

LES  
MOTEURS HYDRAULIQUES



# LES MOTEURS HYDRAULIQUES

---

TURBINES ET MACHINES  
A PRESSION HYDRAULIQUE

A L'USAGE  
*DES INGÉNIEURS ET DES CONSTRUCTEURS*

PAR

**G.-R. BODMER**

**Traduit de l'anglais par D. FARMAN**  
Ingénieur-Mécanicien

---

204 FIGURES ET PLANCHES

---

PARIS

LIBRAIRIE INDUSTRIELLE  
**J. FRITSCH, ÉDITEUR**  
30, RUE DU DRAGON, 30

—  
1896



## PRÉFACE

---

*Le but de M. Bodmer, en écrivant cet ouvrage, a été de combler une lacune, et de présenter un ouvrage à la fois clair, élémentaire et cependant assez complet pour donner une idée exacte de l'action de l'eau dans les turbines et dans les moteurs à pression hydraulique.*

*On peut dire que l'auteur a atteint ce triple but : son livre fait actuellement autorité en la matière.*

*Sans recourir à des calculs compliqués, il a su analyser toutes les causes déterminant l'action de l'eau dans les turbines ; c'est ainsi que, partant des principes les plus élémentaires, il arrive à établir une théorie très complète de ces moteurs. Sa théorie une fois établie, il l'applique à l'étude de projets des divers genres de turbines existantes et la fait suivre d'exemples numériques pour familiariser complètement le lecteur avec cette branche spéciale de la technique de l'ingénieur.*

*Un chapitre entier a été consacré aux turbines américaines ; l'auteur a traité ce sujet avec une grande impar-*

*tialité, ce qui l'amène à reconnaître les avantages que présente leur construction sur celle des turbines généralement adoptées en Europe.*

*De nombreux graphiques contribuent à l'intelligence des formules analytiques de l'auteur ; d'un autre côté, des tables très complètes résument l'influence des diverses proportions des turbines sur leur fonctionnement et leur rendement.*

*Celles-ci constituent pour le constructeur un guide précieux, car dans cette branche de la technique plus que dans toute autre la méthode par comparaison est à recommander.*

*L'auteur a d'ailleurs tenu compte de tout ce qui avait été publié sur la matière : il analyse et compare entre eux les travaux de Francis, Lehmann, Meissner, Redtenbacher, Rittinger, Weisbach, Fliegner, Schroeter, Thurston, Unwin, Clemens Herschell.*

*De nombreux renseignements personnels lui ont été également fournis par le D<sup>r</sup> Fliegner, de Zurich, le prof. Schræter, de Munich ; le D<sup>r</sup> Dunkin, W. Gunther, de Oldham, J. Hostie, Clemens Herschell, de Holyoke, Howes et Ewell, la C<sup>ie</sup> de la « Humphrey machine », Rieter et C<sup>ie</sup>, de Winterthur, Arthur Rigg, Théodore Risdon, Hamilton Smith, Alphonse Sleiger représentant de MM. Escher, Wyss et C<sup>o</sup>, de Zurich.*

*Nous nous sommes efforcé de rendre fidèlement la manière de voir très originale de l'auteur, et de donner à notre traduction la simplicité et la concision que l'on*

*cherche dans les ouvrages de ce genre. Nous avons la conviction que ce traité vraiment pratique rendra des services au lecteur, car il y trouvera une foule de renseignements qu'on chercherait vainement dans les ouvrages analogues que leur prix rend d'ailleurs inabordable.*

*Toutes les mesures et les tables ont été converties en mesures françaises.*

D. FARMAN.

---





# LES MOTEURS HYDRAULIQUES

---

## CHAPITRE I

### INTRODUCTION

Premiers moteurs hydrauliques. — Le rôle de l'eau comme source d'énergie. — Conditions nécessaires pour la production d'énergie. — Différents moyens de transformer l'énergie en travail utile. — Divers genres de moteurs nécessaires. — Sources naturelles d'énergie hydraulique ; leur utilisation.

*Principes généraux de l'hydraulique :*

Courants d'eau dans des conduites fermées. — Equation de l'hydrodynamique. — Courant continu. — Mouvement relatif et mouvement absolu. — Applications pratiques.

*Actions de l'eau sur aubes courbes :*

Trajectoire de l'eau dans les turbines. — Force provenant du changement de direction de l'eau. — Chocs et tourbillons. — Conditions théoriques. — Construction graphique. — Travail obtenu. — Force centrifuge. — Explication de l'accroissement de la vitesse relative. — Effet du choc.

L'usage de l'eau pour produire un travail mécanique date certainement de loin. On rencontre en Sicile une forme rudimentaire de roue à aubes installée par les Sarrasins et qui est encore en usage de nos jours. Le cadre du présent ouvrage ne nous permet pas d'approfondir l'histoire des moteurs hydrauliques ; nous nous bornerons à leur étude.

En Europe, et spécialement en Suisse, et dans les parties montagneuses de l'Allemagne, on a exploité sur une grande échelle l'énergie des chutes d'eau et des rivières pour en faire profiter l'industrie. De même, en Amérique un grand nombre d'usines et de manufactures ont su tirer parti des sources d'énergie hydraulique que la nature mettait à leur disposition.

Nous trouvons, en général, en Europe, des chutes d'eau de faible débit, mais provenant d'une grande hauteur, tandis qu'en Amérique les différences de niveau sont faibles et les débits considérables.

Les deux problèmes extrêmes de l'hydraulique ont donc été résolus. Certes, une grande quantité d'énergie hydraulique reste inutilisée aux États-Unis, mais, cela tient généralement au prix dérisoire du charbon et aux frais considérables qu'entraîneraient les travaux nécessaires à l'exploitation des cours d'eau.

Quand le charbon augmentera de prix, ce qui est inévitable, on aura à recourir plus souvent aux ressources hydrauliques du pays. Bien qu'un grand nombre d'usines ne se trouvent pas situées à proximité d'une chute d'eau ou d'un grand fleuve, il y a encore beaucoup à faire dans cette voie pour l'ingénieur entreprenant.

Après le vent, l'eau est sans doute la source d'énergie la plus naturelle et la plus économique. Une tonne de charbon, une fois brûlée, est perdue pour nous. Jusqu'à présent aucun moyen ne nous permet de la reconstituer. Le phénomène de la combustion est irréversible. Il n'en est pas de même en hydraulique; nous utilisons l'énergie potentielle de l'eau, il est vrai, mais la nature se charge de compléter le cycle et de ramener cette

même eau à son niveau primitif à l'aide de la chaleur empruntée au soleil : il évapore l'eau et la fait retomber sous forme de pluie qui alimente les rivières et les fleuves.

Dans la plupart des cas, ce que nous appelons l'énergie hydraulique n'est réellement que l'énergie de la pesanteur. L'eau n'est que le moyen qui sert à transmettre cette énergie au moteur.

Il est très possible d'utiliser des pierres, de la terre, etc., pour produire du travail, mais ce sera toujours la pesanteur qui agira par ces différents intermédiaires.

Pour que de l'eau soit apte à produire un travail, il faut qu'elle soit dans une position telle, qu'elle puisse tomber d'un niveau à un autre moins élevé, ou bien qu'elle soit soumise à une pression produite par une force extérieure.

Dans le premier cas, la capacité de produire du travail ou énergie potentielle, est représentée par le produit de la hauteur de chute par le poids d'eau qui tombe.

Si  $h$  représente la différence de niveau et  $P$  le poids d'eau qui s'écoule par seconde, le produit  $h \times P$  représentera l'énergie de la chute par seconde.

Si l'eau s'écoule sans rencontrer de résistances, à l'air libre ou dans des tuyaux, l'énergie de la chute est employée pour imprimer à l'eau une certaine vitesse. L'énergie potentielle s'est donc transformée en énergie cinétique et peut, sous cette forme, être transformée en travail.

Il n'est cependant pas absolument nécessaire que l'énergie potentielle de l'eau soit transformée en énergie

cynétique. On peut faire agir l'eau directement sur le moteur ; elle agira alors par son poids. C'est le même principe qui permet à un homme d'en soulever un autre à l'aide d'une corde enroulée autour d'une poulie.

Une troisième méthode pour s'emparer de l'énergie de l'eau consiste à utiliser sa pression ; c'est, au fond, le même procédé que le précédent ; il n'en diffère que par la forme du moteur employé.

Ce que l'on appelle la pression de l'eau n'est que le résultat de son poids, de sorte que le travail que cette pression peut produire, par l'intermédiaire de machines spéciales, dépend réellement du poids de l'eau ou de la pression exercée sur celle-ci par un fluide élastique tel que la vapeur, par exemple.

Au point de vue du genre de machine employée, on peut cependant dire que l'eau produit du travail utile sous trois formes différentes : 1° par sa force vive ou son énergie cynétique ; 2° par son poids ; 3° par sa pression.

De là trois types différents de moteurs : la turbine, la roue hydraulique et les machines à pression d'eau.

La source la plus répandue d'énergie hydraulique est la rivière ou cours d'eau ; mais, pour s'emparer de cette énergie, il faut presque toujours construire des ouvrages d'art, tels que canaux, barrages et aqueducs.

Le lit d'un cours d'eau est toujours un peu incliné ; admettons, par exemple, une chute de 0<sup>m</sup>,30 par cent mètres. Pour pouvoir utiliser cette source d'énergie, il faut que la chute de niveau s'effectue brusquement.

Pour obtenir, par exemple, une chute de 1<sup>m</sup>,80 avec notre cours d'eau, un des moyens que l'on pourrait employer serait de construire un barrage de façon à ce

que l'eau dans le bief d'amont soit de 1<sup>m</sup>,80 au-dessus du niveau de l'eau dans le bief d'aval. La rivière, sur une longueur de 600 mètres au moins, n'aura plus d'inclinaison et le niveau de l'eau sera pratiquement horizontal. C'est ce que nous montre la Fig. 1 dans laquelle le trait pointillé indique le niveau du fleuve avant la construction du barrage. En pratique, on trouve que le barrage a relevé le niveau du cours d'eau bien au-delà de l'intersection de la ligne pleine et de la ligne pointillée, de sorte qu'en réalité la surface n'est nulle part absolument horizontale. L'énergie de la chute qui, sur 600 mètres, se transformait auparavant en frottement

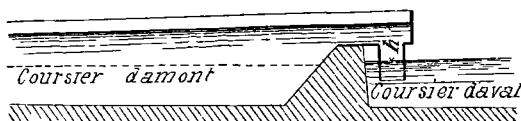


Fig. 1.

par l'écoulement de l'eau dans le lit de la rivière, pourra être ainsi transformée en travail utile à l'endroit de la chute brusque que le barrage permet d'obtenir. L'eau s'écoulant du barrage est amenée au moteur hydraulique et passe de là dans le bief d'aval, ou bien, s'il s'agit d'une roue, on canalise l'eau jusque sur les aubes de la roue hydraulique. Dans le cas où il n'est pas pratique de construire un barrage, on a recours à un canal d'amenée spécial qui prend l'eau au niveau désiré pour obtenir une chute convenable.

