

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).

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 - http://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)

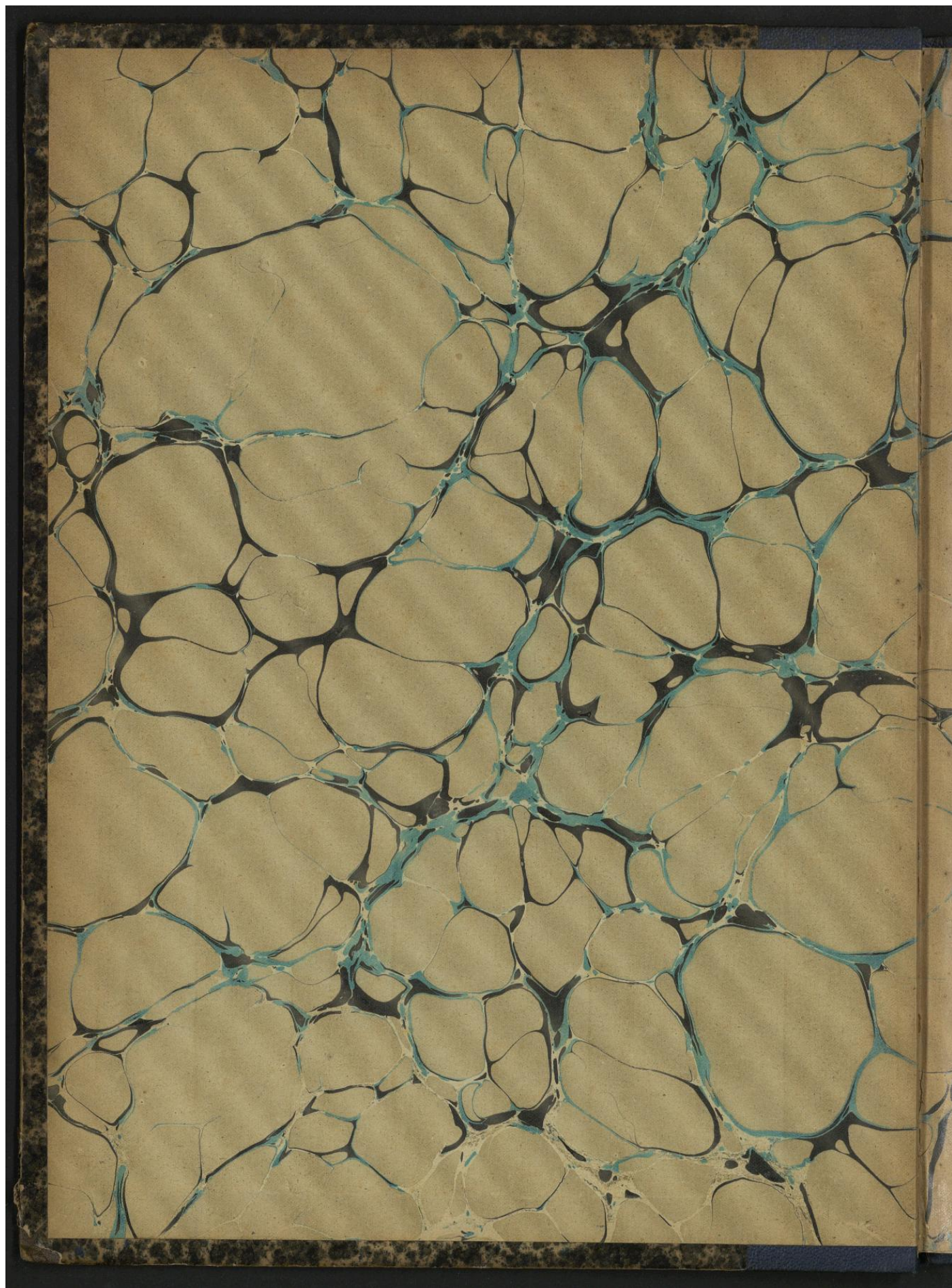
5- L'utilisateur s'engage à respecter les présentes conditions d'utilisation ainsi que la législation en vigueur. En cas de non respect de ces dispositions, il est notamment passible d'une amende prévue par la loi du 17 juillet 1978.

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.

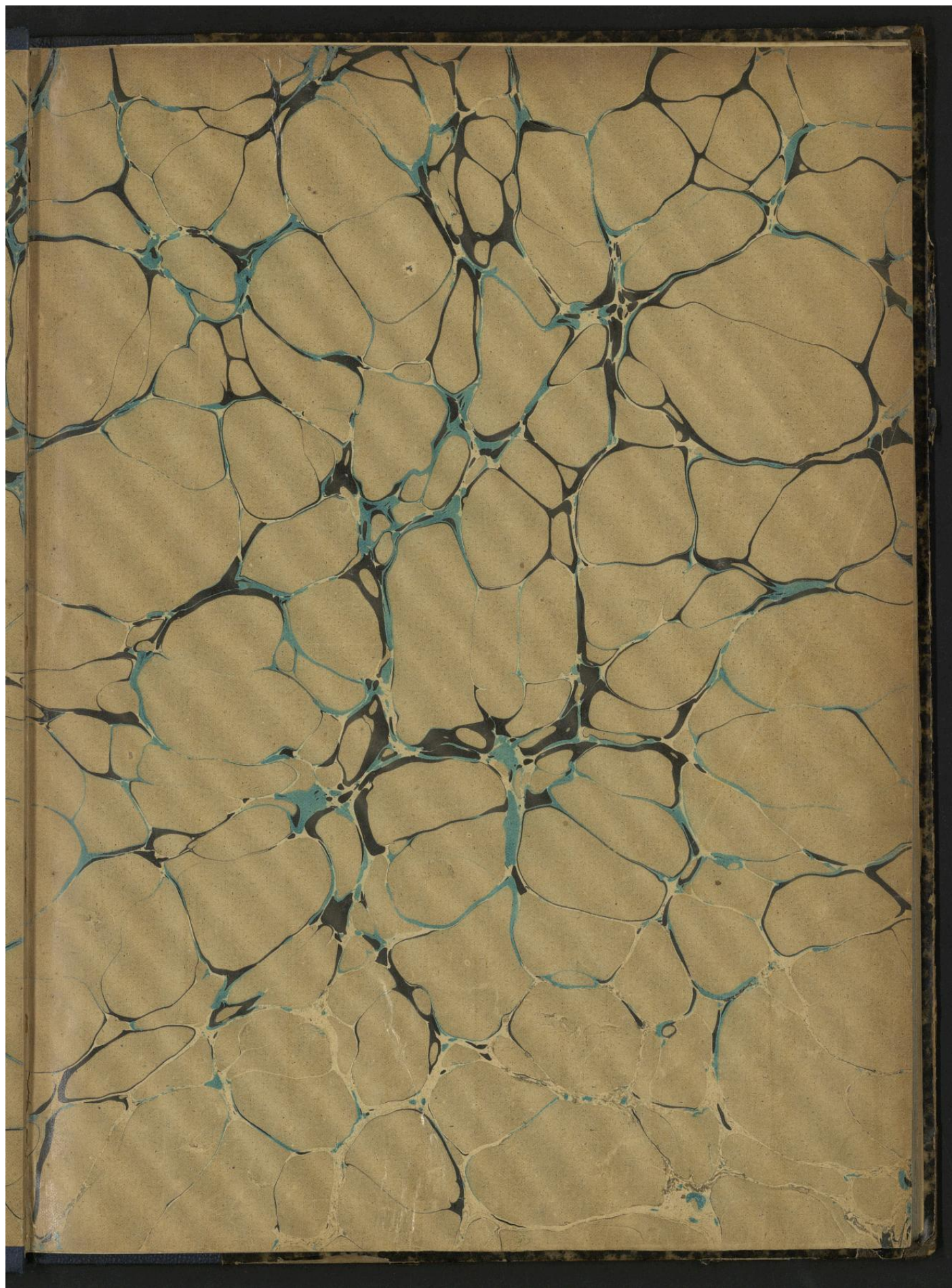
NOTICE BIBLIOGRAPHIQUE

NOTICE DE LA GRANDE MONOGRAPHIE	
Auteur(s) ou collectivité(s)	Sauvage, Louis Auguste Édouard
Auteur(s)	Sauvage, Louis Auguste Édouard (1850-1937)
Auteur(s) secondaire(s)	École nationale des ponts et chaussées (France)
Titre	Moteurs hydrauliques
Adresse	[Paris] : [École nationale des Ponts et Chaussées], 1904-1911
Collation	2 vol. (92, 59 p.) : ill. ; 32 cm
Nombre de volumes	2
Sujet(s)	Moteurs hydrauliques -- Manuels d'enseignement supérieur Roues hydrauliques -- Manuels d'enseignement supérieur Transmission (mécanique) -- Manuels d'enseignement supérieur Turbines hydrauliques -- Manuels d'enseignement supérieur
Permalien	http://cnum.cnam.fr/redir?4DI60_64
LISTE DES VOLUMES	Moteurs hydrauliques : février et mars 1904
	Moteurs hydrauliques : 1910-1911

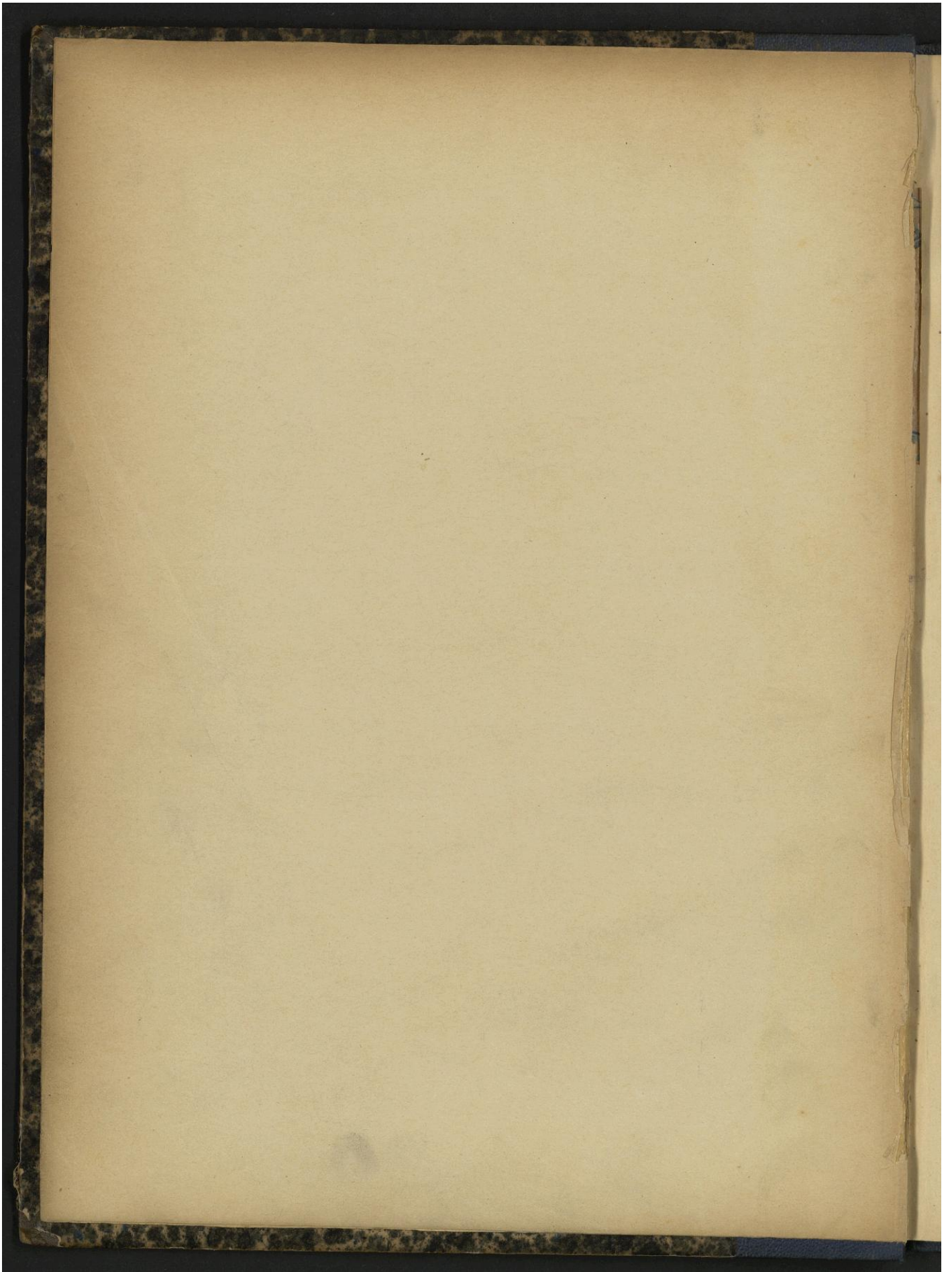
NOTICE DU VOLUME	
Auteur(s) volume	Sauvage, Louis Auguste Édouard (1850-1937)
Auteur(s) secondaire(s) volume	École nationale des ponts et chaussées (France)
Titre	Moteurs hydrauliques
Volume	Moteurs hydrauliques : février et mars 1904
Adresse	[Paris] : [École nationale des Ponts et Chaussées], 1904
Collation	1 vol. (92 p.) : ill. ; 32 cm
Nombre de vues	100
Cote	CNAM-BIB 4 Di 60
Sujet(s)	Moteurs hydrauliques -- Manuels d'enseignement supérieur Roues hydrauliques -- Manuels d'enseignement supérieur Turbines hydrauliques -- Manuels d'enseignement supérieur
Thématique(s)	Histoire du Cnam Machines & instrumentation scientifique
Typologie	Ouvrage
Langue	Français
Date de mise en ligne	20/05/2021
Date de génération du PDF	24/02/2022
Permalien	http://cnum.cnam.fr/redir?4DI60



Droits réservés au [Cnam](#) et à ses partenaires

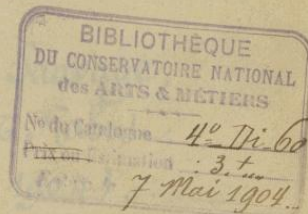


Droits réservés au [Cnam](#) et à ses partenaires



Droits réservés au [Cnam](#) et à ses partenaires

École Nationale des Ponts et Chaussées.

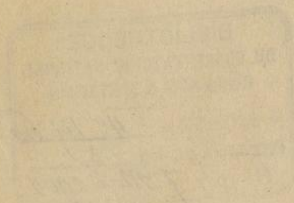


Moteurs hydrauliques.

Leçons faites par M. Sauvage
comme suppléant de M. Rabut

(Février et Mars 1904)

Lehrbuch der Physik und Chemie



Alte

Physik

Lehrbuch der Physik
für die Schulen

(Zweite Auflage)

Moteurs hydrauliques.

Leçons faites par M. Sauvage,
comme suppléant de M. Rabut,
(Février et Mars 1904).

Les chutes d'eau sont utilisées depuis longtemps pour actionner les moteurs hydrauliques, surtout les chutes de hauteur moyenne (quelques mètres seulement) qu'on rencontre en un grand nombre de points.

Depuis longtemps aussi on utilise dans certaines régions accidentées, dans les Vosges, par exemple, des chutes un peu plus élevées, ayant de 15 à 20 mètres de hauteur.

Enfin, et c'est une application plus récente, on utilise des chutes de très grande hauteur qui existent dans des régions de montagnes, spécialement dans les Alpes : ces chutes ont souvent une hauteur de plusieurs centaines de mètres, dépassant même 500 mètres. La raison en est dans l'avantage que trouvent certaines industries à s'établir auprès d'une puissance motrice abondante, malgré les inconvénients de l'installation en montagne : tel est le cas pour l'électro-chimie ; puis la facilité que donne la production d'électricité pour la transmission à distance et la distribution de la puissance produite par ces grandes chutes.

Au point de vue de la dépense, en ce qui concerne les moteurs hydrauliques, dans la plupart des grandes installations, les dépenses initiales sont très considérables ; on a souvent à exécuter des travaux extrêmement importants pour

le captage des eaux et l'installation des moteurs, mais les frais d'exploitation sont en général relativement faibles. Toutefois il ne faudrait pas les supposer nuls : dans certains cas les dépenses d'entretien sont loin d'être négligeables.

Lorsqu'on veut utiliser une chute, pour l'installation d'un moteur, les deux éléments principaux à considérer sont le débit et la hauteur.

L'estimation du débit est souvent assez délicate, parce que le débit est soumis à des variations considérables : d'abord les variations annuelles, dont l'observation peut être assez facile, puis les variations à longues périodes, sur lesquelles on n'a souvent que des renseignements insuffisants.

Le second élément est la hauteur de la chute, avec ses variations.

Un troisième élément, accessoire, est la nature des eaux : spécialement dans les montagnes, on rencontre souvent des eaux limoneuses, entraînant même des cailloux d'assez grosse dimension ; il est alors nécessaire de séparer les matières solides entraînées par l'eau avant de la laisser pénétrer dans le moteur.

Les moteurs hydrauliques se divisent en quatre catégories.

D'abord les Roues hydrauliques.

Ces roues reçoivent soit l'action du poids de l'eau, soit l'action de la force vive de l'eau s'écoulant à la partie inférieure, mais sous forme de choc, c'est-à-dire sous une forme qu'on sait ne pas donner un bon rendement.

Deuxième catégorie : Turbines.

Dans la turbine, l'eau agit encore par sa force vive, mais non plus par choc ; ce qui caractérise la turbine, c'est que l'eau est en mouvement relatif par rapport aux aubes de la turbine. Ce n'est pas la position de l'axe, qui est souvent vertical, mais assez fréquemment aussi horizontal.

Dans les moteurs de la 3^e catégorie, l'eau agit par

pression, en poussant un piston : ce sont les machines à colonne d'eau, les moteurs à piston.

Dans les moteurs de la 4^{ème} catégorie on peut ranger les moteurs, moins répandus, où l'eau agit également par sa force vive, mais par entraînement direct. Ce sont non seulement des moteurs, mais des machines élévatoires : tels les béliers hydrauliques.

Si l'on considère un moteur hydraulique quelconque - nous supposons l'eau prise en amont et abandonnée en aval après avoir traversé le moteur - on trouve que, si le mouvement de l'eau qui traverse ce moteur n'est pas rigoureusement permanent, dans les conditions ordinaires il se reproduit dans des conditions identiques avec des périodes de courte durée.

Si l'on considère une roue munie d'une série de palettes, ou une turbine avec ses aubes, lorsque la roue a tourné d'un angle qui correspond à l'écartement de deux de ces palettes, chaque palette a pris la position ^{de la palette} suivante, et tout le système liquide, pris depuis l'amont jusqu'à l'aval, se retrouve dans la même position. On peut dire la même chose si on considère le cas d'un moteur à piston, avec des périodes plus longues : si on prend le piston à son départ et au moment où il revient à sa position initiale, toutes les pièces solides de l'appareil et toutes les parties liquides qui le traversent se retrouvent dans la même position. En sorte que le mouvement n'est pas rigoureusement permanent, mais se retrouve exactement dans le même état au bout de chaque période. La considération d'une de ces périodes permet d'écrire immédiatement une équation générale, commode pour l'étude d'un moteur, parce qu'elle met en relief toutes les actions qu'on doit considérer pour déterminer le rendement : c'est une sorte de tableau à remplir dans chaque application spéciale.

Nous considérons d'abord la prise d'eau en amont :

l'eau est amenée par exemple, dans un canal d'une certaine section. Nous devons supposer que l'eau arrive avec une vitesse V suffisamment faible pour que sa force vive, c'est-à-dire le carré de V ,

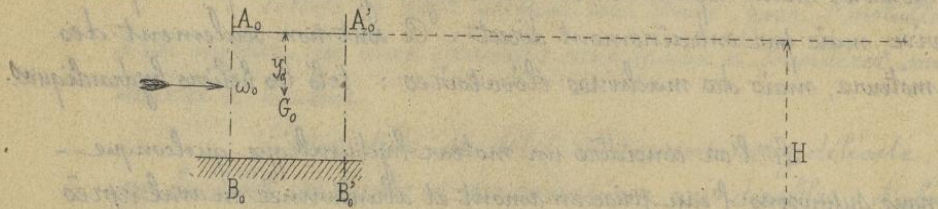
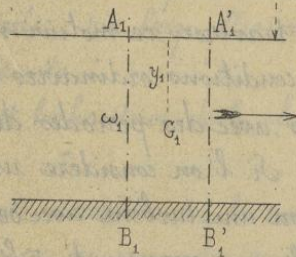


Fig. 1.



soit négligeable : cela revient à dire qu'on prend l'eau effectivement au niveau supérieur de la chute (figure 1).

À la partie inférieure, nous abandonnons l'eau dans un canal, et si la chute est complètement utilisée, nous aurons une vitesse V' assez petite pour que le carré de V' soit négligeable.

La hauteur de la chute est la distance entre les deux plans d'amont et d'aval. Entre les deux est installé le moteur hydraulique.

Examinons une de ces périodes qui correspond à un déplacement de la roue d'un angle correspondant à la distance de deux palettes, période de durée θ ; écrivons pendant cette période l'équation des forces vives pour la masse liquide comprise entre les plans normaux aux courants d'arrivée et de départ. $A_0 B_0$ et $A_1 B_1$.

Cette masse liquide comprend le courant continu ou

discontinuu qui passe à travers les organes fixes qui le conduisent au moteur et à travers le moteur lui-même.

Au bout de la période θ , le plan $A_0 B_0$ sera venu en $A_1 B_1$ et A, B , en A', B' . Par suite de la faible valeur des vitesses V et V' , l'accroissement de force vive est négligeable. Il faut remarquer que la force vive de la masse comprise en $A_0 B_0$ et A, B , est loin d'être négligeable, mais comme nous retrouvons le système exactement dans le même état, cette partie conserve la même force vive. Nous avons donc $0 =$ le total du travail des forces sur la masse considérée.

C'est d'abord le travail de la pesanteur : soient en G et en G_1 les centres de gravité du liquide dans les sections d'amont et d'aval ; y_0 la profondeur du centre de gravité G , et y_1 la profondeur au centre de gravité G_1 . Si P est le débit en poids (nombre de kg. qui s'écoulent en une seconde), pendant la période considérée, le débit est $P\theta$, qui descend d'une certaine hauteur, qui n'est pas la hauteur H , mais $H - y_0 + y_1$. Donc le travail de la pesanteur est :

$$P\theta (H - y_0 + y_1).$$

A première vue, on peut être surpris que ce travail ne corresponde pas à la hauteur H , quand y_0 diffère de y_1 . C'est qu'il faut tenir compte aussi du travail des pressions.

Parmi les pressions, on peut isoler la pression atmosphérique ; comme il s'agit de l'eau, c'est-à-dire d'un liquide pratiquement incompressible, nous savons par application d'une règle générale, que le travail de cette pression sur la masse $A_0 B_0, A, B$, qui se déforme, est identiquement nul. Cette pression s'exerce soit directement sur les surfaces libres du liquide soit indirectement sur celles en contact avec les parois. Après déduction de la pression atmosphérique, nous avons des pressions normales qui s'exercent sur les parties solides qui guident

le liquide depuis l'amont jusqu'à l'aval, pressions normales à la direction du liquide qui ne donnent aucun travail.

Il reste le travail des pressions sur les sections A_0B_0 et A_1B_1 , l'un moteur, l'autre résistant.

Comme il s'agit d'écoulement par filets parallèles, on sait que la résultante des pressions sur la section A_0B_0 est égale à la surface A_0B_0 , ω_0 , multipliée par la pression au centre de gravité G_0 , soit $\tau \omega_0 y_0$, τ étant le poids du mètre cube, sensiblement 1000.

On obtient le travail, en multipliant cette résultante par le chemin parcouru, $A_0A_0' = V_0\theta$. Ce produit $\tau \omega_0 y_0 V_0\theta$, est égal à $P_0 y_0 \theta$ (P étant le débit en poids).

De même le travail sur la section A_1B_1 est $-P_1 y_1 \theta$.

