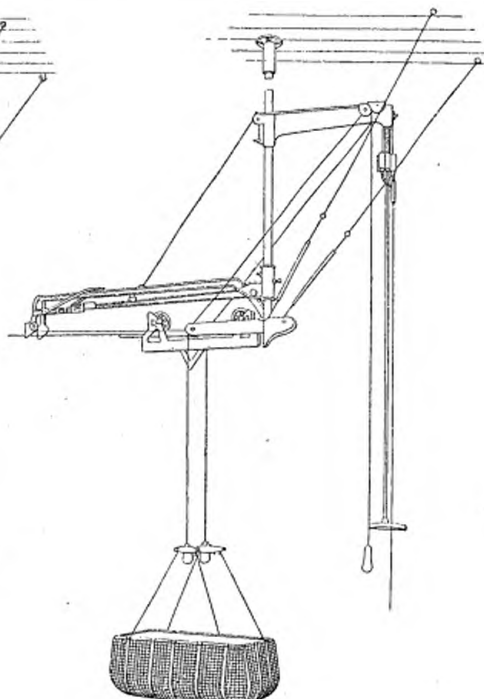


Fig. 1354. Transporteur Gipe. Descente.

L'appareil de la même compagnie représenté par les figures 1353 à 1355 fonctionne d'une manière analogue. Quand le panier arrive (fig. 1353), il est déclenché de la ligne, puis reçu par deux cordelettes à poids, qui le laissent tomber seulement assez pour le dégager de la voie (fig. 1355). Une simple secousse à la poignée H le laisse ensuite descendre comme en fig. 1354, en remontant les contrepoids de la tringle d'équilibre, ainsi qu'on le voit fig. 1353 et 1354. Après l'avoir vidé, on peut le ramener soit à sa position d'attente (fig. 1353), soit à sa position de départ (fig. 1355).

Ces transbordeurs sont construits presque totalement en aluminium, inoxydable et très léger.

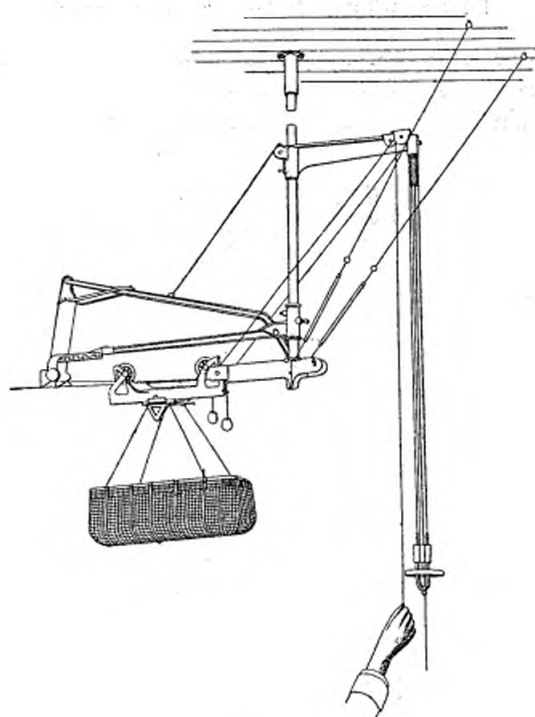


Fig. 1355. — Transporteur Gipe. Départ.

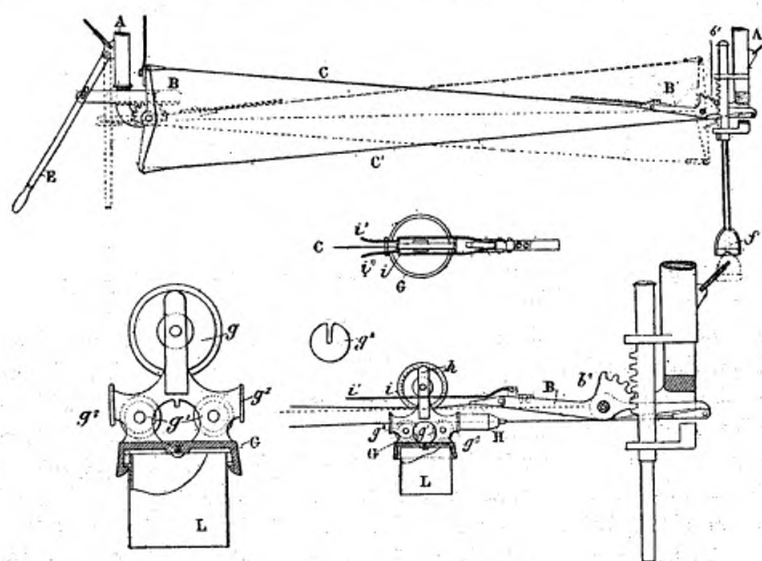


Fig. 1356 à 1360. — Transporteur à fils convergents Weaver. Ensemble. Détail de la butée  $z'$ ,  $z''$  du panier L et d'un poste.

Le fonctionnement de l'appareil de *Weaver*, adopté par la *Barr Cash and Package Co*, de Mansfield, est fondé sur un principe différent : l'emploi de deux fils convergeant alternativement aux deux extrémités de la voie : pour l'aller, puis pour le retour de l'envoi.

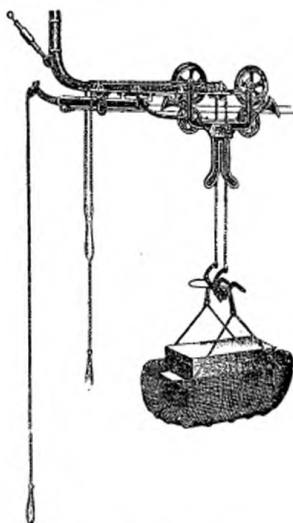


Fig. 1361. — Application du transporteur Weaver à un chariot à panier du type fig. 1353.

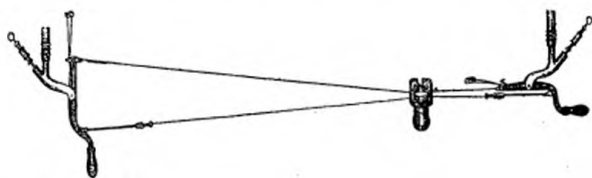


Fig. 1362. — Application du transporteur Weaver à un chariot à bourse.

Supposons que l'on veuille, comme en fig. 1356 à 1360, envoyer le panier L de A', poste du vendeur, en A, poste du caissier. Le vendeur tirera l'étrier *f*, de manière à faire passer, par le secteur *b'*, les fils CC', conjugués par les balanciers B et B', de la position figurée en traits pleins à la position pointillée, de sorte que le chariot G, guidé sur ces deux fils par les roues *g'* (fig. 1360), s'en ira de A' en A par la poussée même qu'il reçoit de l'écartement progressif des fils en A'. L'inverse a lieu, par le levier E, pour renvoyer le panier de A en A'.

Ce système à deux fils, excessivement simple, et qui permet d'envoyer *et de rappeler* le panier de chaque bout de la ligne, est très répandu aux États-Unis.

Quand le chariot G arrive à destination, il écarte les lames *i'* et *i''*, solidaires des le-

viers B et B', et qui l'enclenchent en  $i$ , jusqu'à la levée du levier pour l'envoi. Le choc de l'arrêt est amorti par un tampon  $g^2$  sur butoir en caoutchouc H.

Les figures 1361 et 1362 indiquent l'application du système à un transporteur à panier analogue à celui de la figure 1353, et à un petit chariot à bourse.

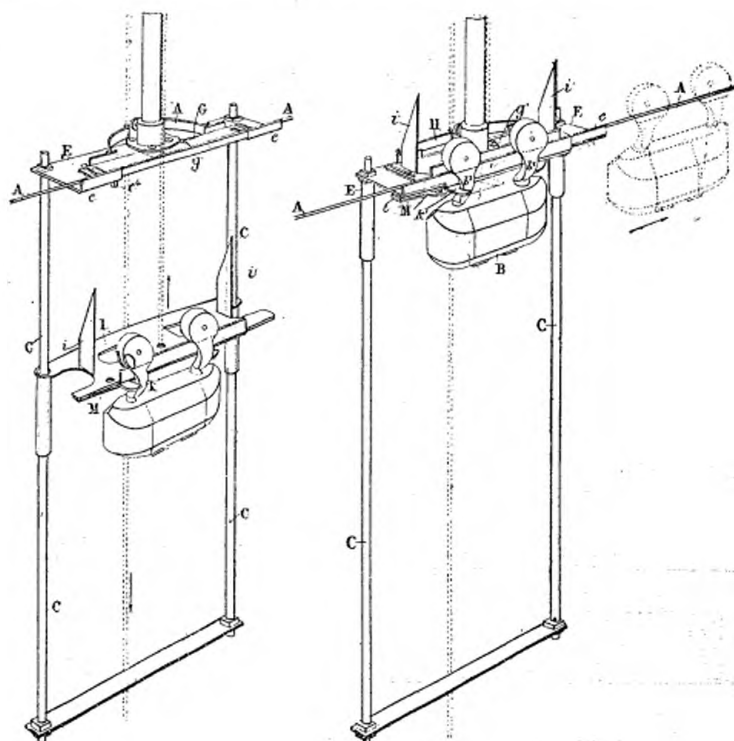


Fig. 1363 et 1364. — Transporteur Newman à la montée du chariot et au départ.

L'appareil de M. Newman, adopté par la *Lawson Consolidated Store Service Co.*, de New-Jersey, permet d'intercaler, dans une ligne à fil unique A, autant de stations que l'on veut sans interrompre le service. Les figures 1363 à 1370 représentent une de ces stations.

Quand on veut lancer un panier B sur la voie A, on commence par le poser sur sa plate-forme I, avec ses roues sur le rail  $i$ , et ses attaches  $b'b'$  enclenchées par les crochets  $k'k^2$  (fig. 1369), puis on monte cette plate-forme sur ses guides CC comme en fig. 1364.

Cette montée a pour effet : 1° de faire, par la pénétration des coins  $ü$  en  $g_2g_2$  (fig. 1367), reculer, malgré le ressort B, la palette G sur la plate-forme supérieure E de la position fig. 1368 à la position fig. 1367, de manière que le rail  $i$  de I vienne conti-

nuer le fil A dans le prolongement des rails  $ee$  de E; 2° de faire, par le piton  $e^4$  (fig. 1363), repousser la languette M (fig. 1369) qui, lâchant K, permet au ressort N de ramener  $k'$  et  $k^2$  de la position fig. 1369 à la position fig. 1370, en déclenchant le chariot de  $k^2$ ,

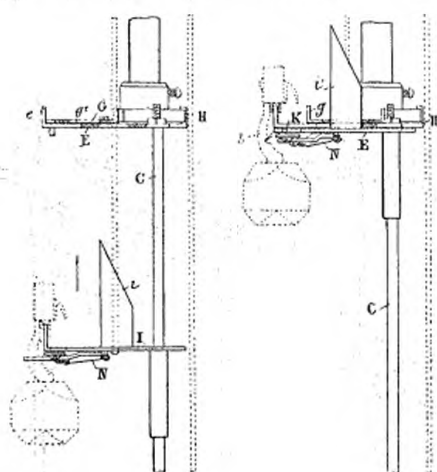


Fig. 1365 et 1366. — Transporteur Newman. Vues de côté à la montée du chariot et au départ.

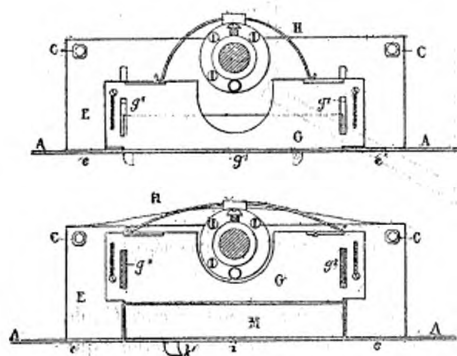


Fig. 1367 et 1368. — Transporteur Newman.  
Plan de la plate-forme supérieure E  
en voie libre et au départ.

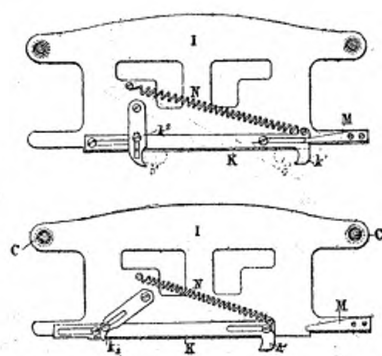


Fig. 1369 et 1370. — Transporteur Newman.  
Plan de la plate-forme mobile I  
à la montée et au départ.

en même temps que  $k'$  lui imprime l'impulsion initiale nécessaire pour lui faire descendre la pente de A.

Le chariot une fois envoyé, l'on descend la plate-forme I, ce qui permet au ressort H de replacer G dans sa position fig. 1367, avec son rail  $g'$  dans le prolongement  $ee$  du fil A, dont la voie se trouve ainsi complètement établie.

Le fonctionnement de l'appareil *Gornall*, représenté par les figures 1371 à 1374, adopté aussi par la Compagnie Lawson, est le suivant :

Pour envoyer le chariot du caissier au vendeur, on soulève, par la corde  $hh^2$ , le

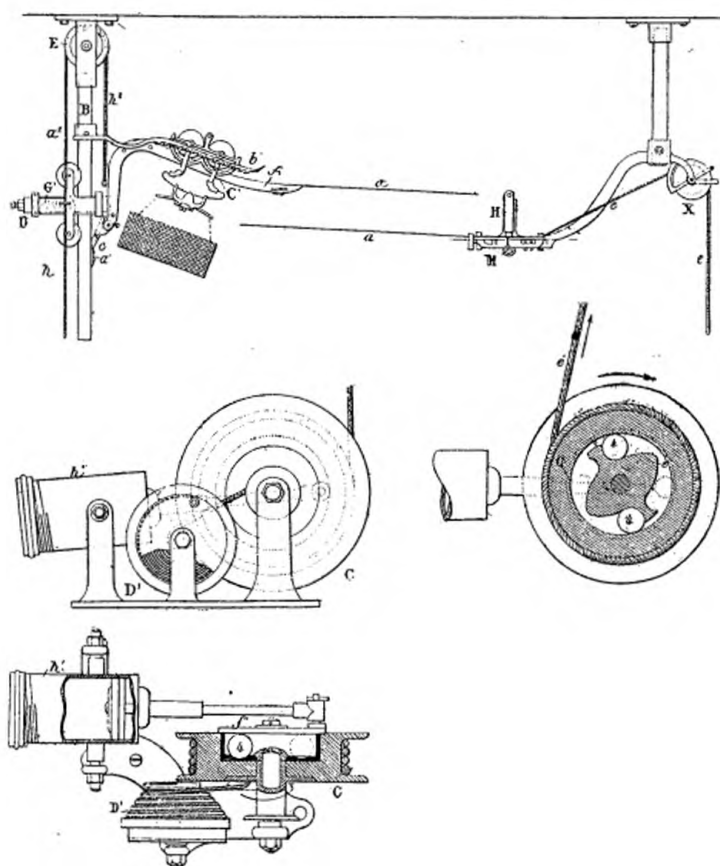


Fig. 1371 à 1374. — Transporteur Gornall. Ensemble et détail du régulateur de la descente du chariot.

châssis  $Df$  dans la position indiquée fig. 1371, jusqu'à ce qu'il vienne s'enclencher en  $ca'$  sur la colonne  $B$ , et que le rochet  $b'$ , heurté sur la butée  $a^2$ , lâche le chariot sur la voie  $a$ . Arrivé au bout de sa course, en  $M$ , ce chariot fait basculer le levier  $H$ , qui imprime au fil  $a$ , par sa glissière  $I$ , une secousse suffisante pour déclencher, en  $a', f$  de  $B$ , de manière que ce châssis  $Df$  tombe sur  $B$  avec une vitesse réglée par les ressorts compensateurs de la poulie  $E$ . Ensuite, le chariot passe sur la corde  $e$ , qui se plie en boucle, et laisse descendre le chariot, en se déroulant sur la poulie  $X$  avec une vi-

tesse réglée par la poulie C (fig. 1372), qu'elle entraîne dans le sens de la flèche. Cette poulie, folle sur son axe, entraîne en effet alors, par les billes 4, 4, la came *e*, également folle sur son axe, et qui commande par son plateau *f'* le dash-pot régularisateur *h'*.