Parfois on rencontre des chutes naturelles, ce qui permet d'utiliser directement l'énergie de l'eau en la conduisant simplement dans la turbine.

De même, si le courant d'un fleuve est assez rapide, on peut utiliser directement son énergie cinétique sans avoir recours à un barrage.

### PRINCIPES GÉNÉRAUX DE L'HYDRAULIQUE

Avant de commencer l'étude détaillée de chaque moteur, nous croyons utile d'entrer dans quelques développements sur les principes généraux de l'hydraulique qui trouveront leur application dans les cas particuliers que nous examinerons dans la suite.

Afin de se faire une idée nette de ce qui se passe dans les moteurs hydrauliques, il est de la plus grande utilité de connaître les lois qui régissent l'écoulement de l'eau dans les tuyaux et dans les canaux, son passage à travers des orifices et son action en coulant le long d'une surface courbe.

#### **Écoulement de l'eau dans des tuyaux et dans des canaux.**

L'écoulement de l'eau sous pression à travers des sections variables, mais exactement remplies par le liquide, est régi par la loi de Borda et de Carnot. Cette loi résulte de l'application du principe de la conservation de l'énergie. En voici l'énoncé :

*« L'énergie d'un courant liquide à travers des tuyaux est égale à la somme de l'énergie potentielle et de l'énergie cinétique de ce courant, plus ou moins un accroissement ou une perte d'énergie dû à des causes extérieures. »*

L'énergie potentielle ou de position d'un kg d'eau soumis à une pression  $p$ , est représentée par le produit de cette pression par son volume spécifique, c'est-à-dire, le volume occupé par un kg d'eau. L'énergie potentielle de  $n$  kg d'eau s'écoulant dans un tuyau sera donc représentée par le produit de la pression par le volume total de ces  $n$  kg d'eau.

Si, par exemple, nous avons un écoulement de 30 kg d'eau par seconde, à la pression de 1/2 kg par centimètre carré, l'énergie potentielle sera :

$$\frac{30}{1000} \times 5000 = 150 \text{ kilogrammètres.}$$

On trouve ordinairement plus commode d'exprimer cette énergie par la hauteur de chute d'eau qui équivaldrait à la pression  $p$ . Or, nous savons que le volume spécifique  $n$  est égal à l'inverse du poids spécifique  $D$ . L'expression de l'énergie potentielle sera donc  $\frac{p}{D} n$ .  $\frac{p}{D}$  représentera la hauteur de chute en mètres, si  $D$  est le poids spécifique d'un mètre cube d'eau et  $p$  la pression exprimée en kg par mètre carré. Dans l'exemple précédent la hauteur de chute serait :

$$\frac{p}{D} = \frac{5000}{1000} = 5 \text{ mètres ;}$$

et l'énergie potentielle, en admettant un débit de 30 kg d'eau par seconde,

$$W' = \frac{p}{D} n = 5 \times 30 = 150 \text{ kilogrammètres,}$$

chiffre identique à celui précédemment obtenu.

L'énergie cinétique d'un kg d'eau est :

$$\frac{V^2}{2g} \text{ ou bien } \frac{V^2}{2 \times 9,81} = \frac{V^2}{19,62}.$$

La somme de l'énergie potentielle et de l'énergie cinétique d'un kg d'eau coulant avec une vitesse  $V$  sous une pression  $p$  à travers un tube de section quelconque  $s$  sera donc :

$$W' + W'' = \frac{p}{D} + \frac{V^2}{2g}.$$

Si  $p_1$  et  $V_1$  représentent la pression et la vitesse de ce même filet d'eau dans un endroit de section moindre, et si nous ne tenons pas compte des pertes d'énergie par frottement, la loi de Borda et de Carnot nous donnera la relation

$$\frac{p}{D} + \frac{V^2}{2g} = \frac{p_1}{D} + \frac{V_1^2}{2g}.$$

Si le point où la pression est devenue  $p_1$  est à un niveau inférieur à celui où la pression était  $p$  (Fig. 2), il y aura un accroissement d'énergie potentielle par kg. de liquide égal à  $h$  ; et la formule deviendra :

$$\frac{p}{D} + \frac{V^2}{2g} = \frac{p_1}{D} + \frac{V_1^2}{2g} + h.$$

Si, en outre, nous admettons une perte d'énergie par frottement égale à  $w$ , nous aurons l'expression finale :

$$\frac{p}{D} + \frac{V^2}{2g} = \frac{p_1}{D} + \frac{V_1^2}{2g} + h - w.$$



Telle est l'équation générale de l'hydrodynamique qui reviendra souvent dans le courant de cet ouvrage. Pour simplifier, nous désignerons par  $p$ ,  $p_1$  etc., non pas les pressions par unité de surface, mais la hauteur de chute correspondante aux expressions  $\frac{p}{D}$  et  $\frac{p_1}{D}$ , de sorte que l'équation précédente prend la forme

$$p + \frac{V^2}{2g} = p_1 + \frac{V_1^2}{2g} + h - w.$$

Pour que l'expression précédente soit vraie, il faut que les tuyaux soient *absolument* pleins d'eau. Cette condition nous amène à l'équation de continuité de la veine liquide qui exprime qu'en tout point du tuyau le débit doit être le même. Si nous désignons par  $S$  et  $S_1$  deux sections différentes en des points A et A<sub>1</sub> du tuyau, nous devons toujours avoir la relation

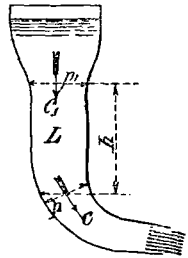


Fig. 2.

$$Q = SV = S_1 V_1$$

Représentant la quantité d'eau qui s'écoule par seconde. Si nous connaissons la vitesse et la section en un point du tuyau, la vitesse en toute autre section pourra être calculée d'après l'équation ci-dessus.

D'après l'équation de l'hydro-dynamique, on voit facilement que, si la vitesse d'écoulement augmente, la pression diminue, et inversement. Si, par conséquent, notre tube est de section variable, la vitesse d'écoulement

variera pour correspondre à l'équation de continuité ; la pression variera donc aussi le long du tube. Il y aura transformation continuelle d'énergie potentielle en énergie cinétique et réciproquement, sans perte d'énergie si les changements de sections ne se font pas brusquement. Des rétrécissements ou des augmentations brusques de sections amèneraient des pertes et l'équation de l'hydrodynamique ne serait plus vraie.

### De la vitesse absolue et de la vitesse relative.

A proprement parler, tout mouvement sur notre globe est relatif. Il sera cependant utile de désigner par mouvement absolu tout mouvement s'effectuant par rapport à la terre, et par mouvement relatif tout mouvement rapporté à des axes mobiles par rapport au premier système de coordonnées.

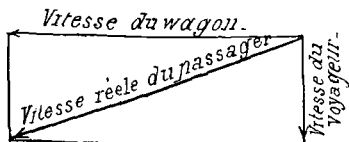


Fig. 3.

Un voyageur emporté dans un wagon de chemin de fer à une vitesse de 50 kilomètres à l'heure, a une vitesse absolue de 13,9 mètres par seconde. Mais, si ce voyageur parcourt la longueur du wagon à une vitesse de 3<sup>km</sup>,6 à l'heure, il aura une vitesse relative de 1 mètre par seconde normale à la direction d'entraînement du wagon. Sa vitesse absolue sera alors la résultante de la vitesse d'entraînement et de sa vitesse relative (Fig. 3).

Comme second exemple, si nous supposons qu'un voyageur saute hors d'un wagon pendant que le train

est encore en marche, bien que ce voyageur ait sauté normalement à la direction du train, il tombera obliquement sur la plateforme et, à une certaine distance du point où il avait cru sauter. Ce point correspondra à l'extrémité de la résultante construite avec la vitesse du train et la vitesse avec laquelle le voyageur se sera élancé du wagon. Cela sera aussi la direction de sa vitesse absolue.

Si le train ne marchait qu'à une vitesse de 1 mètre par seconde, et que ce même passager se mouvait en sens inverse dans son wagon avec une vitesse de 1 mètre par seconde, sa vitesse absolue serait nulle bien qu'il ait une vitesse relative de 1 mètre par seconde.

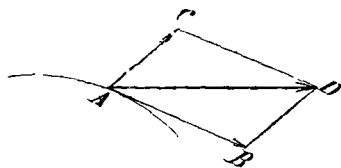


Fig. 4.

En un mot, la vitesse absolue d'un corps animé d'une vitesse relative et d'une vitesse d'entraînement, sera toujours égale, en direction et en intensité, à la résultante de sa vitesse relative et de sa vitesse d'entraînement.

Si nous considérons par exemple une goutte d'eau située en *A* sur une surface tournante (Fig. 4) et, si nous supposons que la vitesse tangentielle d'entraînement est représentée par *AB*, tandis que la vitesse relative de la goutte d'eau est dirigée suivant *AC*, la vitesse absolue de cette goutte, en quittant la surface tournante, sera en grandeur et en direction la résultante *AD* construite sur *AB* et *AC* comme composantes.

### Action de l'eau sur des surfaces courbes.

La construction des turbines est basée sur la réaction de l'eau sur une surface courbe qui en modifie la direction. La réaction est plus ou moins forte, suivant que la direction de la masse d'eau en mouvement est plus ou moins contrariée. Dans les turbines, les filets d'eau sont déviés par des surfaces courbes qui les obligent à suivre leur profil. La réaction correspondante à cette déviation



est employée à faire tourner la roue de la turbine. Lorsque le mouvement d'une particule d'eau est contrarié, sa vitesse augmente ou diminue dans certaines directions, et l'effort exercé dans une de ces directions est mesuré par l'accélération acquise ou perdue par l'eau. Soient  $AB_1$ ,  $B_2B_3$ , etc., les portions très voisines d'une courbe, si petites que l'on peut les considérer comme des lignes droites.  $AC$

Fig. 5. (Fig. 5) représente la direction primitive d'une particule d'eau assujettie à suivre le contour  $AB_1B_2$ . En passant de  $B_1$  en  $B_2$ , cette particule d'eau s'est déplacée de  $B_2C$  dans une direction normale à sa direction primitive. Sa vitesse dans cette direction sera proportionnelle à sa vitesse  $u$  suivant  $B_1B_2$ , et, égale à  $u \sin \alpha$ . En  $B_1$  cette vitesse normale à  $AC$  était nulle ; il y a donc eu une accélération dans cette direction égale à  $\frac{u \sin \alpha}{t}$  si nous représentons par  $t$  le temps que la particule d'eau a mis à parcourir le chemin  $B_1B_2$ .

En suivant ce mode de raisonnement, on peut arriver

à déterminer l'effort total exercé par une quantité donnée d'eau s'écoulant sur une surface courbe. Soit  $ab$  (Fig. 6) un canal courbe très étroit à travers lequel passe par seconde une quantité  $Q$  d'eau. Ce canal se meut dans la direction de la flèche avec une vitesse  $w$ . L'eau entre en  $a$  avec une vitesse relative  $c_1$ , faisant un angle  $\alpha_1$  avec la normale à la direction de la vitesse  $w$ , et sort en  $b$  avec une vitesse relative  $C_2$  faisant un angle  $\alpha_2$  avec la même normale. La vitesse absolue  $c$  de l'eau au moment où elle va entrer dans le canal, l'angle que fait cette vitesse avec la normale, les vitesses  $c_1$  et  $w$  ainsi que l'angle  $\alpha_1$ , sont reliés entre eux par certaines relations qui permettent de déterminer l'angle  $\alpha_1$  de façon à ce que l'eau entre dans le canal en  $a$  suivant une tangente à sa courbure, sans chocs ni tourbillons.