En réunissant le travail des pressions à celui de la pesanteur, on trouve donc, comme on pouvait le prévoir: $PH\theta$.

Les autres travaux à considérer sont les suivants:

D'abord, le travail utile produit par la chute d'eau sur le moteur, ou plutôt le travail de signe contraire résultant de la réaction du moteur sur l'eau, puis les travaux des résistances passives, que l'on cherche à réduire au minimum.

La chute d'eau en agissant sur le moteur produit une certaine puissance W_i , exprimée en kilogrammètres par seconde. Pendant la période considérée le travail sera $W_i\theta$ kilogrammètres.

La masse liquide est soumise en sens contraire au travail $-W_i\theta$.

Viennent enfin les autres travaux négatifs qui résultent des pertes de charge qui se produisent dans le mouvement du liquide.

D'abord les frottements dans le trajet du liquide, frottements, qu'on peut évaluer d'après les règles ordinaires de

l'hydraulique; ils donnent lieu à une perte de charge ou diminution de hauteur b' ; le travail perdu se calcule en multipliant b' par le débit en poids $P\theta$; c'est donc $-b'XP\theta$.

Plus il peut arriver - nous en verrons des exemples - qu'une certaine hauteur de la chute d'eau b'' , soit inutilisée, donnant lieu au travail $-b''P\theta$.

Il peut se produire des chocs ou des actions analogues, résultant de l'accroissement brusque de la section. D'après la formule bien connue de l'hydraulique, une perte de vitesse par chute ou accroissement brusque de section donne une perte de charge égale à la hauteur due à la vitesse perdue. Si on désigne par v une vitesse ainsi perdue les pertes de charge sont $\frac{\sum v^2}{2g}$, donnant le travail

$$-P\theta \frac{\sum v^2}{2g}$$

Parmi ces pertes de travail qui résultent des vitesses perdues, il est bon de mettre à part un terme particulier, correspondant à la vitesse avec laquelle l'eau sort du moteur.

Cette vitesse est complètement perdue, soit que l'eau soit abandonnée dans l'air et que le liquide tombe dans le bief d'aval, soit que le liquide soit abandonné par le moteur dans l'intérieur du bief d'aval.

Dans les deux cas, si v , est la vitesse absolue avec laquelle l'eau quitte le moteur, elle cause la perte de charge

$$\frac{v^2}{2g}$$

donnant le travail

$$-P\theta \frac{v^2}{2g}$$

En réunissant tous ces termes, convenablement ordonnés, et en supprimant le facteur commun θ , on

obtient la formule suivante :

$$W_i = P \left(H - \frac{\sum r^2}{2g} - \frac{v^2}{2g} - b' - b'' \right)$$

Cette formule donne lieu à l'énoncé bien connu : pour que la chute soit bien utilisée il faut que l'eau entre sans choc et sorte sans vitesse, -c'est-à-dire que les termes r et v , soient nuls ou plutôt très petits ;

Cet énoncé ne tient pas compte des termes b' et b'' .

Dans cette formule, W_i représente des kilogrammètres par seconde. Pour passer aux unités ordinaires, il faut le diviser par 102 pour obtenir des kilowatts, et par 75 pour obtenir des chevaux - vapeur.

Cette puissance W_i ; n'est pas encore ce que donne en réalité le moteur hydraulique, car elle est exprimée en considérant l'action de l'eau sur le moteur lui-même ; mais le moteur ——— est un organe mécanique, qui donne lieu lui-même à des frottements mécaniques ; il peut d'ailleurs tourner dans l'air, et dans certains cas le travail de frottement dans l'air n'est pas négligeable. Dans d'autres cas, il tourne dans l'eau, et alors la partie extérieure est en mouvement au milieu de la masse ambiante ; il y a là une action indépendante du courant moteur, qui se classe avec les résistances mécaniques.

De sorte que la puissance effective du moteur, W_e , qu'on peut mesurer avec un dynamomètre installé sur l'arbre du moteur, est égale à la puissance W_i diminuée d'une certaine puissance W' , qui provient des frottements mécaniques de l'appareil.

Souvent, par assimilation avec les appareils à vapeur, on appelle cette puissance W_i la puissance indiquée du moteur, application qui n'est pas tout à fait exacte,

mais qui est plausible.

On appelle rendement d'un moteur le rapport de W_e puissance effective, du moteur, à la puissance brute disponible de la chute d'eau, c'est à-dire au produit PH .

Pour mesurer ce rendement, il faut déterminer ces trois termes. Le premier se détermine par un essai au frein de Prony ou avec un appareil analogue. On se sert parfois de machines dynamos dont on connaît le rendement et qui sont commodes pour cette mesure.

Il faut en même temps déterminer les termes H et P . La mesure du premier est assez facile; mais celle du second est assez délicate; elle ne peut être qu'assez grossière si on n'a pas d'installation tout à fait spéciale, comportant le jaugeage dans des réservoirs ou sur un déversoir en mince paroi très soigneusement installé.

Si l'on se trompe par défaut sur le terme P , on peut avoir un rendement en apparence très bon: c'est ainsi que l'on explique certains rendements extraordinaires annoncés pour certains moteurs hydrauliques.

En faisant usage d'une formule de jaugeage qui donne un résultat trop faible, le dénominateur de la fraction $\frac{W_e}{PH}$ est en réalité trop petit, ce qui majore la valeur du rendement.

Avec de très bons moteurs, on obtient des rendements de 80 p.%; quelquefois même, cette valeur a été dépassée.

On accuse même des rendements beaucoup plus élevés, 90 à 95 p.100; on ne peut les admettre qu'avec une certaine réserve; il est probable qu'ils tiennent à ces évaluations inexactes du débit: le moteur est actionné par une quantité d'eau en réalité plus considérable que celle calculée.

Première catégorie : Roues hydrauliques.

Roue en dessus.

Dans les roues actionnées par le poids de l'eau, l'eau est amenée en un point de la circonférence puis abandonnée plus bas. C'est d'abord la roue en dessus à augets.

Cette roue a un diamètre un peu moindre que la hauteur de la chute, parce qu'elle reçoit l'eau à sa partie supérieure; d'autre part, elle ne plonge pas dans le bief d'aval.

On amène l'eau à la partie supérieure par un coursier (figure 2); elle s'écoule sous une vanne, est guidée horizontalement par le coursier, puis tombe en parabole sur la partie supérieure de la roue. L'eau pénètre ainsi dans une série d'augets disposés sur la circonférence de la roue. Ces augets sont fermés à la partie inférieure par une couronne pleine, et latéralement par deux joues; ils sont formés par des cloisons inclinées, soit en bois, soit en tôle cintrée.

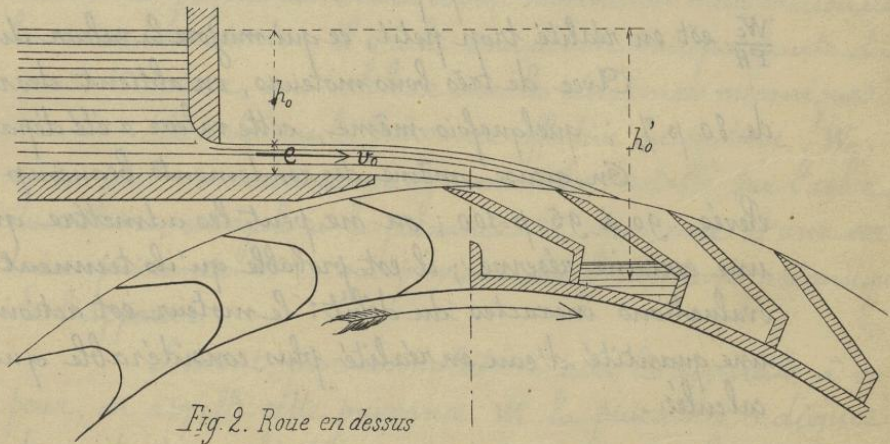


Fig. 2. Roue en dessus

La vitesse relative de l'eau, par rapport à la roue doit être à peu près dirigée suivant le premier élément de la cloison de l'auget (dont le bord est biseauté) afin d'éviter le rejaillissement.

Les augets ne doivent jamais être remplis complètement; on les remplit seulement au tiers de leur capacité. Le coefficient de remplissage dépend d'une part de l'ouverture donnée à la vanne, d'autre part de la vitesse avec laquelle les augets passent sous la veine liquide. Connaissant le débit de la veine et la durée de passage d'un auget, on calcule immédiatement le nombre de litres d'eau qu'il reçoit.

On se rend compte aisément du faible coefficient de remplissage et de la forme de l'auget: il faut que l'eau agisse par sa descente jusque vers le bief d'aval. Si les augets étaient trop remplis et n'avaient pas une forme convenable, dans le mouvement de rotation, dès qu'ils commenceraient à s'éloigner de la partie supérieure de la roue, ils laisseraient tomber à l'extérieur une partie de l'eau qu'ils renferment. Toutefois, on n'évite pas complètement le déversement anticipé. On déterminera aisément, par des constructions graphiques, le moment où, dans le mouvement de la roue, le niveau du liquide arrive au bord extérieur de l'auget: alors commence le déversement; l'auget se vide peu à peu; la vidange est complète au moment où le premier élément de l'auget se trouve horizontal.

Si on se contente d'une approximation presque toujours suffisante, il suffit de prendre la moyenne des hauteurs au-dessous du bief d'aval - du point où commence le déversement et du point où il finit, pour obtenir la valeur h'' de la hauteur de la chute inutilisée.

En réalité, le niveau de l'eau dans les augets n'est pas rigoureusement horizontal, mais il est relevé

légèrement vers l'extérieur par suite du mouvement de rotation, d'ailleurs lent, de la roue. - On trouvera dans le cours de machines de M. Haton de la Goupillière, t. I, p. 38, le moyen très simple de déterminer cette action.

On voit que la roue à augets a le défaut de déverser l'eau trop tôt. On pourrait l'éviter en faisant plonger la roue dans le bief d'aval. Mais si on ne le fait pas, c'est qu'il résulte de la forme des augets et du sens de l'écoulement de l'eau que ce mouvement de la roue dans l'intérieur du bief donne lieu à des frottements assez considérables. Lorsque la roue plonge, ce qui arrive si le niveau d'aval vient à monter, le rendement diminue.

Revenons maintenant aux conditions d'entrée de l'eau dans la roue.

Une certaine hauteur (h_0') de la chute est employée sans que l'eau exerce son action de poids sur la roue; h_0' est compté du plan d'amont au centre de gravité de la masse liquide introduite dans l'auget.

Le travail correspondant à cette hauteur h_0' se divise en trois parts. Une première part correspond à la force vive du liquide embarqué dans la roue, où il prend la vitesse u de la roue. La seconde part est perdue par suite du choc de l'eau contre le fond de la roue et les cloisons des augets; enfin la troisième est le travail utile qui résulte du choc de l'eau contre les parois radiales des augets.

Pour évaluer ces trois parts, il suffit de remarquer qu'une fraction h_0 de la hauteur h_0' (voir fig. 2) communique à l'eau sur le coursier la vitesse horizontale v_0 ; le reste $h_0' - h_0$ donne une composante verticale de la vitesse complètement perdue par choc sur le fond de la couronne de la roue. La composante horizontale, dont la valeur est v_0 , frappe la paroi de l'auget animée de la vitesse u ; la vitesse perdue

dans le choc est donc $v_0 - u$, donnant lieu à la perte de charge $\frac{(v_0 - u)^2}{2g}$.

D'autre part, au moment où l'eau abandonne la roue, elle possède la vitesse u , et il en résulte la perte de charge $\frac{u^2}{2g}$.

Il convient de rendre minimum le total de ces deux pertes de charge

$$\frac{(v_0 - u)^2 + u^2}{2g}$$

en fixant convenablement la vitesse de la roue.

On est libre, en effet, quand on établit un moteur, de lui donner la vitesse de rotation qu'on désire, (en réglant le débit de l'eau).

On a l'identité

$$\frac{(v_0 - u)^2}{2g} = \frac{v_0^2}{2g} - \frac{u(v_0 - u)}{g}$$

Le minimum correspond au maximum du produit $u(v_0 - u)$ produit de deux facteurs dont la somme est constante; le produit sera maximum quand les deux facteurs sont égaux, c'est à dire pour $u = \frac{v_0}{2}$, règle bien connue pour régler la marche d'une roue à augets: la vitesse circonférentielle est la moitié de la vitesse v_0 , avec laquelle l'eau sort du coursier, sous l'influence de la hauteur h_0 , qui est en général de 20 à 45 cm. ($v_0 = 2$ à 3 m par seconde).

L'épaisseur e de la nappe d'eau ne doit pas être trop grande (5 à 10 cm) pour qu'elle pénètre bien dans les augets sans empêcher la sortie de l'air. La largeur de la roue, parallèlement à l'axe de rotation s'en déduit pour un débit donné.

Pour une roue de 5 m. de diamètre, la vitesse

circonférentielle de 1,5 par seconde donne 6 tours par minute.

On peut d'ailleurs s'écarter un peu de la vitesse $u = \frac{v_2}{2}$ du rendement maximum, sans que le rendement en soit notablement modifié.

On voit immédiatement dans quelles conditions cette roue à augets peut être employée.

D'abord, il faut que les niveaux soient à peu près constants, car l'abaissement du niveau d'amont ferait cesser l'alimentation de la roue. Quant au niveau d'aval, s'il baisse, la hauteur perdue H augmente et s'il s'élève, le rendement de la roue noyée diminue.

Par contre, la roue se prête très bien à des variations dans le débit jusqu'à un certain maximum, au delà duquel l'action du déversement anticipé deviendrait trop grande. La vitesse angulaire en est faible; pour commander la plupart des appareils, qui exigent des vitesses de rotation plus grandes, il faut employer des engrenages qui augmentent la vitesse, mais qui réduisent le travail utile.

Exemple de roue en dessus.

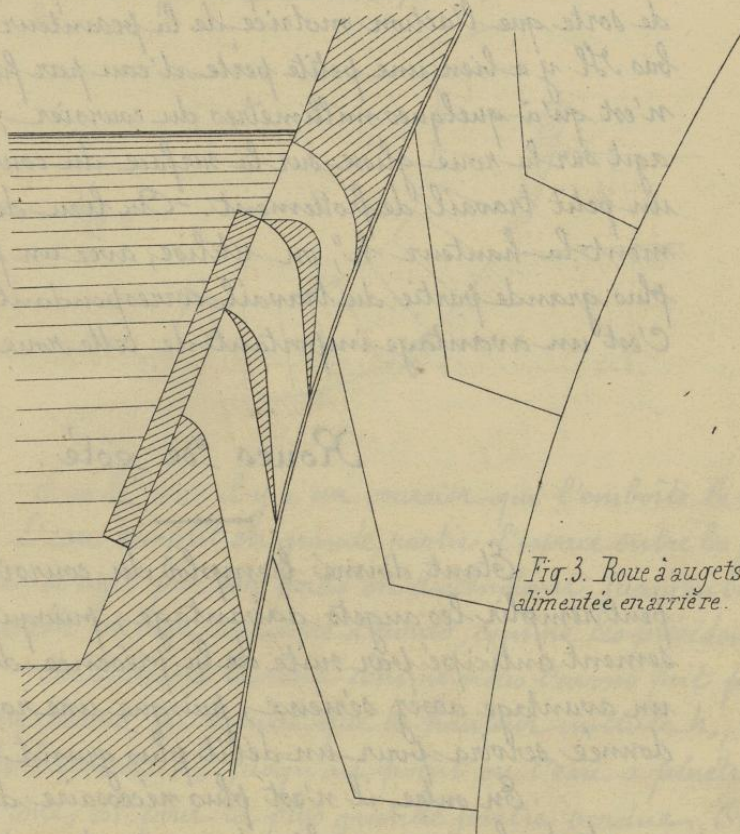
Hauteur de la chute _____	7,5 m
Débit _____	0,350 m ³
Puissance brute _____	35 chevaux
Diamètre de la roue _____	6,84 m
Largeur — d° _____	2,353 m
Profondeur de la couronne _____	350 mm
Nombre d'augets _____	63
Coefficient de remplissage _____	0,25
Nombre de tours par minute _____	4,75
Poids de la roue sans eau _____	10.500 kg.
Puissance effective _____	28 chevaux
Rendement _____	80 p %

Pour le calcul de la résistance, il faut supposer les augets entièrement remplis, ce qui peut arriver en cas de ralentissement ou d'arrêt de la roue.

Roue à augets, alimentée en arrière.

La roue tourne en sens contraire de la roue précédente, de sorte que les augets sont disposés en sens inverse. L'eau est abandonnée en dessous.

On remarque deux points relatifs aux niveaux. Le niveau



d'amont peut maintenant varier, parce que l'on ménage plusieurs orifices superposés que l'on ouvre à volonté. Si les eaux viennent à baisser, on ouvre l'un des orifices inférieurs.

En ce qui concerne le niveau d'aval, la roue tourne dans le sens où l'eau s'écoule; le rendement est moins affecté par l'élévation de ce niveau.

Un autre point très important à considérer, c'est qu'on peut munir cette roue d'un coursier ou manteau, enveloppe fixe placée aussi près de la roue que possible. Le déversement anticipé est alors évité. Quand l'eau arrive dans la zone, où les augets commencent à se vider, elle ne peut plus sortir, car elle se trouve contenue par cette surface extérieure fixe, de sorte que l'action motrice de la pesanteur continue jusqu'en bas. Il y a bien une petite perte d'eau par fuites, car la roue n'est qu'à quelques millimètres du coursier; puis le poids qui agit sur la roue glisse sur la surface du coursier, d'où résulte un petit travail de frottement. Au lieu de perdre complètement la hauteur h , on utilise, avec un faible déchet, la plus grande partie du travail correspondant à cette hauteur. C'est un avantage important de cette roue.

Roues de côté.

Etant donné l'emploi du coursier, on voit qu'on peut remplir les augets davantage, puisqu'on évite le déversement anticipé par suite de la présence du coursier: c'est un avantage assez sérieux, puisque une roue de dimension donnée servira pour un débit plus grand.

En outre, il n'est plus nécessaire d'employer un auget de forme compliquée, on peut avoir des palettes plus simples, notamment planes.

C'est ainsi que sont constitués les roues de côté.

Cette roue de côté se présente avec un fond, deux joues et des palettes souvent radiales. - On l'emploie lorsque la hauteur de la chute est inférieure au rayon de la roue, ou plutôt on donne au rayon de la roue une valeur égale à la hauteur de la chute.

L'entrée de l'eau se fait de deux manières : on bien elle entre sous une vanne (figure 4), en étant dirigée par un petit coursier, ou bien elle entre en déversoir par dessous l'arête supérieure de la vanne.

Dans le premier cas, la vitesse d'écoulement de l'eau est $v_0 = \sqrt{2gh_0}$, h_0 étant la hauteur depuis le niveau d'amont jusqu'à la partie inférieure de la vanne.

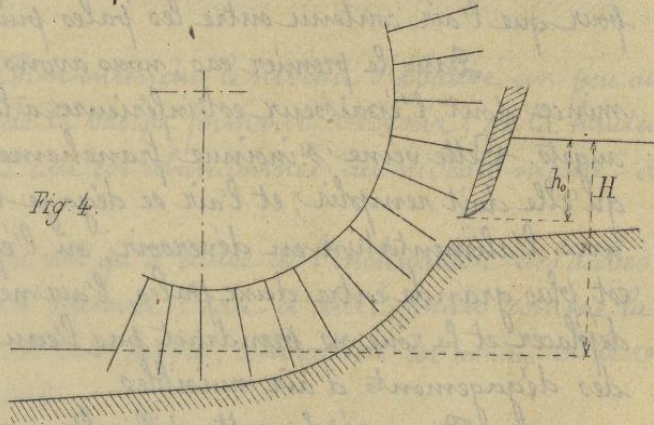


Fig. 4.

Sous la roue il y a un coursier qui l'emboîte le mieux possible. L'eau remplit en grande partie l'espace entre les pales de la roue, et agit par son poids en descendant jusqu'en bas : la roue de côté est bien une roue à poids, comme les précédentes.

En étudiant la roue, comme nous l'avons fait pour la roue en dessus, on trouve que la hauteur initiale h_0 , et même la hauteur h_0' jusqu'au point où l'eau a pénétré dans la roue, est pour la plus grande partie perdue. On trouve bien qu'il peut y avoir un effet de choc dans la direction des pales, mais en général la plus grande partie

de cette hauteur, au moins les trois quarts, se trouve perdue. Cette perte n'est pas négligeable, car il s'agit ordinairement de chutes peu élevées.

On a pu diminuer cette perte dans la seconde espèce de roues de côté, alimentées en déversoir.

On donne alors à la nappe d'eau une épaisseur plus grande. Il s'agit, en effet, d'avoir un certain débit: le débit est égal à la section multipliée par la vitesse. Dans l'alimentation sous une vanne la vitesse est assez grande; la section peut être petite. Quand l'eau passe par dessus la vanne, la vitesse est faible, il faut donc que la section soit plus grande.

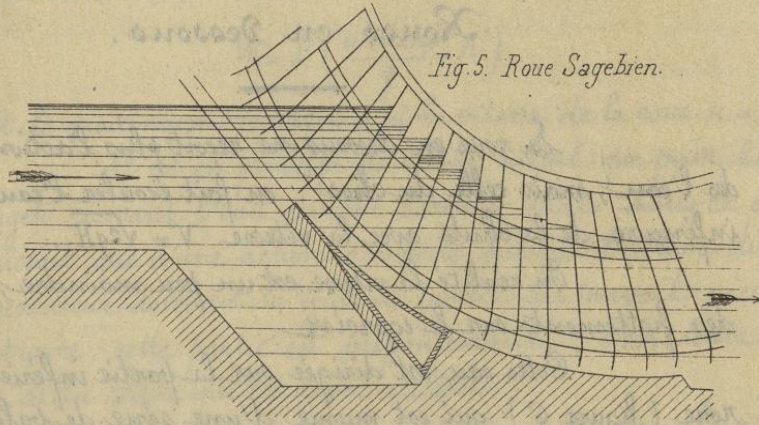
Il est alors nécessaire de prendre quelques précautions pour que l'air contenu entre les pales puisse se dégager.

Dans le premier cas, nous avons une lame relativement mince dont l'épaisseur est inférieure à la distance de deux aigets. Cette veine s'insinue franchement dans l'espace qu'elle doit remplir, et l'air se dégage librement. Mais avec l'alimentation en déversoir, où l'épaisseur de la veine est plus grande entre deux pales, l'air ne pourrait pas se déplacer et la roue ne prendrait pas l'eau, et il se produirait des dégagements d'air nuisibles.

On a résolu cette difficulté par l'emploi de pales assez hautes pour qu'il n'y ait pas besoin de fond, prolongées jusqu'au près du centre de la roue.

Dans la roue Sagebien (figure 5), les palettes sont inclinées en sens inverse du mouvement. On voit que cette inclinaison leur donne plus de hauteur, sans qu'elles s'approchent autant du centre. Il faut que le plan d'amont ne puisse pas passer par dessus l'extrémité supérieure d'une pale, tant que la pale suivante n'a pas dépassé la crête du déversoir avec la vanne baissée au maximum, donnant une veine aussi épaisse que possible.

L'espace entre les palettes étant ouvert à l'intérieur, l'air se dégage librement devant l'eau et le remplissage se fait très bien.



Bien entendu, le niveau s'abaisse un peu au dessous de la crête de la vanne formant déversoir, de la hauteur h_0 .

L'eau est abandonnée au niveau même du bief d'aval.

On voit qu'à cause de l'inclinaison des aubes la roue a tendance à soulever l'eau d'aval, mais comme la vitesse de rotation est très faible, cette action est minime et le rendement est satisfaisant.