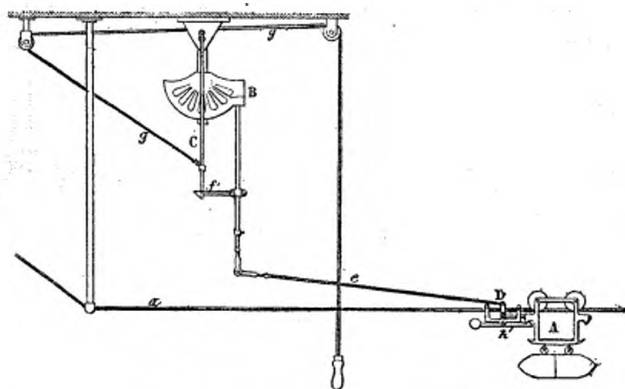


Fig. 1385. — Transporteur Dillenbeck au repos.

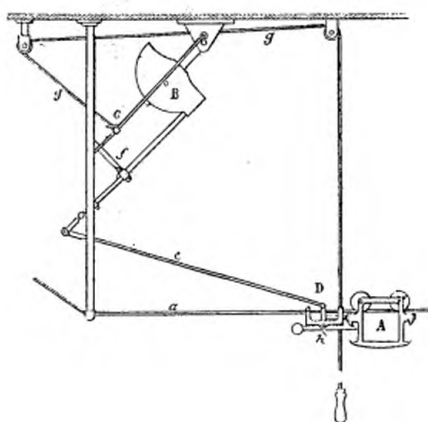


Fig. 1376. — Transporteur Dillenbeck au départ.

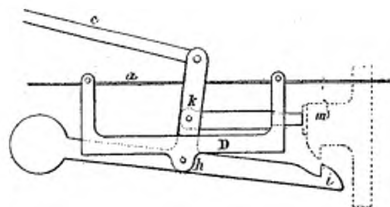


Fig. 1377. — Détail du chariot du transporteur Dillenbeck.

Un barillet à ressort *D'* maintient la corde tendue pendant son déroulement de *E*. Au contraire, quand on remonte le panier, la poulie *C* tourne librement, sans entraîner la came *e'*, et aidée par la détente du ressort de *D'*.

Pour lancer le chariot *A*, on tire (fig. 1375 à 1377) avec le dispositif de *M. Dillenbeck*, la corde *g*, de manière à amener le poids pendulaire *B* de la position verticale à la position inclinée (fig. 1376), où il se trouve automatiquement lâché par le cliquet *f*.

et revient à sa position primitive, en repoussant, par la tige *e*, l'amarre D du chariot A, dont le crochet *k*, basculant en *k*, lâche le chariot en *im*, et le lance ainsi sur la voie *a*. On peut régler la position du poids B sur sa tige C, de manière à proportionner son impulsion à la course de A.

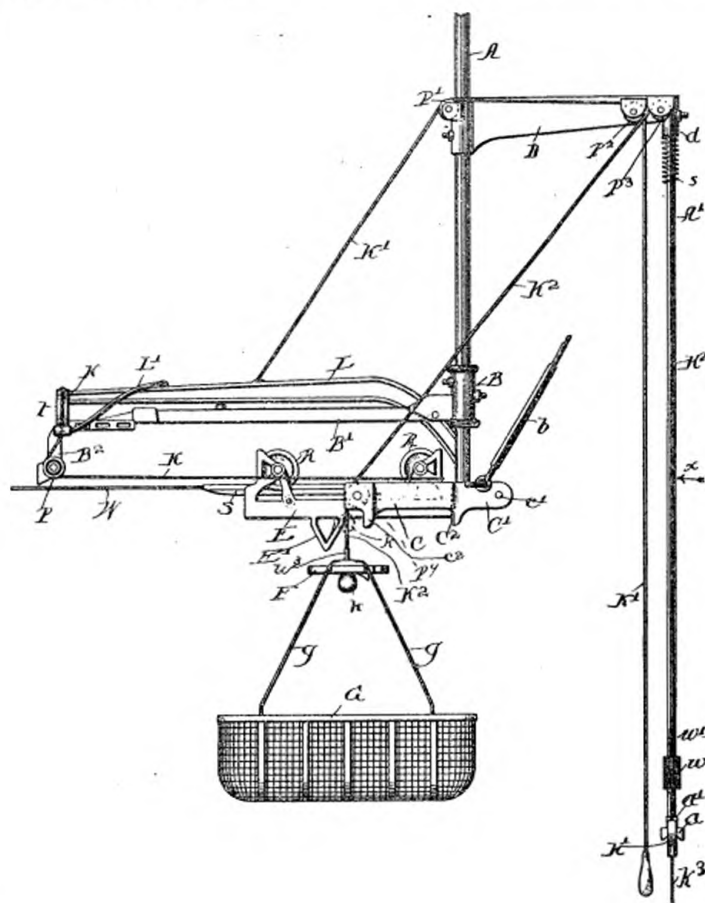


Fig. 1378. — Transporteur Gipe. Ensemble d'un poste au commencement de la descente du panier G.

Le nouvel appareil de Gipe, représenté par les figures 1378 à 1381, analogue à celui fig. 1353, fonctionne comme il suit.

Quand le chariot E avance sur le poteau A, un peu au delà de sa position d'arrivée (fig. 1379), la tige *E*<sup>2</sup>, repoussée par sa butée sur *C*<sup>1</sup>*C*<sup>2</sup>, malgré son ressort *e*, entraîne avec elle le cliquet *E*<sup>3</sup>, et déclenche la



plaque F qui, suspendue par les fourches F<sup>2</sup> (fig. 1384), aux balles k de la double corde K<sup>2</sup>K<sup>3</sup>, tombe (fig. 1378) avec le porteur Gg, en remontant

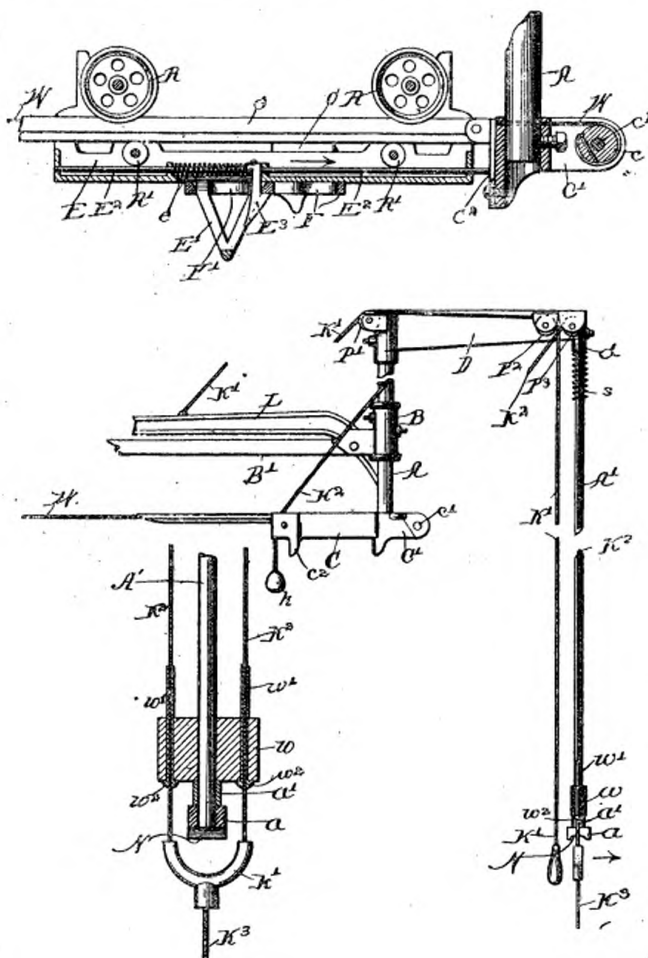


Fig. 1379 à 1381. — Transporteur Gipe. Détail du chariot à l'arrivée et du mécanisme de levée du panier G.

le contrepoids  $w$ , jusqu'à son arrêt par la butée du taquet  $k'$  (fig. 1381) sur l'arrêt réglable  $Na$  de la tige  $A'$ , correspondant à la position fig. 1378 de G. Pour achever la descente de G, il suffit de défiler  $k'$  dans le sens in-

diqué par la flèche fig. 1390, et le panier descend jusqu'à l'arrêt de  $k'$  par le ressort  $sd$ . Cette descente peut être, en outre, réglée par la poignée de la corde  $K^3$ . Les douilles  $w'w'$  (fig. 1381) qui traversent librement

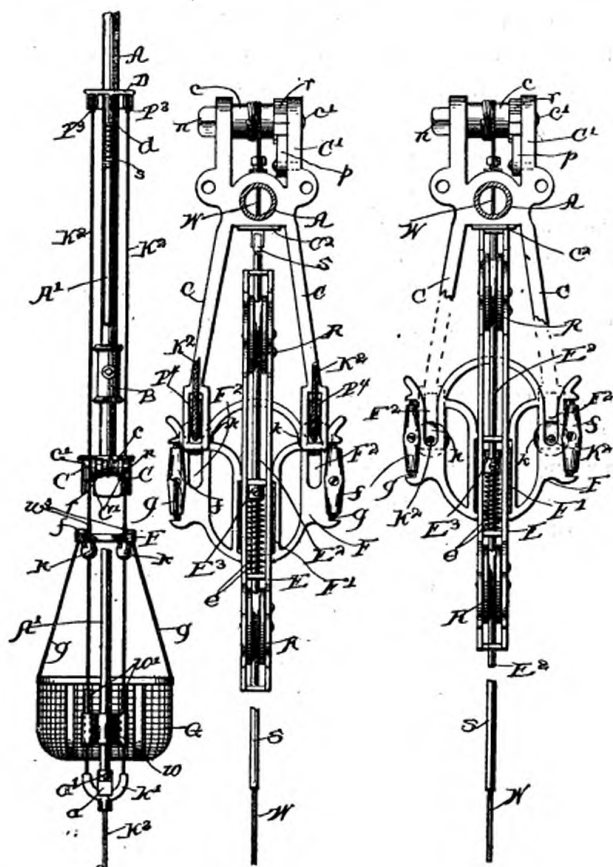


Fig. 1382 à 1384. — Transporteur Gipe. Vue par bout suivant  $a$  (fig. 1378) et plan avant et après le renduelement de  $F$  avec  $E$  (fig. 1378).

le poids  $w$  et sont fixées aux cordes  $K^2$  empêchent l'usure de ces cordes. Quand on tire sur  $K^3$ , les pièces étant dans la position fig. 1380 et 1381, les balles  $k$  viennent s'arrêter sur  $C$  avant que les douilles  $w'w'$  ne quittent de  $w$ , de sorte qu'elles ne sortent pas de  $w$ , et protègent toujours les cordes.

Des douilles analogues  $w^3$  (fig. 1378) protègent les cordes  $k^2k^2$  de la plaque F.

Pour reenclicher F avec E, on remonte F jusqu'à ce que sa coulisse F' vienne, guidée par l'aiguille E', reenclicher E<sup>3</sup> (fig. 1379 et 1383); mais, un peu avant ce reenclichement, le poids  $w$  est arrêté dans sa descente par le taquet  $a'$  (fig. 1380), pendant que K<sup>3</sup>, continuant à descendre, amène les balles  $k$  de la position indiquée en traits pleins à celle pointillée sur la figure 1378; puis, une fois l'enclichement opéré, les balles retombent dans la position figurée, nécessaire pour qu'à l'arrivée, les fourches F<sup>2</sup>F<sup>2</sup> de F puissent engager les cordes K<sup>2</sup>K<sup>2</sup>. Dans le cas où les balles seraient restées dans la position pointillée, ces balles, butées contre le taquet  $c^2$  (fig. 1380) arrêtent le chariot à temps pour empêcher sa tige E<sup>2</sup> de venir heurter C<sup>2</sup> et déclencher le panier.

Le fil de ligne W est tendu par un tendeur  $cc'$ , à rochet  $rp$  (fig. 1379 et 1384).

L'arrêt du chariot E s'opère graduellement, par le frottement que développe la prise de l'aiguille S entre ses galets R et R<sup>1</sup>. Quant au levier L, avec raidisseur L<sup>1</sup> et corde de lançage K, il fonctionne exactement, pour l'envoi et la réception du chariot, comme les pièces analogues de l'appareil fig. 1346.

## ADDITION À LA PAGE 409.

## ROULEMENT SUR GALETS ET BILLES.

*Roulement sur galets Meneely.* — Ce roulement est constitué par des bagues d'acier disposées en trois séries (fig. 1385), dont celle du milieu

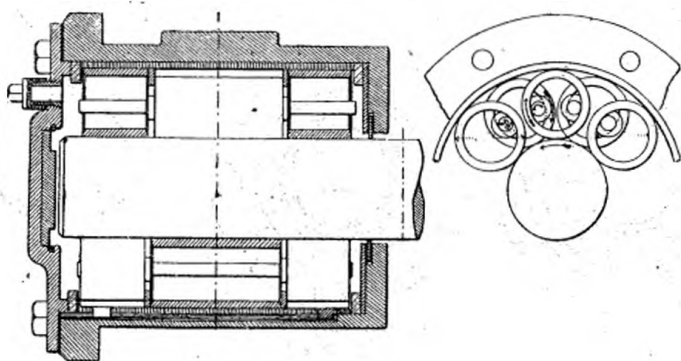


Fig. 1385 et 1386. — Roulement Meneely.