Au moment d'entrer dans le canal, l'eau a une certaine vitesse relativement à celui-ci,

vitesse qui, ainsi que nous l'avons dit plus haut, peut être déterminée d'après la valeur des vitesses absolues de l'eau et des aubes. Quand l'eau est sur le point de passer sur l'aube, il faut qu'elle puisse entrer sans tourbillons ni chocs, et pour cela il faut que la vitesse relative de cette eau au moment de passer sur l'aube soit parallèle à la tangente à celle-ci. Les Fig. 7 et 8 montrent l'entrée de l'eau, avec et sans changement brusque de direction. Dans les deux cas,  $EB$  représente en grandeur et en direction la vitesse absolue de l'eau

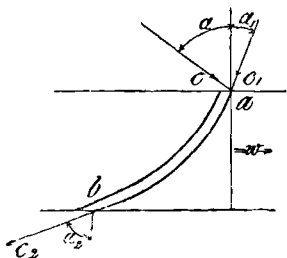


Fig. 6.

avant d'entrer sur l'aube et  $EC$  la vitesse absolue de

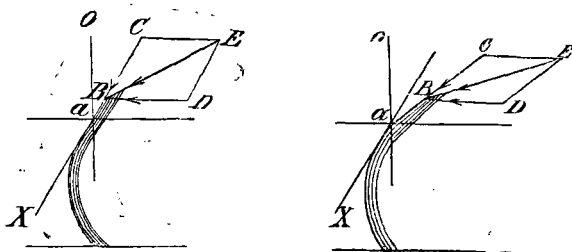


Fig. 7 et 8

celle-ci ;  $BC$  est la vitesse relative de l'eau par rapport aux aubes et se trouve en complétant le triangle  $ECB$ .

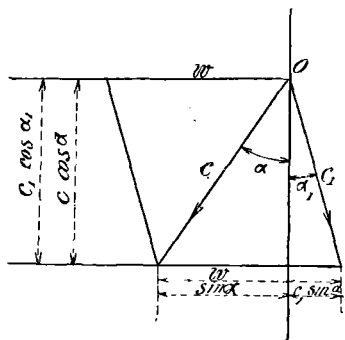


Fig. 9.

D'après les explications précédentes, il sera facile de construire le graphique nécessaire pour déterminer, en un cas donné, la direction de la première partie de l'aube en  $a$ .

Les conditions mathématiques pour que l'eau puisse passer sur les aubes sans chocs ni tourbillons sont les suivantes :

$$(A) \quad C \sin a = w - C_1 \sin a_1$$

$$(B) \quad C \cos a = C_1 \cos a_1$$

$$(C) \quad \frac{C}{w} = \frac{\cos a_1}{\sin (a + a_1)}$$

$$(D) \quad \frac{C_1}{w} = \frac{\cos a}{\sin (a + a_1)}$$

La Fig. 9 permet facilement de se rendre compte de l'exactitude de ces relations purement trigonométriques.

Suivant que l'angle  $\alpha_1$  se trouve ou ne se trouve pas du même côté de O Y que l'angle  $\alpha_2$  (Fig. 10), il est tantôt positif et tantôt négatif. Dans ce dernier cas, il ne faut pas oublier que le sinus est aussi négatif et, par conséquent, que la formule (A) devient :

$$C \sin \alpha = w + C_1 \sin \alpha_1.$$

La vitesse finale absolue avec laquelle l'eau quitte l'aube est (Fig. 10) la résultante des vitesses  $c_2$  et  $w$ .

Les divers efforts que supporte l'aube peuvent être ramenés à deux, l'un s'exerçant dans le sens de  $w$  et l'autre normalement à cette direction. Nous désignerons ces deux composantes par X et

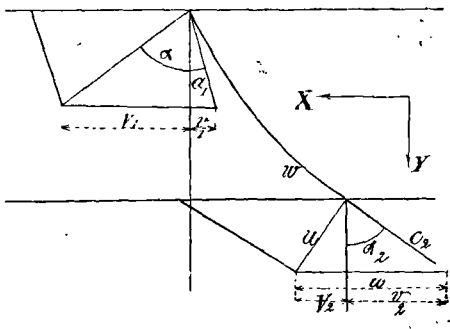


Fig. 10.

Y. La quantité de mouvement de l'eau entrant sur l'aube est, suivant X, proportionnelle à la projection de C sur cette direction qui a pour expression  $V_1 = c \sin \alpha$ .

En quittant l'aube, ce facteur n'a plus pour valeur que  $V_2 = w - c_2 \sin \alpha_2$ . La perte de quantité de mouvement sera donc proportionnelle à  $V_1 - V_2$  et aura pour valeur réelle,  $m (V_1 - V_2)$ .

Cette expression est donc celle de la force exercée par l'eau suivant  $X$ . D'autre part, il est évident que l'accroissement de la quantité de mouvement de l'eau relativement à l'aube mobile  $(v_2 - v_1) m$  aura la même valeur absolue que  $m (V_1 - V_2)$ . On peut donc écrire :

$$v_2 - v_1 = V_1 - V_2,$$

$$c \sin a - (w - c_2 \sin a_2) = c_2 \sin a_2 - c_1 \sin a_1$$

$$(1) \quad X = m [(c \sin a - (w - c_2 \sin a_2)]$$

$$= m (c_2 \sin a_2 - c_1 \sin a_1)$$

Le travail correspondant à une vitesse  $w$  de l'aube dans le sens de la force  $X$  sera :

$$Xw = mw [(c \sin a - (w - c_2 \sin a_2)]$$

$$Xw = mw (c_2 \sin a_2 - c_1 \sin a_1)$$

$$Wm = Xw = mw (V_1 - V_2) = mw (v_2 - v_1)$$

Les valeurs de  $V_1$  et de  $V_2$  peuvent être facilement déterminées sans recourir aux formules trigonométriques. La construction graphique de la Fig. 10 suffira.

L'équivalence de  $V_1 - V_2$  et de  $v_2 - v_1$  peut être ainsi interprétée : La perte de la quantité de mouvement absolue de l'eau est égale à l'accroissement de cette même quantité relativement à l'aube mobile.

On déterminera de la même manière la valeur de  $Y$ , qui sera simplement proportionnelle aux projections de  $c_2$  et de  $c_1$  suivant  $Y$ .

$$(2) \quad Y = m (c_2 \cos a_2 - c_1 \cos a_1)$$



Tout mouvement suivant  $Y$  étant incompatible avec la construction des turbines, cet effort n'a d'autre effet que d'augmenter un peu la pression de l'axe de la turbine sur ses palliers.

Si, au lieu d'être animées d'un mouvement rectiligne, les aubes sont entraînées dans un mouvement de rotation dont l'axe est perpendiculaire à la direction des filets d'eau, les formules précédentes sont tant soit peu modifiées.

Soit  $ab$  (Fig. 11) une aube se mouvant autour d'un axe  $O$  perpendiculaire au plan de la figure. Posons  $Oa = r_1$  et  $Ob = r_2$  et supposons que l'eau entre en  $a$  pour sortir en  $b$ . Appelons  $w_1$  et  $w_2$  les vitesses tangentielles en  $a$  et en  $b$ ;  $\alpha, \alpha_1, \alpha_2$  sont les angles formés par les directions des vitesses  $c, c_1$  et  $c_2$  avec les rayons  $r_1$  et  $r_2$ .

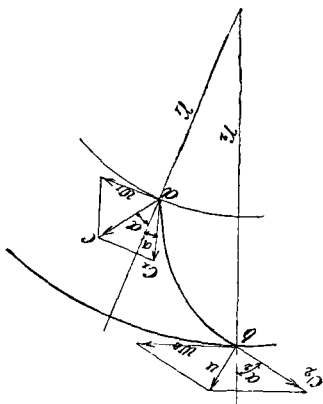


Fig. 11.

Le travail effectué par l'effort tangentiel s'exerçant sur l'aube sera

$$Wm = m [w_2 c_2 \sin \alpha_2 - w_1 c_1 \sin \alpha_1 - (w_2^2 - w_1^2)]$$

Les termes qui s'ajoutent dans cette formule à celle du mouvement rectiligne sont dus à la variation de  $w$  le long de l'aube. Certains auteurs ont traité ce sujet en faisant intervenir l'action de la force centrifuge due à la

rotation du système. Cette méthode est à rejeter, car elle fait entrer des principes différents dans les cas du mouvement rectiligne ou curviligne, tandis que le même raisonnement est applicable aux deux genres de déplacements. L'eau, en passant sur une aube en mouvement, effectue une trajectoire absolue dans l'espace dont la direction est donnée à chaque instant par la résultante de la vitesse relative d'écoulement de l'eau et de la vitesse d'entraînement de l'aube. Cette trajectoire absolue pourra facilement être déterminée, ainsi que nous le

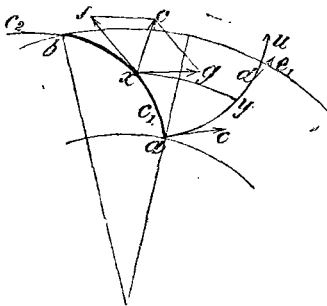


Fig. 12.

verrons au chapitre V, si l'on connaît la vitesse relative de l'eau en chaque point de l'aube et la vitesse de cette dernière.

Soit  $ad$  (Fig. 12) la trajectoire absolue d'une molécule d'eau se mouvant sur l'aube  $ab$ . Cette molécule, située en  $x$ , par exemple, entraînée avec une vitesse d'entraînement  $xg$  et une vitesse relative  $xf$ , aura une vitesse résultante absolue représentée par  $xe$ . Pendant le temps que cette particule aura mis à se déplacer de  $a$  en  $x$ , le point  $x$  sera arrivé en  $y$  qui se trouvera, par conséquent, sur la trajectoire absolue de cette particule animée de la vitesse absolue  $ye$ , égale à  $xe$ .

La force exercée sur l'aube dépend uniquement de la vitesse absolue de l'eau et de la courbure de l'aube, que nous ayons à faire à un mouvement rectiligne ou

curviligne. L'effet de la variation de vitesse d'entraînement aux divers points de l'aube n'a d'autre résultat, que de modifier la forme de la trajectoire absolue  $ad$  et, par conséquent, la direction de la vitesse absolue qui est toujours tangentielle à cette trajectoire. Une particule d'eau passant de  $a$  en  $d$  sur une surface plane sans frottement acquerra évidemment une vitesse relative croissante à mesure qu'elle s'approchera de l'extrémité  $b$  de l'aube. Faire entrer en ligne de compte la force centrifuge serait détruire la généralité de la méthode exposée.