Une particularité de la roue Sagebien est que la quantité d'eau motrice qu'elle contient reste sensiblement constante si la vitesse de rotation vient à varier (la vanne restant dans une position invariable). Pendant le travail, si la résistance à vaincre vient à augmenter, la roue se ralentit, mais le moment moteur reste le même, de sorte que la résistance et la puissance sont en quelque sorte dans un état d'équilibre instable: il faut agir sur la vanne pour rétablir l'équilibre. Avec une roue à augets ou une roue de côté ordinaire, au contraire, en pareil cas, le volume d'eau contenu dans la roue augmente: le moment moteur varie en sens inverse de

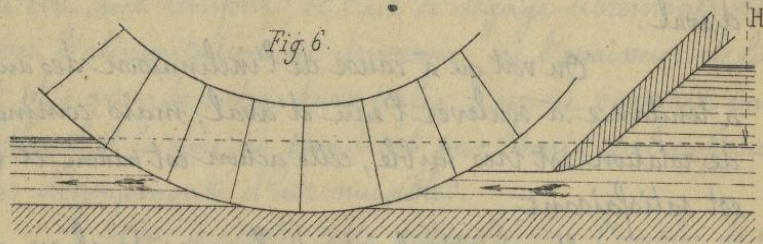
la vitesse. La puissance reste à peu près constante, aux environs du maximum.

Roues en dessous.

La roue en dessous ne reçoit plus l'action du poids de l'eau, mais celle du choc : on fait écouler l'eau à la partie inférieure de la chute avec la vitesse $V = \sqrt{2gH}$.

En réalité la vitesse est un peu moindre, à cause des frottements sur le coursier.

Cette eau est dirigée sur la partie inférieure de la roue (figure 6) qui est munie d'une série de palettes radiales suffisamment rapprochées ; cette veine, animée de la vitesse V , vient agir par choc sur des palettes animées d'une vitesse u , vitesse circonférentielle de la roue.



Après avoir agi par choc, l'eau s'écoule en aval. Si nous appliquons la formule générale à cette roue, on a la relation :

$$W = P \left(H - \frac{(v-u)^2}{2g} - \frac{u^2}{2g} - h' \right)$$

$v-u$ étant la vitesse perdue par choc et u la vitesse que l'eau possède en quittant la roue.

h' est la perte de charge due au frottement de l'eau.

Le terme h'' , chute inutilisée, peut être à peu près nul.

Comme $v = \sqrt{2gH}$

l'expression se réduit à

$$W_e = P \left(\frac{u(v-u)}{g} - h' \right)$$

dont le maximum correspond à la vitesse de la roue $u = \frac{v}{2}$.

C'est en principe le même calcul que pour la roue à augets recevant l'eau par en dessous, mais dans ce cas il ne s'agit que d'une action accessoire puisque l'action directe de la pesanteur donne la grande partie du travail; ici, au contraire, cette partie est prépondérante; c'est toute la hauteur de la chute qui est ainsi utilisée.

En négligeant h' , on trouverait, dans les conditions de maximum de rendement $W = \frac{1}{2} PH$. En réalité ce rendement effectif ne dépasse guère 30 p. 100.

Cette roue a faible rendement a toutefois l'avantage de débiter beaucoup d'eau et de tourner assez vite.

Roue pendante.

Aux roues en dessous se rattache une roue qui n'est plus guère employée aujourd'hui, c'est la roue pendante.

La roue pendante est une roue, à palettes planes, qui tourne par l'action du courant d'une rivière; elle est généralement fixée à un bateau immobile.

Deux raisons l'ont fait disparaître: d'une part l'installation n'est pas commode, d'autre part on a régularisé le cours des rivières en faisant disparaître les courants rapides.

Les palettes de la roue pendante, sont choquées par l'eau animée de la vitesse v , et la formule de la roue en dessous peut s'y appliquer.

Cependant le débit n'est pas immédiatement visible. On peut considérer qu'il correspond à la section immergée d'une palette, A, partie soumise au choc de l'eau. Quelquefois on met un petit courroier qui emboîte la roue, ce qui assure à peu près cette valeur du débit.

Dans ces conditions la formule générale du rendement devient :

$$W_i = P \left(\frac{v^2}{2g} - \frac{(v-u)^2}{2g} - \frac{u^2}{2g} \right) = P \frac{u(v-u)}{g}$$

qui, avec $u = \frac{v}{2}$, donne un rendement maximum de 50 p.100.

En remplaçant P par la valeur $\overline{w} A v$,

$$W_i = \frac{\overline{w}}{g} A \frac{v^3}{4} \text{ (en kilogrammètres par seconde)}$$

(avec $u = \frac{v}{2}$)

Avec $\overline{w} = 1000$, $g = 9,81$, $\frac{\overline{w}}{g} = 102$. En réalité un coefficient de réduction est nécessaire, et on prend, d'après les résultats de la pratique :

$$W_i = 85 A \frac{v^3}{4}$$

On voit qu'une roue qui donnerait encore quelque chose avec une vitesse v de 3 à 4 mètres par seconde devient tout à fait insuffisante après la réduction de la vitesse à 1 ou 2 m.

convenable, qui est donnée par les aubes métalliques dont est muni le distributeur D.

Au sortir du distributeur, les filets liquides, animés d'une vitesse dont la direction est imposée par le distributeur, pénètrent dans la turbine ou couronne mobile qui entoure le distributeur avec un jeu aussi faible que possible. Cette couronne est formée de deux joues pleines, l'une à la partie supérieure, l'autre à la partie inférieure, munies d'une série d'aubes sur lesquelles vient agir le filet liquide. Ces aubes partent de la circonférence intérieure suivant un angle β , qui peut avoir diverses valeurs. Il est souvent voisin de l'angle droit; il peut être un peu plus grand ou un peu plus petit. Tous les aubes se recourbent en sens inverse de la courbure du distributeur, et elles se terminent par un angle aigu α' , de 15 à 20° également.

Il faut d'abord que l'eau entre sans choc, sans venir frapper les aubes, et par conséquent elle doit avoir une direction relative par rapport à cette turbine tangente à l'extrémité des aubes.

Il est facile de voir quelle est la direction avec laquelle l'eau doit se présenter sur cette turbine: il suffit de construire le triangle des vitesses, dont un des côtés est donné par la vitesse absolue de l'eau, v , que nous connaissons en direction. Nous verrons tout à l'heure comment on peut en déterminer la grandeur; supposons la connue.

La turbine est animée d'une vitesse u dont la direction est connue; c'est la direction de la tangente, qui fait avec la vitesse de l'eau v , l'angle de construction α .

Ayant ainsi la vitesse absolue de l'eau et la vitesse de la turbine, il suffit de fermer le triangle pour obtenir la vitesse relative w par rapport à un observateur entraîné par la turbine.

Ce triangle des vitesses d'entrée est important pour l'étude et la construction des turbines; il faut que w soit tangent au premier élément des aubes, en d'autres termes

la vitesse w doit faire avec la vitesse u l'angle β .

Si on suppose v , connu en grandeur, il est toujours facile de satisfaire à cette condition en donnant à u une grandeur convenable, c'est à dire en faisant tourner la turbine avec une vitesse normale de marche. Nous verrons plus loin comment on peut agir sur la vitesse avec laquelle tourne une turbine: c'est d'ailleurs une condition générale pour la plupart des moteurs qu'on doit leur donner une vitesse normale de marche déterminée.

Pour éviter toute incertitude dans la construction du triangle des vitesses, il suffit de remarquer que l'addition des 3 vecteurs $+u$, $+w$, et $-v$ donne une résultante nulle.

À la sortie de la turbine, l'eau doit être abandonnée avec une faible vitesse absolue, puisque cette vitesse v , donne lieu, comme le montre la formule générale, à la perte de charge $\frac{v^2}{2g}$.

Nous connaissons la direction de la vitesse relative w , avec laquelle l'eau sort de la turbine; nous verrons plus loin comment on déduit sa grandeur de celle de w ; nous connaissons aussi la vitesse absolue de la turbine u , ces deux vitesses faisant l'angle α , du dernier élément de l'aube avec la circonférence extérieure de la turbine. Le troisième côté du triangle u, w, v , est la vitesse absolue v .

Si l'angle α , est suffisamment petit et si les valeurs de u , et de w , sont convenables (peu différentes l'une de l'autre), v , sera suffisamment réduit. Cette construction des deux triangles des vitesses, à l'entrée et à la sortie, permet de réaliser, par une proportion convenable des appareils, ces deux conditions bien connues: l'entrée sans choc et la sortie avec une faible vitesse.

La turbine de Fourneyron satisfait à ces conditions, pourvu que les valeurs des angles de construction, α, β et α_1 , qui sont les éléments essentiels de la turbine, soient bien choisies, et qu'on donne la vitesse u convenable de marche.

La turbine Fourneyron est de la catégorie des

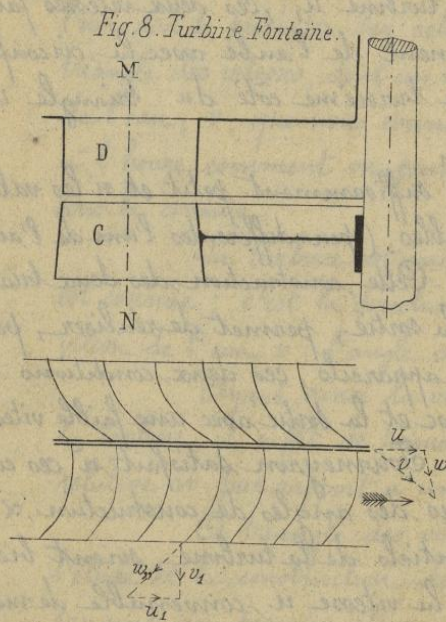
turbines radiales. Cette dénomination n'est pas rigoureusement exacte, car la trajectoire des filets liquides n'est pas exactement dirigée suivant un rayon, mais est courbe. De plus l'eau va en s'éloignant du centre: la turbine est donc de l'espèce centrifuge.

La turbine Fontaine est un exemple de turbine axiale; le type Jonval, analogue et plus récent, recu de nombreuses applications.

La turbine de Fourneyron présente une petite difficulté de construction quand le diamètre en est petit: l'eau, qui se moue parallèlement à l'axe, doit être infléchi à angle droit pour sortir du distributeur avec une direction horizontale, ce qui est une cause de perte de charge.

Dans la turbine Fontaine (figure 8), on a évité cet inconvénient comme suit:

L'axe est encore vertical, et l'eau descend dans un tube parallèlement à cet axe. A la partie inférieure de ce tube, on a établi un distributeur D, par lequel l'eau s'écoule; c'est en dessous, en C, qu'on établit la turbine, fixée par des bras à un moyen calé sur un arbre qui reçoit le mouvement de rotation.



En faisant la coupe par le cylindre, MN, et en développant ce cylindre, on voit la forme des aubes.

Les aubes fixes du distributeur commencent par une partie verticale parallèle à l'axe, puis s'infléchissent de manière à ce qu'elles se terminent suivant

un angle α avec le plan horizontal, qui a à peu près cette même valeur de 15 à 20° . Les aubes de la turbine sont infléchies en sens inverse, elles commencent par une partie faisant ici l'angle β , égal à $\frac{\pi}{2}$ ^{ou bien} un peu plus grand, ou un peu plus petit. Puis l'aube se recourbe jusqu'à la partie inférieure, où elle se termine par un angle aigu α de 15 à 20° .

Les triangles des vitesses se tracent d'après les mêmes principes que précédemment.

La vitesse absolue, v , avec laquelle l'eau s'échappe du distributeur, se compose avec la vitesse d'entraînement, u , de la turbine.

Le troisième côté du triangle est la vitesse w , avec laquelle l'eau se présente sur la turbine. Cette vitesse doit être tangente à l'aube, c'est à dire que l'angle de v et u doit être l'angle β .

À la sortie de la turbine, la vitesse u , d'entraînement est égale à la vitesse u ; la direction de la vitesse relative avec laquelle l'eau sort, w , fait avec la vitesse u , l'angle α . Le troisième côté du triangle donne la vitesse absolue de sortie v , et comme tout à l'heure, si nous avons donné à l'angle α une valeur suffisamment petite, si u , et w , ne diffèrent pas beaucoup, on arrive à une valeur suffisamment petite de la vitesse de sortie de l'eau.

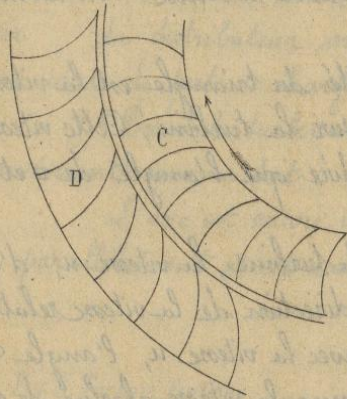
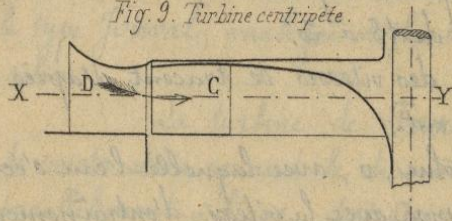
Les turbines de cette espèce sont dénommées axiales, parce que dans son mouvement l'eau reste à la même distance de l'axe. On les appelle aussi turbines hélicoïdes, parce que le filet liquide se meut sur un cylindre à peu près en hélice, et encore turbines parallèles.

Une autre catégorie est celle des turbines centripètes.

Dans la turbine centrifuge, le distributeur est à l'intérieur, au contraire, dans la turbine centripète, les

positions relatives sont renversées : le distributeur est alimenté par l'extérieur. Les aubes du distributeur (figure 9) s'infléchissent de telle sorte qu'on arrive toujours à satisfaire à la condition de faire sortir les filets liquides avec une vitesse v

Fig. 9. Turbine centripète.



faisant l'angle α avec la circonférence au point de sortie.

À l'intérieur de ce distributeur tourne la partie mobile, qui a des aubes courbées en sens inverse des aubes du distributeur. Ces aubes sont caractérisées, d'abord par l'angle d'entrée, β , puis par l'angle de sortie, α .

On réalise toujours les mêmes conditions : - c'est à dire l'entrée sans choc, et cela parce que le triangle des vitesses qui a pour côtés v et w

doit avoir pour troisième côté u faisant avec v l'angle β , et la sortie avec faible vitesse par suite de la forme du triangle formé par u , et w , faisant l'angle α .

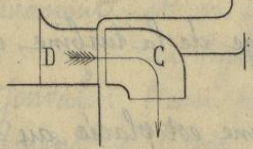
On conçoit que l'on puisse satisfaire à ces conditions.

Cette catégorie de turbines est extrêmement répandue : c'est également une turbine radiale.

Dans la turbine centripète, quand le rayon est petit, c'est la sortie de l'eau qui peut être un peu difficile, puisque l'eau doit s'infléchir à angle droit dans une direction parallèle à l'axe de rotation. C'est pour cela qu'on a le plus souvent adopté dans ces turbines centripètes une disposition un peu différente, constituant ce qu'on appelle la turbine mixte (figure 10).

Le distributeur D entoure la turbine C comme dans la disposition centripète.

Fig. 10. Turbine mixte.



La turbine porte des aubes à double courbure qui ramènent le filet liquide, à sa sortie, dans une direction voisine de la parallèle à l'axe.

Les triangles des vitesses satisfont toujours aux mêmes conditions.

L'épure est un peu plus compliquée, à cause de la double courbure des aubes, mais le principe reste le même.

Cette quatrième catégorie est dite mixte, parce que à l'entrée elle se rapproche de la turbine centripète et à la sortie elle se rapproche de la turbine axiale.

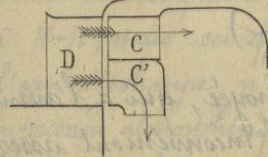
Enfin une cinquième catégorie est ce qu'on appelle la turbine composée.

Celle-ci est en réalité une turbine formée de deux ou trois turbines différentes rapportées sur le même axe et tournant ensemble.

Une disposition assez fréquente est celle de deux turbines centripètes ou une turbine centripète et une mixte rapportées l'une sur l'autre (figure 11).

Elles ont un distributeur commun D : ce distributeur alimente deux turbines, la turbine C, centripète pure, par exemple, et en dessous, en C', une turbine mixte.

Fig. 11. Turbine composée.



Cette disposition permet d'avoir une turbine débitant beaucoup d'eau avec un rayon déterminé.

N'oublions pas que dans tous les cas qui viennent d'être examinés, l'admission est totale : le distributeur

donne l'eau sur toute sa circonférence, et la turbine - il est important de le remarquer, - est complètement remplie d'eau.

Tous les espaces situés entre deux aubes successives fonctionnent comme des tuyaux à section rectangulaire, complètement remplis.

Au point de vue du montage de la turbine, il y a plusieurs cas à considérer.

D'abord, quelquefois la turbine est placée au dessus du niveau d'aval : l'eau est abandonnée dans l'air et tombe dans le bief d'aval. - Ce montage est rarement employé, parce qu'il n'y a pas d'inconvénient à faire tourner la turbine dans l'eau, tandis qu'en la faisant tourner hors de l'eau, on perd une petite hauteur de chute ; - cet inconvénient s'aggrave si on suppose que le bief d'aval est variable et peut s'abaisser au-dessous de la normale. Le second procédé de montage consiste à noyer la turbine, placée en dessous du niveau d'aval et même du niveau d'aval le plus bas.

On voit immédiatement que si la chute apparente est augmentée, la chute réellement utilisée ne l'est pas. Appelons H la hauteur de chute et h la profondeur à laquelle se trouve la sortie de la turbine.

Comme chute apparente, l'eau descend de $H+h$, mais cet effet se trouve compensé parce que l'échappement, au lieu de se faire sous la pression atmosphérique p_a , se fait sous une pression un peu plus élevée, égale à

$$p_a + \omega h$$

(ω , poids du m^3 d'eau)

Ce montage de la turbine noyée, qui a l'avantage d'utiliser toute la hauteur de la chute, a l'inconvénient assez grave de rendre l'appareil peu accessible ; si on a besoin de la visiter,

il faut s'isoler du bief d'aval et faire un épuisement.

On a alors imaginé un procédé ingénieux, qui donne le même résultat, en montant la turbine au dessous du niveau d'aval. C'est ce qu'on pourrait appeler une turbine noyée négativement, et ce qu'on nomme une turbine suspendue.

La figure 12 représente ce montage pour une turbine Jonval: l'eau prise en amont descend dans un tube parallèlement à l'axe de rotation. Ce tube est formé par un fond

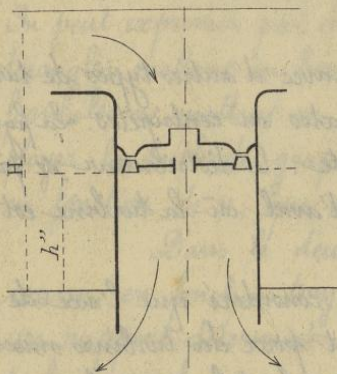


Fig. 12. Turbine suspendue.

qui n'a d'autres ouvertures que le distributeur, envoyant l'eau à la turbine placée en dessous. L'arbre tournant est entouré d'une gaine, prolongée jusqu'au niveau supérieur de l'eau, ou si la hauteur de la chute est grande, traversant le conduit d'amenée d'eau. Une bague ou une garniture doit empêcher l'entrée d'air, qui tend à se produire parce que la pression autour de la turbine est inférieure à la pression atmosphérique.

Le tube d'amenée d'eau est prolongé en dessous du distributeur et plonge dans le bief d'aval; l'eau qui sort de la turbine descend dans ce tube et s'échappe dans le bief d'aval en dessous de son extrémité. Ce tube n'est pas rempli d'air, mais il est constamment rempli d'eau (c'est une sorte de tube barométrique); si j'appelle h la hauteur au dessus du niveau d'aval à laquelle la turbine est placée, la hauteur apparente de la chute est réduite à $H-h$, mais cet effet est compensé, car la pression, au point où l'eau s'échappe, n'est pas la pression atmosphérique p_a , mais la pression atmosphérique diminuée de la quantité ρh ; il y a là exactement la même compensation que dans le cas où h est de signe contraire.

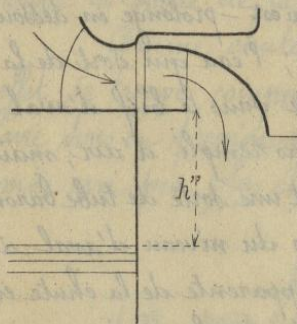
On peut donner à cette hauteur h une valeur de 1, 2, 3 mètres, qui est suffisante dans la plupart des cas. Il ne conviendrait pas de la monter beaucoup plus haut, parce qu'il pourrait se faire des dégagements d'air et le tube se désamorcerait.

Cette turbine suspendue a l'avantage de la turbine noyée; elle utilise la hauteur H entière, malgré les modifications du niveau d'aval résultant des crues; en outre, elle donne de grandes facilités de visite et d'entretien. Il suffit, pour visiter la turbine, de fermer la vanne en amont et de laisser vider le tube d'aspiration en ouvrant une porte de visite.

Ce système s'applique avec d'autres types de turbines, et très spécialement aux turbines mixtes ou centrifètes. La figure 13 le représente pour une turbine mixte: le distributeur se prolonge par un tube plongeant dans le bief d'aval où la turbine est suspendue devant l'ouïe du distributeur.

Jusqu'ici, nous avons considéré que l'axe de la turbine était vertical, mais, notamment pour des turbines mixtes d'un rayon assez petit, il est souvent placé horizontalement.

Fig 13. Turbine centrifète, avec tube de suction.



Dans toutes les turbines, quel qu'en soit le type, nous avons considéré les triangles des vitesses.

L'examen de ces triangles permet l'étude presque complète du mouvement de l'eau dans l'appareil.

Ce tracé se fait en considérant le filet moyen qui traverse la turbine.

Le triangle des vitesses à l'entrée se compose des vitesses v , u , w qui

représentent la vitesse absolue de l'eau, la vitesse linéaire de la turbine, et la vitesse relative de l'eau; les côtés v et u font nécessairement l'angle α , les côtés u et w doivent faire l'angle β pour l'entrée tangentielle aux aubes.

Le triangle des vitesses ^{de sortie} a pour côtés u , w , et v , vitesse de la turbine, vitesse relative de l'eau et vitesse absolue de l'eau. Les côtés u , et w , comprenant l'angle α_1 ; la vitesse v , satisfait simplement à la condition d'être petite.

Différentes relations existent entre ces vitesses, d'abord, des relations de direction représentées par les angles, α , β , et α_1 .

Preons comme point de départ la vitesse v . Nous ne savons pas a priori quelle en est la grandeur; nous la laissons indéterminée, et la représentons par une longueur arbitraire. On peut exprimer par des formules algébriques les relations que les triangles mettent en lumière, mais il est plus simple, comme ces formules ne mettent en relief aucune relation intéressante, d'employer la méthode graphique et de mesurer les valeurs de u et de w en fonction de v , que nous prenons comme mesure commune.

Dans le deuxième triangle, nous avons un élément connu, en fonction toujours de v , puisque u , et u_1 sont dans un rapport déterminé. Ce rapport est égal à l'unité dans la turbine axiale, puisque l'entrée et la sortie de l'eau se font à la même distance de l'axe.

Dans la turbine centripète, u_1 est plus petit que u ; le rapport est toujours connu: c'est le rapport des rayons à l'entrée et à la sortie.

L'équation de continuité permet de calculer w , en fonction de w_1 . L'espace entre deux aubes de la turbine constitue en effet un conduit complètement plein d'eau. Si A est la section normale de ce conduit près de l'entrée, A_1 la section normale aux filets au point de sortie, on a la relation:

$$A w = A_1 w_1$$

Les sections A et A_1 sont des grandeurs réalisées dans la turbine et connues dans chaque cas, on les déduit d'ailleurs de la surface ouverte qui n'est pas normale aux filets, en

multipliant cette surface par $\sin. \alpha$ pour l'entrée, et par $\sin. \alpha_1$ pour la sortie :

$$A = S \sin. \alpha$$

$$A_1 = S_1 \sin. \alpha_1$$

Nous pouvons donc construire complètement les deux triangles et nous déterminons la vitesse de sortie v_1 .