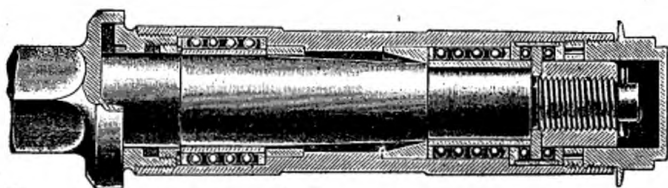


Fig. 1387. — Essieu de voiture à billes Simonds.

deux fois plus large que les deux autres; les bagues extrêmes se font exactement vis-à-vis, et sont alternées symétriquement par celles du milieu. Ces bagues sont maintenues dans leurs positions relatives par des tiges de roulement à collets d'écartement. La butée de l'essieu est reçue par une plaque de bronze graissée.

La boîte à graisse esquissée par la figure 1385 a donné, aux essais exécutés récemment par la maison Siemens, de Londres, sur le tramway élec-

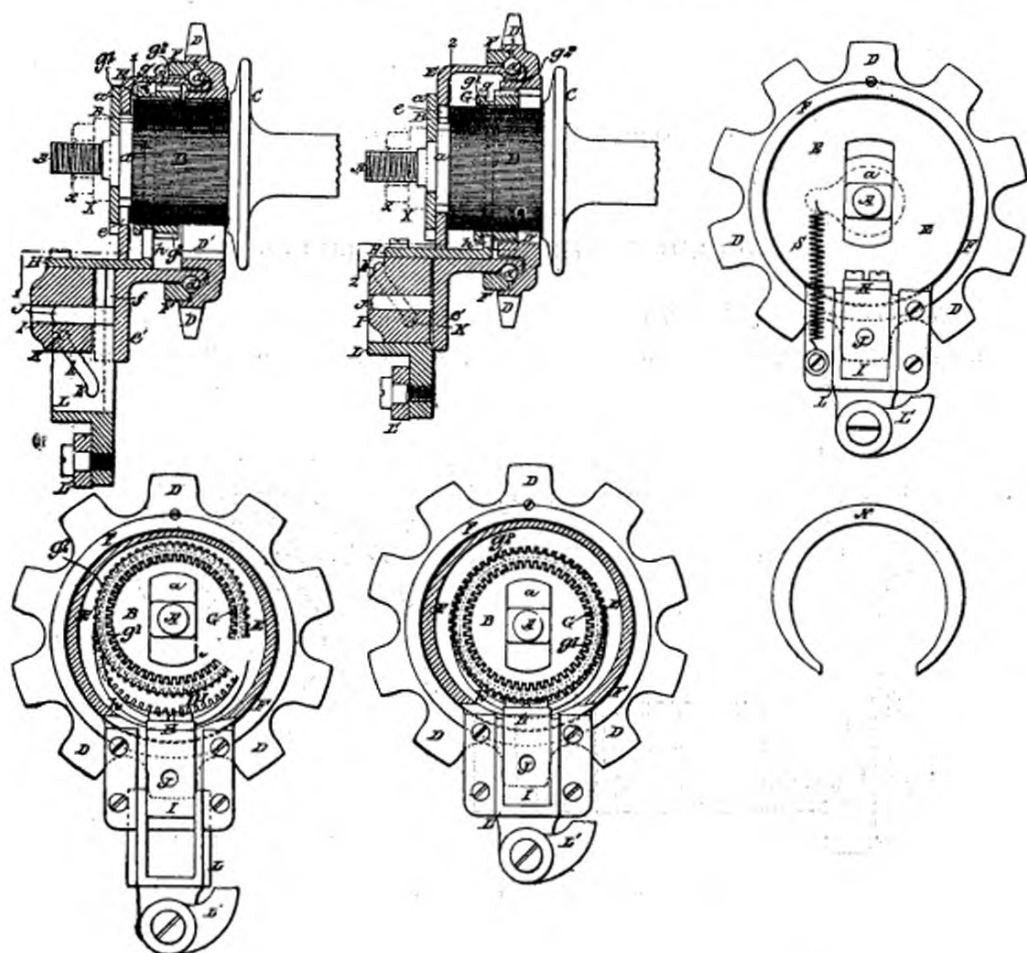


Fig. 1388 à 1393. — Roulement à billes Rosenfeld. Application à l'essieu d'arrière d'une bicyclette.

Coupes verticales longitudinales, coupes transversales. 1-1 et 2-2. Vue de face.

AC, essieu fixé en  $xX$  au cadre de la bicyclette. DF, pignon de chaîne à roulement de billes  $d$  sur E. B, long pignon solidaire de C, sur lequel glisse la bague G, à double denture  $g'g''$ .

Quand on abaisse par  $L'$ , comme en fig. 1388, le bloc L dans sa glissière  $fo'$ , sa rainure  $kk'$  repousse, par le bouton K et sur le guide J, le bloc IH, qui retire, par  $hg$ , l'anneau G de manière que la denture  $D'$  de D tombe en prise avec B. On marche alors en grande vitesse. Quand on remonte L comme en fig. 1390 et 1391, l'anneau G rend au contraire B et C solidaires de D, et l'on marche à petite vitesse.

trique de Ryde, une diminution de 24 p. 100 dans la puissance électrique nécessaire pour remorquer le locomoteur, et une augmentation de vitesse de 20 p. 100. On cite une voiture à voyageurs du *Delaware and Hudson Canal Railway* qui a parcouru 220,000 kilomètres sans usure appréciable des rouleaux. Un train de 4 voitures, poids 90 tonnes, a donné au démarrage une résistance de 115 kilogrammes au lieu de 1,500 kilogrammes, soit une réduction de 92 p. 100 (?), avec, sur un parcours de 435 kilomètres,

une dépense de 5,000 kilogrammes de charbon au lieu de 6,700 kilogrammes.

Pour les voies de chemins de fer, les bagues ont 0 m. 120 de diamètre; elles sont en acier Mannesman pouvant résister à une charge de 58 kilo-

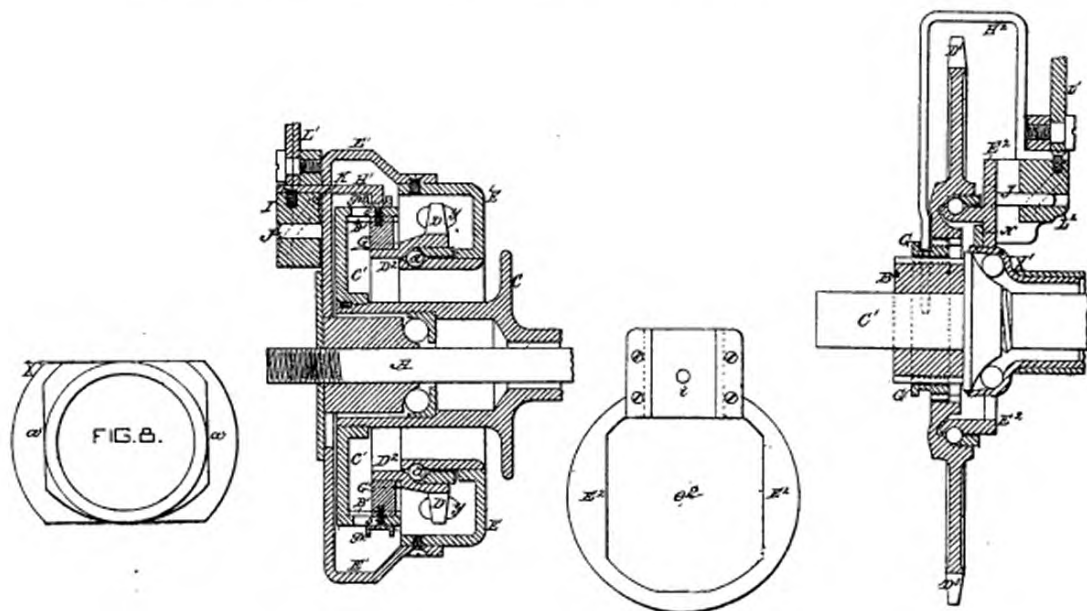


Fig. 1394 à 1397. — Roulement à billes Rosenfeld. Variante et application à l'essieu d'avant d'une bicyclette.

En fig. 1395, l'anneau G est représenté en prise avec la denture B<sup>1</sup> du manchon CC' de A et celle D<sup>2</sup> de D; mais, en le tirant à gauche par J, puis en abaissant B<sup>1</sup> sur D<sup>2</sup>, on rend, comme en fig. 1388, G solidaire de H.

En fig. 1397, l'anneau G est représenté enclenchant avec le pignon de chaîne D<sup>3</sup> celui B<sup>3</sup> de l'essieu d'arrière C'. Quand on remonte par L' le cadre E<sup>2</sup>, retenu latéralement par N<sup>2</sup> sur la glissière e<sup>2</sup> du cadre, en même temps que l'on repousse l à gauche par L<sup>2</sup>H<sup>2</sup> sur J, on engrène D<sup>3</sup> directement avec B<sup>3</sup> pour la grande vitesse.

grammes par millimètre de largeur; la longueur totale des 8 génératrices en contact de chaque roue est de 2 m. 18, mais il n'y en a que 3 qui travaillent, offrant une résistance à l'écrasement de 44 tonnes environ aux 3 ou 4 tonnes de charge de chaque fusée<sup>(1)</sup>.

*Roulement sur billes Simonds.* — La figure 1387 représente l'un des derniers types de roulement sur billes à cages *Simonds*, construit par la *Ball Bearing Co.*, de Boston. On y reconnaîtra facilement les principaux élé-

(1) Voir, comme analogie, la transmission par rouleaux de Allham. (Brevet anglais 18596, de 1894.)

ments du type analogue représenté par la figure 876, page 401, ce qui dispense de toute autre description.

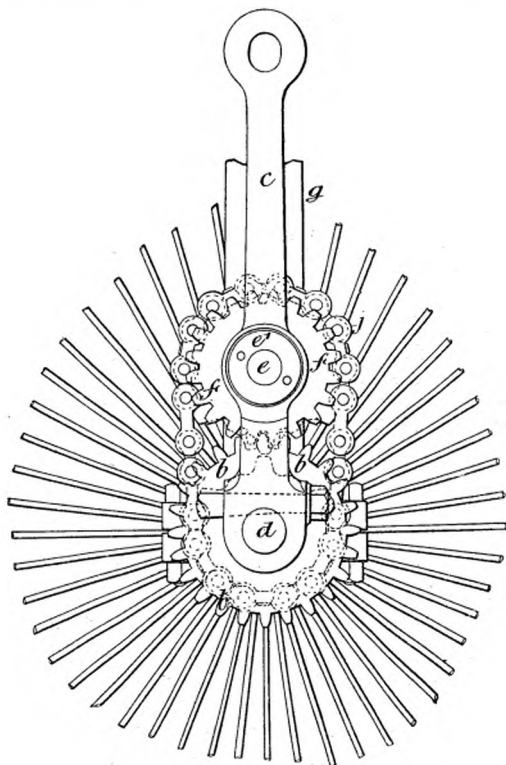


Fig. 1396. — Commande de vélocipède Mariotte et Cooper. Vue de face.

*Roulements pour vélocipèdes. — Rosenfeld, Mariotte et Cooper. —* Le roulement pour vélocipèdes avec multiplicateur de vitesse DE ROSENFELD est (fig. 1388 à 1397) remarquable par sa simplicité. Il peut, ainsi que l'indiquent ces figures, suffisamment expliquées par leur légende, s'adapter sous des formes variées aussi bien à l'essieu d'avant qu'à celui d'arrière des vélocipèdes, s'embrayer pour la grande ou la petite vitesse, puis se

débrayer complètement pour les descentes, d'un coup du levier P', mais on peut craindre des froissements et peut-être des ruptures de dents par une manœuvre trop brusque.

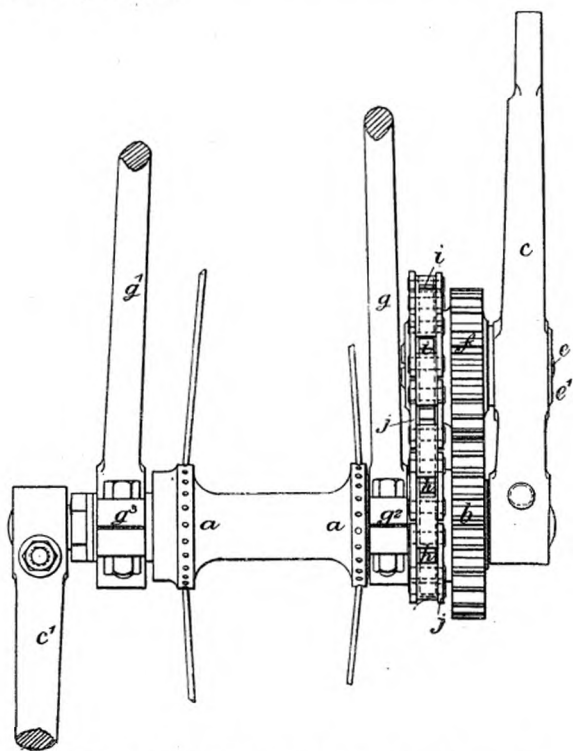


Fig. 1397. — Commande de véloipède Mariotte et Cooper. Vue par bout.

Le multiplicateur de MARIOTTE ET COOPER, fondé sur le principe de la roue satellite de WATT, est au contraire (fig. 1396 à 1400) des plus robustes. La roue a son moyeu *a* entraîné par un pignon *b*, en prise avec un pignon *f*, solidaire de la roue à chaîne *i*, pivotée sur le bouton *e* de la pédale *c*, et dont la chaîne *j* est en prise avec un second pignon *h*, solidaire du cadre *g*. Il en résulte que la vitesse de *c* est amplifiée sur *a* de  $\left(1 + \frac{h}{i} \times \frac{f}{b}\right)$ .