L'action de l'eau sur une surface courbe dépend uniquement, pour une vitesse d'écoulement donnée, de la courbure plus ou moins grande de la surface, et de ce que la vitesse de chaque point de celle-ci n'est pas constante, il n'en suit pas qu'un nouveau principe soit introduit dans le problème.

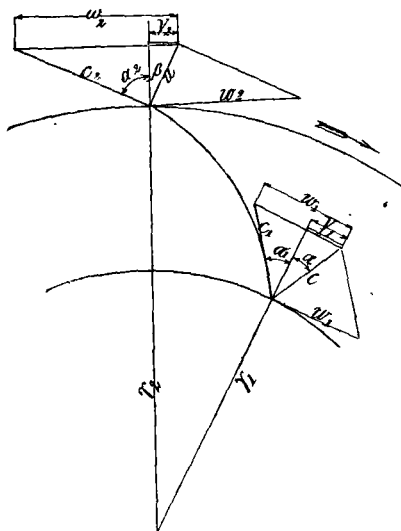


Fig. 13.

Si nous revenons maintenant à la formule trouvée plus haut pour exprimer le travail effectué par l'eau coulant sur les aubes d'une turbine, nous trouvons :

$$Wm = m [w_2 c_2 \sin \alpha_2 - w_1 c_1 \sin \alpha_1 - (w_2^2 - w_1^2)]$$

que l'on peut mettre sous la forme :

$$Wm = m [w_2 (c_2 \sin \alpha_2 - w_2) - w_1 (c_1 \sin \alpha_1 - w_1)]$$

Il est aisé de voir que les termes correspondant à  $V_1$  et  $V_2$  dans le cas du mouvement rectiligne sont remplacés par  $(c_2 \sin a_2 - w_2)$  et  $(c_1 \sin a_1 - w_1)$ . On peut les déterminer graphiquement ainsi que le montre la Fig. 13. La seule modification consiste à introduire les valeurs  $w_1$  et  $w_2$  à la place de  $w$ . On a donc :

$$Wm = m [w_1 V_1 - w_2 V_2]$$

ou

$$\begin{aligned} V_1 &= w_1 - c_1 \sin a_1 = c \sin a \\ V_2 &= w_2 = c_2 \sin a_2 = u \sin \beta. \end{aligned}$$

$\beta$  étant l'angle formé par la vitesse de sortie  $u$  et le rayon  $r_2$ .

On voit donc que, les vitesses étant déterminées, l'action de l'eau sur une aube dépend uniquement des angles d'entrée et de sortie de l'eau et nullement de la forme de la courbure.

En faisant  $w_1 = w_2 = w$  on retombe dans la formule relative au mouvement rectiligne de l'aube :

$$Wm = mw (V_1 - V_2).$$

Ces formules ne sont vraies que si l'eau arrive en contact avec les aubes sans choc ni tourbillons. La seule condition algébrique donnée page 5, pour obtenir ce résultat est :

$$w_1 - c_1 \sin a_1 = c \sin a.$$

$c \sin a$  est la composante de la vitesse absolue d'entrée suivant la direction du mouvement de l'aube. Pour

une vitesse déterminée elle est indépendante du choc de l'eau à l'entrée. La valeur du travail accompli sera donc toujours

$$Wm = [w_2 (c_2 \sin a_2 - w_2) + w_1 c \sin a].$$

Seulement, ce n'est que dans le cas où l'eau entre sans chocs que  $c \sin a$  pourra être remplacé par  $w_1 - c_1 \sin a_1$ .

Au premier abord, il semble que si l'expression du travail accompli  $Wm$  ne change pas, celui-ci doit être indépendant de l'entrée de l'eau. Il n'en n'est cependant pas ainsi : Le choc amène une perte d'énergie qui se traduit par une diminution de la vitesse absolue et relative d'écoulement. Les valeurs de ces dernières changeront donc suivant que l'eau pénètre avec ou sans chocs sur les aubes.

Choisissons un cas particulier pour appliquer les formules établies.

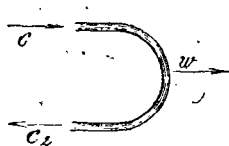


Fig. 14.

Supposons (Fig. 14) que l'eau entre dans un canal dans la direction de son mouvement et le quitte en sens contraire. La vitesse  $w$  du canal est rectiligne et constante. Dans ces conditions on a :  $a = a_2 = 90^\circ$  ; et par conséquent  $\sin a = \sin a_2 = 1$ . L'effort exercé par l'eau dans les sens de  $w$  sera donc :

$$X = m (c \sin a + c_2 \sin a_2 - w) = m (c + c_2 - w)_1.$$

Si le canal était immobilisé, l'effort serait :

$$X = 2mc \text{ pour } c_1 = c_2.$$

Le canal étant en mouvement, la vitesse relative serait  $C_1 = C - w$ , ce qui donne

$$c = w + c_1, \text{ d'où, pour } c_1 = c_2 \\ X = m (w + e_1 + c_1 - w) = 2mc_1.$$

Le travail effectué par seconde serait :

$$W = 2mc_1 w.$$

## CHAPITRE II

### DES TURBINES EN GÉNÉRAL

Définition. — Classification. — Tableau de classification et de subdivision. — Description de turbines typiques. — Turbines à réaction. Turbines à impulsion.

#### Définition.

La turbine est un moteur actionné par l'énergie de l'eau agissant sur des aubes ou des augets sur lesquels elle exerce une réaction constituant l'effort moteur.

Une turbine n'est autre qu'une roue hydraulique dans laquelle le mouvement relatif de l'eau sur les aubes est indispensable à son action.

Deux anneaux ou paires d'anneaux sur lesquels viennent se monter des aubes courbes, constituent l'organe essentiel d'une turbine. Ces cercles sont rattachés à un axe à l'aide de rayons, de croisillons ou tout autre moyen analogue.

#### Classification.

Les turbines peuvent être divisées en trois grandes classes : Turbines radiales, turbines axiales et turbines mixtes.

Dans la turbine *radiale* l'eau entre dans une direction normale à l'axe de rotation, c'est-à-dire approximativement suivant le rayon. Dans les turbines *axiales* l'eau s'écoule parallèlement à l'axe de rotation. Dans les *turbines mixtes* les deux systèmes précédents sont combinés.

Sous le rapport de la manière dont l'eau exerce son effort dans les turbines, on peut diviser celles-ci en deux catégories.

1° Celles qui fonctionnent avec les aubes remplies d'eau sous pression ; 2° Celles dans lesquelles l'eau s'écoule librement en contact avec l'air. Les turbines de la première catégorie prennent le nom de « *turbines à réaction* », tandis que celles de la seconde s'appellent « *turbines à impulsion*. »

Ces dénominations étant celles généralement employées par les auteurs, nous les emploierons également, bien qu'elles ne soient pas absolument justifiées.

Dans toute turbine à réaction, les canaux doivent être absolument pleins d'eau. On les emploie généralement avec des tuyaux d'amenée dont nous parlerons dans la suite.

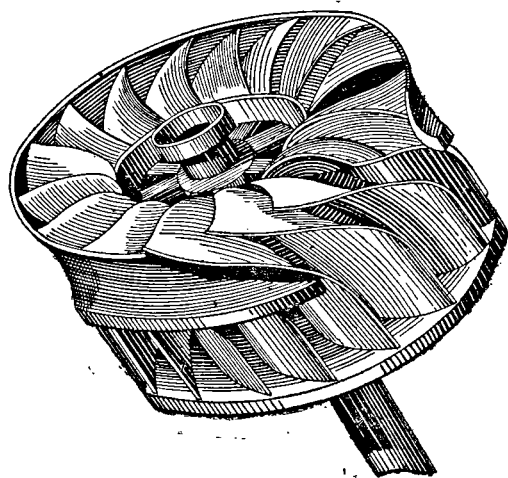
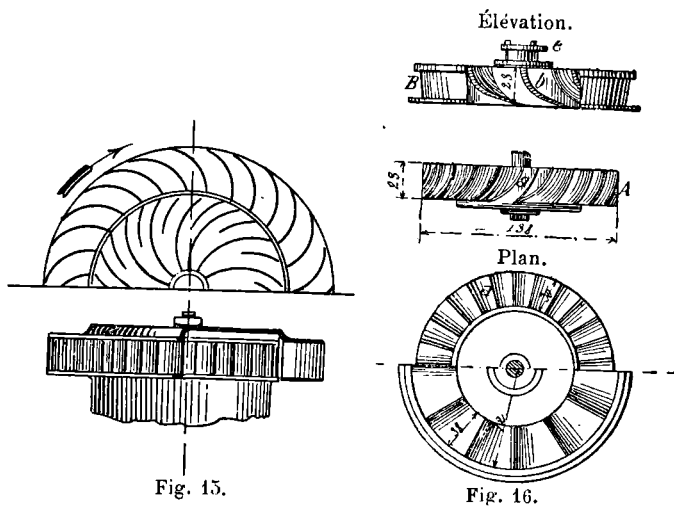
Les turbines à impulsion sont construites de façon à ce que les aubes ne soient que partiellement remplies d'eau et permettent le libre accès de l'air. L'écoulement s'effectue donc toujours sous la pression atmosphérique.

Dans certains cas, l'eau ne pénètre que sur un certain nombre d'augets à la fois. On dit alors que la turbine est à *admission partielle*.

Les turbines sont, en général, pourvues de canaux







façon que ceux des turbines radiales qui reçoivent l'eau sur leur périphérie.

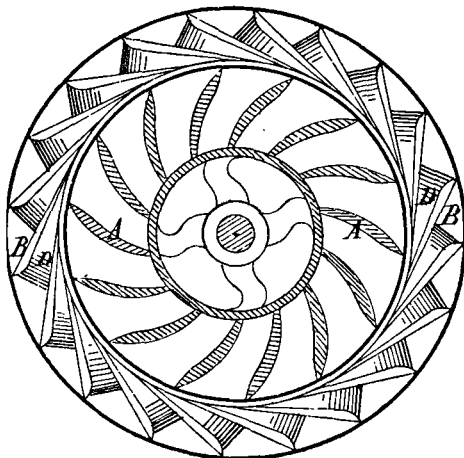


Fig. 17 bis.

### Description des Turbines typiques

#### Turbines à réaction.

#### Type radial à arrivée d'eau par l'intérieur.

La turbine de Fourneyron peut être prise comme modèle du genre. C'est, on peut le dire, le premier moteur hydraulique qui mérita ce nom, bien que des machines rudimentaires aient été faites à une date antérieure et qui, d'après le mode d'action de l'eau, peuvent aussi être classées dans la catégorie des turbines.

La Fig. 19 montre une turbine de Fourneyron installée sur une chute d'eau. Celle-ci arrive en *B* et

s'écoule en *C* après avoir traversé les guides *pp* (Fig. 20) et les aubes *vv* de la roue mobile.