Il nous reste, pour que nous connaissions exactement le mouvement de l'eau dans la turbine, à déterminer la valeur absolue de v , c'est-à-dire à fixer l'échelle du dessin des deux triangles. Cette détermination se fait aisément par l'application du théorème de Bernoulli au filet liquide moyen qui traverse l'appareil.

Considérons, par exemple, une turbine Jonval à axe vertical suspendue au dessous du bief d'aval.

Nous supposerons que la chute totale H est divisée en 3 parties :

La première partie, h , depuis le niveau supérieur jusqu'à la sortie du distributeur. La seconde, très petite, h' (20 cm environ par exemple), correspond à la hauteur de la turbine. La troisième, h'' , qui peut être de 0 à 3m environ, est comptée de la sortie de la turbine au niveau d'aval.

Considérons un filet liquide depuis son point de départ jusqu'à la sortie du distributeur, nous l'y trouverons animé de cette vitesse v que nous voulons évaluer. Nous admettrons que tous les filets liquides qui traversent la turbine aient la même trajectoire que le filet moyen.

Soit p la pression inconnue dans l'intérieur de la veine liquide qui s'échappe du distributeur pour s'embarquer dans la turbine, et soit comme plan de comparaison le plan qui sépare le distributeur fixe de la turbine mobile. L'équation de Bernoulli s'écrit comme il suit :

Au point de départ, la hauteur piézométrique correspond à la pression atmosphérique, p_a ; la vitesse est nulle, et l'altitude est h . A la partie inférieure, la vitesse est v , la pression p et l'altitude est nulle.

On a donc la relation:

$$\frac{p_a}{\omega} + h = \frac{p}{\omega} + \frac{v^2}{2g}$$

Cette équation appelle une remarque importante qui permet l'appréciation du fonctionnement des différentes turbines.

Supposons que nous désignons par H' la hauteur due à la vitesse v ($\frac{v^2}{2g} = H'$)

Écrivons $H = H' + H''$

Nous voyons que la hauteur H est divisée en deux portions l'une H' qui correspond à la vitesse v , l'autre H'' qu'il s'agit d'interpréter. Disons de suite qu'on appelle degré de réaction des turbines le rapport $\frac{H''}{H}$ (ou plutôt $\frac{H''}{H-Z}$), Z étant le total des pertes de charge qui réduisent la hauteur réellement utilisée.

Ce degré de réaction varie d'une façon assez étendue; dans certains cas il est nul, H'' est nul, $H' = H$ ou $\frac{v^2}{2g} = H$; en d'autres termes l'eau s'échappe du distributeur avec la vitesse qui correspond à la hauteur totale de la chute.

Dans d'autres cas, H'' augmente, et on a le degré de réaction égal à $\frac{1}{2}$, c'est à dire que H' est égal à $\frac{1}{2}$ de H : alors la vitesse v est égale à la vitesse totale divisée par $\sqrt{2}$ (en négligeant les pertes de charge Z).

On a même des degrés de réaction plus élevés, et on va jusqu'à la valeur 0,7, cela correspond toujours, si on suppose que H est invariable, à des vitesses de plus en plus faibles de v .

On voit aisément que H'' correspond à la pression p ,
comme on peut le prévoir a priori d'après le théorème de Bernoulli.

Pour introduire la hauteur H de la chute au lieu de h
qui figure dans notre équation ajoutons aux deux termes de
cette équation la hauteur $h' + h''$, nous avons alors :

$$\frac{p_a}{\bar{\omega}} + H = \frac{p}{\bar{\omega}} + \frac{v^2}{2g} + h' + h''$$

qu'on peut écrire de la façon suivante :

$$H = \frac{v^2}{2g} + \frac{p - [p_a - \bar{\omega}(h' + h'')]}{\bar{\omega}} = H' + H''$$

Donc

$$H'' = \frac{p - [p_a - \bar{\omega}(h' + h'')]}{\bar{\omega}}$$

Or $p_a - \bar{\omega}(h' + h'')$ est précisément la pression
statique qui règne dans le tube d'aspiration à la hauteur
 $h' + h''$, c'est à dire au niveau du plan de séparation du
distributeur et de la turbine; p étant la pression dans l'in-
térieur de la veine qui passe du distributeur dans la turbine,
on voit que le terme H'' est une hauteur piézométrique qui
correspond à la différence de pression entre la pression à l'inté-
rieur de la veine qui entre dans la turbine et la pression
statique extérieure.

Une conséquence pratique très importante de cette
différence de pression entre la veine et l'eau extérieure tient à ce
qu'il n'y a pas de joint étanche entre le distributeur fixe et
la turbine mobile: sous peine de donner lieu à des frottements

énormes, la turbine ne peut pas toucher le distributeur. Il se produit une fuite à cause de ce jeu; c'est ce qu'on appelle la fuite au joint, élément caractéristique de la turbine à réaction. Une certaine portion de l'eau s'échappera des deux côtés de la turbine.

En moyenne, avec le degré de réaction de $\frac{1}{2}$ souvent adopté, et avec la turbine dans l'état moyen d'entretien, on évalue la perte à 4% sur le débit total qui résulte de cette fuite au joint.

Moins le degré de réaction est fort, moins la fuite est grande. Avec la turbine sans réaction ($H''=0$) la pression p est égale à la pression ambiante, il n'y a plus de fuite.

On s'arrange quelquefois pour diminuer la fuite par un procédé assez connu.

Supposons que les surfaces pleines qui sont voisines l'une de l'autre, mais non en contact, soient assez larges: (figure 14). on creuse une série de petites gorges dans ces deux surfaces voisines.

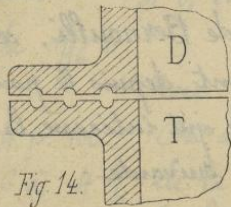


Fig 14.

Une autre remarque relative à cette fuite au joint, c'est que la turbine Jonval, y est particulièrement exposée, parce que l'ouverture du pivot de la turbine l'abaisse et augmente le jeu.

Au contraire avec des turbines radiales, l'ouverture du pivot n'augmente pas le jeu entre la turbine et le distributeur.

Reprenons l'application du théorème de Bernoulli, en considérant la seconde partie du trajet de l'eau à travers la turbine.

Il s'agit ici d'un mouvement relatif le filet étant emporté par une rotation uniforme autour d'un axe. Dans ce cas en appliquant le théorème de Bernoulli il suffit

de soustraire un terme correctif, égal à la hauteur due à la vitesse d'entraînement

Nous prendrons comme plan de comparaison le plan inférieur de la turbine.

À l'entrée de la turbine, la hauteur due à la vitesse relative est $\frac{w^2}{2g}$, puis le terme correctif $-\frac{u^2}{2g}$; la hauteur piézométrique est $\frac{p}{\omega}$ et l'altitude h . À la sortie, ces termes sont

$$\frac{w_1^2}{2g}, -\frac{u_1^2}{2g}, \frac{p'}{\omega} \text{ et } 0$$

On a donc la relation :

$$\frac{w^2}{2g} - \frac{u^2}{2g} + \frac{p}{\omega} + h = \frac{w_1^2}{2g} - \frac{u_1^2}{2g} + \frac{p'}{\omega}$$

On connaît la valeur de p' : l'eau s'échappe dans un tube où elle est sensiblement stagnante. À la sortie de la turbine, elle est à la hauteur h'' au dessus du bief d'aval, la pression est donc $p_a - \omega h''$.

En remplaçant p' par cette valeur et en additionnant membre à membre les deux équations de Bernoulli, celle qui intéresse la première partie du mouvement depuis le point d'amont jusqu'à la sortie du distributeur et celle qui intéresse la traversée de la turbine, on arrive à l'équation suivante :

$$H = \frac{v^2 + u^2 - w^2}{2g} + \frac{w_1^2 - u_1^2}{2g}$$

On arrive à une forme symétrique en retranchant des membres de l'équation le terme $\frac{v_1^2}{2g}$

$$H - \frac{v_1^2}{2g} = \frac{v^2 + u^2 - w^2}{2g} - \frac{v_1^2 + u_1^2 - w_1^2}{2g}$$

Dans le triangle des vitesses d'entrée

$$w^2 = v^2 + u^2 - 2uv \cos \alpha$$

ou

$$v^2 + u^2 - w^2 = 2uv \cos \alpha = 2ua$$

en désignant par a la projection de v sur u

De même

$$v_1^2 + u_1^2 - w_1^2 = 2u_1 a_1$$

a_1 étant la projection de v_1 sur u_1 .

a_1 est nul ou très faible.

L'équation se réduit alors à

$$g \left(H - \frac{v_1^2}{2g} \right) = ua - u_1 a_1$$

Le premier terme est la hauteur de la chute après déduction de la hauteur perdue $\frac{v_1^2}{2g}$, tenant à ce qu'on abandonne l'eau avec la vitesse v_1 .

v_1 ne doit pas être trop grand. Appelons V une vitesse théorique qui correspondrait à la hauteur H ($V = \sqrt{2gH}$).

On peut définir une chute par cette vitesse V ; il ne s'agit pas bien entendu de la vitesse v à la sortie du distributeur

Si v_1 était égal à $\frac{1}{4} V$, la perte de charge $\frac{v_1^2}{2g}$ serait de $\frac{1}{16} H$.

Avec $v_1 = \frac{1}{5} V$, cette perte se réduit à $\frac{1}{25} H$, ou à 4 p. 100. On admet en pratique de ce chef une perte de 6 à 4 % de la hauteur de la chute.

La formule très simple

$$g \left(H - \frac{v_1^2}{2g} \right) = ua - u_1 a_1$$

résoud complètement le problème, qui était de fixer l'échelle du dessin des triangles. En effet, on voit sur ces triangles que les différentes vitesses sont mesurables numériquement en fonction de v , de sorte que ua et $u_1 a_1$ sont exprimés en fonction de v^2 .

Finalement la relation ne renferme comme inconnue que la quantité v qui est ainsi connue en fonction de la hauteur de la chute.

[Faint handwritten text and mathematical derivations follow, including a double line separator and several equations.]

[Faint handwritten text continues below the separator.]

$$v = \sqrt{2gh}$$

[Faint handwritten text continues at the bottom of the page.]

3^e Leçon

Le théorème de Bernoulli permet d'établir, entre la hauteur d'une chute et les différentes vitesses considérées dans l'étude d'une turbine, la relation suivante :

$$H - \frac{v_1^2}{2g} = \frac{u_1 a_1 - u_2 a_2}{g}$$

où H est la hauteur de la chute, diminuée de la hauteur perdue par suite de la vitesse finale v_1 , avec laquelle l'eau quitte la turbine, u_1 la vitesse linéaire de la turbine au point d'entrée de l'eau, a_1 étant la projection de la vitesse d'entrée de l'eau sur la direction de u_1 , et a_2 ayant la même signification pour le point de sortie. Dans cette formule nous considérons le filet moyen comme représentant tous les filets liquides ; en réalité les différents filets liquides n'ont pas des mouvements identiques.

Cette formule peut être légèrement modifiée en tenant compte des différentes pertes de charge. Ces pertes tiennent aux frottements avant et dans le distributeur, puis, dans le passage du distributeur à la turbine, aux effets de choc et analogues, et enfin aux frottements dans la turbine. Il est facile, en écrivant les deux équations de Bernoulli, d'introduire ces pertes de charge. On doit ainsi retrancher de la hauteur H non seulement la quantité $\frac{v_1^2}{2g}$, tenant à la vitesse finale, mais les pertes de charge par frottement et choc, en représentant par Z l'ensemble de toutes les pertes de charge, on a l'équation :

$$H - Z = \frac{u_1 a_1 - u_2 a_2}{g}$$

Cette équation fondamentale rapprochée des deux triangles des vitesses, à l'entrée et à la sortie, permet d'étudier toutes les circonstances du mouvement de l'eau dans une turbine.

Le triangle d'entrée est formé des deux vitesses v et u , faisant l'angle α déterminé par la construction de l'aube du distributeur. Le 3^{ème} côté représente la vitesse relative w , et doit faire avec u l'angle β du premier élément de l'aube de la turbine.

À la sortie, la vitesse u , est la même que u , ou bien, dans le cas d'une turbine radiale, dans un rapport déterminé avec u .

La direction de la vitesse relative w , avec laquelle l'eau quitte la turbine est donnée par le dernier élément des aubes de la turbine; u , et w , font également un angle déterminé α_1 .

Le troisième côté donne la vitesse v , absolue avec laquelle l'eau quitte la turbine.

Ces deux triangles expriment graphiquement une série de relations entre les différentes quantités à considérer, et l'équation obtenue par le théorème de Bernoulli établit les relations entre les vitesses et la hauteur de la chute, en d'autres termes fixe l'échelle qui représente ces vitesses dans les deux triangles.

Il y a lieu de remarquer que la quantité α , est généralement très petite dans une turbine en fonctionnement normal, parce qu'on cherche à avoir une ^{faible} vitesse v , ce qui conduit à la faire à peu près normale à u .

On peut se rendre compte directement de la direction normale de v , comme il suit :

L'eau sort de la turbine par la partie extérieure, offrant une certaine section de passage. Le débit doit avoir une certaine valeur. Étant donné le débit et la section de sortie de la turbine, il s'agit d'avoir la vitesse v , minima. On voit que dans ce cas la vitesse minima correspondra à une vitesse normale à la surface de sortie. Une vitesse oblique, pour le même débit, aura même projection normale et sera par conséquent plus grande.

Il faut bien remarquer que l'angle de u , et de v , qu'on cherche à rendre à peu près droit, n'est pas déterminé mécaniquement par des guides.

La vitesse projetée a , étant généralement petite ou bien nulle, la formule se simplifie dans cette dernière hypothèse.

La formule simple et générale des turbines peut d'ailleurs s'établir d'une façon tout à fait directe en appliquant le théorème des moments des quantités de mouvement, par rapport à l'axe de rotation à la masse d'eau qui remplit la turbine. On trouvera le calcul détaillé, par M. Rateau, dans la revue de mécanique, juillet 1897, p. 636. L'accroissement de la quantité de mouvement pendant un temps infiniment court dt est $\frac{P}{g} dt (r_1 a_1 - r_2 a_2)$ r_1 et r_2 étant les rayons de la turbine aux points d'entrée et de sortie. L'équation ne renferme pas d'autres forces extérieures que la force égale et contraire à la force motrice exercée par l'eau sur la turbine. On peut écrire immédiatement, beaucoup plus rapidement qu'avec le théorème de Bernoulli, l'équation équivalente :

$$\frac{P}{g} (r_2 a_2 - r_1 a_1) = M$$

M étant le moment moteur, ou, en multipliant par la vitesse angulaire ω , et remarquant que $r_2 \omega = u_2$, $r_1 \omega = u_1$, $M \omega = W_2$

$$W_2 = \frac{P}{g} (u_2 a_2 - u_1 a_1)$$

Le théorème de Bernoulli avait donné la forme équivalente

$$H - Z = \frac{u_2 a_2 - u_1 a_1}{g}$$

dont il suffit de multiplier les deux membres par le débit en poids P , pour retrouver la seconde forme.

Cette relation est fondamentale dans les turbines ; elle s'établit directement par l'équation des quantités de mouvement ; l'équation du théorème de Bernoulli fait suivre aisément le mouvement du liquide à travers le distributeur et la turbine, et permet de bien faire

voir ce qui est relatif à la vitesse d'entrée et au degré de réaction de la turbine.

L'examen de la formule générale et des triangles des vitesses permet de se rendre compte facilement de la valeur du degré de réaction.

Il suffit de calculer la vitesse v , ce qui donne le terme $H' = \frac{v^2}{2g}$ d'où l'on déduit $H'' = H - Z - H'$ et par suite le degré de réaction.

$$\frac{H''}{H - Z}.$$

Par approximation, en supposant a nul, on a $g(H - Z) = ua$. Si, cas très fréquent, l'angle β est droit, u et a sont égaux et $a^2 = g(H - Z)$. En confondant v avec sa projection a (en réalité est un peu plus grand) on aurait

$$\frac{v^2}{2g} = H' = \frac{H - Z}{2}$$

ce qui montre qu'avec l'angle β droit, le degré de réaction est voisin de $\frac{1}{2}$.

C'est cette valeur de β qui donne la valeur minima de la vitesse relative d'entrée w . On le voit par un raisonnement analogue à celui qui a été fait pour la vitesse absolue de sortie v .

L'intérêt qu'il y a à rendre la vitesse relative d'entrée minima, c'est que c'est surtout au moment de l'entrée de l'eau dans la turbine que se produisent les pertes de charge les plus importantes qui figurent dans le terme Z .

En effet nous avons vu qu'en donnant à la vitesse relative d'entrée une direction tangentielle à l'aube on réalise l'entrée sans choc. Mais en réalité il y a un correctif à ajouter à cet énoncé, parce que les aubes ne sont pas des plans infiniment minces. L'aube a en réalité une certaine épaisseur; pour éviter un choc sur le plat de l'aube, on a soin de tailler en biseau l'extrémité de l'aube, mais il y a néanmoins un effet analogue au choc.

Ensuite, à la sortie du distributeur il y a des phénomènes irréguliers d'écoulement de l'eau : l'eau est guidée par les aubes qui ont aussi une certaine épaisseur, et qui donnent lieu, à la sortie du distributeur à des épanouissements brusques de la veine, d'où résulte une perte de charge.

Au total le passage de l'eau du distributeur dans la turbine donne lieu à une perte de charge assez importante, par suite d'une série de troubles apportés au mouvement de l'eau, qui ne reste pas continu et régulier ; cette perte de charge est proportionnelle au carré des vitesses. C'est la vitesse relative qui produit ces pertes par choc ; il y a donc intérêt à la réduire autant que possible, et c'est pourquoi on préfère souvent cette disposition de l'angle β droit, qui donne la valeur minima W pour un débit déterminé.

Sans ces considérations, l'avantage constaté de ce degré de réaction ne se comprend pas, puisqu'il donne lieu à une fuite au joint, souvent de 4 p. 100 environ du débit total.

En admettant, ce qui n'est pas très loin de la réalité, que les pertes de charge Z restent constantes avec les diverses dispositions on voit que le produit ua est constant.

Quand l'angle β est obtus, a est plus grand que u ; u et par suite v vont en augmentant avec β ; en d'autres termes le degré de réaction va en diminuant.

On peut arriver ainsi à une valeur limite où l'on a la valeur :

$$v = \sqrt{g(H-Z)}$$

Dans ce cas, on dit que la turbine a un degré de réaction nul ; toute l'énergie se trouve sous forme de force vive, mais alors la vitesse relative de l'eau w se trouve de plus en plus grande, et par conséquent les pertes de charge à l'entrée et pendant la traversée,

qui sont proportionnelles au carré des vitesses relatives, vont en augmentant. Par contre, la fuite au joint n'existe plus, puisque la pression est la même dans la veine qui sort du distributeur pour s'embarquer dans la turbine, et dans l'eau au milieu de laquelle tourne la turbine.

En outre les aubes, avec β obtus, ont une courbure plus grande, de sorte que deux aubes consécutives forment comme un tuyau de plus en plus courbé, et le passage de l'eau à travers un coude donne lieu à une perte de charge qu'on peut estimer d'après une formule comme.

Si, au contraire, nous prenons la disposition inverse, c'est-à-dire des aubes avec β aigu, c'est au contraire u qui va augmenter, et a qui va diminuer dans le produit constant ua ; le degré de réaction augmente, et on arrive ainsi pratiquement jusqu'à des valeurs de 0,7 pour le rapport $\frac{H''}{H-Z}$.

Ce fort degré de réaction a l'inconvénient d'exagérer la fuite au joint; la vitesse relative W va en augmentant de nouveau, elle s'éloigne de son minimum en sens inverse.

Il y a toutefois un élément qui peut faire préférer un degré de réaction plus grand ou plus petit que $\frac{1}{2}$ dans certains cas, bien qu'il donne un rendement un peu moins élevé, c'est l'influence sur la vitesse linéaire u de la turbine.

Suivant les cas il peut être intéressant d'avoir pour cette vitesse u une valeur plus ou moins grande; en effet, on a besoin d'une certaine vitesse angulaire, égale au quotient de u par le rayon de la turbine.

Avec un rayon donné, on voit que la faible réaction diminue la vitesse angulaire et que la forte réaction l'augmente, le produit ua restant à peu près constant.

Cette condition des vitesses linéaire et angulaire de la turbine explique les difficultés qu'on éprouve lorsque sous des chutes de faible hauteur et de grand débit, comme il en existe sur certaines grandes rivières, on veut établir des turbines puissantes. On a beaucoup

de peines en général à obtenir une valeur assez élevée pour la vitesse angulaire ω (malgré l'adoption d'un degré de réaction élevé).

Il importe, surtout avec la turbine Jonval, que la couronne ne soit pas trop large. Si les parties extrêmes s'écartent par trop du cylindre moyen, le mouvement d'une partie des filets liquides s'écartera par trop, de celui du filet moyen.

Étant donnée une certaine proportion de la largeur et du rayon, supposons une turbine de faible puissance, de petite dimension, qui tourne avec une vitesse angulaire convenable; on demande de construire sur la même chute une turbine beaucoup plus puissante pour un plus grand débit. La solution qui se présente immédiatement est la construction d'une turbine géométriquement semblable, mais de plus grandes proportions; le débit croîtra comme la section, c'est à dire, comme le carré du rapport de similitude.

Mais les vitesses linéaires restent toujours les mêmes, et par suite la vitesse angulaire varie en raison inverse du rapport de similitude: les grandes turbines tourneront beaucoup trop lentement pour beaucoup d'applications.

À ce point de vue les turbines radiales ont un avantage sur les turbines axiales, qui les fait préférer généralement aujourd'hui. La hauteur de la couronne (parallèle à l'axe de rotation) peut être beaucoup plus grande proportionnellement au rayon que la largeur de la couronne de la turbine axiale: avec le même rayon la turbine peut admettre un plus grand débit.

Cependant, même avec la disposition axiale, l'emploi de turbines composées peut remédier à l'inconvénient signalé.

Ces deux ou mêmes 3 couronnes (fig. 15) sont desservies chacune par un distributeur; le tracé des aubes est différent; les degrés de réaction ne sont pas les mêmes. La condition à réaliser, c'est que ces diverses turbines tournent ensemble.

Nous avons supposé jusqu'ici que la turbine fonctionnait dans des conditions de marche normale, c'est-à-dire que la vitesse linéaire de la turbine avait exactement la valeur déterminée dans l'étude de la turbine pour réaliser l'entrée sans choc et la sortie avec une faible vitesse absolue.

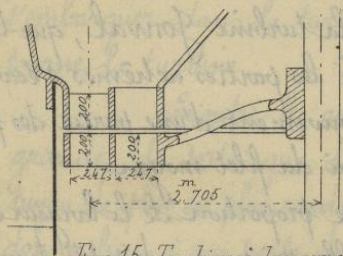


Fig. 15. Turbine à Lucerne

$$\frac{H}{Q} = \frac{3^m}{4^m}$$

Il est clair qu'on peut faire fonctionner une turbine avec une vitesse différente de la vitesse prévue. On doit l'éviter autant que possible, mais il est

certaines circonstances où cela peut se produire.

On peut se demander pourquoi on est amené à faire fonctionner une turbine avec une vitesse différente. Il y a parfois une raison nécessaire, qui n'est pas précisément le fonctionnement avec une vitesse différente, mais qui présente le même inconvénient.

Certaines chutes ont des hauteurs assez variables, notamment les chutes sur des fleuves. La turbine est installée de façon à utiliser toute la hauteur de la chute, c'est pourquoi elle est suspendue, avec tube d'aspiration, ou noyée. Quand la hauteur de la chute varie, on devrait faire varier la vitesse, pour que les relations indiquées par les triangles des vitesses continuent à être satisfaites : la vitesse de marche devrait être proportionnelle à la racine carrée de la hauteur de la chute. Mais cela ne correspond pas toujours aux besoins industriels ; on a au contraire besoin d'une vitesse constante ; cela équivaut bien à une vitesse variable par rapport aux conditions de rendement maximum.