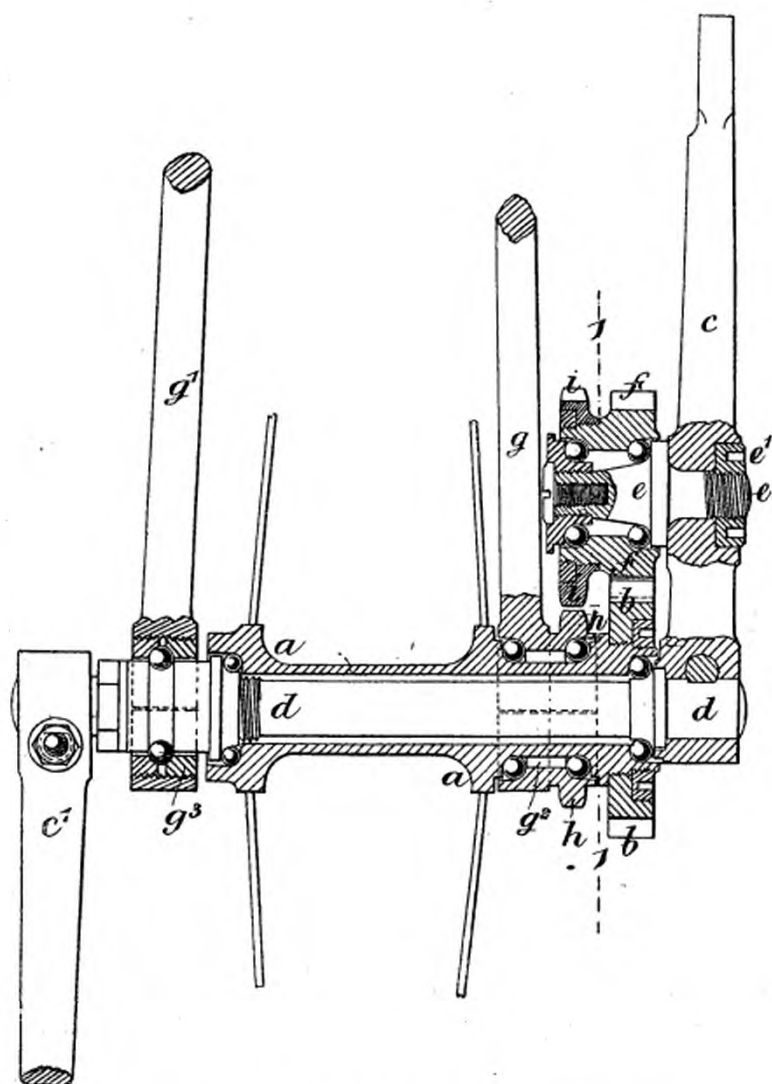


Fig. 1398. — Commande de vélocipède Mariotte et Cooper. Coupe axiale.

$gg'$ , cadre.  $c$  et  $c'$ , pédales calées sur l'axe  $d$ , à roulements  $g$ .  $a$ , moyeu de la roue commandé par le train  $h, j, i, f, b$  dont  $h$  fixé, et  $i$  et  $f$  solidaires, fous sur le roulement  $e$ , à réglage  $e'$ .

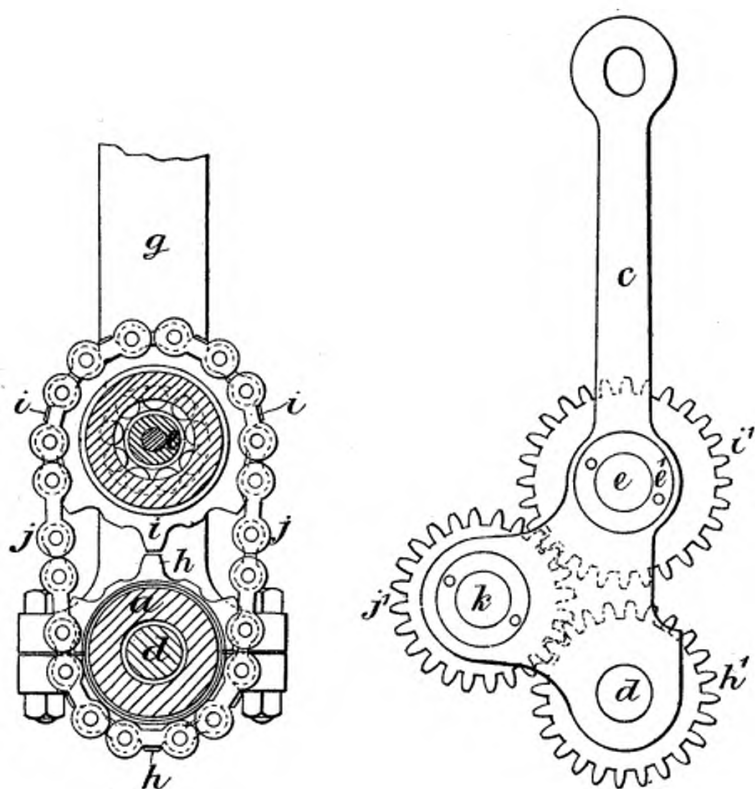


Fig. 1399 et 1400. — Commande pour vélocipède Mariotte et Cooper. Coupe 1, 2 (fig. 1399) et variante avec remplacement de la transmission à chaîne par un pignon intermédiaire  $j'$ , fou sur son axe  $k$ .

ADDITION À LA PAGE 466.

## PRESSES À MOULER, EMBOUTIR, DÉCOUPER, ETC.

La presse à mouler l'acier de Potter représentée par les figures 1401 à 1404 est remarquable par la rapidité et la précision de son fonctionnement.

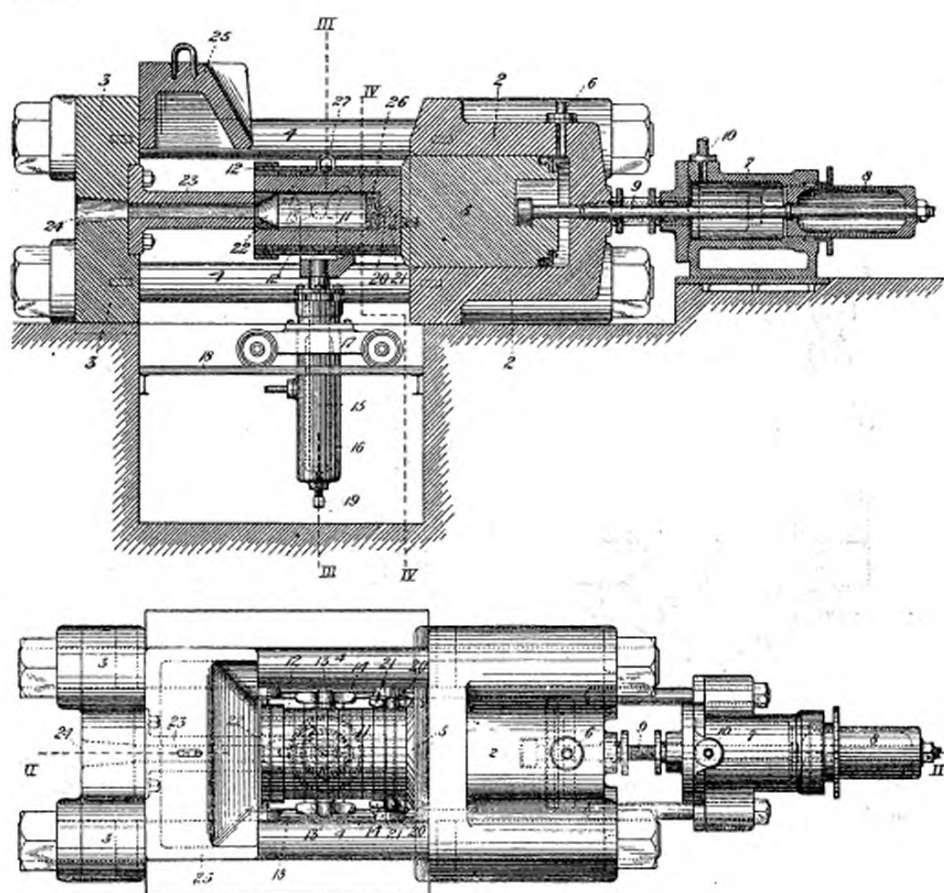


Fig. 1401 et 1402. — Presse à mouler l'acier de Potter. Coupe verticale II, II et plan.

2, cylindre hydraulique relié par 4, 4 au plateau 3, avec admission et échappement d'eau sous pression par 6, à piston de rappel 8, 9, recevant en 10, 7 l'eau sous pression, et piston compresseur 5.  
11, moule à acier comprimé, cerclé en 12, à tourillons 13, portés par la fourche 14 du piston 15, à cylindre hydraulique 16, roulant par le trolley 17 sur la voie 18, avec bouchon 19, limitant la descente de 15. 20, crochet de 11 portant sur les taquets 21 de 5. 23, tube à embouchure 22 qui, en pénétrant dans 11, force l'acier à sortir par 24, au diamètre et profil de 20. 25, bloc guidant le moule 11. 26, tampon d'argile réfractaire.

Pour remplir le moule 11 d'acier fondu, on le dispose verticalement; on coule l'acier, après avoir garni le fond du moule d'un gâteau d'argile plastique 26, on ferme le moule par l'ajutage 22; puis, quand l'acier est suffisamment refroidi, on pose le moule sur la fourche 14 de son chariot, au moyen d'une grue, dans la position horizontale, où il reste guidé par

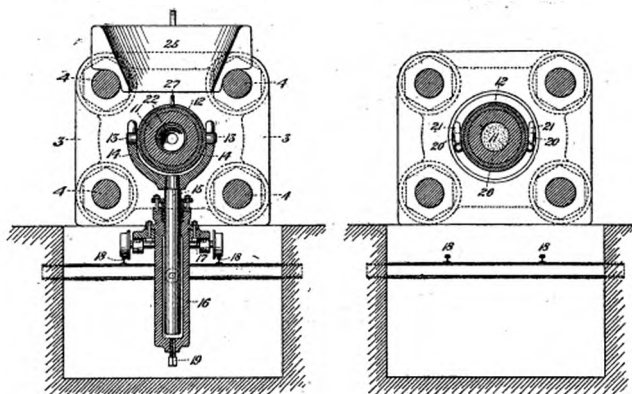


Fig. 1403 et 1404. — Presse à mouler Potter. Coupes III, III et IV, fig. 1401.  
(Même légende qu'en fig. 1401.)

la glissière 25. Le cylindre hydraulique 13 permet facilement d'amener le moule exactement dans le prolongement du tube 23, au travers duquel le piston 5 refoule le métal à l'état pâteux. Au fond de course, le gâteau d'argile 26, pénétrant dans ce tube, en chasse complètement le métal. Après cette opération, le cylindre de rappel 7 ramène le piston 5 dans la position fig. 1401; puis le cylindre 15 ramène le moule, prêt à être enlevé à la grue pour une nouvelle coulée.

*Presse poinçonneuse-emboutisseuse Higgins.* — Comme exemple de presse à emboutir américaine, je décrirai celle toute récente de HIGGINS, remarquable par la simplicité et la précision de son fonctionnement.

Après avoir soulevé, par le piston 33, le poinçon 10 dans la position fig. 1405 et 1406, on avance, par l'eau sous pression de 60 (fig. 1408) et par leurs plongeurs 21, les blocs 20 entre la matrice emboutisseuse 6 et le plateau 4, jusqu'à ce que leurs mâchoires 24 saisissent la queue 26

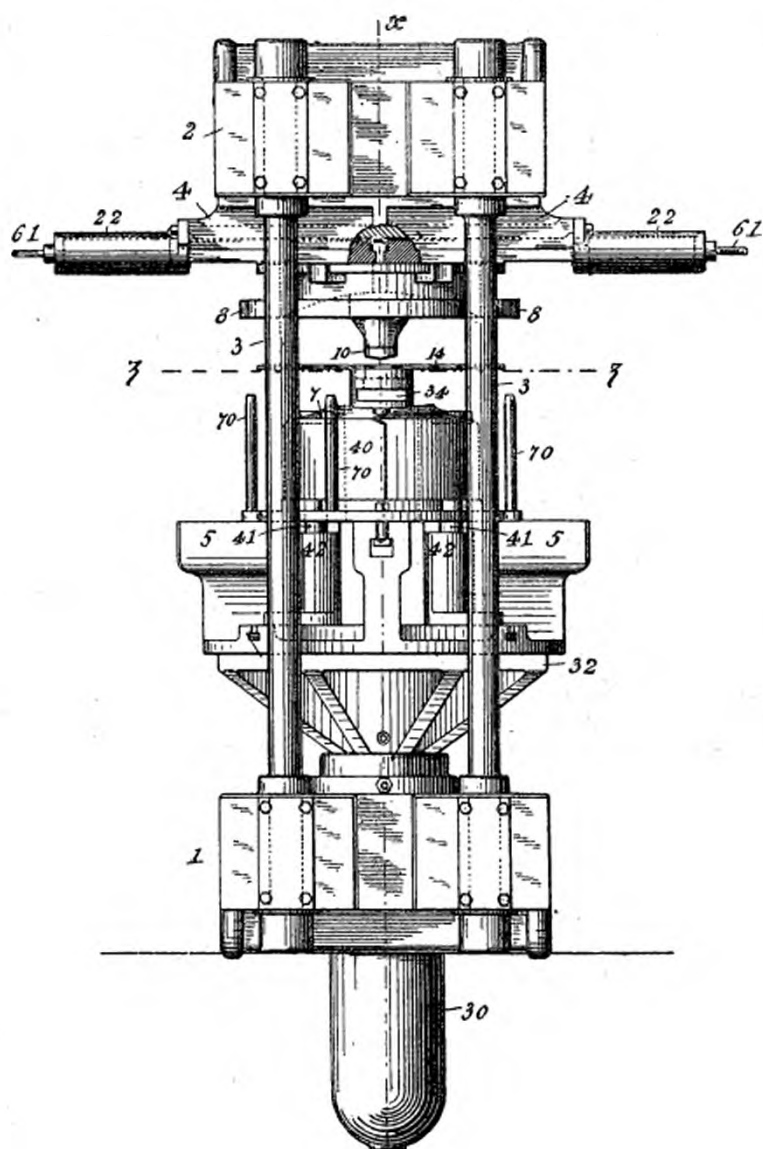


Fig. 1405. — Presse à poinçonner et emboutir Higgins. Élévation.

1, socle. 2, chapeau de la presse reliée par les colonnes 3. 4, plateau fixe. 5, plateau mobile. 6, matrice supérieure qui peut s'avancer (fig. 1406) ou se retirer (fig. 1407). 7, poinçon emboutisseur fixé à 5. 8, anneau emboutisseur fixé à 4. 10, poinçon intérieur. 11 (fig. 1406), matrice de 10, à piston 12 pouvant s'avancer (fig. 1406) ou se retirer dans 12 (fig. 1407).

du poinçon 10 de manière à le maintenir suspendu comme en figure 1410; puis, après avoir amené le plateau 5 dans la position fig. 1406, on place sur le poinçon 11 la tôle à travailler 14.

Après avoir, en soulevant 11 par 33 (fig. 1407), poinçonné un trou dans la plaque 14, comme en figure 1410, on retire 11, comme en figure

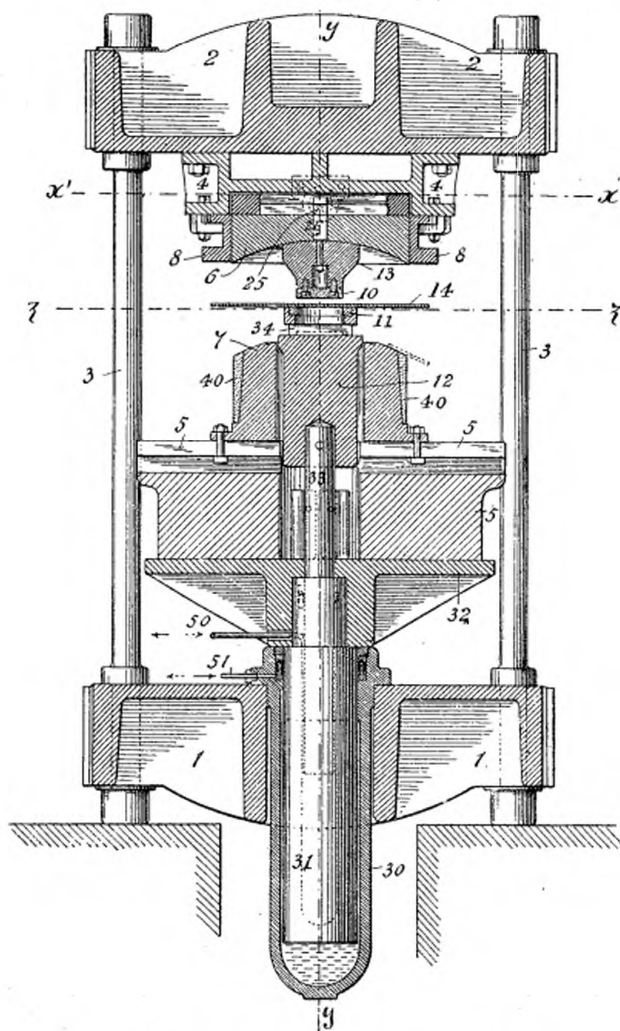


Fig. 1406. — Presse Higgins. Coupe xx, fig. 1408.