On règle le débit d'après la puissance à obtenir, en

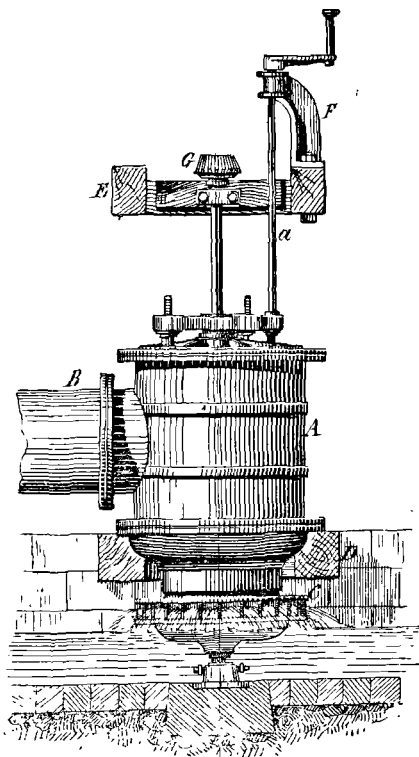


Fig. 18. — Turbine de Fourneyron.

L'eau, après avoir passé sur les guides, entre sur les aubes qui en font dévier la direction primitive. Il en résulte une pression sur la partie concave de l'aube qui détermine la rotation de la roue.

modifiant plus ou moins la section d'entrée de l'eau dans la roue à l'aide d'une vanne circulaire, manœuvrée par une tringle à l'aide d'engrenages. A travers ces engrenages passent deux tiges filetées qui soulèvent ou abaissent la vanne selon que l'on tourne la manette *F* d'un côté ou de l'autre. L'axe vertical *G* de la turbine porte un pignon qui permet de recueillir le travail fourni par la turbine et de le transmettre aux machines à actionner.

Les guides sont fixes et concentriques à la roue.

La Fig. 21 montre une autre disposition de la turbine de Fourneyron, applicable dans le cas de faibles chutes.

La roue *D* est divisée en trois parties distinctes dont chacune séparément est une turbine.

L'eau est admise en *B* à la sortie d'un réservoir *A*, et passe dans les guides *B*, s'étendant de *B* à *C*. Une vanne mobile *a*, construite

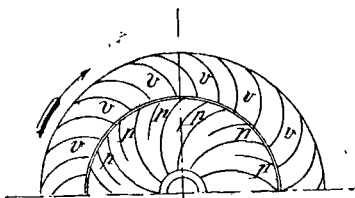


Fig. 19.

de façon à passer entre les guides, peut fermer l'admission de l'eau successivement aux parties 3, 2 et 1 de

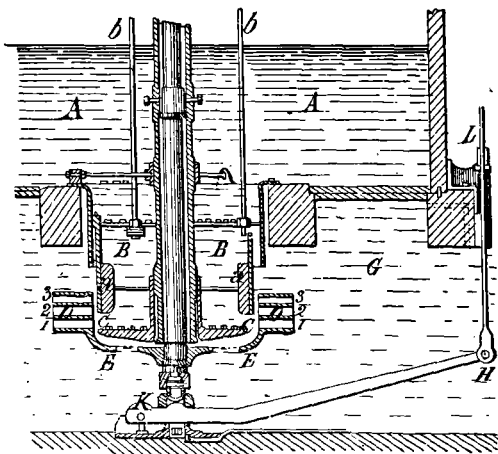


Fig. 20. — Turbine de Fourneyron à trois passages.

de façon à passer entre les guides, peut fermer l'admission de l'eau successivement aux parties 3, 2 et 1 de

la roue mobile. La Fig. 21 représente la turbine noyée, mais cela n'est pas nécessaire; l'évacuation de l'eau peut se faire à l'air libre. Dans ce dernier cas, cependant, la turbine pourra fonctionner comme une turbine à impulsion si les aubes ne sont pas bien pleines d'eau au début.

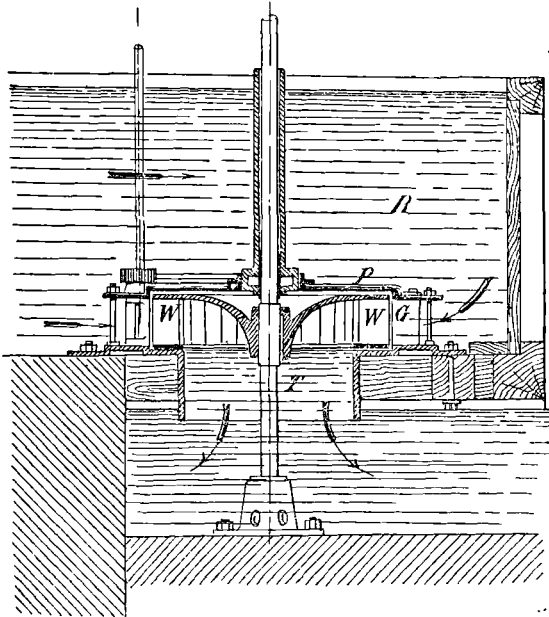


Fig. 21. — Turbine à écoulement intérieur.

Bien des modifications ont été apportées à la turbine de Fourneyron; mais, en principe, elles sont toutes les mêmes et se calculent d'une façon identique. On les emploie surtout en France où, du reste, elles ont été in-

ventées. Dans les autres parties de l'Europe on préfère, en général, les turbines axiales, tandis qu'en Amérique le type mixte est très en faveur.

*Turbine radiale, arrivée d'eau à la périphérie.* —

La turbine Vortex et celle de Francis peuvent être considérées comme types. La Fig. 22 montre



Fig. 22.

la turbine de Francis, fonctionnant avec un tube de suction. L'eau passe du réservoir *R* sur les guides *G* qui entourent la roue *W*.

Après avoir passé sur les aubes, l'eau est ramenée vers le bas par une surface courbe et passe dans le tube à suction *T*. De là, l'eau s'écoule sur le coursier de sortie. Les guides et les aubes sont disposés ainsi que le montre la Fig. 22 ; *G* représente un guide, *W* une aube.

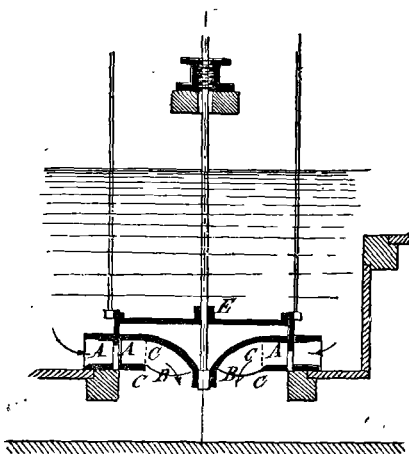


Fig. 23. — Turbine mixte.

La disposition est inverse de celle de la turbine de Fourneyron où les guides sont à l'intérieur de la roue.

On voit aisément comment de ce genre de turbine on est arrivé à la turbine mixte, en continuant les aubes de

façon à ramener l'eau dans une direction verticale sans avoir recours à une surface fixe à courbure.

Le chapeau supérieur *P*, de la turbine Francis, supporte la pression totale de la colonne d'eau au-dessus de l'appareil. Il est relié par des nervures aux guides fixes *G*. L'axe de la roue s'appuie sur une crapaudine ordinaire et passe par un presse-étoupe en *P*.

La sortie du tube *T* se trouve sous l'eau. C'est un point essentiel pour assurer son efficacité dans tous les types de turbines où il sera employé.

Ces tubes ont généralement un diamètre uniforme sur toute leur longueur. Leur action est cependant rendue plus efficace, si l'on augmente graduellement leur diamètre à mesure que l'on s'approche de l'extrémité inférieure. Le but de ces tubes est de permettre de placer une turbine à une grande hauteur au-dessus du niveau de l'eau du canal d'évacuation, ce qui est souvent très désirable, afin de rendre la turbine plus accessible et de diminuer la longueur de la transmission nécessaire.

*Turbines mixtes.* — La Fig. 23 représente une turbine mixte avec tube de succion. Le réglage se fait par une vanne circulaire qui s'engage entre les guides.

Les aubes s'étendent de *A* en *B*, au lieu de s'arrêter en *C*, ainsi que le montrent les traits en pointillés.

L'axe passe dans un tourillon sur lequel il est suspendu à l'aide d'une bague. Il est maintenu par un second tourillon *E*.

*Turbines axiales.* — La Fig. 24 nous montre la construction la plus courante de la turbine axiale.

On l'appelle turbine de Jonval, du nom de l'ingénieur



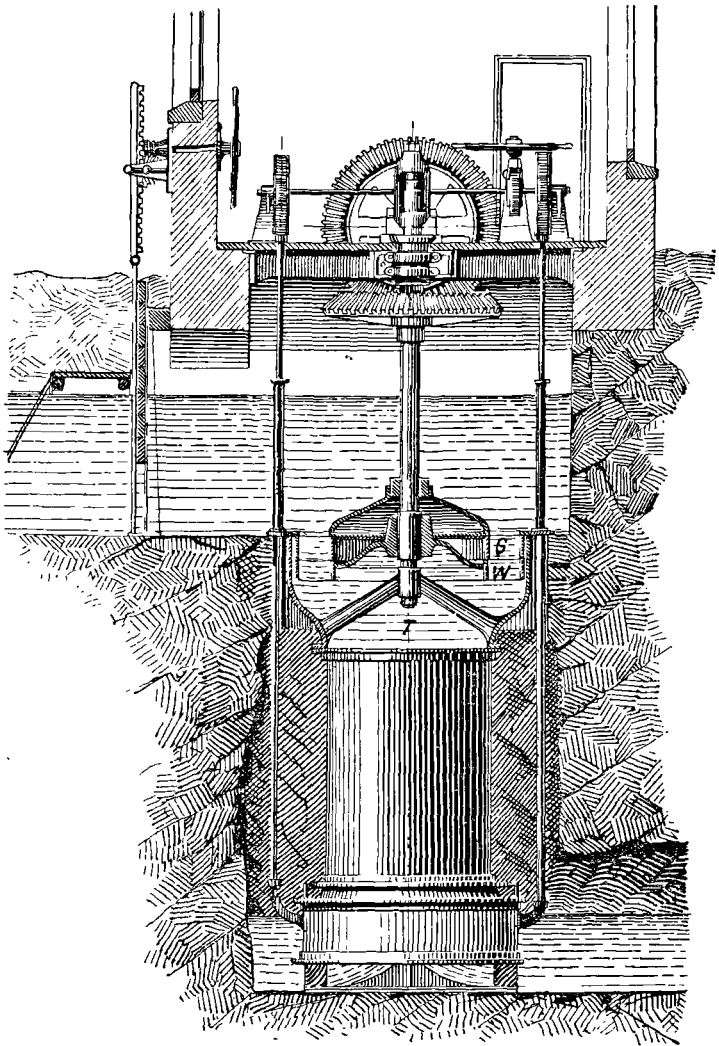


Fig. 24. — Turbine de Jonval avec tube de succion.

qui le premier en fit usage ; c'est la turbine à réaction la plus employée en Europe.

Les guides *G*, la roue proprement dite *W* et le tuyau de succion et de sortie *T* en constituent les parties essentielles.