Quand on s'écarte de la vitesse normale de marche, le rendement va en diminuant : les pertes de charge augmentent. D'abord, il se produit un choc ou plutôt une brusque déviation des filets liquides à l'entrée, la vitesse d'entrée ne restant plus tangentielle à l'aube. La perte de charge qui en résulte augmente à mesure que la vitesse s'écarte de la vitesse normale. Puis la vitesse finale v , va

en augmentant, l'eau est abandonnée avec une vitesse absolue trop grande et possède encore trop de force vive.

L'essai complet d'une turbine comporte la mesure des rendements à toutes les vitesses ; depuis la vitesse nulle, jusqu'à la marche à vide, à la vitesse d'emballlement, qui donne de nouveau un rendement nul.

On représente graphiquement (figure 16) ces rendements en portant en abscisses les vitesses et en ordonnées les débits et les rendements. Le débit varie d'ailleurs quelque peu, la courbe de rendement

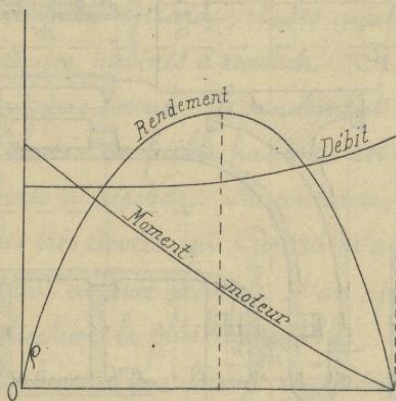


Fig. 16. Courbes caractéristiques d'une turbine Jonval.

affecte une forme parabolique ; le rendement effectif atteint et dépasse même parfois 80 p %.

L'expérience montre que la vitesse d'emballlement est à peu près le double de la vitesse de rendement maximum : c'est même quelquefois une règle empirique adoptée pour déterminer la vitesse normale de marche.

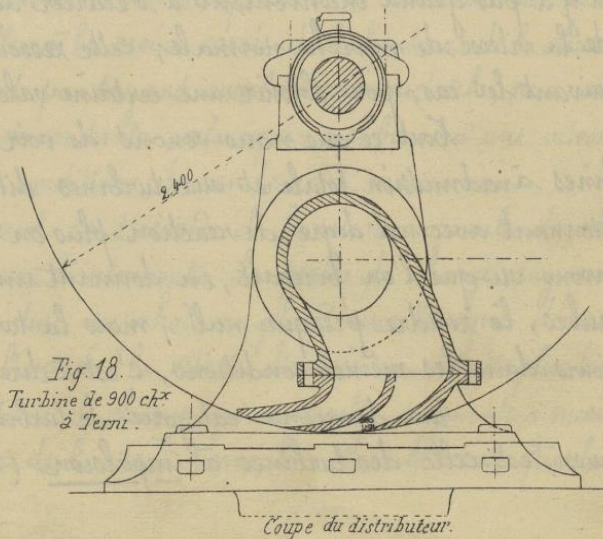
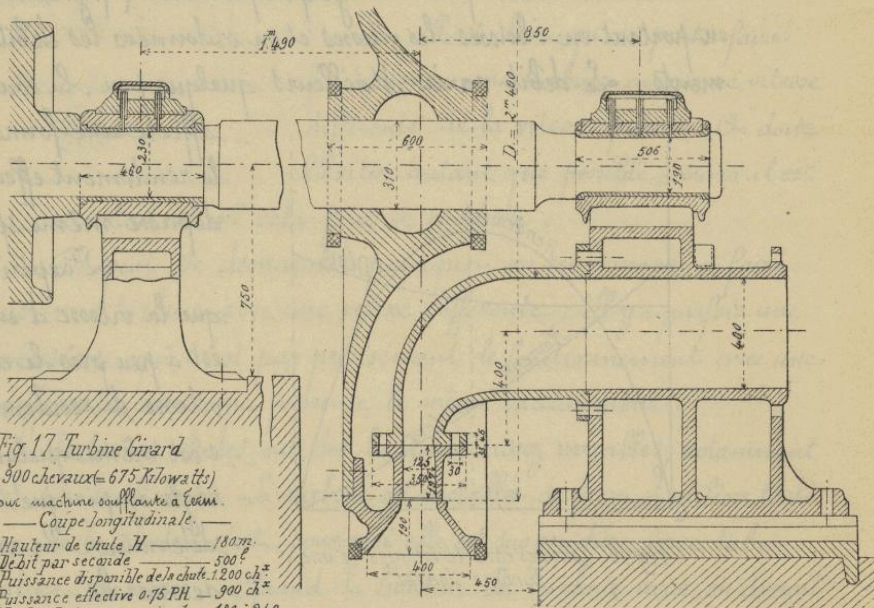
Le graphique montre aussi assez clairement qu'il n'y a pas grand inconvénient à s'écarter dans une certaine limite de la vitesse de marche normale, cette ressource pourra être utilisée suivant les cas, pour obtenir une certaine valeur utile de la vitesse.

Tout ce que nous venons de voir s'applique aux turbines à admission totale et aux turbines dites à réaction, fonctionnant avec un degré de réaction plus ou moins élevé. Nous avons vu que l'on pouvait, en donnant un angle très obtus aux aubes, le rendre presque nul, mais la turbine fonctionne toujours dans les mêmes conditions, c'est à dire remplie d'eau.

Une deuxième catégorie de turbines, très employées aussi, est celle des turbines à impulsion (turbines à action

des allemands, à libre déviation de Girard).

Ces turbines marchent presque toujours à admission partielle, au lieu que l'admission ait lieu sur toute l'étendue du distributeur, puis elles présentent cette circonstance spéciale qu'elles ne sont plus remplies par l'eau; elles tournent dans l'air, tandis que la turbine à réaction tourne noyée ou suspendue; elle doit donc être



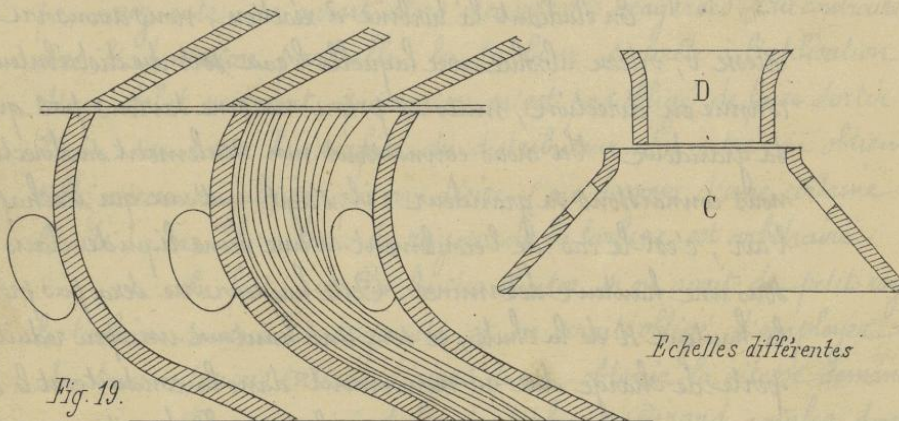
placée à une certaine hauteur au dessus du niveau d'aval.

L'un des types les plus répandus est la turbine de Girard, qui peut être centrifuge ou axiale. Les figures 17 et 18 représentent la disposition centrifuge :

Généralement l'axe est horizontal, le distributeur est à l'intérieur de la turbine, l'eau est amenée par une conduite qui vient d'une certaine hauteur.

Je dirai de suite que ces turbines Girard sont installées sur des chutes de grande hauteur. Ce n'est pas l'application qu'en avait faite Girard ; il les avait construites pour être employées à la place des turbines à réaction. Or, il s'est trouvé que cette application n'était pas bonne : le rendement de ces turbines à impulsion sur des chutes de faible hauteur est inférieur au rendement des bonnes turbines à réaction. Au contraire, leur application s'impose avec les chutes très élevées, où Girard n'avait pas eu occasion d'en faire l'emploi : c'est un curieux exemple d'un appareil qui n'a pas reçu de son inventeur l'application la plus convenable. En coupe transversale la couronne de la turbine a une forme caractéristique ; elle présente un très grand évasement (figure 19).

Le tracé du distributeur n'a rien de spécial : il s'agit de faire sortir l'eau suivant un angle α suffisamment aigu.



Les aubes de la couronne mobile ont un angle d'entrée très grand (120° à 130°) : c'est l'angle limite qui réduit à zéro le degré de réaction dans les turbines à admission totale. L'aube se recourbe et vient de terminer par un angle α , suffisamment petit.

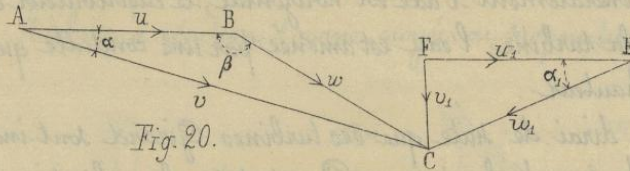


Fig. 20.

Le triangle des vitesses à l'entrée (figure 20) ABC détermine la vitesse relative d'entrée w .

A cause de l'entrée très oblique de l'eau et du grand évasement de la turbine, la section de passage va en augmentant, de sorte que la veine liquide s'écrase à la surface de l'aube sans toucher le dos de l'aube voisine.

C'est une différence considérable avec les turbines examinées jusqu'ici, qui étaient complètement remplies d'eau. La partie non occupée par l'eau est remplie d'air. On assure même la présence de l'air, afin d'éviter que l'espace mort ne se remplisse d'eau stagnante qui donnerait lieu à des mouvements tourbillonnaires et à des pertes de charge, en ménageant des orifices de ventilation, c'est-à-dire des ouvertures qui communiquent avec le dehors. On voit sur la figure 20 que ces ouvertures sont percées latéralement contre le dos de l'aube, de façon que jamais l'eau ne puisse les rencontrer.

En étudiant la turbine à réaction, nous avons vu que la vitesse v , vitesse absolue avec laquelle l'eau sort du distributeur, était connue en direction, mais a priori nous ne savions pas quelle était sa grandeur. Ici nous connaissons non seulement sa direction, mais nous connaissons sa grandeur : il s'agit d'eau qui s'échappe dans l'air ; c'est le cas de l'écoulement d'une veine liquide dans l'atmosphère sous une hauteur déterminée. Cette hauteur ne sera pas précisément la hauteur H de la chute, ce sera une hauteur un peu réduite par une perte de charge due au mouvement dans la conduite et le distributeur.

On s'arrange pour que le triangle des vitesses à l'entrée

soit à peu près isocèle avec $u = w$. Il faut que w soit très oblique pour éviter l'engorgement des aubes ; avec une vitesse d'entrée voisine de la normale, il y aurait tendance à ce que l'eau remplisse la turbine au lieu de s'écraser en nappe.

À la sortie, pour construire le triangle EFG (fig. 20) on connaît w , en direction, mais on ne peut plus appliquer l'équation de continuité pour déduire w , de w_x , comme dans le cas de la turbine à réaction.

Le théorème de Bernoulli dans le mouvement relatif donne w_1 , qui ne différerait en général pas sensiblement de w s'il n'y avait une perte de charge par frottement. En réalité cette cause réduit w_1 , qui souvent n'est que $0,9 w$.

On voit que l'on peut déterminer ainsi tous les éléments de cette turbine Girard.

On trouve que dans une turbine Girard bien installée, le rendement est un peu inférieur au rendement d'une bonne turbine à réaction : on ne dépasse guère la valeur de 75 p. 100, tandis qu'on aurait plutôt 80 avec une bonne turbine à réaction. Mais il y a lieu de remarquer que celle-ci ne serait guère applicable dans les cas de haute chute, qui conduiraient à de très petites turbines. Les débits utilisés avec les hautes chutes sont relativement faibles ; loin d'avoir des turbines qui ne tourneraient pas assez vite, on aurait alors des vitesses exagérées. Au contraire, avec l'admission partielle, la turbine se prête à l'utilisation d'un débit restreint, puisqu'on n'est pas obligé de faire sortir l'eau sur toute la surface du distributeur. En outre, on obtient telle vitesse angulaire qu'on désire (en dessous d'une certaine limite), car la valeur du rayon de la turbine est arbitraire.

En fait, avec les hautes chutes, si on avait de petits rayons, la turbine tournerait trop vite, et on serait obligé d'employer des transmissions intermédiaires pour obtenir la vitesse demandée.

On a aussi installé des turbines Girard axiales, dont

le tracé se fait d'après des règles analogues

Cette forme de turbine Girard axiale a été souvent employée dans les premières applications à des chutes de faible hauteur, mais dans les installations actuelles c'est plutôt sous la forme centrifuge qu'on emploie cet appareil.

Comme exemple de turbine Girard, on peut citer une installation récente, sous une chute extrêmement élevée, faite dans la vallée du Rhône, à Sernayaz.

La hauteur de la chute est de 500 mètres, le débit de 200 litres par seconde. Pour calculer le rendement effectif, on peut l'évaluer à 75 p. 100 du rendement théorique, soit, pour une puissance théorique de 100 kilogrammètres, 75 kilogrammètres utilisés. Cette règle donne dans l'espèce 1000 chevaux.

Sous une autre forme on peut dire approximativement autant de kilowatts dans le produit brut PH , autant de chevaux effectif dans la turbine. En réalité, cela ne correspond pas tout à fait au même nombre, puisqu'un kilowatt vaut environ 102 Kg.m par seconde.

À la turbine de Sernayaz l'eau est amenée par une conduite de 300^{mm} de diamètre, diamètre très petit, puisque cela correspond à une vitesse de l'eau de 2,80 par seconde, et par conséquent à une perte de charge assez forte. Avec une conduite plus large, il y aurait moins de perte de charge, mais l'installation coûterait plus cher. C'est une question d'espèce.

La vitesse théorique de sortie de l'eau est de 98 mètres par seconde. En pratique, ce nombre est un peu réduit, par la perte de charge. On arrive néanmoins à une très grande vitesse.

La turbine elle-même a un diamètre de 2^m,15, et tourne à 500 tours par minute, vitesse très convenable pour un alternateur.

Le tout est compact, puisque la turbine est à l'intérieur d'une enveloppe en tôle de 770^{mm} de largeur. Ce moteur de 1000 chevaux n'occupe qu'une place extrêmement restreinte.

4^{ème} Leçon.

Une espèce de turbine qui est originaire des États-Unis et qui depuis quelque temps a reçu de nombreuses applications en Europe est la roue Pelton; elle fonctionne à admission partielle et est applicable à de très hautes chutes.

L'axe en est horizontal, le diamètre est quelconque, et n'a pas de relation avec la hauteur de la chute: on le détermine en fonction de la vitesse angulaire qu'on veut réaliser. Cette roue est munie d'une série d'augets disposés sur la circonférence à distance égale les uns des autres. L'eau est envoyée par un ajutage en une veine à peu près cylindrique qui passe à la partie inférieure de la roue. Cette veine a un diamètre donné par un ajutage convergent placé le plus près possible de la roue.

L'eau s'échappe avec une vitesse v , que l'on connaît, qui est égale à $\sqrt{2gH}$ ou plus petite, car il y a lieu de tenir compte de la perte de charge, qu'on peut calculer dans chaque cas.

Si nous faisons une coupe des augets par un plan horizontal parallèle à l'axe, nous trouvons que ces augets sont composés de deux parties demi-cylindriques. La veine liquide arrive à la partie centrale avec la vitesse v ; elle se divise en deux parties sur les deux parties de l'auget, la roue étant symétrique par rapport à un plan vertical. Il faut que l'arête de l'auget soit au centre de la veine liquide, laquelle s'y divise en deux parties, qui s'infléchissent dans la concavité des aubes, et s'échappent à la partie supérieure de ces aubes.

Dans la traversée de ces augets la vitesse relative ne change pas sensiblement. On peut le voir par l'application du théorème de Bernoulli: la pression étant constante, l'altitude aussi, la vitesse relative est constante, et après un demi-tour l'eau se trouve dirigée en sens contraire.

On voit que si la vitesse de marche de la roue, u , est égale à $\frac{v}{2}$,



la vitesse relative w est égale à $\frac{v}{2}$, puisque la vitesse relative est égale à $v-u$. La vitesse absolue de sortie est donc nulle. L'eau entre sans choc, puisqu'elle entre tangentiellement à ces deux aubes, et sort avec une vitesse nulle.

En réalité, on ne peut pas réaliser tout à fait une vitesse nulle. Si l'aube avait une section demi-circulaire, l'eau serait abandonnée en un point où elle serait rencontrée par l'aube suivante. En fait, on dispose ces aubes de façon à ce qu'elles se terminent par un petit angle, de 10° , avec le plan normal à l'axe de rotation, de sorte qu'en réalité il y a une petite vitesse absolue qu'on obtient en composant la vitesse w avec la vitesse u : cela donne une petite composante v , qui écarte l'eau à droite et à gauche de la roue, afin que l'eau abandonnée par un auget ne soit pas rencontrée un instant après par l'auget suivant. L'eau sort donc avec une vitesse absolue parallèle à l'axe qui la rejette à droite et à gauche.

Comme proportion, le rayon des concavités de l'aube doit être 5 à 6 fois le rayon de la veine liquide.

Cette roue est excessivement simple de construction, et la théorie en est facile. Cependant, si on veut l'étudier d'une façon complète, on voit que la vitesse relative va en diminuant par suite des frottements, de sorte qu'à la sortie cela conduit à une valeur de marche légèrement différente de $\frac{v}{2}$.

Il y a encore un détail à considérer: c'est que si la majeure partie de l'aube est formée de deux cylindres, à l'extrémité on a trouvé utile d'introduire une petite cloison à peu près horizontale. L'aube est terminée par une partie plane qui forme pour ainsi dire la base de ces deux demi-cylindres, et voici le motif de cette addition.

Nous n'avons considéré qu'une seule aube, mais il faut remarquer qu'elles entrent successivement dans la veine liquide, de sorte qu'il arrive un moment où on a deux aubes frappées à la fois par la veine liquide: une aube qui a commencé à s'engager dans la veine, et qui reçoit la portion supérieure de cette veine, puis ce qui passe en dessous et va agir sur l'aube suivante. Il faut que la veine liquide soit divisée nettement; il est donc utile d'avoir

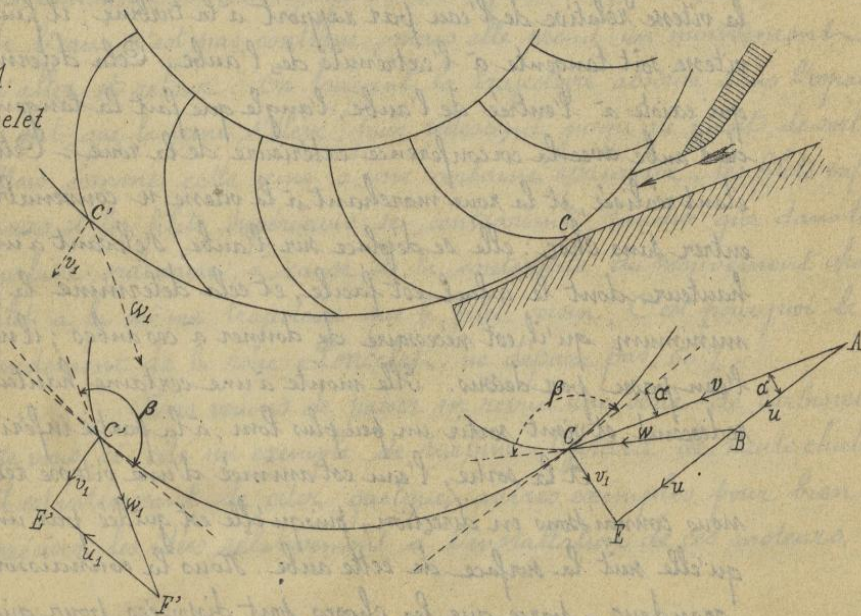
cette cloison horizontale qui coupe bien la veine liquide, chaque aube prenant la portion variable à chaque instant de la veine.

Pour le tracé de cette cloison, la règle adoptée est simple : c'est toujours la règle de la construction des turbines. On considère le point où une aube commence à rencontrer la veine ; à ce moment l'extrémité de l'aube est animée de la vitesse u dirigée tangentiellement à la circonférence. L'eau arrive avec une vitesse v qui est connue, et qui fait un certain angle, toujours petit, avec la direction de u ; le troisième côté du triangle donne la direction de la vitesse relative, et, pour éviter toute espèce de choc, la direction du dernier élément de l'aube doit être celle de w .

Dans certains cas, quand on veut obtenir une plus grande puissance d'une roue Pelton de dimensions déterminées, on peut disposer un second ajutage en un autre point de la circonférence.

Le rendement de ces roues Pelton est généralement satisfaisant ; on obtient facilement un rendement effectif de 75 à 80 p. 100, et même quelquefois légèrement supérieur. C'est donc un bon moteur, il est d'une installation simple sur des chutes élevées.

Fig. 21.
Roue Poncelet



Nous examinerons un autre genre de turbine à impulsion, qui, suivant l'usage, est également désigné sous le nom de "roue", la roue Loncelet.

La roue Loncelet a été imaginée pour être substituée à la roue en dessous à aubes planes. Cette roue est un moteur fonctionnant par le choc, ce qui fait que le rendement effectif ne dépasse guère 30 p. 100, mais elle est assez commode dans certains cas, parce qu'elle prend une vitesse assez grande et peut absorber de grands débits. La substitution de la roue Loncelet (figure 21) permet de doubler le rendement de ce moteur.

Au lieu d'aubes radiales, elle a des aubes courbes. L'eau pénètre en un point voisin de la partie inférieure de la roue; elle est dirigée par un coursier suivant un angle convenable α avec la tangente à la roue au point d'entrée. L'eau est en ce point animée d'une vitesse v , dans la nappe d'une certaine épaisseur dirigée par le coursier;

$$v = \sqrt{2gH}$$

Cette vitesse v vient rencontrer la roue animée d'une vitesse tangentielle u . Le troisième côté du triangle, w , représente la vitesse relative de l'eau par rapport à la turbine; il faut que cette vitesse soit tangente à l'extrémité de l'aube. Cela détermine l'angle β qui existe à l'entrée de l'aube, l'angle que fait la tangente à l'extrémité de l'aube avec la circonférence extérieure de la roue. Cette condition étant réalisée, et la roue marchant à la vitesse u convenable, l'eau va entrer sans choc: elle se déplace sur l'aube, s'élevant à une certaine hauteur dont le calcul est facile, et cela détermine la hauteur minimum qu'il est nécessaire de donner à ces aubes; il ne faut pas que l'eau passe par dessus. Elle monte à une certaine hauteur, puis redescend, et vient sortir un peu plus loin, à la partie inférieure de la roue.

À la sortie, l'eau est animée d'une vitesse relative w , que nous connaissons en direction, puisqu'elle est guidée par une aube et qu'elle suit la surface de cette aube. Nous la connaissons aussi en grandeur, parce que les choses sont disposées pour que la sortie

se fasse à peu près à la même hauteur qu'à l'entrée. On voit alors que la vitesse w , si on néglige le frottement est égale à la vitesse w_0 .

Il nous suffit maintenant de composer cette vitesse relative de sortie avec la vitesse linéaire de la roue, ces deux vitesses faisant le complément de l'angle β , pour avoir, comme troisième côté du triangle la vitesse absolue avec laquelle l'eau quitte la roue. On s'arrange pour que cette vitesse v , soit aussi petite que possible; on voit aisément quel peut en être le minimum. Il suffit de rapprocher les deux triangles, d'entrée et de sortie ABC et CBE qui ont un côté commun BC ; AB et BE qui sont égaux, se placent dans le prolongement l'un de l'autre.

Pour que v , soit minimum, il faut que le triangle soit rectangle; par conséquent

$$2u = v \cos \alpha$$

L'angle α est d'ailleurs très petit, de sorte que la valeur ne diffère pas beaucoup de la valeur $\frac{v}{2}$.