1411, en laissant la tôle suspendue au poinçon 10, et l'on pose sur 7 l'anneau de garde 15. On soulève alors, par le gros piston 31, le plateau 5 de manière à emboutir les bords du trou de 14 par la pénétration du

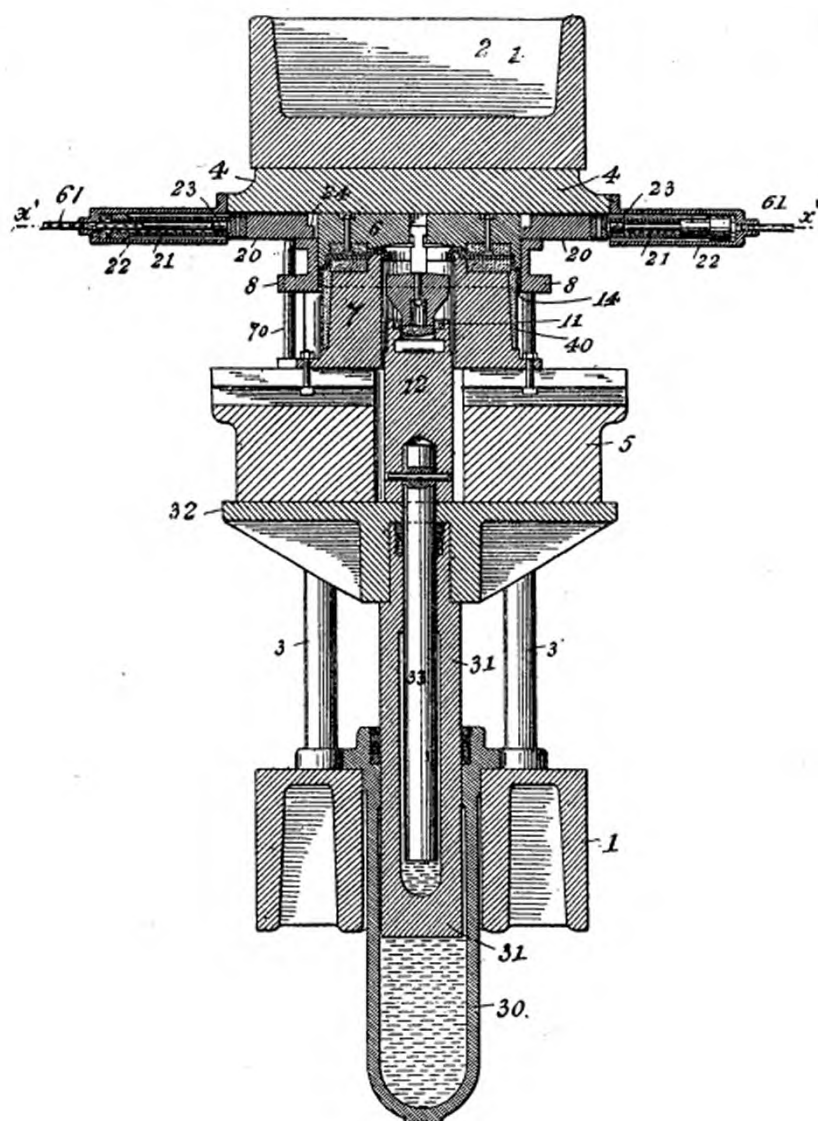


Fig. 1407. — Presse Higgins. Coupe yy, fig. 1406.

20, blocs ou cales avancés par les cylindres hydrauliques 22, à pistons 21 (fig. 1408), recevant l'eau sous pression de 61, avec pistons de rappel 23 recevant l'eau de 61. 24, mâchoires de 20 saisissant par 25, 26 (fig. 1406 et 1414) le poinçon 10, 13.  
 30, cylindre hydraulique à piston 31 creux, avec petit piston 33, portant en 12 la matrice 11, à travers 34.  
 40, enveloppe en quatre segments (fig. 1416) qui peut se soulever comme en fig. 1417 par 42, 24.

congé 13 du poinçon 10 (fig. 1412). On relâche alors la pression en 30 suffisamment pour permettre de rappeler les blocs 20, 20 comme en

figures 1407 et 1408, et à laisser le poinçon 10 retomber dans sa position inactive (fig. 1414).

On soulève ensuite de nouveau 5 de façon à emboutir la tôle entre 6 et 7 comme en figure 1413, puis (fig. 1413) sur l'extracteur 40, par l'anneau 8, que guident les fiches 70 (fig. 1405) après quoi, l'on redescend 5, et

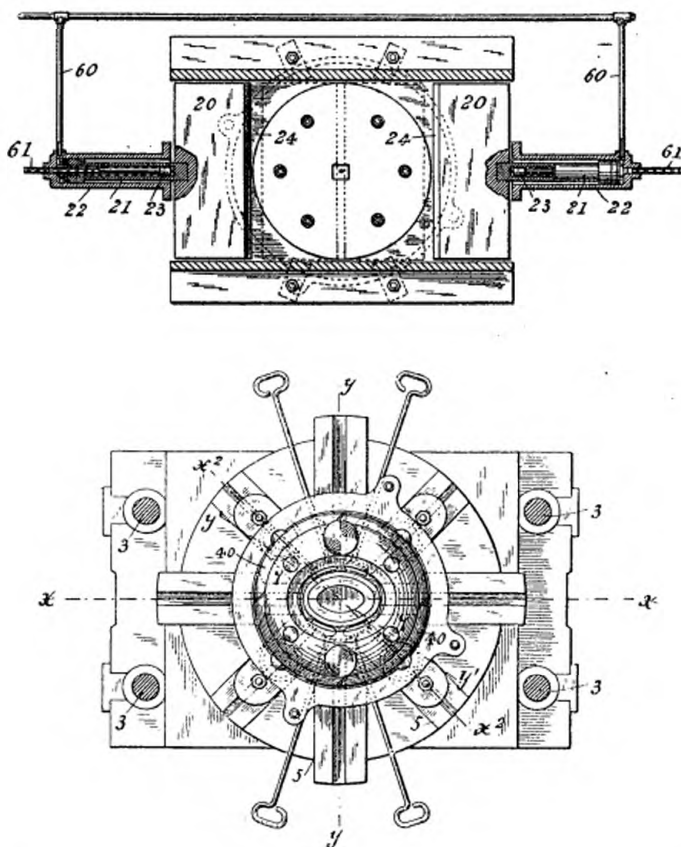


Fig. 1408 et 1409. — Presse Higgins. Coupes horizontales xx et zz fig. 1406.

l'on sort la tôle toute faite en soulevant, comme en figure 1417, l'extracteur 40 par les pistons 24 et 42.

Cet extracteur est en quatre parties qui, par leur rapprochement, les dégagent automatiquement de la pièce.



Le poinçonnage et le découpage des menus objets : platines et pignons d'horlogerie, s'effectue aux États-Unis par des machines très ingénieuses

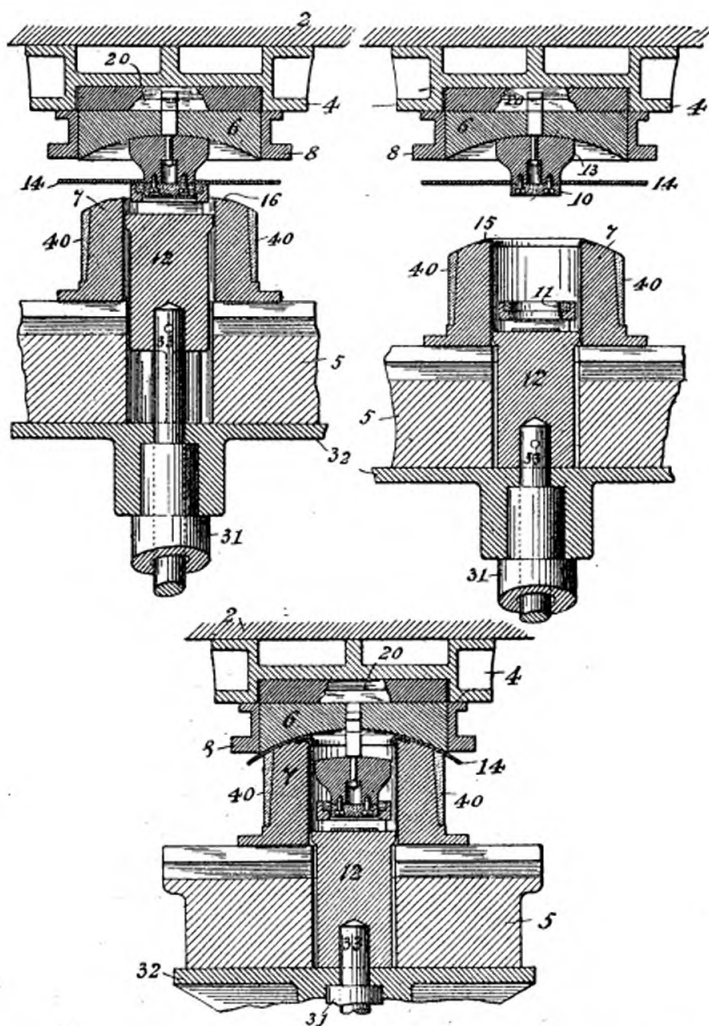


Fig. 1410 à 1412. — Presse Higgins. Opérations du poinçonnage et de l'emboutissage.

et des procédés à la fois expéditifs et précis. Les quelques exemples qui suivent en donnent à peine une idée, mais ils suffisent pour montrer aux spécialistes en cette fabrication l'intérêt qu'ils auraient à mieux s'informer des procédés américains.

Avec les poinçons ordinaires (fig. 1424), on risque toujours, si l'on exige un découpage précis, de voir le poinçon, par suite des jeux inévitables, entamer la matrice par ses angles, se briser ou du moins se détériorer rapidement.

La méthode générale proposée par DENNISON, pour éviter cet inconvénient, consiste dans l'emploi, interposé entre le piston ou la vis de la presse et le poinçon, d'un mécanisme frappeur ou *subpress* parfaitement guidé, sans aucun jeu, comme en figures 1425 et 1435. En outre, le découpage se fait au moyen de poinçons *composés*, dont nous venons de voir une appli-

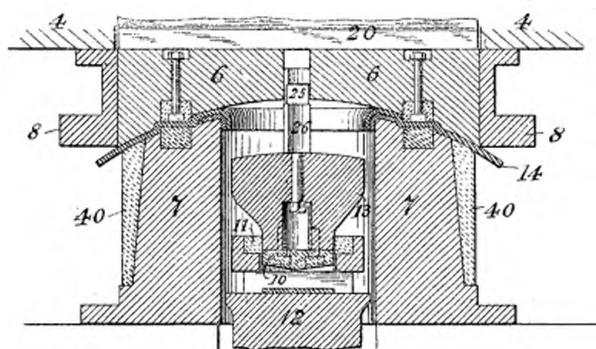


Fig. 1413. — Presse Higgins. Détail de la figure 1421 suivant la coupe y'y' (fig. 1417 et 1416).

cation dans la presse de Higgins, groupés comme, par exemple, en figures 1422 et 1423 : A et C pour le poinçonnage des trous B et D dans la matrice E, et F pour le découpage de l'extérieur de la pièce, avec éjecteurs à ressorts S et S'. Après le poinçonnage de B et D par A et C, c'est E qui découpe la pièce par sa pénétration dans F, en refoulant S.

C'est ainsi que l'on peut arriver à découper des blancs de pignons (fig. 1436) dont on poinçonne, d'un coup de presse, d'abord les secteurs aa, puis la jante, au taux de 20,000 par jour, avec infiniment plus de précision que par l'ancien procédé qui consistait à poinçonner successivement les différents secteurs (fig. 1421). Il en est de même des roues d'échappement (fig. 1438) obtenues par deux poinçonnages, l'un ébaucheur, l'autre finisseur, et des pignons, comme celui de la figure 1439, représenté en vraie grandeur, employés sans retouche aucune. Il en est de même



la *Waltham Watch Co* et de l'*Elgin Watch Co*, à Chicago. La monographie de ces machines exigerait à elle seule tout un volume<sup>(1)</sup>; je me contenterai de décrire ici, pour montrer à quel point leur spécialisation s'applique aux moindres détails, la machine à découper les quadrants de la Compagnie Elgin.

Cette machine comprend, fig. 1426 à 1434, groupés sur un même

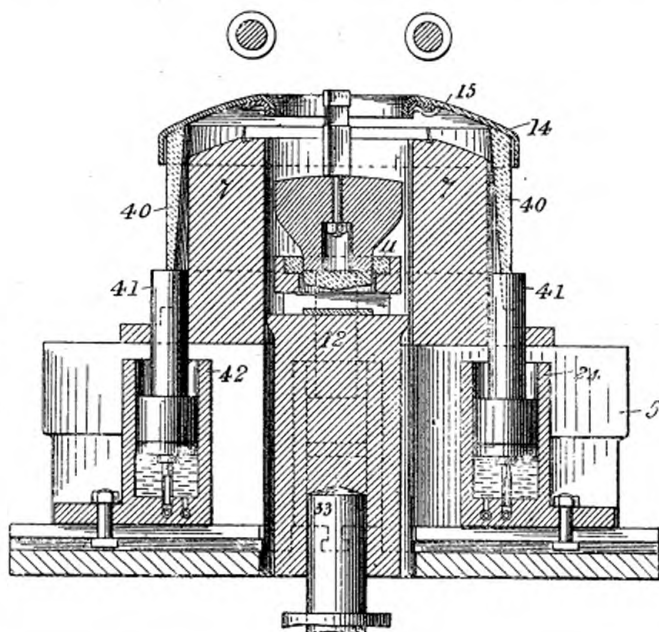


Fig. 1417. — Presse Higgins. Fonctionnement de l'extracteur.  
Coupe  $x^3x^3$  (fig. 1416).

socle A, un certain nombre d'outils identiques D. Chacun de ces outils fonctionne comme il suit :

Le quadrant émaillé sur cuivre étant posé en M, on soulève, par le levier H, à rappel K, et la bielle G, le levier F, ce qui permet au ressort Lc' d'appuyer par F le découpeur Dd' sur le quadrant N. En même temps, le cliquet Tt (fig. 1430), enclenchant G par sa butée U, empêche le rappel du poids K.