Les guides sont constitués par deux cylindres concentriques en fonte entre lesquels viennent se placer les aubes servant à diriger l'eau. Au-dessus du cylindre intérieur se trouve un plateau muni d'une boîte à serrage permettant de laisser passer l'axe de la turbine. Le plateau en fonte est construit de façon à pouvoir résister à

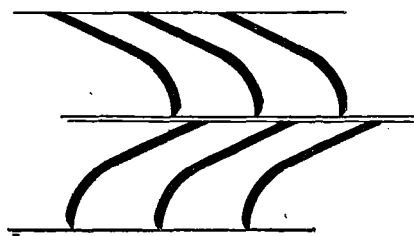


Fig. 25.

la pression de l'eau et constitue, pour ainsi dire, le fond du réservoir servant à alimenter la turbine.

L'enveloppe et le couvercle en fonte doivent être construits de façon à offrir le

moins de résistance possible au passage de l'eau.

La roue consiste en deux anneaux concentriques réunis par des aubes courbes et rattachés par des nervures à l'axe de la turbine. Dans certains anciens modèles on ne rencontre qu'un anneau pour soutenir les aubes.

Les aubes sont ou bien obtenues de fonte avec les anneaux de la roue, ou bien construites séparément en fer ou en acier et ajustées ensuite dans des anneaux en fonte. La Fig. 25 nous en montre une section. L'eau entre verticalement dans les guides, qui lui donnent la direction voulue, avant de passer sur les aubes où elle est déviée.

Elle passe ensuite dans le tuyau de succion ou sur un coursier de sortie. Le tuyau de succion est un gros tube

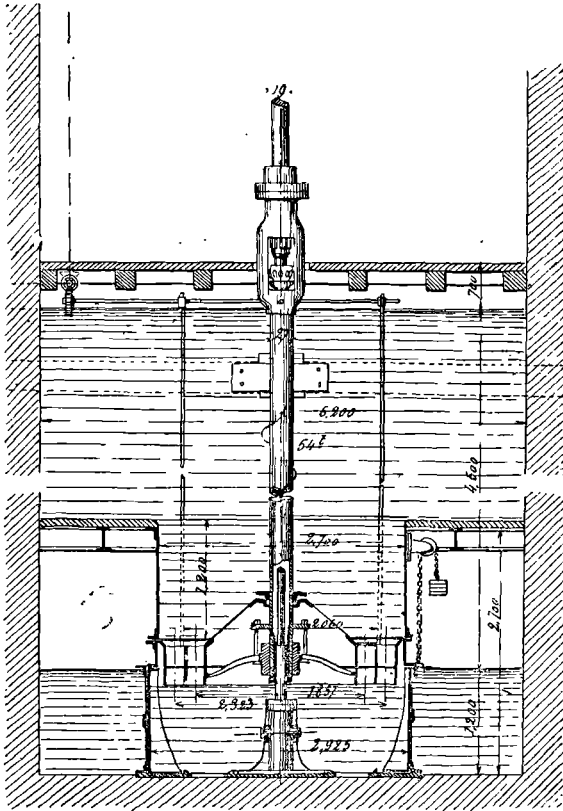


Fig. 26. — Turbine de Jonval.

en fonte dont le diamètre, à l'endroit où il se raccorde

avec la turbine, est un peu supérieur au diamètre extérieur des aubes.

La partie inférieure est terminée par un tambour en fonte dans lequel l'eau passe pour se rendre au coursier de sortie. Il faut que l'orifice du tuyau soit bien submergé, de façon à assurer son fonctionnement. Le tambour en fonte peut être manœuvré de l'étage supérieur à celui où se trouve la turbine, à l'aide de câbles et d'un mécanisme spécial. La Fig. 26 représente une turbine de Jonval avec deux rangées d'aubes et sans tuyau de sortie. Chacune des rangées d'aubes peut être individuellement soustraite à l'action de l'eau par une série de couvercles manœuvrés par des câbles. Le reste de la construction est aisé à comprendre.

### **Turbines à impulsion.**

*Turbine radiale, arrivée d'eau par l'intérieur.* — Ainsi que nous l'avons déjà fait remarquer, les turbines de Fourneyron peuvent fonctionner avec sortie de l'eau à l'air libre. Ce sont alors de vraies turbines à impulsion. Nous ne les avons pas classées dans cette catégorie, parce qu'elles sont construites pour fonctionner normalement sous l'eau.

La roue hydraulique de Zuppinger est un des premiers exemples de turbines à impulsion. Elle fut construite dans le but de servir pour les chutes d'eau élevées et de faible débit pour lesquelles les petites dimensions qu'il fallait donner aux turbines à réaction rendaient celles-ci impraticables. La Fig. 27 nous montre les détails de la

roue de Zuppinger. L'eau passe du réservoir *A* par un tuyau *B* qui l'amène dans un distributeur *C* muni de

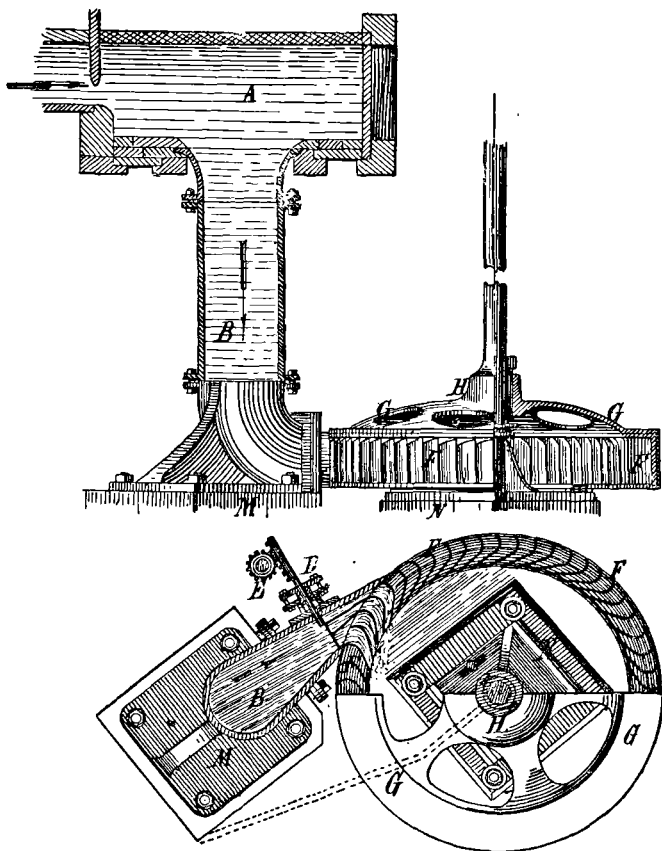


Fig. 27. — Roue hydraulique.

guides, pour le cas où l'échappement atteint une certaine largeur.

Du distributeur, l'eau passe sur la roue suivant une direction radiale et sort par la circonférence intérieure.

L'eau n'agit dans cette roue que sur un petit nombre

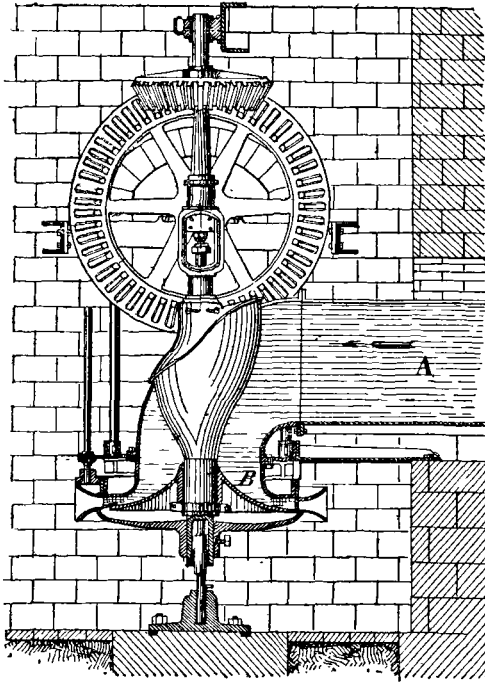


Fig. 28. — Turbine de Girard avec admission d'eau par l'intérieur.

d'aubes à la fois ; c'est donc une turbine à admission partielle. Le réglage se fait à l'aide d'une vanne *D*. Ce genre de moteur peut se construire avec arrivée d'eau à l'extérieur ou à l'intérieur de la roue.

En 1856, les ingénieurs français Callon et Girard se mirent à construire des turbines à impulsion de tous modèles pour des chutes élevées ou non, à grands et à faibles débits. Leurs turbines étaient radiales ou axiales, avec des axes horizontaux, verticaux ou inclinés. On comprend donc que les turbines à impulsion soient intimement liées avec le nom de Girard.

Tous les moteurs de ce genre sont connus sous le nom de turbines « Girard ». Un des grands perfectionnements apportés par ce constructeur a été d'assurer la bonne ventilation des aubes de la roue, de façon à empêcher l'eau de les remplir complètement et de transformer ainsi le moteur en turbine à réaction.

*Turbine radiale de Girard à arrivée d'eau à l'intérieur.*

— La Fig. 28 nous montre une turbine de ce genre, dans laquelle l'eau est amenée au bec *B* par le tuyau *A*. À la sortie, la largeur de la roue est un peu supérieure à celle de l'entrée. Toutes les turbines de Girard sont ainsi construites ; nous en donnerons l'explication dans la suite. Les supports de la roue sont tous deux hors de l'eau. On obtient ce résultat en se servant d'un axe creux, ayant à sa partie supérieure une sorte de cage où se trouve le pivot supportant le poids de la roue.

La Fig. 29 représente une turbine Girard à axe horizontal et à admission d'eau par l'intérieur. L'eau ne remplit que partiellement le tuyau d'amenée et les guides, et quitte la roue dans une direction verticale. Un grand nombre de turbines de ce genre ont été récemment construites pour des chutes d'eau très élevées.

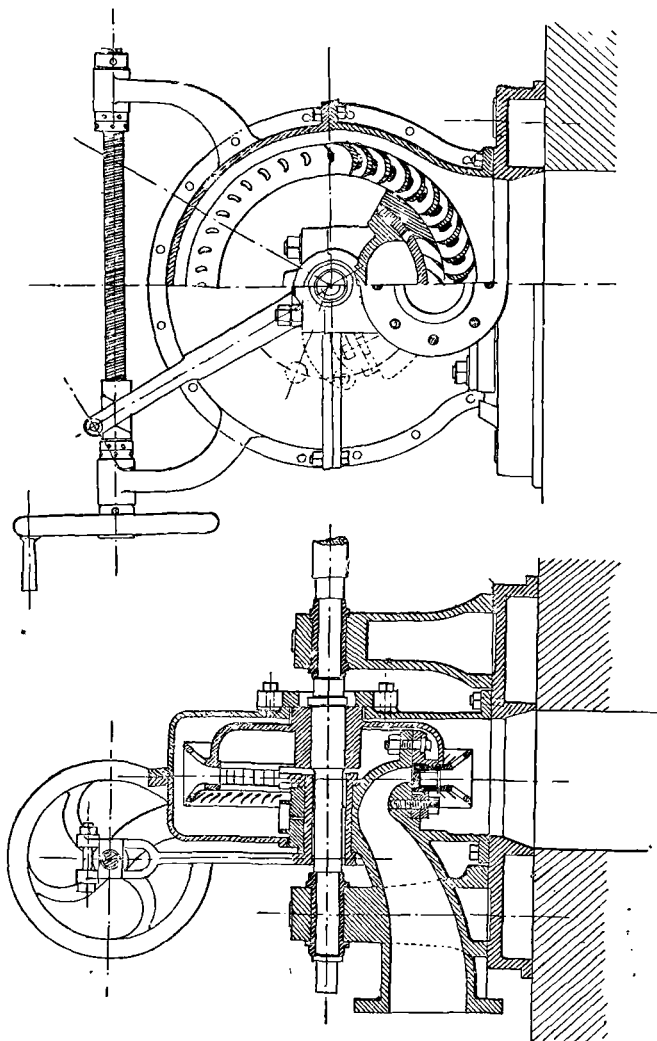


Fig. 29. — Turbine à impulsion et à écoulement extérieur. — Arbre horizontal.