On voit que, dans la roue Loncelet, on retrouve les conditions ordinaires des turbines. C'est une turbine radiale, à la fois centripète et centrifuge. Son défaut est que le mouvement de l'eau n'est pas continu, mais elle prend un mouvement d'aller et retour. En traçant la trajectoire absolue dans l'espace, on voit que la veine s'élève, puis redescend jusqu'au point de sortie. Mais comme cette veine a une certaine épaisseur, les filets inférieurs et les filets supérieurs se contraignent, tandis que dans la turbine ordinaire, à cause de la continuité du mouvement chaque filet a la même trajectoire que le filet voisin. C'est pourquoi le rendement de la roue Loncelet ne dépasse pas 60%.

Nous venons de passer en revue une série de turbines. Je vous ai cité un exemple de turbine Girard de haute chute; il est intéressant de citer quelques autres exemples pour bien préciser les idées relativement à l'installation de ces moteurs.

En ce qui concerne les turbines Girard, je vous en citerai une application intéressante plutôt au point de vue historique, car elle présente certains défauts. Il existe dans l'usine élévatrice de la ville de Paris, à St Maurice de grandes turbines centrifuges à axe horizontal; elles sont actionnées par une chute de hauteur variable, dont la valeur normale est de $4^m,10$. C'est une chute de la Marne d'assez gros débit, environ $3,3^m^3$ par seconde et par turbine. Cette turbine a un diamètre de 12^m ; elle tourne à la vitesse, plutôt faible, de 7 tours par minute, et commande directement des pompes.

On voit de suite quel est l'inconvénient de cette installation: cette turbine, avec un grand diamètre, installée au-dessous du bief d'aval; elle reçoit l'eau sur un arc d'une certaine amplitude, et une certaine hauteur de la chute est inutilisée. Ce n'est rien pour une chute de quelques centaines de mètres, mais sur une chute de 4 mètres il est regrettable de perdre 20 ou 30 centimètres.

Puis le niveau d'aval est variable; quand il baisse, cette chute inutilisée augmente, au contraire, si le niveau monte, la roue est noyée, son fonctionnement se trouve troublé, l'espace qui devrait être rempli d'air est rempli d'eau stagnante, qui donne lieu à des frottements et les bras de la roue, qui sont placés latéralement, d'un seul côté, et qui ont une assez grande largeur, tournent dans l'eau.

Cette installation montre que les applications faites par Girard ne sont pas celles qu'on fait aujourd'hui de son appareil: il avait appliqué ses turbines sur des chutes basses, où l'on appliquerait aujourd'hui des turbines Jonval ou des turbines centrifuges, alors qu'on utilise la turbine Girard pour des chutes de grande hauteur.

Sur les chutes du Niagara, une des premières installations a été faite avec de grandes turbines centrifuges.

Cette chute exceptionnelle est à très gros débit et à grande hauteur (plus de 100 m) ; avec ces hauteurs de chute on n'a généralement que de petits débits.

C'est d'ailleurs un exemple à peu près unique de turbines centrifuges dans les installations récentes ; on généralise les turbines centripètes. Dans une autre installation faite depuis sur les mêmes chutes, on est revenu au type centripète.

Les turbines sont doubles : on voulait avoir des moteurs très puissants. L'eau est amenée au distributeur par un tuyau de 2 mètres de diamètre. On en trouvera le dessin dans la Revue de Mécanique, Janvier 1900, page 17.

Le dessin fait apparaître immédiatement un défaut assez grave de cette installation : la turbine, hors d'eau, abandonne l'eau à une hauteur assez grande au-dessus du niveau d'aval surtout à la sortie de la turbine supérieure.

Comme installation plus normale de turbines de chute moyenne, on peut citer celle qui a été faite à Bellegarde, sur le Rhône. Il s'agissait d'utiliser une chute de 13 mètres, d'ailleurs variable, avec un débit de $9,2 \text{ m}^3$ par conséquent une chute très importante comme débit et comme hauteur.

Il y a une série de turbines semblables qui absorbent chacune ce débit de 9 m^3 environ, et qui donnent, avec un rendement de 75 p. 100 une puissance de 1200 chevaux par turbine. Ce sont des turbines centripètes, ou plutôt composées. (Voir le dessin Revue de mécanique, Janvier 1900, p. 24).

Le distributeur donne l'eau dans trois turbines superposées. Un tube d'aspiration plonge en aval, de sorte que quelle que soit la variation de la hauteur de la chute, elle est utilisée entièrement.

Comme détails dans la construction le point le plus particulier est celui qui a trait aux turbines à axe vertical.

Si l'axe est vertical, il faut qu'il supporte un poids très grand dans certains cas. Par exemple pour cette installation du Niagara,

ce poids comprend la turbine, l'arbre qui a 40 mètres de hauteur, et, comme cet arbre commande directement un dynamo, le poids des pièces tournantes de la dynamo.

Toutes les fois qu'il s'agit de turbines radiales, l'action de l'eau est nulle au point de vue de la poussée axiale, ou plutôt il y a simplement à tenir compte du poids de l'eau qui est à l'intérieur de la turbine. Pour la turbine Jouval, au contraire, il y a à ajouter au poids une certaine force qui résulte de l'action même de l'eau sur la turbine. Le calcul de la poussée axiale, par rateau, se trouve dans la Revue de mécanique, Septembre 1897, p. 835.

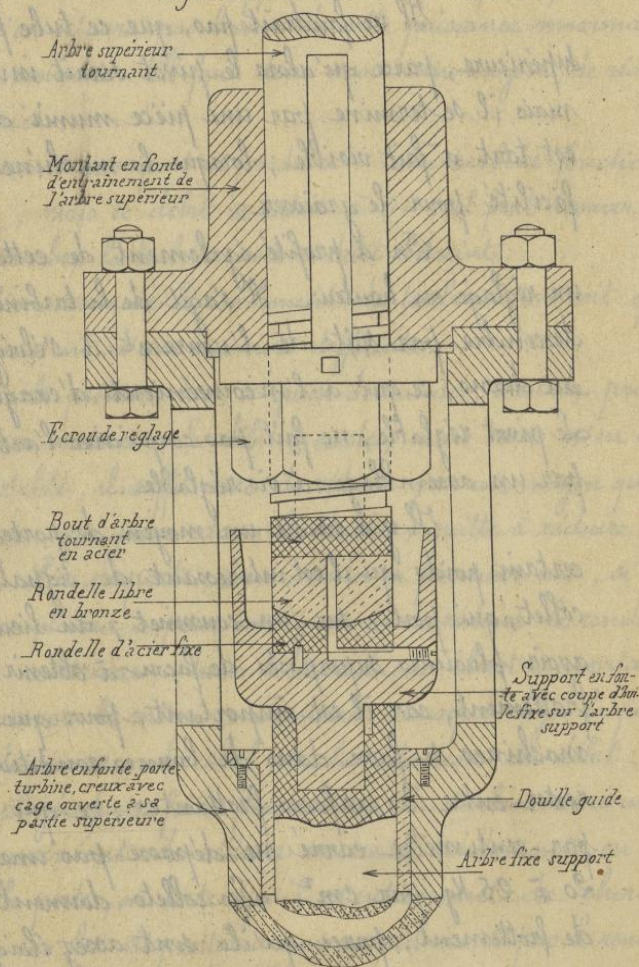
Le plus simple, mais non le plus commode, consiste tout simplement à appliquer la disposition ordinaire usitée pour porter un arbre vertical : l'arbre est terminé par un pivot, qui se meut dans une pièce correspondante, qu'on appelle crapaudine. Souvent, au lieu d'avoir une pièce unique, on interpose une série de rondelles qui peuvent frotter l'une sur l'autre. Pour passer de la pièce immobile, à celle qui est en mouvement, on suppose que les rondelles prendront des vitesses croissantes, ω , ω' , ω'' , ω''' etc. C'est ce qui aurait lieu si les coefficients de frottement étaient identiques entre toutes les surfaces de rondelles. En pratique l'avantage est autre. Supposons un pivot ordinaire porté sur une pièce fixe. Que le graissage vienne à manquer, le coefficient de frottement s'élève et on a des accidents de grippage; les surfaces s'échauffent, et même se rabotent et se détruisent. Avec plusieurs rondelles, au contraire, si deux surfaces sont mal graissées, les rondelles tournent ensemble et le frottement se fait entre les autres surfaces, en un mot on a plusieurs surfaces de frottement de rechange. C'est là une disposition très simple.

Appliqué aux turbines, le pivot se trouve tout à fait au fond du bief d'aval, et peu accessible. Puis une autre difficulté se présente pour graisser ces surfaces. On peut amener l'huile par un tuyau, mais elle est déplacée par l'eau; une première

modification, assez heureuse, consiste à renverser les pièces, à faire le pivot fixe et la crapaudine rapportée sur l'arbre. Les conditions de frottement restent identiques, mais le graissage est meilleur: l'huile restera entre les pièces frottantes sans être déplacé par l'eau.

Toutefois il reste encore l'inconvénient d'avoir un organe important peu accessible; aussi préfère-t-on au point de vue de

Fig. 22. Pivot de Turbine hors d'eau.



l'entretien une disposition intéressante qui a été établie par Fontaine pour les premières turbines axiales. C'est le pivot hors d'eau, reporté à la partie supérieure de l'appareil (fig. 22)

On installe dans l'axe de l'appareil une colonne fixe qui s'élève assez haut pour passer à travers le plancher de l'usine. L'arbre qui porte la turbine est un arbre creux et entoure cette colonne.

Il y a un certain jeu entre ce tube creux et la colonne fixe; à la partie inférieure se trouve une douille à frottement doux.

Il ne faudrait pas, que ce tube fût plein jusqu'à la partie supérieure, parce qu'alors le pivot serait invisible pour le graissage, mais il se termine par une pièce munie de deux fenêtres; le pivot est tout à fait visible; lorsque la machine est arrêtée, on a toute facilité pour le graisser.

On a profité également de cette disposition pour mettre un réglage en hauteur. Il s'agit de la turbine axiale, qui tend à descendre par suite de l'usure et à s'éloigner du distributeur placé au dessus, ce qui a l'inconvénient d'exagérer la fuite au joint. Le pivot réglable, ne fait pas corps avec l'arbre, auquel il est relié par un assemblage à vis réglable.

Il y a encore un moyen de porter un arbre vertical d'un certain poids qu'il est intéressant de signaler: c'est l'emploi d'un collet, qui porte sur un coussinet; au lieu d'un collet on peut en avoir plusieurs superposés de façon à obtenir de grandes surfaces de frottement, car il est important, pour que le frottement de ces machines se fasse dans de bonnes conditions, que l'huile puisse rester entre les surfaces frottantes, ce qui demande que la pression par centimètre carré ne dépasse pas une certaine valeur, soit 20 à 25 kg. par cm^2 . Les collets donnent un grand travail de frottement, parce qu'ils sont assez éloignés de l'axe de rotation. Je cite cette disposition c'est surtout pour vous rappeler une application qu'elle

reçoit, dans la marine, où l'arbre des navires à hélice agit sur ce qu'on appelle le palier de butée, placé entre la machine motrice et l'hélice : si on a adopté cette disposition sur les bateaux, c'est qu'on n'a pu faire autrement, car on ne pouvait pas mettre un pivot en bout de l'arbre coudé.

Un autre point important pour les turbines est la question de la régularisation du mouvement.

Considérons une turbine à admission totale, qui reçoit un certain débit, et qui produit un certain nombre de chevaux W_e . C'est la puissance maxima de l'appareil ; mais en pratique il arrivera fréquemment qu'on n'aura pas besoin de cette puissance maxima, mais d'une puissance moindre. Il faut donc avoir un moyen de réduire la puissance motrice.

Un second cas peut se produire : une turbine fonctionne avec le débit Q , mais ce débit se réduit à Q' : il faut trouver le moyen de faire marcher la turbine avec ce débit restreint.

Si l'on examine le rendement des turbines, on voit que ces deux cas se présentent d'une manière différente.

Dans le premier cas, ce qu'on demande, c'est de produire moins de puissance motrice. Le débit Q existe, mais nous n'en avons pas besoin en totalité, il suffit donc de réduire par un moyen quelconque la quantité d'eau qui passe dans la turbine, quitte à réduire aussi le rendement. Peu importe donc, dans ce premier cas, si le procédé qu'on emploiera a pour conséquence de réduire le rendement.

Au contraire, dans le second cas, il est important de tâcher de conserver le même rendement, puisque déjà la puissance disponible va diminuer, du chef de la réduction du débit : si la disposition employée pour faire fonctionner la turbine avec un débit réduit a l'inconvénient de réduire encore le rendement, on supportera une double perte, en sorte qu'il est intéressant de chercher dans ce second cas les dispositions qui ne réduisent pas le rendement, ou qui le réduisent le moins possible.

C'est à l'aide de ce qu'on appelle le vannage de la turbine que l'on fait ainsi varier le débit, et par conséquent la puissance.

Les vannes sont disposées de diverses sortes.

Il y a d'abord une disposition très simple, mais mauvaise au point de vue du rendement, qui existe dans les turbines Jouval.

On installe sur le tuyau d'arrivée de l'eau une vanne se fermant partiellement, laquelle vanne consiste en un disque mobile autour d'un axe horizontal. On peut encore munir l'extrémité inférieure du tube d'aspiration d'une vanne cylindrique qui, relevée, laissera passer l'eau librement, et qui abaissée plus ou moins, restreint le débit. Dans les deux cas, on aura réduit le débit, mais on aura une perte de charge considérable, en sorte que c'est un mauvais système au point de vue du rendement. On obtient par ce procédé un débit moindre, mais avec une hauteur effective moindre, puisque on aura créé une perte de charge, c'est à dire une diminution de hauteur.

Dans certaines turbines, notamment dans l'ancienne turbine Fontaine, on a installé de petites vannes sur chacun des orifices distributeurs. On crée de même une réduction de section, mais en même temps une perte de charge.

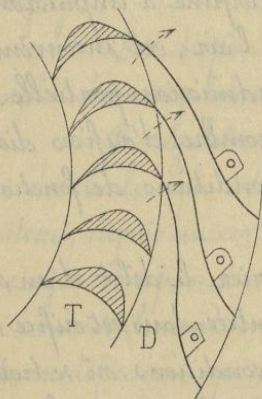
Un autre procédé employé dans les turbines radiales consiste dans l'emploi d'une vanne cylindrique installée entre le distributeur et la turbine. Quand cette vanne est arrêtée dans une position déterminée, l'ouverture utile du distributeur est réduite, et la portion utile de la turbine réduite également. Mais le fonctionnement peut se trouver troublé et le rendement diminué, parce que l'eau, à la sortie, s'épanouit dans la turbine et donne lieu à une perte de charge; néanmoins les rendements sont encore assez satisfaisants.

Les turbines centrifuges du Niagara montrent une application analogue du même système, mais la vanne est placée à l'extérieur de la turbine. Dans ce cas et dans d'autres analogues

des cloisons intermédiaires divisent la turbine et le distributeur en plusieurs parties superposées; alors l'influence du vannage sur le rendement devient nulle quand une des parties est complètement obturée. Ces vannages cylindriques sont d'une application fréquente et commode dans les turbines radiales aujourd'hui les plus employées.

Il y a encore une autre disposition de vannage que l'on voit fréquemment dans les turbines centripètes ou mixtes, qui sont, pour l'entrée, pareilles aux turbines centripètes. Ce sont les vanes à aubes directrices articulées. (fig. 23)

Fig. 23.



Les aubes peuvent pivoter, toutes ensemble, d'un certain angle: cette rotation diminue la distance entre des aubes consécutives, et cela sans créer de perte de charge bien appréciable.

Il y a toutefois un élément qui change, c'est l'angle α ; à mesure que les aubes directrices se déplacent, les filets liquides viennent rencontrer la circonférence extérieure sous un angle plus aigu. Cela n'a pas une très grande influence sur le rendement.

On pourrait croire aussi qu'il va résulter un inconvénient de ce que l'extrémité de l'aube s'éloigne du point où l'eau entre dans la turbine; mais les deux joues fixes parallèles du distributeur contribuent à assurer une bonne direction aux filets liquides.

Enfin un autre procédé consiste à transformer la turbine à admission totale en turbine à admission partielle. Dans les anciennes turbines à réaction, ce procédé a reçu des applications nombreuses, mais il a été abandonné à cause de sa mauvaise influence sur le rendement.

Prenez une turbine comme la turbine Jouval, qui a une série d'orifices distributeurs disposés sur une circonférence; à l'aide de clapets fermons complètement un certain nombre de ces orifices, on

diminue le débit total. Quelle sera la conséquence ?

Considérez la turbine au moment où elle arrive sous la portion fermée ; la turbine est pleine d'eau ; donc au moment où elle cesse d'être alimentée, la masse d'eau qui remplit la turbine est brusquement arrêtée ; puis la turbine continue son chemin, le point considéré dépasse l'arc mort et repasse sous la partie où le distributeur fonctionne, d'où choc, perte de force vive considérable résultant de ce passage brusque de la turbine des portions alimentées aux portions où l'eau n'entre pas et réciproquement ; c'est pourquoi on a renoncé à cette transformation de la turbine à admission totale en turbine à admission partielle.

Mais si nous considérons la turbine à impulsion et à admission partielle fonctionnant dans l'air, cet inconvénient ne se présente plus : on peut faire varier l'admission partielle. Ainsi la turbine Girard présente un certain nombre d'ouïces distributeurs : on peut en fermer plus ou moins, les conditions de fonctionnement restent les mêmes.

On agit aussi pour faire varier le débit d'un seul ouïce distributeur, en réduisant la section d'entrée dans cet ouïce distributeur ; le distributeur se trouve alors dans les conditions où se trouve la turbine quand les veines liquides ne remplissent pas les aubes. En résumé la régularisation se fait d'une façon très simple dans le cas de la turbine à impulsion.

Dans la roue Pelton, un ajustage unique donne une veine à peu près cylindrique. Cet ajustage est formé d'une sorte de mâchoire articulée, qui permet de faire varier la section de l'ajutage.

On a donc le moyen, par l'emploi d'un vannage d'un système quelconque, de faire varier le débit dans les deux cas indiqués : c'est-à-dire pour faire varier la puissance dont on a besoin, ou pour s'accommoder à une réduction de la chute disponible. Mais dans tous les cas il faut commander ce vannage pour lui donner chaque fois la position voulue.

Cette commande peut se faire de différentes manières.

Dans beaucoup de cas, et notamment dans les installations anciennes, on se contentait généralement d'un réglage à la main : ce moyen est suffisant quand on n'a pas besoin d'une très grande régularité de la vitesse, par exemple dans les moulins. Mais dans d'autres cas ce réglage est insuffisant, notamment quand il s'agit de produire l'électricité, ce qui est une application très fréquente ; il faut que la machine soit très régulière, que la turbine tourne toujours à peu près à la même vitesse, ou à des vitesses qui ne s'écartent pas beaucoup d'une certaine moyenne ; comme des variations brusques peuvent arriver dans la résistance que surmonte la turbine il faut des dispositions automatiques de réglage.

Ces dispositions automatiques consistent d'abord dans l'emploi d'un régulateur à force centrifuge.

Ce régulateur à force centrifuge est souvent le pendule de Watt, avec des boules qui s'écartent plus ou moins de l'axe vertical suivant la vitesse, depuis un certain minimum jusqu'à un certain maximum. Il s'agit non pas d'avoir une vitesse complètement uniforme, mais qui varie seulement entre deux limites. On emploie également cette modification qu'on appelle le régulateur de Porter, où une masse assez lourde forme le manchon du régulateur.

Que l'on emploie l'un ou l'autre de ces régulateurs, lorsqu'il s'agit d'une machine à vapeur, on n'a à produire qu'un travail très petit pour agir sur le réglage de la machine : c'est soit le déplacement d'un papillon ou la variation d'une butée qui produit le déclenchement des obturateurs d'admission.

Au contraire avec les turbines, il s'agit de déplacer un vannage, c'est-à-dire un appareil demandant une force considérable, de sorte qu'il est impossible d'y relier le régulateur directement.

Aussi a-t-il fallu avoir deux organes, ajouter au régulateur, qui constitue ce qu'on appelle le tachymètre, ou indicateur de la vitesse que prend la machine, un organe d'exécution qui soit sous la

dépendance du premier et qui soit capable de produire un travail suffisant.

C'est l'installation de cet organe de manœuvre qui présente des difficultés assez grandes.

On s'est contenté quelquefois d'un simple embrayage mécanique; dans la position normale du régulateur cet embrayage est au repos; mais si la vitesse de la machine s'accroît par suite de la diminution de la résistance, les boules s'écartent, et l'élévation du manchon fait agir l'embrayage qui fait commander le vannage par un arbre de transmission.

Au contraire, si la machine ralentit, les boules se rapprochent, l'embrayage produit une rotation en sens inverse, qui manœuvre le vannage en sens inverse.

Mais l'inconvénient de ces dispositions anciennes est qu'elles sont lentes: il faut un certain nombre de tours de l'arbre pour produire l'action voulue et le vannage ne prend pas assez rapidement la nouvelle position qui conviendrait. La charge résistante diminuant, il faudrait que la puissance motrice diminuât également, sans quoi la puissance motrice va se trouver supérieure à la résistance et la vitesse peut s'accroître dans de grandes proportions.

Il faut voir qu'on demande au régulateur d'agir dans deux cas différents: dans le premier cas l'action convenable est assez facile à réaliser, et le mécanisme primitif pourrait suffire; le second cas offre de bien plus grandes difficultés.

La puissance que peut donner la turbine est comprise entre un certain maximum et un minimum généralement pris égal à zéro. Avec la puissance maxima on aura une vitesse angulaire ω' , et avec la puissance nulle une vitesse angulaire nulle plus grande ω'' . On demande que l'écart $\omega'' - \omega'$ ne dépasse pas une certaine fraction de la vitesse moyenne, ω ^{souvent 0.05ω} qui revient à s'écarter de 2,5 p. 100 en plus ou en moins de la vitesse moyenne. Donc la première chose qu'on demande au régulateur, c'est que les positions extrêmes des boules correspondent à cet écart de 5 p. 100.

La seconde chose qu'on demande, la plus difficile à réaliser, est la suivante :

La résistance à vaincre par la turbine vient à varier subitement ; elle peut même brusquement tomber à zéro ; il faut alors que la vitesse de la turbine ne varie pas trop, et qu'elle prenne rapidement la vitesse correspondante ; sans variations brusques et surtout sans oscillations prolongées de la vitesse.

Avec certains appareils défectueux, la turbine s'emballé brusquement, puis la vitesse revient en arrière. Les dispositions principales qui ont permis la solution de ce problème délicat dans l'installation des turbines sont les suivantes

D'abord pour éviter les variations trop brusques de vitesse il faut employer un volant, afin que les vitesses angulaires ne puissent varier que lentement. Ce volant peut être ajouté ; souvent d'ailleurs la partie tournante d'une dynamo commandée par une turbine, constitue un volant suffisant

Ensuite il faut une action rapide de l'intermédiaire interposé entre le tachymètre et le vannage. Cet intermédiaire est un servo-moteur, qui met sans retard le vannage dans la position correspondante à chaque nouvelle position d'équilibre du régulateur.

On fait usage généralement d'un servo-moteur hydraulique, c'est à dire d'un cylindre muni d'un piston commandé par la pression de l'eau. Dès que le tachymètre se déplace d'un côté ou d'un autre, il manœuvre le tiroir du servo-moteur et l'eau est admise d'un côté du piston moteur ; ici se trouve l'application du principe ingénieux des servo-moteurs ; dès que le piston s'est déplacé d'une quantité correspondant au déplacement du tachymètre, il referme lui-même l'admission.

L'application du servo-moteur à la manœuvre du gouvernail des navires est bien connue. Le timonier ne manœuvre qu'une

petite roue : le servo-moteur reproduit exactement ses mouvements et donne au gouvernail les déplacements correspondants.