<sup>(1)</sup> On en trouve quelques types dans mon *Traité des machines-outils* (2 vol. grand in-4°, Baudry).

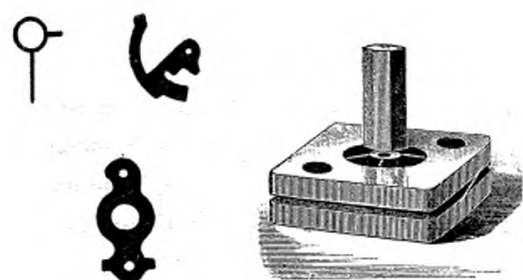


Fig. 1418 à 1423. — Exemples de pièces estampées. Ancien type de poinçonnage et type de poinçon découpeur composé.

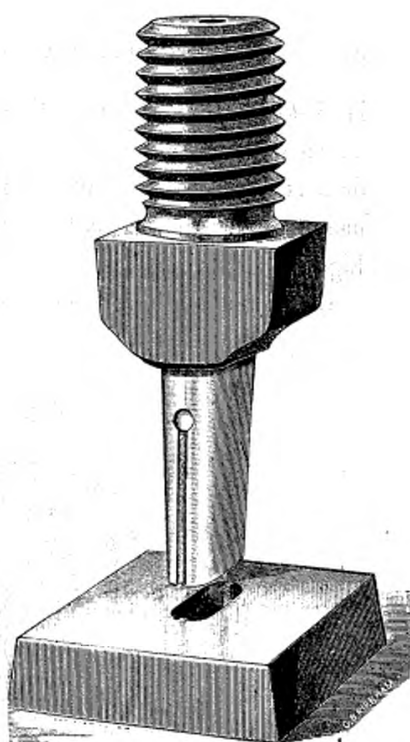


Fig. 1424. — Poinçon ordinaire fixé directement à sa tige.

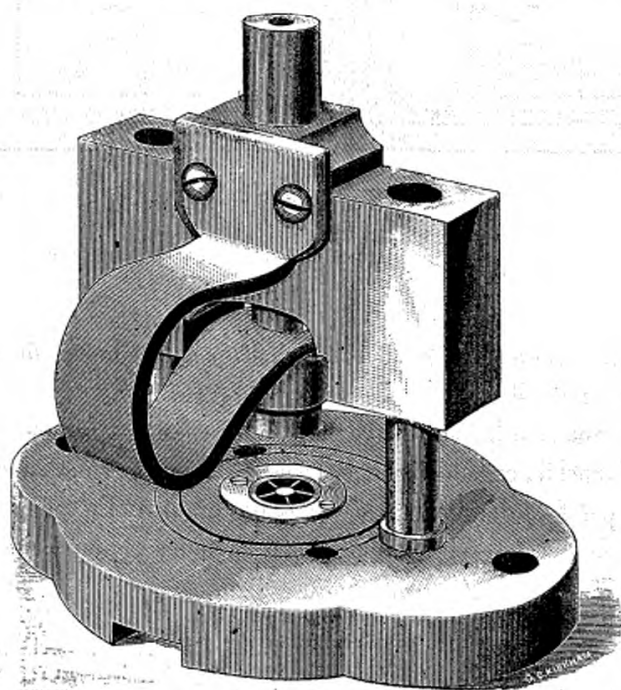


Fig. 1425. — Frappeur primitif Denison.

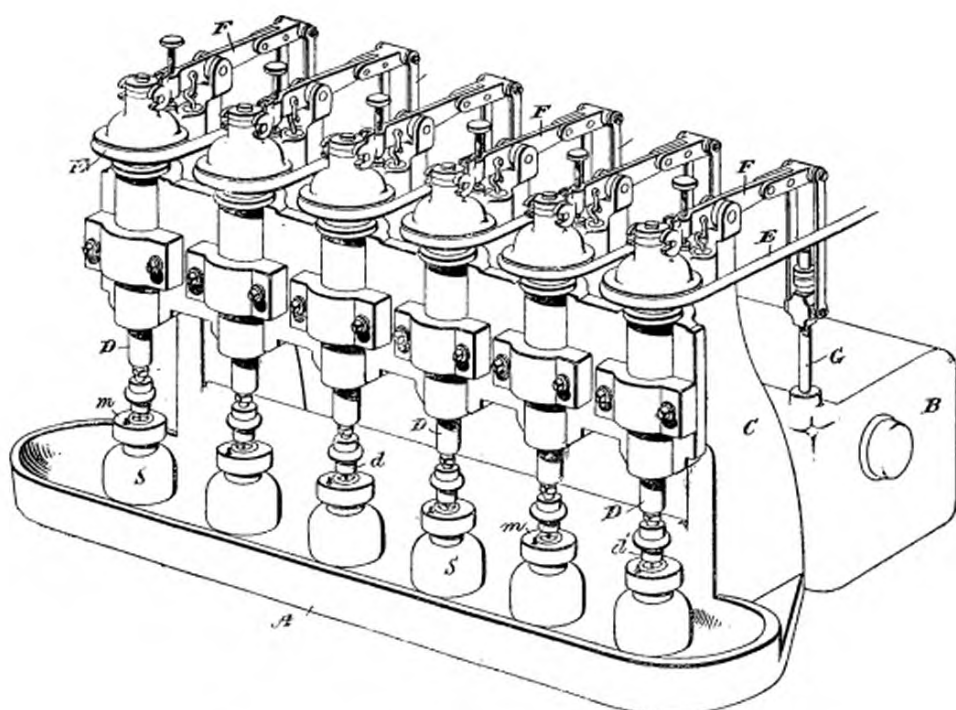


Fig. 1426. — Découpeur de quadrants Elgin. Ensemble.

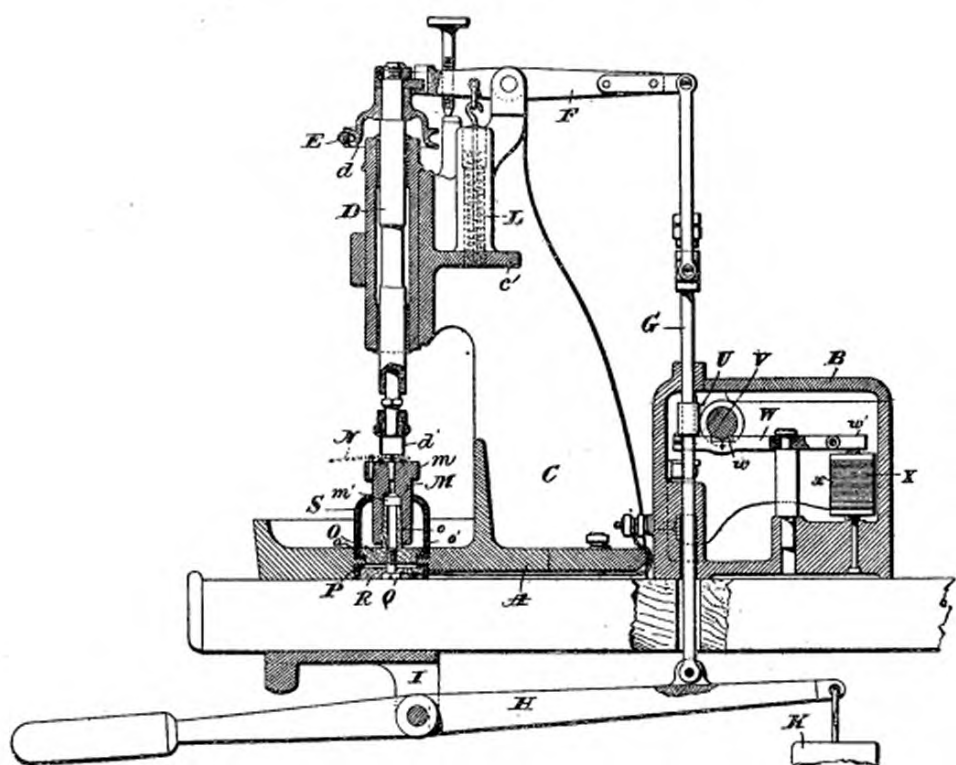


Fig. 1427. — Découpeur de quadrants Elgin. Coupe transversale.

H, levier pivoté en I, avec contrepoids de rappel K, articulé par E au levier F. Le', ressort tendant à appuyer par F le découpeur Dd' sur le quadrant N. U, taquet de G, appuyé sur le taquet Tt (fig. 1429). Xx, électro-aimant dont le circuit se ferme quand d' touche le cuivre de N, et qui, attirant en w' le levier W, en appuie l'écrou w (fig. 1434) sur la vis v de V (fig. 1429) qui la fait pivoter et déclencher T de U.

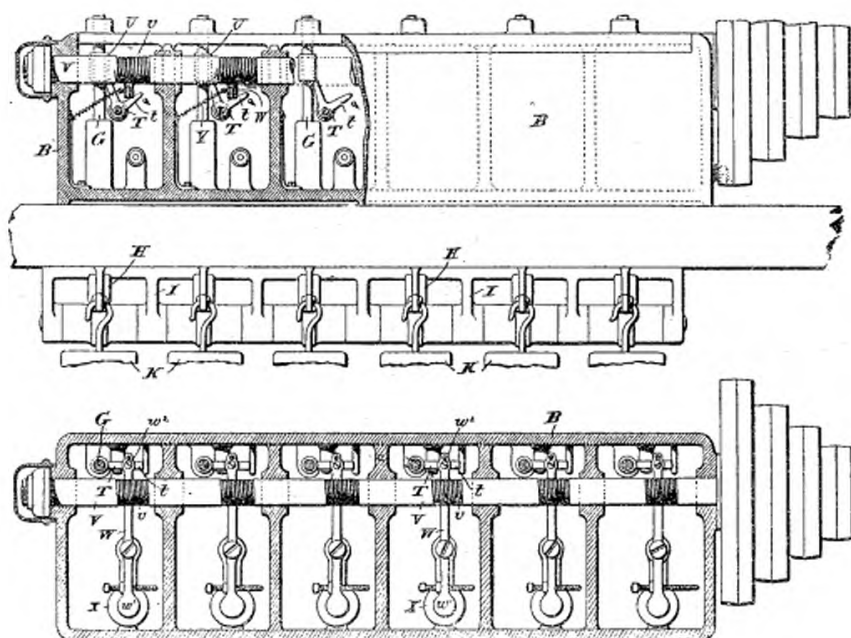


Fig. 1428 et 1429. — Découpeur de quadrants Elgin. Coupe verticale et horizontale du mécanisme de rappel automatique B.

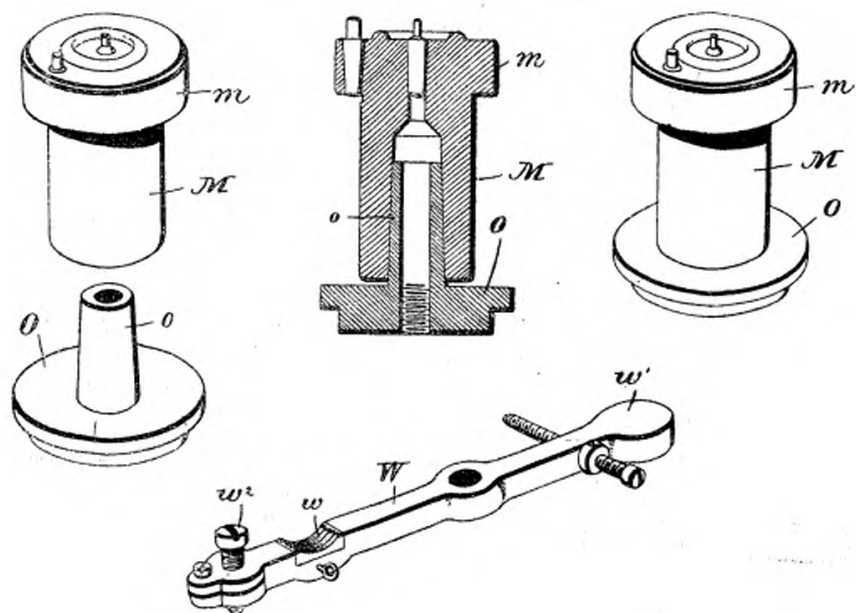


Fig. 1430 à 1434. — Découpeur de quadrants Elgin. Détail de l'enclume et du levier W.

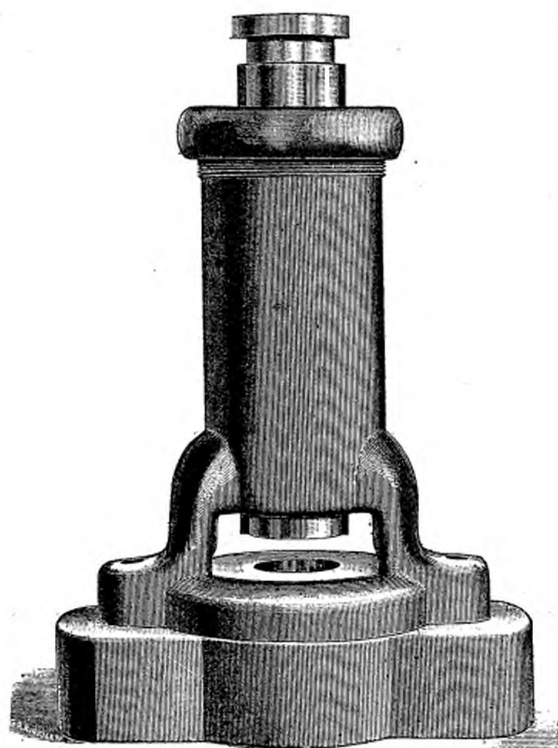


Fig. 1435. — Frappeur de la presse fig. 1441 en grandeur.

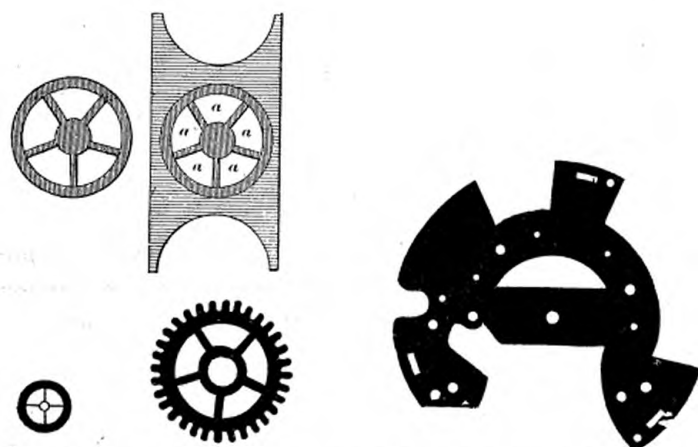


Fig 1436 à 1439. — Blanes de pignon. Fig. 1440. — Platine de la Parker and Whipple Clock C°.