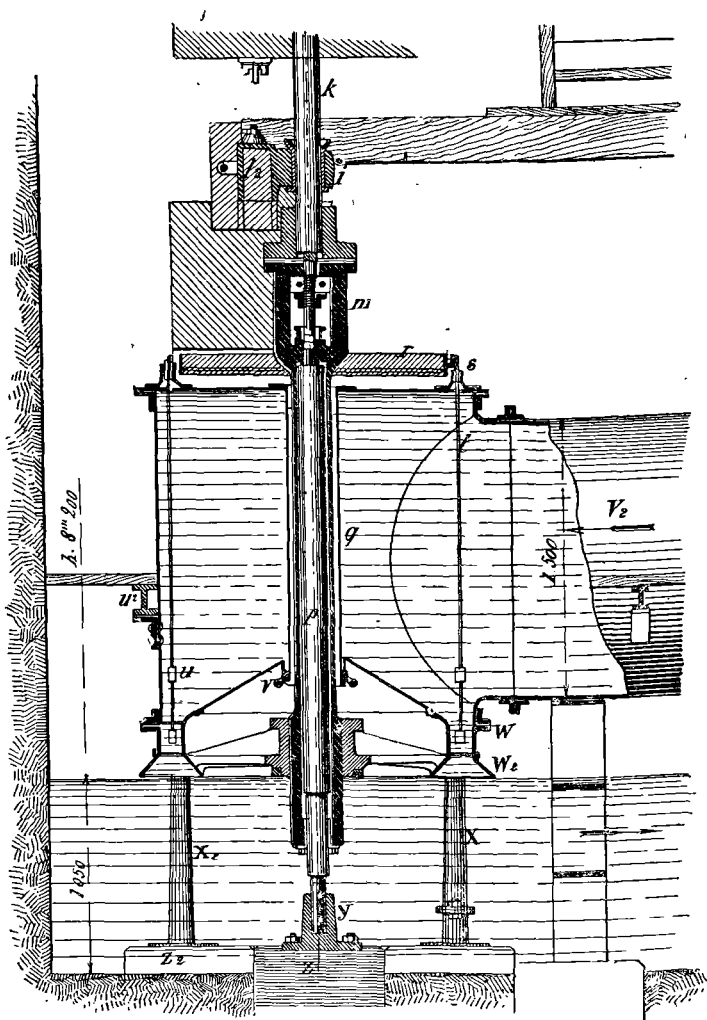


Fig. 30. — Turbine axiale à impulsion.

*Turbine axiale de Girard.* — La Fig. 30 nous montre cette turbine. Comme disposition générale, elle ressemble à la turbine de Jonval. Elle en diffère en ce que les aubes sont ventilées et offrent une plus grande

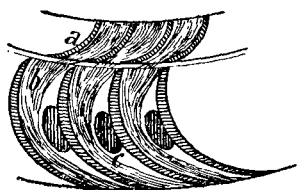


Fig. 31.

largeur à la sortie de l'eau qu'à l'entrée. On emploie divers moyens pour régler la puissance de ces moteurs ; la figure montre un réglage obtenu à l'aide d'une série de vannes verticales qui obstruent le passage de l'eau entre les guides. Ces vannes sont manœuvrées de l'étage au-dessus des turbines à l'aide de petits câbles.

Les Fig. 31 et 31 bis représentent la coupe des aubes

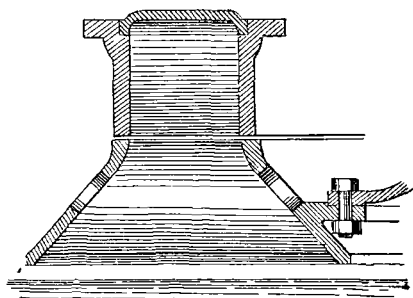


Fig. 31 bis. — Niveau du coursier d'aval.

et des guides avec l'appareil de ventilation. *a* sont les guides, *b* les aubes et *c* l'appareil de ventilation.

Dans la Fig. 30, *w* représente les guides, *w*<sub>2</sub> la roue, *x* et *x*<sub>2</sub> des colonnes en fonte servant à supporter les guides ; *v* est un couvercle placé sur les cercles en fonte des guides qui sert à supporter la colonne d'eau située au-dessus de la roue ; *y* est un pivot destiné à recevoir l'axe fixe *p* passant à l'intérieur de l'axe creux qui se termine à la partie supérieure dans

la lanterne  $m$  ;  $k$  est l'arbre moteur réuni à l'arbre creux à l'aide de la lanterne  $m$  ;  $v_2$  est le tuyau d'amenée. Les cotes de la figure sont exprimées en mètres.

Il y a un grand nombre d'autres turbines, mais celles que nous avons décrites suffisent pour donner au lecteur une idée juste des principaux types existants. Il n'est pas du ressort de notre ouvrage de donner tous les détails de construction qui particularisent les turbines, et d'autant plus qu'un grand nombre de celles-ci n'offrent qu'un intérêt historique. Il est à noter que certaines turbines ont été construites sans guides spéciaux ; l'eau entre alors sur les aubes à angle droit avec la direction du mouvement de la roue.

La valeur respective des turbines à réaction et à impulsion sera étudiée et discutée dans une autre partie de l'ouvrage ; avant d'aborder la théorie des turbines, l'auteur a cru bon de donner les descriptions précédentes relatives à leur ensemble.

## CHAPITRE III

### THÉORIE GÉNÉRALE DES TURBINES A RÉACTION

Pièces essentielles d'une turbine à réaction avec tube de succion. — Comparaison avec un système de tuyaux. — Energie disponible. — Résistance à l'écoulement de l'eau. — Relations fondamentales. — Equations générales de travail et de rendement. — Théorie du tube de succion. — Pression aux orifices. — Puissance utile sur la roue. — Formule. — Différences de pression aux orifices. — Hauteur limite de la turbine munie d'un tube de succion. — Comment il agit. Travail utile. — Expression du travail utile. — Application aux turbines. — Tracé des aubes. — Formules du travail total effectué par les turbines axiales, radiales et mixtes. — Vitesse d'écoulement. — Relation entre les vitesses d'écoulement dans les diverses parties d'une turbine. — Différences entre une turbine à réaction et une turbine à impulsion. — Détermination de la vitesse d'écoulement. — Formules. — Exemple numérique. — Relation entre la vitesse d'écoulement et la vitesse angulaire de la turbine. — Effet des pertes sur la vitesse d'écoulement. — Formule générale. — Variation de la vitesse d'écoulement avec la hauteur de chute. — Résultats d'expériences montrant la relation entre la vitesse d'écoulement et la vitesse angulaire de la turbine.

#### Notations employées.

- $c_0$  = vitesse de l'eau dans le tuyau d'arrivée.
- $c$  = vitesse absolue de l'eau en quittant les guides.
- $c_1$  = vitesse relative de l'eau à son entrée sur les aubes.
- $c_2$  = vitesse relative de l'eau en quittant les aubes.
- $c_3$  = vitesse de l'eau dans le tube de succion.

- $c_4$  = vitesse de l'eau à la sortie du tube de succion.  
 $w_1$  = vitesse de rotation de la roue à l'entrée de l'eau.  
 $w_2$  = — — — à la sortie de l'eau.  
 $a$  = direction de l'eau au sortir des guides.  
 $a_1$  = angle relatif de l'entrée de l'eau sur les aubes.  
 $a_2$  = — sortie —  
 $A$  = section des guides.  
 $A_1$  = section des aubes à l'entrée de l'eau.  
 $A_2$  = — la sortie de l'eau.  
 $A_3$  = section du tube de succion.  
 $A_4$  = — — — à la sortie de l'eau.  
 $r_1$  = rayon de la roue à l'entrée de l'eau.  
 $r_2$  = — la sortie de l'eau.  
 $E^u$  = énergie utile par unité de poids d'eau.  
 $e$  = rendement relatif.  
 $W^u$  = travail utile par unité de poids d'eau et par seconde.  
 $W$  = travail total par seconde.  
 $L_u$  = perte par unité de poids d'eau, dû au frottement.  
 $\mu_1, \mu_2$  et  $\mu_3$ , etc. = coefficients de pertes dus au frottement pour des vitesses  $c_1, c_2, c_3$ .  
 $p_1$  = pression de l'eau en quittant les guides.  
 $p_2$  = — — — aubes.  
 $a$  = pression atmosphérique.  
 $g$  = accélération due à la pesanteur.  
 $h$  = hauteur de chute.

Il convient, pour notre exposé théorique, de prendre comme type des turbines à réaction, celle de Francis à arrivée d'eau extérieure. La Fig. 32 nous en montre les détails sur lesquels il est inutile de nous

appesantir après ce que nous avons déjà dit sur cette turbine. L'eau entre dans les guides après avoir passé dans un tuyau d'arrivée de longueur  $l_0$  et de section  $A_0$ , avec la vitesse  $c_0$ . Elle passe ensuite sur les aubes et de là dans le tube de succion avec une vitesse  $c_3$ . La section de ce tube à l'échappement de l'eau est  $A_4$ ; la vitesse, l'échappement  $c_4$  (voir notations).

$h$  est la chute totale de l'eau,  $h_1$  la différence de niveau

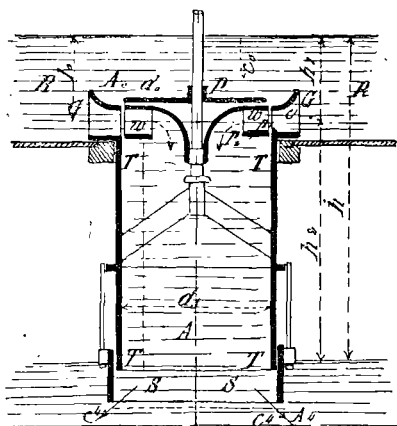


Fig. 32.

entre l'eau au milieu des guides et le niveau supérieur,  $h_2$  la différence de niveau entre le même point et l'eau sur le coursier de sortie. On aura donc  $h = h_1 + h_2$ .

L'appareil tout entier est assimilable à un système de tuyaux qui admet les principes généraux de l'hydraulique au point de vue des relations entre

la pression et la vitesse d'écoulement.

En passant à travers cet ensemble, l'eau rencontre divers genres de résistances et quitte l'appareil avec une vitesse résiduelle égale à  $c_4$ .