En troisième lieu, pour que l'emploi d'un volant et d'un servo-moteur donne des résultats satisfaisants, il faut en outre que l'échelle des vitesses soit assez étendue. Quand on veut trop rapprocher les vitesses extrêmes, et surtout arriver au régulateur isochrone, on a des résultats détestables, car la moindre variation de la résistance fait passer le régulateur d'une extrémité à l'autre de sa course. Au contraire avec une échelle de vitesses suffisamment étendue, par exemple avec les écarts de 5 p. 100 indiqués plus haut, on passe facilement d'un régime à un autre sans trop dépasser la position d'équilibre; dès que la machine ^{à l'engance de} s'emballer, par exemple, le servo-moteur agit et elle reprend très rapidement une nouvelle position d'équilibre, sans passer une période d'oscillations trop prolongée.

5^{ème} Leçon

A première vue le problème de la régularisation des turbines paraît simple, quand il s'agit d'une turbine de haute chute marchant à admission partielle ; il suffit que le vannage fasse varier le nombre des orifices distributeurs ou la section de ces orifices. Mais, malgré cette simplicité apparente, de grandes difficultés se rencontrent dans la pratique pour arriver à cette régularisation.

En effet, considérons une turbine de haute chute, alimentée par une conduite qui amène l'eau d'une grande hauteur, et qui, par conséquent, a une grande longueur. Dans cette conduite on est amené à avoir des vitesses assez grandes ; il en résulte une perte de charge assez importante, mais on cherche souvent à éviter des dépenses d'installation trop considérables. Supposons un état de régime établi correspondant à une certaine section ouverte du distributeur ; quand la résistance opposée à la turbine diminue, il faut que le régulateur intervienne, et réduise la section ouverte du distributeur.

Pour que l'on passât régulièrement de l'ancien régime au nouveau, il faudrait que l'écoulement par cet orifice de section réduite continuât avec la même vitesse, mais ce n'est pas ce qui se produit, en raison de l'inertie de la colonne d'eau engagée dans la conduite. L'eau s'écoule par un certain orifice ; on réduit cet orifice ; à cause de la force vive de la masse d'eau engagée dans la colonne, l'eau s'écoule plus vite par l'ouverture réduite. Supposons une conduite de longueur infinie ; cette masse d'eau conserverait sa force vive, la vitesse resterait constante dans la conduite, de sorte que quelle que soit la section donnée au bout, le débit resterait le même et la vitesse de sortie varierait en raison inverse de la section. En réalité ce n'est pas tout à fait ce qui se passe en pratique, mais quelque chose d'approchant, de sorte que lorsqu'on

ferme l'ouverture, au lieu d'avoir immédiatement un nouveau régime, on ne l'a qu'au bout d'un certain temps.

Si nous considérons la phase inverse, l'ouverture plus grande de l'orifice, le phénomène contraire va se produire : la vitesse d'écoulement diminue. Il en résulte qu'un régulateur, quoique bien établi et fonctionnant normalement, donne de mauvais résultats : la turbine prend des mouvements tout à fait irréguliers, s'emballé ou se ralentit d'une façon exagérée, sans compter les inconvénients pouvant se produire pour la conduite elle-même, à cause de la force vive de l'eau engagée dans cette conduite.

Il a fallu trouver un remède à cette action défavorable. Ce remède consiste à munir la conduite, à côté de l'orifice du distributeur qui laisse échapper l'eau motrice, d'un orifice auxiliaire de décharge, manœuvré de telle sorte que la somme des deux orifices donne une section toujours constante. Lorsque l'on marche au débit maximum, l'ouverture auxiliaire est complètement fermée ; si on veut réduire la puissance donnée par la turbine, en même temps que le vannage se ferme partiellement, l'ouverture auxiliaire s'ouvre automatiquement d'une grandeur correspondante, de telle sorte qu'on conserve un débit régulièrement constant et une vitesse rigoureusement constante dans la conduite.

Mais une certaine quantité d'eau se trouve perdue : dans certains cas cela n'a pas d'inconvénient, puisqu'on n'a pas besoin du débit nécessaire pour donner la puissance maxima. Toutefois, dans d'autres cas, on peut avoir divers emplois pour l'eau et il est utile de l'économiser. Voici alors comment on procède :

On dispose cette orifice de décharge de façon à ce qu'il n'agisse que temporairement ; quand la charge vient à se réduire brusquement, il s'ouvre, puis un mécanisme auxiliaire le referme doucement, avec une lenteur suffisante pour que les effets de force vive de l'eau dans la conduite soient très faibles.

On remarquera toutefois que sous cette seconde forme le

Le système fonctionne bien quand la charge de la turbine diminue, parce que l'orifice auxiliaire s'ouvre immédiatement. Mais supposons l'évolution inverse : la turbine marchant à faible charge, et la charge augmentant : nous n'avons plus la même compensation. Le régulateur ouvre davantage le vannage, mais l'eau ne coule pas de suite avec la vitesse voulue, le débit n'augmente que progressivement, de sorte que la turbine sera exposée à se ralentir.

On avait, avant l'adoption de cet orifice de décharge, essayé d'employer de grands réservoirs d'airs placés sur la colonne liquide, dans le voisinage de l'extrémité inférieure, mais ces réservoirs d'air ont donné de mauvais résultats, ils ont parfois augmenté les inconvénients plutôt que de les diminuer ; sans entrer dans leur étude détaillée, on peut dire qu'il n'y a pas d'assimilation avec les réservoirs d'air installés pour compenser l'effet du refoulement inégal donné par une pompe. Là, il s'agit d'emmagasiner de petites quantités d'eau, de parer à une variation qui se produit dans un temps très court et sur des quantités relativement petites, tandis que pour les turbines, ce n'est pas du tout une petite variation périodique du débit qu'il y a lieu de compenser par le réservoir d'air, c'est une grande variation non périodique emmagasinée en une seule fois, de sorte qu'il faudrait donner au réservoir des dimensions tout à fait inacceptables pour qu'il puisse servir efficacement. On a donc renoncé à ces réservoirs qui avaient même donné lieu à des accidents : la présence de l'air avait augmenté les variations de pression dans les conduites au point d'amener des ruptures.

Step
Dans la troisième classe des moteurs hydrauliques, l'eau agit par pression sur un piston. C'est le mode d'action le plus simple à envisager. On a un piston d'une section déterminée, sur lequel on amène l'eau avec une pression déterminée ; on peut immédiatement savoir quelle est la force qui pousse le piston.

Dans

Dans certains cas ces moteurs se prêtent à une application immédiate, sans intermédiaire: s'il s'agit d'appareils de levage où il faut élever un certain poids à une certaine hauteur, il est clair qu'on peut agir directement par le piston pour produire l'élévation voulue. C'est un cas fréquent dans les grues hydrauliques, dont les emplois sont multiples, dans certains ateliers où on a des manutentions fréquentes, dans les gares de chemin de fer et dans les ports. La grue hydraulique est un cylindre vertical dans lequel se meut un piston pressé par l'eau, et rattaché directement à la charge à élever. Dans ce cas la course du poids enlevé est égale à la course du piston, il faut donc exercer sur le piston une force égale au poids à soulever.

Dans d'autres cas, pour augmenter la course de la charge, on fait usage d'une chaîne mouflée, qui passe un certain nombre de fois sur des poulies et multiplie la course. Le mouflage est employé ici à l'inverse d'une des applications les plus fréquentes. Dans les mouflages ordinaires, on augmente la force en réduisant la course: ici c'est l'effet contraire qu'on obtient.

Les installations de ces appareils ne présentent aucune difficulté.

Un genre particulier de ces appareils qui est fréquemment employé, est l'ascenseur hydraulique ordinaire, qui n'est qu'une grue à grande levée et à faible puissance. Dans ce cas de l'ascenseur, la charge à soulever devient très petite à côté du poids de l'appareil lui-même, de sorte que pour éviter une dépense d'eau exagérée, il faut — équilibrer l'appareil de manière à ne laisser produire au piston que le travail utile, ce qu'on réalise au moyen d'une chaîne passant sur une poulie et un contre-poids.

Mais à cause de la longueur de la course, à mesure que l'ascenseur s'élève, la pression motrice qui s'exerce sur la face inférieure du piston diminue, puisque cette pression dépend de la hauteur qui sépare le piston du niveau du réservoir qui

fournit l'eau. Il faut donc faire le calcul de l'appareil dans les conditions les plus défavorables, c'est-à-dire quand il est en haut, mais lorsqu'il sera en bas on aura un excès de force motrice tout à fait inutile. On évite cet inconvénient en faisant servir de contre-poids la chaîne elle-même, à laquelle on donne un poids convenable. Ce poids est facile à déterminer : si nous considérons que l'ascenseur s'est élevé d'une hauteur h , S étant la section du piston, ω le poids du mètre cube d'eau, la force motrice a diminué d'une quantité ωSh , égale au poids de la colonne d'eau de hauteur h et de section S .

Pendant ce mouvement une longueur h de chaîne qui se trouvait du côté du piston passe du côté du contre-poids ; si vous appelez x le poids par mètre de la chaîne, il en résulte une variation égale à $2hx$, pour la compensation, on doit avoir la relation simple :

$$Sh = 2hx$$

en supprimant le facteur commun h , le poids x de la chaîne par mètre, courant doit être égal à la moitié du poids d'une colonne d'eau de 1 mètre de hauteur ayant la section du piston.

L'addition de ce contre-poids, comporte une remarque au point de vue de la sécurité.

L'emploi de ces ascenseurs hydrauliques a été fait surtout au point de vue de la sécurité. La charge étant placée sur un piston hydraulique qui se ment dans un cylindre, qui n'est soumis à aucun choc, mais seulement à la pression de l'eau qui ne peut dépasser une certaine valeur, semblait dans des conditions de sécurité à peu près absolue, alors que l'ascenseur suspendu à un câble, est exposé à la rupture de ce câble.

Néanmoins le contre-poids peut entraîner et a entraîné un accident grave. L'ascenseur présente à sa partie supérieure une cage dans laquelle se placent les voyageurs : or le contre-poids est souvent ^{attaché} à la cage, de sorte que la cage, ne repose pas sur le

piston, ce qui donnerait une grande sécurité, puisque le piston ne peut descendre que lentement, alors même que le tuyau d'aménée d'eau se briserait; il n'est d'ailleurs pas commode de l'attacher directement au piston. Par conséquent, l'attache de la cage au piston se trouve soumise à un effort de traction par suite du contrepois. Si cette attache vient à se rompre, la cage est brusquement enlevée au haut de la course, ce qui amène la rupture des cables d'équilibre et la chute. Ainsi une disposition considérée comme très sûre, se trouvait exposée à un danger qui s'est trouvé révélé par l'expérience.

On a d'ailleurs imaginé un grand nombre de dispositions variées pour équilibrer le poids des ascenseurs hydrauliques sans s'exposer à cet inconvénient.

On peut se demander quel est le rendement de tous ces appareils, soit les grues hydrauliques à action directe, soit les ascenseurs, qui en principe sont les mêmes appareils.

Si la machine est suffisamment lente, c'est à-dire si l'eau pénètre avec une vitesse suffisamment faible, le rendement peut être assez bon, à condition toutefois que le poids mort soit équilibré. Dans les grues ordinaires, où le poids de l'appareil est souvent inférieur à celui de la charge, on ne prend pas toujours la peine de réaliser cet équilibre, ce qui réduit le rendement. De plus, ces appareils se manœuvrent avec rapidité, l'eau doit passer dans le conduit d'aménée, dans le robinet, passages toujours étroits, avec une assez grande vitesse, et de là résulte une perte de charge importante.

Une autre cause qui, pour beaucoup de ces appareils, réduit encore le rendement effectif, est la suivante :

Une grue hydraulique est établie pour une certaine charge maxima; quand on travaille avec cette charge, on obtient le rendement véritable de l'appareil, qui pourra être de 50 à 60 p. 100. Mais en réalité il est rare qu'on obtienne ce rendement, parce que souvent l'appareil soulève des charges moindres : mais la dépense d'eau est toujours la même : il faut remplir le cylindre d'une

quantité d'eau correspondant à la course à effectuer, quel que soit le poids à élever : c'est une cause qui réduit beaucoup le rendement effectif.

On peut se demander ce que devient le travail moteur disponible : il est absorbé en travail de frottement correspondant aux pertes de charge. Si la charge est légère, l'appareil va plus vite, les pertes de charges sont plus grandes et absorbent tout le travail qui n'est pas utilisé. Ou bien on ouvre moins complètement la vanne de manœuvre, on force l'eau à passer par un orifice étroit et on a des pertes de charges plus grandes : on se rappellera que le passage de l'eau à travers un diaphragme étroit constitue un frein très énergique.

Dans cette même classe de moteurs hydrauliques on peut citer un assez grand nombre d'outils employés surtout dans les ateliers de chaudronnerie pour la construction des navires, des ponts, des charpentes métalliques : ce sont les riveuses hydrauliques, les poinçonneuses, les machines à cisailier. La pression hydraulique est précieuse pour ces travaux.

L'appareil est fort simple : c'est un cylindre renfermant un piston ; le cylindre est généralement vertical et le piston agit de haut en bas, dans les poinçonneuses et les cisailles ; dans les machines à river le plus souvent l'axe est horizontal, mais le fonctionnement est le même. Un piston d'une certaine section est pressé par l'eau quand on ouvre un robinet ; au contraire on laisse l'eau s'échapper quand on veut faire descendre l'appareil.

Cependant il y a là une disposition spéciale et nécessaire pour produire le retour de l'outil. La plus fréquente est la suivante : la pression motrice s'exerce constamment, dans le sens du retour, sur une zone annulaire du piston. Ses garnitures sont formées de cuirs emboutis, demi-torés en cuir, à bords amincis, la pression de l'eau agit à l'intérieur du tore, tend à l'ouvrir, et en appuyant les bords l'un contre la partie fixe et l'autre, contre la partie mobile, c'est à dire la partie cylindrique du piston, assez fortement pour qu'aucune fuite ne puisse se produire.

On a trouvé qu'il était utile d'employer aussi le moteur

à piston pour produire = un mouvement de rotation, pour commander des appareils quelconques d'ateliers, des treuils, des cabestans.

Il suffit alors d'appliquer les dispositions ordinaires, c'est-à-dire d'employer la bielle et la manivelle.

On se sert souvent de la disposition à simple effet; le cylindre est ouvert d'un côté et l'eau ne travaille que d'un côté. Le piston est plongeur, et la garniture est un cuir embouti.

Dans d'autres cas on trouve plus commode d'avoir le double effet, qui donne un mouvement plus régulier, et, d'un cylindre de section donnée, permet de tirer plus de puissance. On a alors une disposition analogue à celle d'une machine à vapeur: la garniture étanche du piston est assurée par des bagues métalliques élastiques, et la tige porte la bielle qui va s'articuler sur la manivelle à laquelle elle communique le mouvement de rotation.

Dans les deux cas il faut assurer la distribution du fluide moteur, c'est-à-dire laisser entrer l'eau motrice pendant l'allée du piston, et la laisser échapper pendant le retour: cette disposition s'effectue à l'aide d'un tiroir ordinaire, qui découvre des lumières.

Dans la machine à double effet, on a deux lumières qui viennent aboutir sur la table des lumières: au centre, une lumière d'échappement. Ce sont des ouvertures rectangulaires, sur lesquelles se meut le tiroir de distribution; ce tiroir est commandé par une tige qui reçoit son mouvement d'un excentrique.

Nous avons ici un cas particulier de distribution par tiroir, et très simple, parce que le fluide moteur est incompressible; il n'y a pas de période de détente, il faut qu'il soit admis pendant toute la course complète. Pendant le retour du piston, il faut que l'échappement soit ouvert complètement pendant toute la course, car si on fermait l'orifice trop tôt, le fluide étant incompressible il faudrait ou que la machine s'arrêtât, ou qu'une rupture se produisît. On a donc: admission pendant tout l'allée, échappement pendant

tout le retour.

En outre, contrairement à ce qui a lieu dans les machines à vapeur, la question de l'espace libre est négligeable. Dans les machines à vapeur, l'espace libre est souvent dit nuisible, car dans bien des cas, il a une influence défavorable. Ici, cet espace n'a pas d'importance, étant rempli d'un fluide incompressible, c'est comme s'il n'existait pas. Quelle que soit sa valeur, comme il est complètement plein d'eau, il n'y a à fournir pendant l'admission que la quantité d'eau qui correspond au volume théorique du cylindre, c'est à dire au produit de la section du piston par la course.

Comment doit être disposé le tiroir pour satisfaire à cette distribution ?

D'abord il ne doit pas avoir de recouvrements. Dans sa position moyenne il recouvrira les deux lumières, mais sans les dépasser ni d'un côté ni de l'autre, c'est à dire sans avoir de recouvrement ni extérieur ni intérieur ; dès qu'il est déplacé, il met une des lumières en communication avec l'admission, et l'autre en communication avec l'échappement ; ces communications doivent se conserver pendant toute la course du piston. Il suffit pour cela que le tiroir soit commandé par un excentrique calé à angle droit en avant de la manivelle motrice ; tandis qu'au contraire dans la machine à vapeur on a un angle d'avance en plus, ici cet angle d'avance est nul.

En raison du mode d'emploi de ces machines, utilisées le plus fréquemment pour des treuils ou des cabestans, avec des marches intermittentes, il faut que la machine puisse démarrer immédiatement dans une position quelconque. Avec un seul cylindre, c'est impossible, si on a le double effet, on emploie deux cylindres avec manivelles calées à angle droit.

Avec le simple effet, il faut trois cylindres et trois manivelles symétriquement disposées autour de l'axe, avec une distance égale à 120° d'une manivelle à l'autre.

On se sert beaucoup aussi d'un type de ces moteurs à

colonne d'eau où l'on a supprimé le tiroir et profité du mouvement que prend un cylindre oscillant : c'est le moteur Schmidt.

Dans le moteur oscillant, on a supprimé la bielle et l'extrémité de la tige du piston est articulée sur la manivelle, mais il faut alors que cette tige du piston puisse s'incliner et par conséquent il faut que le cylindre soit muni de tournillons qui lui permettent d'osciller. Pendant la course d'aller du piston, l'axe du cylindre est toujours incliné dans un sens par rapport à la position correspondant aux points morts ; pendant la course de retour, l'axe du cylindre est constamment en sens inverse. Les trois lumières sont ouvertes sur un cylindre de révolution fixe qui a pour axe, l'axe des tournillons du cylindre (figure 24) la lumière centrale aboutit à l'échappement, et les deux lumières latérales en communication avec l'arrivée d'eau.

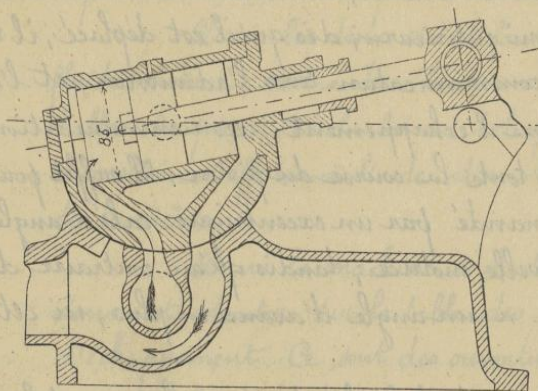


Fig. 24. Moteur Schmidt.

Sur le cylindre, on a des lumières correspondantes dont le tracé est aussi simple, un vide correspondant exactement au plein de la partie fixe, quand le cylindre est aux points morts.

On voit que pendant chaque course simple un côté du cylindre est bien en communication avec l'admission et l'autre avec l'échappement.

l'échappement.

Sous remarquerez que la possibilité de profiter ainsi du mouvement d'oscillation du cylindre pour produire la distribution tient à l'absence de détente. Cela ne serait pas applicable à une machine à vapeur, qui ne peut pas s'accommoder d'une admission totale, sans détente, sauf dans des cas très spéciaux.

Il y a lieu toutefois de signaler que cette disposition comporte une petite difficulté de construction, résolue d'ailleurs dans le moteur Schmidt. Avec le tiroir ordinaire, la pression du fluide moteur s'applique sur la table, en sorte que l'étanchéité est assurée. Au contraire, ici, l'eau tend à soulever le cylindre et à produire une fuite vers l'extérieur entre le cylindre et cette surface contre laquelle il oscille. Deux tiges filetées et munies d'écrous permettent de serrer contre le bâti de la machine les supports des tourillons. Le réglage est à faire de manière à supprimer la fuite sans produire un frottement excessif.

Le rendement de ces moteurs à piston peut s'évaluer, dans chaque cas spécial, par l'étude des pertes de charge qui se produisent dans le mouvement du liquide : c'est l'application de formules assez simples de l'hydraulique. Il y a mouvement dans une conduite, puis passage par des orifices plus ou moins étroits, puis des coudes assez brusques dans l'intérieur des lumières ; enfin, en dernier lieu l'eau entre avec une certaine force vive et se trouve amenée sensiblement au repos dans l'intérieur du cylindre, de sorte qu'on a le cas de la perte de charge évaluée d'après le théorème de Bélanger.

Ces pertes de charge, étant proportionnelles au carré des vitesses, croissent proportionnellement au carré de la vitesse de marche : de sorte qu'une de ces machines peut avoir un bon rendement si elle marche lentement, mais le rendement diminue si la vitesse s'accroît.

En moyenne, dans les meilleures conditions, ces moteurs peuvent donner des rendements d'environ 50 p. 100, mais d'ailleurs dans la plupart des applications le rendement effectif est indépendant de la machine elle-même, mais dépend surtout de l'emploi. Si on commande un cabestan, l'appareil doit être calculé sur la charge maxima ; toutes les fois que la charge à soulever sera moindre, on dépensera la même quantité d'eau

et le rendement réel sera diminué.

Je terminerai par quelques mots sur les conditions dans lesquelles on emploie généralement les appareils à piston.

Si l'on dispose d'une chute d'eau on peut s'en servir pour actionner un grand nombre d'appareils disséminés dans l'intérieur d'un même atelier : cisailles, poinçonneuses, machines à river, appareils de levage et de manutention, ou bien dans l'intérieur d'une gare, ou dans un port de mer.

Il est rare qu'on dispose ainsi d'une chute naturelle ; presque toujours elle est créée par l'élevation de l'eau au moyen de pompes. On a soin alors de lui donner une très grande hauteur ; il y a avantage à avoir de l'eau sous forte pression, car pour produire un même effort les appareils sont plus petits, ce qui constitue une économie et une facilité d'installation.

Les hauteurs de chute que l'on utilise dans ces installations de transmission hydraulique sont généralement comprises entre 500 et 1000 mètres, donnant des pressions de 50 à 100 kilogrammes par centimètre carré. On ne pourrait pas créer une chute de cette hauteur à l'aide de réservoirs, mais on emploie un accumulateur qui en est l'équivalent.

L'accumulateur consiste en un cylindre vertical où se meut un piston plongeur chargé d'un poids suffisant pour donner la pression qu'on veut obtenir. Si vous voulez obtenir une certaine pression p , par centimètre carré, entre 50 et 100 kg, par exemple, si S est la section en centimètres carrés du piston de l'accumulateur, le poids dont devra être chargé cet accumulateur pour réaliser la pression s'obtient en multipliant p par S .

Pour fixer l'esprit par quelques nombres, il existe dans la ville de Sondres une grande installation de transmission hydraulique, les accumulateurs ont un diamètre de 508^{mm} par diamètre, j'entends le diamètre du piston plongeur - et la course est de 7 mètres. La pression adoptée de 60 kg par cm² ; la charge doit être de 122 tonnes. Le produit de la section par la course donne le

volume d'eau qui peut être ainsi emmagasiné dans l'accumulateur, ce volume est de $1,4 \text{ m}^3$.

Il semble à première vue que même en arrivant à des proportions considérables - un poids de 122 tonnes est d'installation assez embarrassante - on a un bien petit réservoir, mais la pratique a montré que c'était tout à fait suffisant, parce qu'une telle transmission hydraulique dessert un grand nombre d'appareils à marche intermittente, de sorte qu'on a tantôt des appareils en marche et d'autres arrêtés, et la pratique a montré, ce qu'on pouvait prévoir, que le débit était extrêmement régulier, non pas régulier depuis le commencement du jour jusqu'à la fin, mais suivant les heures. L'eau est refoulée par des pompes commandées par des machines à vapeur, dont on règle la marche suivant le débit nécessaire. Par suite, dans une distribution hydraulique étendue, il n'y a pas besoin de prévoir de grands accumulateurs.