Dès que le découpeur  $d'$ , après avoir découpé l'émail, touche le cuivre du quadrant, l'électro-aimant  $xX$ , dont le circuit se trouve fermé par ce

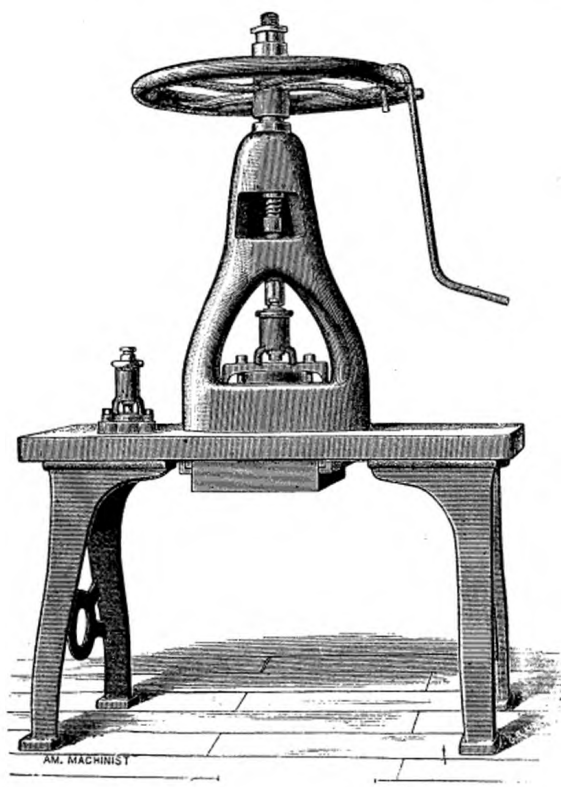


Fig. 1441. — Frappeur pour presse à main.

contact, fait basculer le levier  $W$  de manière à mettre son écrou  $w$  en prise avec la vis  $v$  de l'arbre  $V$ , de sorte que  $W$ , pivotant autour de son axe vertical, déclenche  $U$  de  $T$ , et laisse le poids  $K$  rappeler le découpeur.



# TABLE GÉNÉRALE DES MATIÈRES.

	Pages.
INTRODUCTION.....	i à vii
LA MÉCANIQUE GÉNÉRALE AMÉRICAINE À L'EXPOSITION DE CHICAGO.	
I. LES CHAUDIÈRES .....	3
Détails de construction. — Le foyer.....	25
Foyers au pétrole.....	28
Soupapes de sûreté.....	38
Injecteurs.....	45
Réchauffeurs d'alimentation.....	56
II. LES MACHINES À VAPEUR.....	62
Machines verticales.....	65
Machines rapides.....	82
Machines à simple effet.....	100
Locomobiles et locomotives routières.....	103
Distribution.....	106
Distribution par tiroirs à déclics.....	119
Distribution par coulisse.....	120
Tiroirs plans équilibrés.....	120
Distributeurs oscillants.....	133
Régulateurs.....	135
Détails de construction. — Bâti.....	140
Paliers.....	141
Bielles.....	145
Pistons.....	148
Volants.....	149
Condenseurs.....	150
III. LES MOULINS À VENT.....	158
Régularisation.....	169
Régulateurs centrifuges.....	171
Régularisation par gouvernail.....	171
Régulateurs à roue auxiliaire.....	184
Tours des moulins.....	190
Applications des moulins à vent.....	192
IV. LES MOTEURS HYDRAULIQUES.....	201
Les turbines.....	201
Les roues.....	232

V. LES POMPES À VAPEUR.....	245
Pompes à volant.....	245
Pompes à action directe.....	249
Pompes à incendie.....	271
VI. LES APPAREILS DE LEVAGE.....	290
Les ascenseurs.....	290
Ascenseurs électriques.....	291
Ascenseurs hydrauliques.....	293
Appareils de sûreté.....	302
Monte-charges.....	314
Ponts roulants.....	324
Derricks.....	336
Trebuis à vapeur.....	337
Palans.....	342
Transporteurs à câbles aériens.....	346
<i>Cash carriers</i> .....	369
Crics et vérins.....	373
VII. LES MÉCANISMES.....	376
Les paliers.....	376
Roulements sur billes et galets.....	381
Les embrayages.....	419
Les courroies.....	436
Les poulies.....	446
Les transmissions funiculaires.....	447
Chaines.....	451
Les engrenages.....	454
ANNEXE.....	471
Grille Roney et Stanahan (p. 26).....	473
Les foyers au pétrole (p. 28 à 37).....	476
Description de quelques types de brûleurs.....	483
Injecteur Brownley (p. 45).....	494
Injecteur Park.....	495
Séparateur Sweet (p. 56).....	497
Accessoires des chaudières.....	499
Réchauffeurs d'alimentation (p. 59).....	507
Machine compound rapide Beck (p. 100).....	511
Nouvelle distribution Reynolds (p. 108).....	514
Corliss à deux distributeurs Twiss (p. 109).....	517
Nouvelle distribution Brown (p. 118).....	523
Distribution Hill (p. 120).....	527
Tiroir équilibré Shepherd (p. 125).....	530
Machine Case (p. 134).....	532
Régulateur O'Hara (p. 135).....	541
<i>Stuffing box</i> à garnitures métalliques (p. 140).....	544
Condenseur Conover (p. 150).....	547
Condenseur indépendant Whiting et Wheeler (p. 156).....	549
Moulins à vent (p. 158).....	551

ANNEVE. ( <i>Suite.</i> ) Roue Pelton en cascade Bookwalter (p. 244).....	560
Roue Pelton Scharf.....	562
Pompe à grande vitesse Worthington (p. 252).....	563
Pompe Mason.....	567
Pompe Greenwood.....	568
Essais de pompes à incendie à Boston (p. 271).....	570
Lance à boule Pollok (p. 283).....	573
Économiseur d'eau Prentice (p. 294).....	574
Ascenseur Bassett (p. 290).....	576
<i>Cableways</i> Lidgerwood (p. 348).....	579
<i>Cableways</i> Lamb (p. 360).....	581
<i>Cash carriers</i> des magasins américains (p. 370).....	582
Roulement sur galets et billes (p. 409).....	596
Presses à mouler, emboutir et découper (p. 466).....	603
TABLE ANALYTIQUE DES MATIÈRES.....	623



## TABLE ANALYTIQUE DES MATIÈRES.

### LES CHAUDIÈRES.

- CHAUDIÈRES de locomobiles *Geiser Manufacturing Co*, p. 104, 106. — Westinghouse, p. 101.
- tubulaires Button (pour pompe à incendie), p. 280. — Mundy, p. 334. — Westinghouse, p. 101, 103.
  - tubulées. Babcock-Wilcox, p. 3. — Type de 1893, p. 4. — Montage, p. 6. — Essais, p. 7. — Type transportable, p. 10. — Clapp (pour pompes à incendie), p. 274. — Climax, p. 22, 24. — Gill, p. 19. — Heine, p. 14, 15, 479. — *National Water Tube Boiler Co*, p. 17. — Root, p. 11, 12, 13. — Shipman, p. 33, 35. — Stirling, p. 20.
  - — express, p. 24.
  - — Détails des autoclaves Heine, p. 15, 16. — Babcock, p. 6.
  - — Sections. Babcock, p. 5. — Gill, p. 19. — Heine, p. 16. — *National Water Tube Boiler Co*, p. 17. — Root, p. 13.
  - — Parcours des flammes Heine, p. 16. — Root, p. 13. — Stirling, p. 21.
  - Foyers. Au pétrole. Exposition de Chicago, p. 28, 476. — Exposition de San Francisco, p. 481. — *Aerated Fuel Co*, p. 32. — Burton, p. 30. — Chepournoff, p. 489, 492. — Claybourne, p. 36, 38. — Convert, p. 30. — Dandison, p. 488. — Engle, p. 37, 39. — Etchells, p. 489. — Graves, p. 480, 482. — Harper, p. 35, 37. — Jones, p. 483. — Larkin, p. 30. — Nichols, p. 485. — Reed, p. 484. — Shipman, p. 33, 35. — Stewart et Farmer, p. 489, 491. — Thurnam, p. 486. — Walton et Rees, p. 486. — Williams, p. 487.
  - Grilles automatiques Roney, p. 26, 473.
  - — pour menus Eckley Cox, p. 27, 28.
  - — à secousses Forney, p. 23, 25.
  - INJECTEURS Brownley, p. 494. — Derby, p. 48, 49. — Desmond, p. 51. — Dodge, p. 52. — Hancock, p. 45, 46. — Hart, p. 54, 55. — Laux, p. 49, 50. — Mack, p. 53, 54. — Park et Witkinson, p. 46, 47, 495. — Penberthy, p. 53.
  - Chapelle de refoulement Crosby, p. 499.
  - RÉCHAUFFEURS D'ALIMENTATION, p. 56, 507. — Cobbes, p. 507. — Cochrane, p. 509. — Hopes, p. 56, 57. — Kennedy, p. 507. — Peck Wheeler, p. 57, 58. — Weir, p. 507. — Worthington, p. 58, 59, 60, et calorifère *American Fire Engine Co*, p. 281.
  - Régulateur d'alimentation Bosworth, p. 502, 504.
  - Séparateur Sweet, p. 497.
  - SOUPAPES DE SÛRETÉ, p. 38. — Ashton, p. 38, 39. — Coale, p. 44. — Crosby, p. 40, 41. — Kinney, p. 40, 41. — Meady, p. 43. — Richardson, p. 45.
  - — de vidange Mac-Intosh, p. 501.

## LES MACHINES A VAPEUR.

- MACHINES COMPOUND, p. 63. — Ball et Wood, p. 132, 133. — Beck, p. 511. — Dick et Church, p. 97. — Ide, p. 96, 127. — Jackson et Player, p. 130, 131. — Mac-Intosh et Seymour, p. 79, 81, 129. — Westinghouse, p. 67.
- — à triple expansion Buckeye, p. 70 et suiv. — Dick et Church, p. 97. — Southwark Foundry, p. 66.
- — à quadruple expansion Allis, p. 69.
- Corliss, p. 63, 106, 107, 114. — Leurs dimensions principales, p. 64, 106.
- locomobiles, p. 103. — Geiser Manufacturing Co, p. 104, 105.
- locomotives routières, p. 103. — Westinghouse, p. 101, 103.
- marines, p. 64. — Pour bateaux de fleuves, p. 65.
- RAPIDES, p. 62, 63, 82, 100. — Caractéristiques principales, p. 95. — Ball et Wood, p. 84. — Buckeye, p. 70. — Dick et Church, p. 97. — Mac-Intosh et Seymour, p. 79, 81, 129. — Porter Allen, p. 82, 119. — Robb Armstrong, p. 82. — Westinghouse, p. 101, 103.
- à simple effet, 100. — Triumph, p. 101, 102. — Westinghouse, p. 101.
- sans condensation, p. 63.
- verticales, p. 63, 65, 67. — Southwark Foundry, p. 65, 66. — Westinghouse, p. 62, 65, 66, 67, 68.
- turbines à vapeur, p. 103.
- CONDENSEURS, p. 150.
- — indépendants, p. 150. — Allis, p. 153, 154. — Blake, p. 550. — Conover, p. 547, 548. — Whiting et Wheeler, p. 154, 549. — Worthington, p. 151.
- — tubulaires Wheeler, p. 155.
- — Pompe à air Nordberg, p. 156.
- DISTRIBUTION, p. 106, 523.
- — à robinets oscillants, p. 133.
- — — à déclics, Corliss, p. 106, 107. — Harris, p. 112. — Fiskell, p. 110. — Reynolds, p. 107, 108. — Sargent, p. 111. — A un seul distributeur, p. 109; Twiss, p. 517.
- — — sans déclics, p. 114. — Ball et Wood, p. 133. — Bates, p. 115. — Case, p. 532, 540.
- — à robinets tournants, Reynolds, p. 514.
- — à soupapes, Nordberg, p. 117.
- — à tiroirs équilibrés, p. 120.
- — — cylindriques, Beck, p. 511. — Buckeye, p. 77. — Geiser, p. 105. — Ide, p. 124, 126, 127. — Jackson, p. 130. — Mac-Intosh, p. 129. — Player, p. 131. — Westinghouse, p. 67, 68.
- — — plats, American Balance Slide Valve Co, p. 122. — Buckeye, p. 71. — Delancey, p. 121. — Ide, p. 124. — Richardson, p. 120, 121. — Russell et Ball, p. 123. — Shepherd, p. 530. — Thomson, p. 79.
- — — à dos percé, Barnaby, p. 77. — Ide, p. 124. — Russell, p. 123.
- — — à grille, Brown, p. 118, 523.
- — à coulisses, p. 120. — Good et Lindroth, p. 119. — Hill, p. 527.



## MACHINES (Suite). Détails de la distribution.

- — — Dash-pots Fiskell, p. 110. — Frick, p. 107. — Southwark Foundry, p. 110.
- — — Excentriques à calage variable Geiser, p. 105.
- — — Excentriques à obliquité corrigée Mac-Intosh et Seymour, p. 81.
- — — Excentriques sphériques Buckeye, p. 77.
- — — Attaches des tiges Buckeye, p. 78. — Ide, p. 93.
- — — Renvois Ball, p. 84, 86. — Beck, p. 512. — Robb Armstrong, p. 82. — Thomson, p. 71.
- RÉGULATEURS, p. 135, 541.
- — directs, p. 135. — Ball, p. 135. — Dick et Church, p. 136. — Green, p. 137, 138. — Mac Ewen, p. 137. — O'Hara, p. 541. — Shepherd, p. 543. — Thomson et Hunt, p. 79. — Westinghouse, p. 68.
- — avec arrêt de sûreté Hart, p. 141. — Corliss, p. 138, 140.
- DÉTAILS DE CONSTRUCTION, p. 140.
- — Bâties, p. 140. — En fonte et fer Allis, p. 142. — Rigide Bullock, p. 142. — Symétrique Corliss, p. 141.
- — Bielles, p. 145. — Dick et Church, p. 85. — Ide, p. 90. — Robb Armstrong, p. 83.
- — Crosses, p. 145. — Beck, p. 513. — Buckeye, p. 79. — Frick, p. 140. — Ide, p. 91. — Lane et Bodley, p. 145. — Robb Armstrong, p. 83. — Russell, p. 146. — Stearns, p. 145.
- — Disques manivelles, Dick et Church, p. 86.
- — Garnitures métalliques, p. 544. — Longenecker, p. 545. — Swain, p. 544. — Tripp, p. 545.
- — Graissage Buckeye, p. 80. — Dick et Church, p. 136. — Ide, p. 89, 90. — Mac-Intosh et Seymour, p. 81. — Robb Armstrong, p. 82. — Westinghouse, p. 66.
- — Paliers, p. 141. — Allis, p. 143. — Dick et Church, p. 86. — Erie City, p. 143. — Antifriction, p. 86, 141. — A dilatation Good, p. 144.
- — Pistons, p. 148. — Case, p. 521. — Dick et Church, p. 85. — Good, p. 148. — Frick, p. 147.
- — Purgeur de cylindre Ide, p. 92.
- — Volants, p. 149. — Allis, p. 150. — Ball, p. 149.

## MOULINS À VENT.

- MOULINS Allhouse, p. 555. — Allen, p. 179, 183. — Carlyle, p. 557. — Chapman, p. 180 à 184. — Corcoran, p. 171. — Elgin, p. 171. — Halladay, p. 166. — Perry, p. 185, 187, 559. — Poe, p. 557, 559. — Snow, p. 170. — Stover, p. 554. — Toowoomba, p. 552. — Wallace, p. 172, 177.
- Applications, p. 192 à 200.
- — Distributions d'eau, p. 197. — Irrigations, p. 197. — Gares, p. 198.
- — Mécanique agricole, p. 199.
- — Pompes, p. 192 à 196. — Gould, p. 193. — *United States Wind Engine Co*, p. 192, 193.
- — Pompes pour puits artésiens Cook, p. 195.
- Frais d'entretien, p. 164.

MOULINS. (Suite.) *Puissance*, p. 163, 200, 551.

- *RÉGULARISATION*, p. 169.
- — *centrifuge*, p. 171. — Halladay, p. 166.
- — *par gouvernail*, p. 171. — Corcoran, p. 171. — Gem, p. 175. — Halladay, p. 166. — Elgin, p. 171. — Myers, p. 181. — Perry, p. 559. — Snow, 167, 170.
- — — *auxiliaire*, p. 170, 184. — Allen, p. 179, 183. — Chapman, p. 181, 184. — Perry, p. 185. — Toowoomba, p. 552.
- *THÉORIE*, p. 159. — Essais de Griffith, p. 551. — Formule et diagramme de Wolff, p. 159, 161. — Pression du vent, p. 162, 167. — Moyenne des vents à Paris, p. 163.
- *DÉTAILS DE CONSTRUCTION. Ailes à panneaux articulés* Halladay, p. 166. — Althouse, p. 556. — En acier Snow, p. 170. — *Type Solid Wheel*, p. 171, 174, 175. — Fairbanks, p. 176.
- — *Arrêt automatique* Myers, p. 177.
- — *Frein* Allen, p. 179.
- — *Tours* Chapman, p. 180, 181. — Fairbanks, p. 187.
- — — *à bascule* Perry, p. 189, 191.
- — *Transmission pour tige de pompe*, p. 192. — Gem, p. 175. — Gould, p. 193. — Halladay, p. 175. — Snow, p. 169.
- — — *pour arbre tournant* Chapman, 180.

## TURBINES.

TURBINES américaines. *Avantages*, p. 202. — *Caractéristiques principales*, p. 203, 205. —

- — *Formule de Francis*, p. 203. — *Rendement*, p. 202.
- — Bookwalter et Tyler, p. 216, 218, et suiv. — Hercule, p. 201, 204, 205, 206. — Leffel, p. 206, 209, 211, 213, 214, 217, 219, 221, 224. — New American, p. 203, 207, 208, 222, 225, 226, 231. — Rodney Hunt, p. 204, 210, 228, 231. — Victor, p. 230.
- — *à axe horizontal* Leffel, p. 209, 212. — New American, p. 208. — Rodney Hunt, p. 210.
- — *à axe vertical* Leffel, p. 209, 216. — New American, p. 203, 207. — Rodney Hunt, p. 204.
- —  *doubles*  Leffel, p. 209, 212. — Rodney Hunt, p. 210.
- — *jumelées* Rodney Hunt, p. 204.
- — *pour basses chutes* Leffel Tyler, p. 212.
- — *tangentielles*, p. 219, 221, 224.
- *DÉTAILS DE CONSTRUCTION.*
- — *Bessfrois* New American, p. 331.
- — *Chambres en bois* Leffel, p. 209.
- — *Crapaudines*, p. 232.
- — *Matelas d'air* Leffel, p. 211.
- — *Régulateurs* Fruen, p. 225. — Rodney Hunt, p. 228.
- — — *électrique* English, p. 229.
- — *Tubes de vérification* New American, p. 208.
- — *Vannages* Bookwalter et Tyler, p. 217, 218, 220, 224.
- — *Vannes* Rodney Hunt, p. 231.

## ROUES HYDRAULIQUES.

ROUES Bookwalter, p. 242, 560, 561.

- *Pelton*, p. 232. — Données de construction, p. 236, 237, 238. — Applications, p. 238 à 241. — Avec ajutages multiples, p. 233. — Avec ajutage Hett, p. 241. — Reversibles, p. 233. — Rendement, p. 235. — Pour petites forces, p. 235, 239. — Scharff, p. 241, 562.

## POMPES A VAPEUR.

Classification, p. 52.

POMPES à volants, p. 245. — Allis, Reynolds, p. 246, 248. — Caskill, p. 247. — Leavitt, p. 245.

— à action directe, p. 249.

— — Blake, p. 266. — Buffalo, p. 260, 261. — A lanterne Miller, p. 262. — Deane, p. 286. — Drewett et Davidson, p. 268. — Greenwood, p. 568. — Mason, p. 567. — Nisbet, p. 263.

— — Worthington, p. 249 à 254. — A grande vitesse, p. 563. — Compacte, p. 565. — Verticale pour renflouage de navires, p. 285. — Service des cales, p. 285. — Pour sondage, p. 286. — A triple expansion, p. 251, 252, 256. — Pour haute pression, p. 259, 261. — *Amortisseur*, p. 255, 256, 260, 504. — *Compensateur facultatif*, p. 253, 256, 259. — *Distribution croisée*, p. 259, 261. — *Régulateur*, p. 256, 261.

— verticales, p. 249.

— à incendies, p. 270. — *Essais de Dexter*, p. 570.

— — *American Fire Engine Co*, p. 273. — Button, p. 278, 279, 280. — Clapp et Jones, p. 274, 277, 570. — Fox, p. 275, 276. — Silsby (rotatives), p. 271, 570.

— Accessoires (Des). — Avertisseurs, p. 278.

— — Bandages de tuyau, p. 284.

— — Chariots dévideurs *American Fire Engine Co*, p. 182. — Echelles, p. 278. — Extincteurs, p. 279. — *Fire escapes*, p. 278. — Harnais automatiques, p. 278.

— — Lances à bourrelet, p. 282. — A robinet rapide, p. 282.

— — A jet multiple Oyston, p. 283. — A jet mixte Ahrens, p. 283. — A boule Pollok, p. 573.

— — Raccords automatiques, p. 284. — Triples, p. 278, 283.

— continue Hall, p. 287.

— domestiques, p. 248.

## APPAREILS DE LEVAGE.

ASCENSEURS, leur service dans les *Buildings*, p. 290. — Grandes vitesses, p. 291.

— électriques, p. 291.

— hydrauliques, p. 291. — Sans puits, p. 293. — Bassett, p. 576. — Hall, p. 296, 300. — Otis, p. 293. — Reichman, p. 294, 297. — Reynolds, p. 298, 305. — *Économiseurs* Otis, p. 292, 294. — Prentice, p. 574.

ASCENSEURS à vis Lieb, p. 297, 302.

— Appareils de sûreté, p. 309. — Dash-pots, p. 319.

— Parachutes, p. 319. — *Crane Elevator Co*, p. 308. — Frisbie et Coyle, p. 300, 310.

— Arrêts à vis, *Crane Elevator Co*, p. 318. — Automatique au lâcher du câble, p. 319. — A vitesse limitée, p. 319.

— Cages, p. 319. — *Crane Elevator Co*, p. 307, 308.

— Cries et vérins Johnson, p. 374. — Norton, p. 373.

DERRICKS, p. 336. — *American Hoist and Derrick Co*, p. 326, 327, 328, 579, 580. —

Mundy, p. 330. — Milliken (tubulaire), p. 329. — Wilson, p. 331.

Grues à lingots Scaife, p. 324, 335. — Holly, p. 335.

— à fours Short, p. 337.

— roulante Mundy pour plantations, p. 339.

Monte-charges, p. 314, 320. — Tire-sacs Arthur, p. 341.

TREUILS Deane, p. 301, 303, 314. — Frisbie, p. 305. — Hart, p. 340. — Lidgerwood, p. 355. — Mundy, p. 336.

— Double à manège *American Hoist and Derrick Co*, p. 331, 337.

— Suspendus *Crane Elevator Co*, p. 304, 319. — Frisbie, p. 305, 306.

— Machines à vapeur des : *Crane Elevator Co*, p. 307, 312, 323. — Otis, p. 310, 320.

Palans, p. 342. — Box, p. 343, 344. — *Energy Manufacturing Co*, p. 344. — Moore, p. 342.

PONTS ROULANTS, p. 325. — Morgan, p. 313, 325.

— de fonderie Kennedy, p. 322, 333. — Morgan, p. 315.

— à câbles hydrauliques Dixon, p. 321, 332.

— à câbles et chaînes Parsons, p. 318, 320, 330.

TRANSPORTEURS à câbles aériens, p. 346. — Huson, p. 354, 357, 359. — Lamb, p. 360,

364, 581. — *Lidgerwood*, p. 341, 348, 349. — Chariots transporteurs et

chargeurs, p. 354. — Parachute Miller, p. 348. — Otto Bleichert (*Trenton Iron Co*), p. 345, 347.

— Applications. Exploitation d'une forêt, p. 352, 356, 360. — Cône Baptist, p. 355.

— — — d'une carrière p. 349, 580.

— Construction d'un barrage, p. 350, d'un pont, p. 579, d'un canal, p. 580.

— mixtes Miller et Cowell, p. 366, 368.

— pour magasins (*Cash Carriers*), p. 369, 582. — Dillenbeck, p. 591. — Fletter,

p. 370, 371. — Gipe, p. 583, 592. — Gornall, p. 590. — Lawson,

p. 370. — Newman, p. 589. — Weaver, p. 587.

## LES MÉCANISMES.

Accouplements Cordesman, p. 428. — Gee, p. 427, 436. — Nicholson, p. 427.

EMBRAYAGES, p. 419.

— axiaux, p. 419. — Denton, p. 416, 426. — Frisbie, p. 412, 422. — Morgan, p. 418, 427. — Penfield, p. 417. — Walker, p. 413, 415, 424. — Weston, p. 410, 421.

— radiaux, p. 419. — Centrifuges Eddy, p. 421, 428. — Hooper, p. 420, 427. — Jones et Rogers, p. 421. — Prybitt, p. 420, 428. — Centripètes Woodcock et Hunter, p. 423, 431.

— mixtes, p. 419. — Hill, p. 424, 436. — Mackie, p. 425, 436. — Wilkinson, p. 426, 436.

EMBRAYAGES coniques Jones, p. 422, 431.

— à frein différentiel Oesterlin, p. 424, 433.

CABLES, p. 447.

— cycliques, p. 449. — Dodge, p. 452. — Link Belt C°, 445, 449. — Lockwood et Greewe, p. 444, 449.

— Rendement, p. 449. — Renvoi Overman, p. 449.

— tendeurs, p. 447, 448, 450, 451.

— Vitesse, p. 448.

Chaînes, p. 451. — Ewart, p. 453. — May-Oborn, p. 454. — Standard, p. 451, 453.

Collets de la Governor Machine C°, p. 428, 436.

COURROIES, p. 436.

— articulées, p. 441. — Page, p. 430, 431, 433. — Schieren, p. 442, 444. — Schultz, p. 433, 446.

— en caoutchouc, p. 430, 437.

— métalliques, p. 441. — Armées, p. 441.

— perforées Page, p. 433, 446.

— (Machines à essayer les) Bird, p. 438.

— — presser et coller Watson et Stillman, p. 429.

— — tendre et assouplir, p. 438.

— Attaches de Billings et Spencer, p. 436. — Bristol, p. 436. — Talcott, p. 434.

— — (Machine à poser les) Thomson, p. 435.

— Transmission par Ide, p. 437, 446.

— — annulaire Evans, p. 439, 446.

Crapaudine Horton, p. 379.

ENGRENAGES, p. 454.

— à dents en bois Nuttall, p. 458, 463.

— en cuir, p. 464.

— fabriqués à la presse Porter, p. 463, 486, 603.

— hélicoïdaux Brown et Sharpe, p. 465, 467, 468. — Albro, p. 468, 469.

— lamellaires Lieb, p. 462, 465. — Presses à emboutir, découper, etc. Higgins, p. 604. — Dennison, p. 610, 613. — Elgin, p. 612.

— Grant, p. 462.

Calibres, p. 459.

Pas diamétral Brown et Sharpe, p. 455, 456, 457, 461.

PALERS, p. 376.

— articulés Cole, p. 377, 378. — En graphite, p. 380.

— élastiques Wood, p. 377, 379.

— sphériques Muller, p. 377. — Sellers, p. 376.

POULIES, p. 446. — En bois, p. 443, 446.

— à jante en cuir Schultz, p. 442, 446.

— folles Almond, p. 442. — Horton, p. 440. — Gleason, p. 441. — Smith, p. 442. — Ormsby, p. 439.

— Machine à centrer les poulies, de Seymour, p. 443, 447.

ROULEMENTS sur billes, p. 381, 417.

— Cémentation des billes Simonds, p. 382, 387.

— Polissage des billes Simonds, p. 383, 388. — Cleveland Machine C°, p. 384, 390.

— Trempe des billes, p. 380, 381, 385.

— Usure des billes, p. 396.

ROULEMENTS *sur billes.* (Suite.) *Résistance à l'écrasement*, p. 397.— — au roulement. *Courbes de Yale*, p. 396, 403.— *Tracé des chemins de roulement* La Casse, p. 391. — Miller, p. 389. — Renouf, p. 390.— *Applications.*— — *Butées*, p. 394, 403. — *Broches*, p. 405, 410.— — *Boîtes à graisses*, p. 401, 408, 416, 417.— — *Crapaudines*, p. 397, 399, 400, 404.— — *Essieux de voitures*, p. 401, 404, 405, 409, 596, 597, 598.— — *Excentriques*, p. 407, 413.— — *Pivots*, p. 399, 404.— — *Poulies folles*, p. 406, 410. — *Télescope de Lick*, p. 414.— — *Têtes de bielles*, p. 407, 410. — *Tiges de sondage*, p. 398.— — *Tourillons*, p. 406, 410.— — *Vélocipèdes* Bell et Moore, p. 392, 402. — Simonds, p. 392, 402.— — *Multiplicateurs* Mariotte et Cooper, p. 599. — Rosenfeld, p. 597. — Sequeirap. 393, 402. — *Pédale* Warwick, p. 394, 402.— — *Vis sans fin* Willman, p. 408, 413.ROULEMENTS *sur galets*, p. 415. — Currier et Snyder, p. 395. — Hyatt, p. 409, 416. —

Meneely, p. 596. — Tripp, p. 409.