De tels accumulateurs comportent quelques détails intéressants. Il faut d'abord avoir une garniture qui assure l'étanchéité du cylindre. On a d'abord appliqué le cuir embouti, c'est à dire un demi-tore en cuir placé à la partie supérieure. C'est une excellente garniture, mais il y a une grosse difficulté à son emploi, qui a même donné lieu à des mécomptes, c'est que ce tore en cuir forme un cercle fermé, il n'est pas coupé pour la mise en place. Quand il faut le remplacer, il faut pratiquer cette opération difficile de sortir le piston hors du cylindre; aussi a-t-on généralement renoncé au cuir embouti et adopté la vieille garniture en chanvre avec presse garniture, qui peut se refaire avec facilité en laissant le piston en place, mais qui donne lieu à un peu plus de frottement.

Il faut prendre des précautions pour que le piston ne puisse pas être soulevé trop haut et sortir du cylindre, ce qui serait un accident très grave. Pour obvier à cette éventualité, il y a généralement un arrêt automatique du moteur; quand l'accumulateur arrive

en haut de sa course, il ferme la prise de vapeur. Mais - cette disposition ne donne pas une sécurité suffisante; on ajoute une seconde butée qui ouvre un orifice de décharge.

En troisième lieu, dans certains cas on emploie une disposition qui paraît assez sûre, qui consiste à percer un trou à la partie inférieure du piston de l'accumulateur: si par mégarde on le fait monter un peu plus haut, ce trou va dépasser la garniture étanche, et faire cesser la pression.

Lorsque l'accumulateur central dessert une canalisation étendue, on peut avoir un groupe d'appareils assez éloigné. Pour éviter des variations de pression qui pourraient se produire par suite de cette longueur de conduite on établit un accumulateur de relai; au bout de la canalisation et dans le voisinage des centres d'emplois on met un nouvel accumulateur un peu moins chargé, de sorte qu'à l'état de repos il a tendance à se remplir. On l'arrête sa course par un arrêt mécanique. Si on vient à dépenser beaucoup d'eau dans les appareils voisins, il fournit l'eau nécessaire pour pression, et se recharge ensuite. - Cette disposition permet de donner à la conduite un diamètre plus petit. Il y en a un exemple visible dans la gare Saint-Lazare à Paris; les accumulateurs visibles dans la gare sont des accumulateurs de relai desservis par un accumulateur central situé aux Batignolles.

Quelles sont les conditions dans lesquelles une pareille transmission hydraulique peut être avantageuse ?

D'abord, c'est d'avoir beaucoup d'appareils, et des appareils à marche intermittente. Si l'on compare le système de la station centrale au système qui consiste à munir chaque appareil d'un petit moteur, ce qui se voit souvent dans certains ports de mer ou sur les rivières, par exemple, à Paris, sur la Seine, où chaque appareil a son moteur, on voit qu'on est obligé, dans ce système d'appareils individuels, d'avoir un grand nombre de machines. Ces machines à vapeur doivent être tenues constamment

en feu et avoir leur personnel pour une marche souvent peu prolongée. Si l'on fait la somme de la puissance de tous les moteurs individuels, on trouve que le moteur central n'est pas obligé d'avoir une puissance égale à celle de tous les moteurs, mais par exemple $\frac{1}{4}$ ou $\frac{1}{5}$ du total, fraction à déterminer dans chaque cas.

De plus, on a l'avantage d'avoir un grand moteur qui n'a qu'un personnel limité, au lieu d'une machine à vapeur pour chaque appareil, nécessitant toujours un homme pour son service.

Remarquez que ces avantages de la station centrale ne sont pas spéciaux au système de transmission hydraulique, il se retrouvent dans la transmission électrique ou dans la transmission par air comprimé.

Mais quels sont les avantages spéciaux de la transmission hydraulique comparée aux autres systèmes, notamment à celui de la transmission électrique?

C'est un avantage, c'est que pour une certaine classe d'appareils, c'est-à-dire principalement pour les organes de levage, les grues, les organes de manutention comme les plaques tournantes dans une gare, les chariots transbordeurs, la manœuvre est excessivement facile: il suffit d'ouvrir un robinet ou de presser un bouton pour mettre l'appareil en marche, et n'importe qui peut faire la manœuvre sans aucune espèce de précaution ni de connaissances spéciales. C'est là un grand avantage de la transmission hydraulique pour ces applications particulières: la manœuvre est facile et excessivement commode: c'est peut-être celle qui présente le plus de facilités, quoique cependant avec la transmission électrique on obtienne aussi des appareils qu'il est facile de mettre en marche et dont la commande peut être abandonnée à n'importe quel agent.

Par contre, la transmission hydraulique présente

quelques inconvénients.

D'abord, la nécessité d'avoir une conduite à très haute pression, puisque celle-ci oscille entre 50 à 100 kilogrammes par centimètre carré; donc il faut des conduites très épaisses. Ceci n'est pas difficile à réaliser, parce que le débit étant petit, le diamètre est faible, mais le joint doit être très soigné, et on ne peut pas éviter complètement les fuites; d'où une dépense qui n'est pas négligeable.

Quand il fait froid, la conduite est exposée à la gelée, ce qui peut avoir des conséquences désastreuses, surtout si on a des appareils qui restent en chômage, cas fréquent dans les ports de mer. On a bien cherché à y remédier en employant, au lieu d'eau, un liquide incongelable, par exemple en ajoutant à l'eau de la glycérine, mais la dépense est assez forte et si on ne veut pas dépenser trop de glycérine il faut employer une canalisation de retour, ce qui est une notable augmentation de la dépense d'installation.

Pour ce motif à Rotterdam où existait une distribution hydraulique, dans l'installation d'un bassin nouveau, il semble qu'il aurait été naturel de prolonger la distribution qui existait dans le voisinage; mais on a installé des appareils à transmission électrique.

En résumé, c'est donc surtout la question de commodité d'emploi qui fait préférer les appareils hydrauliques, surtout pour les appareils de levage et les appareils à marche discontinue. Pour les appareils à marche continue, ils sont peu économiques, le rendement est faible.

Comme exemples de l'application de ces installations hydrauliques, on peut citer les installations des ports et de gares en grand nombre.

La plus grande application qui on a été faite est sans doute celle de Londres: c'est une application publique qui dessert une étendue considérable: docks, gares, magasins particuliers sont abonnés à cette transmission d'eau sous pression.

Une application intéressante, mais qu'il ne faudrait pas prendre comme type, parce qu'elle est tout à fait différente des autres par suite de circonstances locales, a été faite à Genève. Il s'est trouvé qu'on pouvait disposer à bas prix d'eau sous pression relativement forte, correspondant à 15 kilogrammes par centimètre carré. Cette transmission, par exception, sert à commander un grand nombre de moteurs continus et on s'en sert même pour l'éclairage électrique.

Une application très importante et où la commodité d'emploi est très grande, c'est dans les ateliers de construction métallique où on a à poinçonner et à river. On a fait des poinçonneuses électriques et des riveuses électriques, mais moins simples et moins commodes que les poinçonneuses et les riveuses hydrauliques, qui semblent réaliser le maximum de simplicité. Le défaut que je signalais de la grande étendue de conduites exposées à la gelée n'existe pas dans un atelier : la conduite est peu étendue, et généralement elle n'est pas exposée à la gelée : c'est donc là une application importante et fréquente, et il n'y a pas grand intérêt à la remplacer par autre chose.

Je vous signalerai encore d'autres applications plus modestes, mais intéressantes.

On s'est servi de la transmission hydraulique pour la manoeuvre des vannes des écluses ; notamment à l'écluse de Bougival il y a une petite station commandée par une turbine ; des cylindres hydrauliques permettent, dans des conditions très rapides de manoeuvre, de soulever des vannes et de commander les portes.

Ce système est encore utilisé dans les gares de chemins de fer pour la manoeuvre des aiguilles et signaux : il existe des stations centrales avec des leviers nombreux du système Blanche et Servetay. Chaque appareil est commandé par un petit cylindre hydraulique ; et l'organe de manoeuvre se trouve au poste central, où est situé l'accumulateur. Des dispositions d'enclenchement empêchent de donner deux directions ne pouvant pas concorder.

On utilise pour cette distribution des tuyaux de 10 millimètres de diamètre. Là, il faut se préserver de la gelée, mais comme la distance est petite et le diamètre restreint, il est facile d'établir une conduite de retour pour ramener l'eau glycérimée.

En dernier lieu je citerai les applications faites à bord des navires de guerre; le changement de marche des machines, les manœuvres du cabestan, du gouvernail, des appareils à charger des canons, à élever les projectiles, etc peuvent se faire à l'aide d'appareils hydrauliques.

Toutefois on ne peut pas se servir de l'accumulateur ordinaire, mais on emploie un accumulateur, vertical ou horizontal, avec contrepoids de vapeur. Sur la même tige se trouve le piston hydraulique et un piston beaucoup plus grand pressé constamment par la vapeur des chaudières.

En résumé dans tous ces cas on peut dire que, sauf l'exemple de Genève, qui est spécial, la transmission hydraulique convient pour des manœuvres intermittentes et est adoptée à cause de sa grande facilité, mais que son rendement est toujours faible.

Indications bibliographiques.

Roues.

Rebber, Konstruktion und Berechnung der Wasserräder.
Armengaud, Traité des moteurs hydrauliques 1 Volume
et 1 Atlas (1858).

Uhland, Handbuch für den practischen Konstrukteur,
Band I, Abtheilung 2 et Supplementband 1, Alth. 2.
Morin, leçons de mécanique pratique, 2^{ème} partie.

Turbines.

Bodmer. - Moteurs hydrauliques, ouvrage anglais, traduit
en français par Farman (1896)

Meissner. - Die Hydraulik und die hydraulischen Motoren.
3 vol. (1880 - 1889), avec planches nombreuses.

Kateau et Traxill. - Les moteurs hydrauliques, dans la
Mécanique à l'Exposition de 1900, Tome I, 5^{ème} liv.

Flamant, Étude sur les turbines, dans la Revue de Mécanique,
1^{er} Semestre 1898, p. 5 et 260.

Kateau, Rapport sur l'état actuel de la théorie et de la
construction des turbines hydrauliques; Congrès international de méca-
nique appliquée, à l'exposition de 1900, t. I p. 335.

Traxill, Progrès de la construction des turbines hydrauliques
en Suisse depuis 1889, t. I. p. 325.

Kateau, traité des turbo-machines, 1^{er} fascicule, 1 vol. (1900)
Articles extraits de la Revue de Mécanique, Années 1897 à 1900.

Sloan. Les turbines américaines pour basses chutes et débits
variables (Note sommaire) Congrès international de mécanique appliquée
à l'Exposition de 1900. - t. III. p. 293.

Allievi, Théorie générale du mouvement varié de l'eau
dans les conduites, Revue de mécanique, Janvier 1904, p. 5 et 10.

Hermann, die graphische Theorie der Turbinen.

Ludewig, Allgemeine Theorie der Turbinen

Rühlmann, Allgemeine Maschinenlehre, t. I p. 360.

Roue Loncelet: mémoire de Loncelet dans les Annales des
Mines, t. 12 (1826) p. 433; Didion, mémoires présentés à l'Académie
des Sciences, XX, p. 185.

Moteurs à piston.

Blaton de la Goupillière. - Cours de machines, Chap. XI et XII.
Weisbach - Hermann, Mechanik der Antriebsmaschinen
p. 536 (5^{ème} édition).

Knoke, die Kraftmaschinen des Kleinwerbes.

Transmission hydraulique de la puissance motrice.

Allington, dans Proceedings of the Institution of civil engineers.
The distribution of hydraulic power in London, t. XCIV, p. 1.

Appareils de la gare St Lazare: Revue générale des Chemins
de fer, Année 1870, 2^{ème} Semestre, p. 3 et 181; année 1891, 1^{er} Semestre
p. 55, 239 et 309.

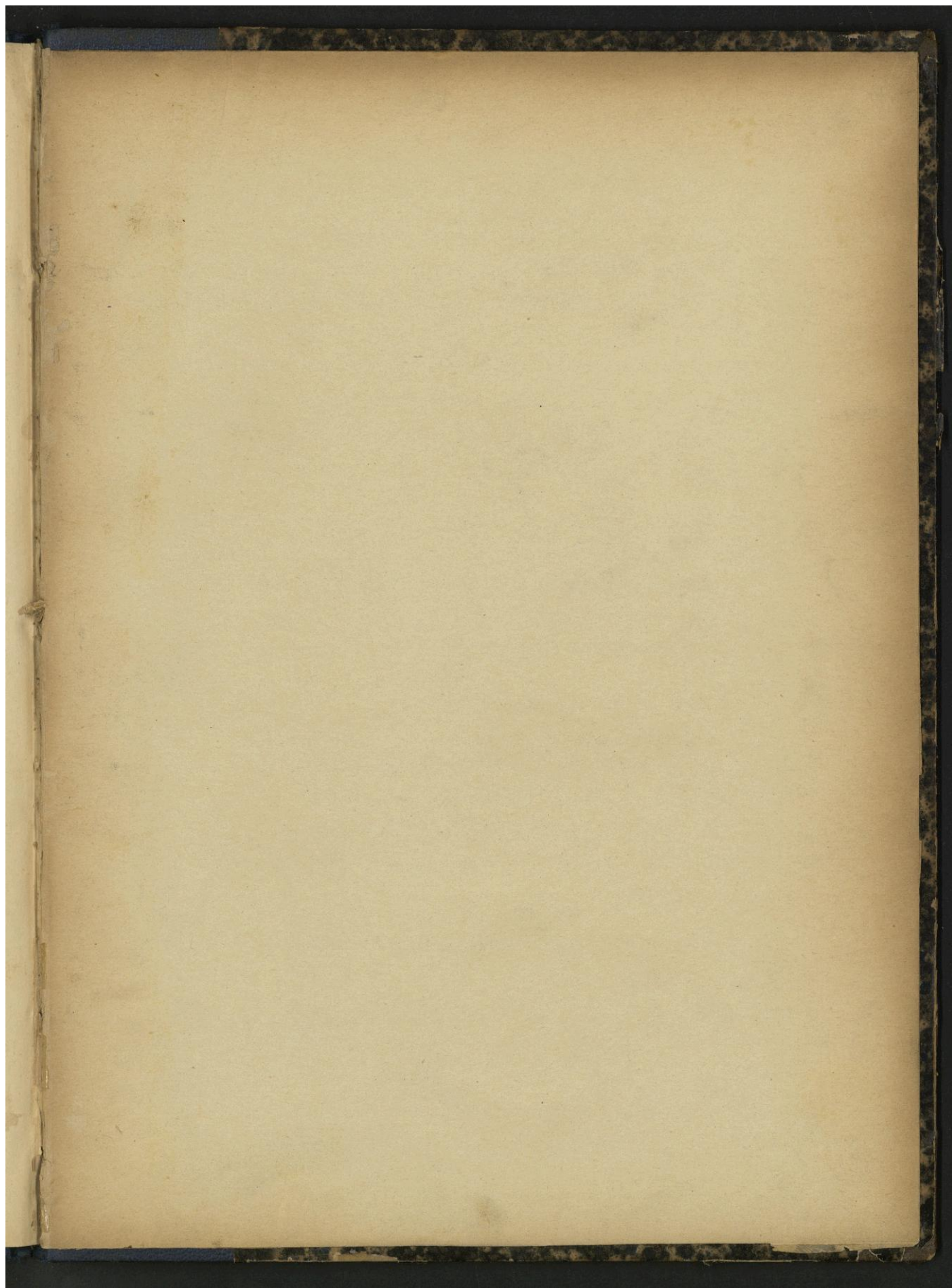
Installation à Genève: Congrès international de Mécanique
appliquée en 1889, t. IV p. 235.

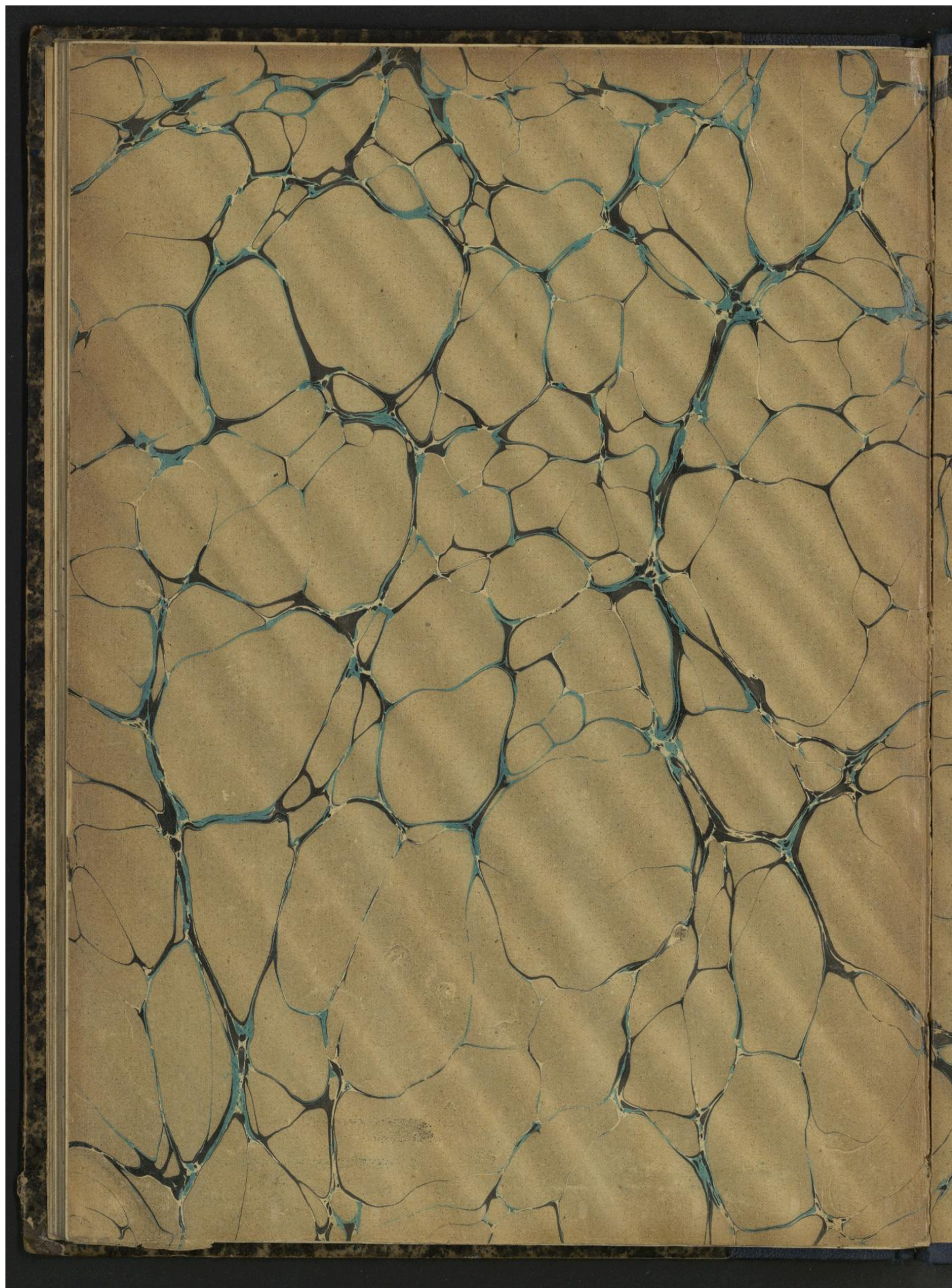
Appareils auxiliaires à bord des bateaux. Bulletin techno-
logique de l'Association des anciens élèves des écoles nationales d'Arts
et Métiers, Novembre et Décembre 1898; Février 1899.

Mancœuvre des aiguilles de Chemins de fer: Revue générale
des Chemins de fer et des tramways, année 1899, 1^{er} Semestre p. 205.

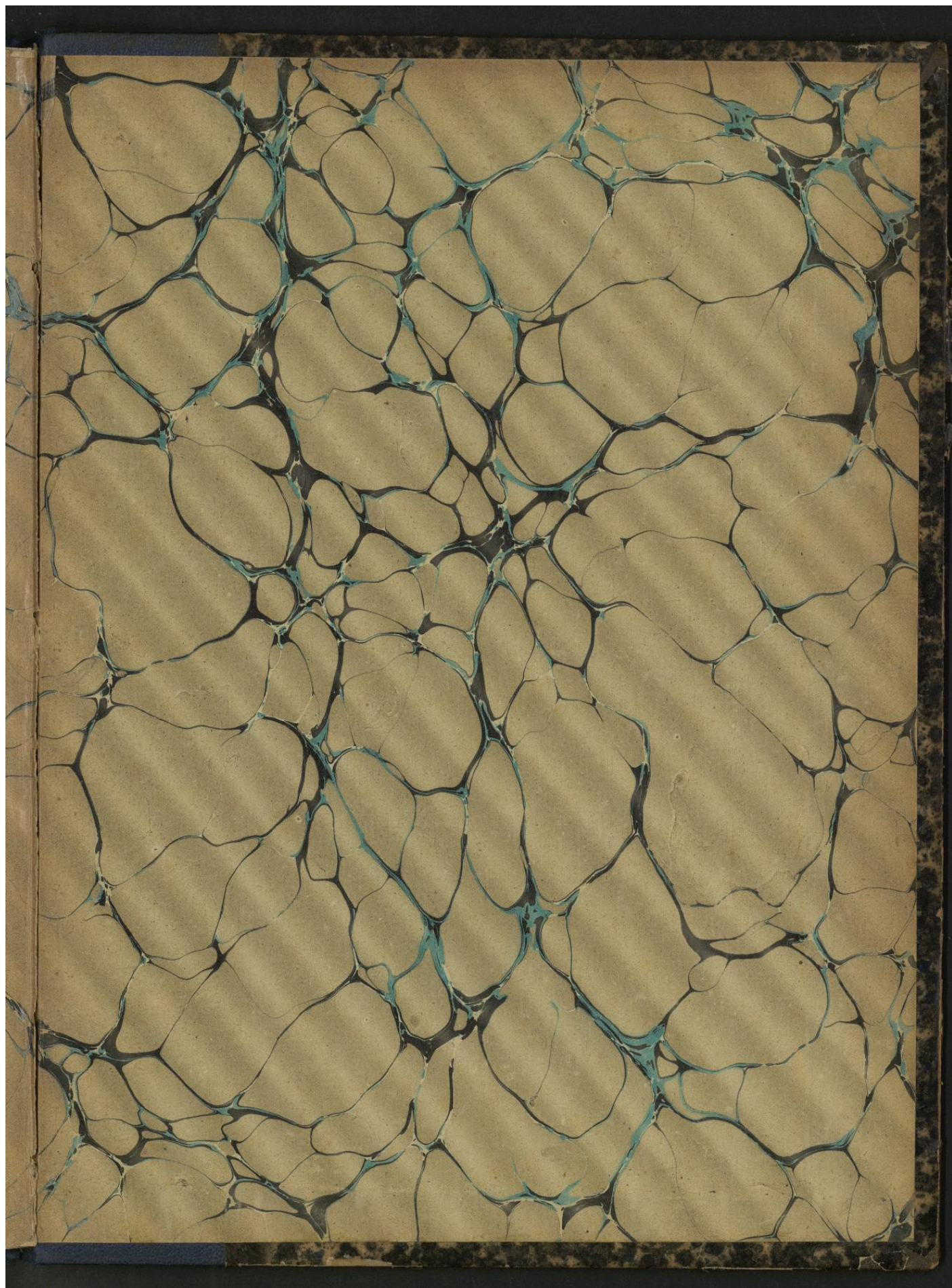
Paris, le 29 Mars 1904.







Droits réservés au [Cnam](#) et à ses partenaires



Droits réservés au [Cnam](#) et à ses partenaires