L'énergie de chaque kg d'eau passant à travers ce système de conduits est représentée par la hauteur de sa chute  $h$ . Cette énergie est utilisée à vaincre les résistances passives et à mettre la roue en mouvement.

L'énergie dépensée pour mettre la roue en mouvement peut être transformée en travail utile ; celle employée à vaincre les résistances passives est irrémédiablement perdue. On a donc :

Energie disponible = Travail utile + pertes dues aux résistances passives + énergie résiduelle emportée par l'eau.

$$(1) \quad E_u = W_u + L_u + \frac{c_t^2}{2g};$$

ou bien

$$W_u = E_u - \left( L_u + \frac{c_t^2}{2g} \right).$$

Si les résistances passives étaient nulles, on aurait :

$$(1_a) \quad W_u = E_u - \frac{c_t^2}{2g};$$

La seule cause de perte serait alors l'énergie emportée par l'eau sur le coursier de sortie.

Il est donc évident que plus  $c_t$  sera faible, plus on pourra obtenir de travail utile. Dans le cas très rare où l'on aurait  $W_u = 0$ , toute l'énergie de la chute serait transformée en énergie cinétique et l'on aurait :

$$E_u = \frac{c_t^2}{2g}; \quad \text{ou bien} \quad c_t = \sqrt{2gh}.$$

Le rendement de la turbine est le rapport de l'énergie utile à l'énergie totale et a pour expression :

$$e = \frac{W_u}{E_u} = \frac{W_u}{W_u + L_u + \frac{c_t^2}{2g}} = \frac{W_u}{h}.$$

Ces formules s'appliquent indifféremment aux turbines à impulsion et aux turbines à réaction. Si l'on ne se sert pas de tube de succion,  $c_s$  représentera la vitesse de l'eau à la sortie des aubes. L'équation de continuité et l'équation générale de l'hydrodynamique sont applicables aux turbines à réaction.

Les conditions de continuité sont (voir page 9)

$$Ac = A_1c_1 = A_2c_2 = Q.$$

$A$ ,  $A_1$ ,  $A_2$  sont les sections de passage de l'eau en divers points de son parcours et  $c$ ,  $c_1$ ,  $c_2$  les vitesses correspondantes.  $Q$  représente le débit par seconde.

L'équation de l'hydrodynamique a la forme (page 8)

$$p + \frac{c^2}{2g} = p_1 + \frac{c_1^2}{2g} + h_1,$$

$p$  et  $p_1$  représentant les pressions en hauteur d'eau correspondante,  $c$  et  $c_1$  les vitesses aux pressions,  $p$ ,  $p_1$  et  $h$ , la différence de niveau entre les points considérés.

### **Théorie du tube de Succion.**

Nous avons déjà vu plus haut que le tube de succion permet de placer la turbine à une certaine hauteur au-dessus du coursier de sortie sans affecter le travail produit par celle-ci. Nous allons donner l'explication de ce fait.

L'eau en entrant sur les aubes a une vitesse absolue  $c$ , représentant une certaine quantité d'énergie cinétique susceptible de se transformer en travail utile sur



les aubes de la turbine. A l'entrée sur ces dernières, l'eau a une pression  $p_1$  ; à la sortie cette pression est tombée à  $p_2$ ,  $p_2$  étant plus petit que  $p_1$ . Il est évident que cette différence de pression peut aussi servir à augmenter le travail fourni par la turbine en augmentant sa vitesse de rotation.

L'énergie totale fournie à la turbine est donc composée de l'énergie correspondante à l'entrée de l'eau avec une vitesse  $v_1$  et de celle correspondante à la différence de pression  $p_1 - p_2$  de cette eau. On aura donc :

$$(3) \quad \text{Energie totale} = E_1 = \frac{c^2}{2g} + p_1 - p_2 \text{ par kg d'eau.}$$

Si l'eau quitte les aubes à un niveau inférieur à celui de son entrée, comme dans les turbines axiales ou mixtes, la formule devient :

$$E_1 = \frac{c^2}{2g} + p_1 - p_2 + h_0,$$

$h_0$  étant la différence de niveau en question.

Si nous nous rapportons aux notations de la Fig. 32 nous aurons :

$$h_1 - p_1 + a = \frac{c^2}{2g} + L_1.$$

$L_1$  représentant les pertes par frottement jusqu'à l'extrémité des guides et à la pression atmosphérique s'exerçant à la surface de l'eau.

On aura de même :

$$(3_a) \quad \frac{u^2}{2g} + p_2 + h_2 - a = \frac{c_2^2}{2g} + L_2.$$

Dans cette formule  $L_2$  représente la perte en résistances passives depuis le moment où l'eau quitte les aubes jusqu'à celui où elle quitte le tube de succion, et  $u$  la vitesse absolue de l'eau en quittant la roue.

En combinant les deux équations précédentes, on obtient

$$(4) \quad p_1 - p_2 = (h_1 + h_2) - \frac{c^2}{2g} - \frac{c_1^2}{2g} - L_1 - L_2 + \frac{u^2}{2g}.$$

Or,  $h_1 + h_2 = h$  et, à l'aide de l'équation de continuité, nous pouvons exprimer une vitesse quelconque en fonction de  $c$ , par exemple, et du rapport des sections correspondantes.

Les pertes  $L_1$  et  $L_2$  peuvent être mises sous la forme suivante :

$\mu_1 \frac{c^2}{2g}$  et  $\mu_2 \frac{c^2}{2g}$ ,  $\mu_1$  et  $\mu_2$  étant des facteurs déterminés expérimentalement. On posera pour simplifier :

$$(5) \quad \mu_1 \frac{c^2}{2g} = \left( \frac{c_1^2}{2g} - \frac{u^2}{2g} + L_1 + L_2 \right).$$

L'équation (4) devient donc :

$$(6) \quad p_1 - p_2 = h - (1 + \mu_1) \frac{c^2}{2g}.$$

En remplaçant dans l'équation (3)  $p_1 - p_2$  par sa valeur on a :

$$(7) \quad E_1 = h - \mu_1 \frac{c^2}{2g}.$$

Cette dernière formule montre donc que l'énergie

utile transformable en travail par la turbine dépend uniquement de la différence de niveau  $h$  et qu'elle n'est nullement affectée par la hauteur de la turbine au-dessus du coursier de sortie de l'eau.

La vitesse  $c$  de l'eau au sortir des guides sera déterminée comme nous le verrons plus loin, d'une façon absolument indépendante de la position de la turbine par rapport au niveau inférieur de l'eau. La valeur de  $p_1 - p_2$  donnée par l'équation (6) ne sera donc pas non plus affectée par la hauteur de la turbine.

Pratiquement, on aurait pu se rendre compte du phénomène en admettant que, lorsqu'on abaisse ou qu'on élève la turbine, la pression de l'eau à l'entrée et à la sortie des aubes diminue ou augmente de quantités correspondantes, de sorte que leur différence  $p_1 - p_2$  resterait constante.

Il faut toujours se rappeler que les valeurs des pressions  $p_1$  et  $p_2$  dépendent, non seulement du niveau de la roue, mais aussi de la vitesse d'écoulement de l'eau aux endroits correspondants.

Il nous reste à établir quelle est la hauteur maximum que l'on pourra donner à la turbine au-dessus de l'eau dans le bief d'aval.

L'équation (3<sub>a</sub>) nous donne :

$$p_2 = a - h_2 + \frac{c_2^2 - u_2^2}{2g} + L_2.$$

S'il n'y avait pas ou presque pas d'écoulement,  $c_2$  et  $u_2$  seraient pratiquement nuls, ainsi que  $L_2$ ; on aurait alors :

$$p_2 = a - h_2.$$

La plus petite valeur possible de  $p_2$  est évidemment  $p_2 = 0$  correspondant à

$$a = h_2.$$

Si, par conséquent, il n'y avait pas d'écoulement, la hauteur maximum de la roue au-dessus du niveau inférieur de l'eau serait égale à une colonne d'eau faisant exactement équilibre à la pression atmosphérique. Si,

dans ces conditions, l'écoulement est établi, la pression atmosphérique ne sera plus capable de supporter la colonne d'eau  $h$ , plus la pression due au mouvement de l'eau.

Les considérations suivantes feront mieux comprendre ce qui se passe dans une turbine :

Soit  $XY$  (Fig. 33) un tube renfermant une colonne d'eau de hau-

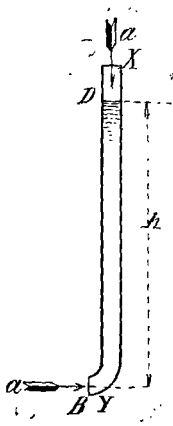


Fig. 33.

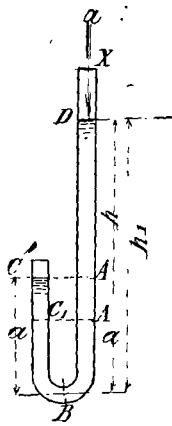


Fig. 34.

teur  $BD = h$ . En  $B$  s'exerce la pression atmosphérique  $a$ . Cette pression est contrariée par la colonne d'eau  $h$  et la pression atmosphérique s'exerçant également en  $D$ . L'eau s'écoulera donc sous l'influence de sa hauteur  $h$ . Supposons maintenant que le tube soit recourbé comme l'indique la Fig. 34 et qu'à l'extrémité fermée  $C$  on ait fait le vide. La pression en  $B$  sera donc égale à la colonne d'eau  $BC$  et égale à  $a$ .

$BC$  fait équilibre à  $BA$  dans l'autre branche. L'excès de pression en  $A$  tendant à provoquer un écoulement d'eau, sera donc  $AD = h_1$  plus la pression atmosphérique en  $D$ , et aura pour valeur  $h = h_1 + a = h_1 + AB = BD$ . La pression efficace en  $A$  sera donc la même qu'en  $B$  dans le cas de la Fig. 33 ; le point  $A$  correspond à la hauteur maximum à laquelle on peut placer une turbine avec tube de suction.

En tout point inférieure à  $A$ , la pression effective sera la même qu'en  $B$ .

Pratiquement, cette hauteur  $AB$  est beaucoup moindre que celle correspondante à la pression  $a$ .

### Travail utile.

Nous désignerons sous le nom de « *travail utile* » celui effectué sur l'arbre de la turbine pour vaincre les résistances passives (frottement de l'arbre sur ses coussinets) et le couple résistant qu'on oppose à son mouvement. Le « *travail utile* » dans une turbine correspond donc au « *travail indiqué* » dans la machine à vapeur.

Le « *travail effectif* » de la turbine, celui mesuré par un frein appliqué sur l'arbre, sera égal au « *travail utile* » diminué des diverses pertes par frottement.

Nous avons démontré, page 21, que le travail effectué par une aube courbe sous l'action d'un courant liquide, cette aube se mouvant autour d'un axe à angle droit avec la direction de l'eau, est représenté par l'expression

$$W_m = m [w_2(c_2 \sin a_2 - w_2) + w_1 c \sin a].$$

A strictement parler, la formule précédente n'est vraie que pour des filets d'eau très minces. On peut cependant, en pratique, appliquer cette même formule à des couches d'eau assez considérables, celles-ci pouvant être considérées comme composées de filets infiniment

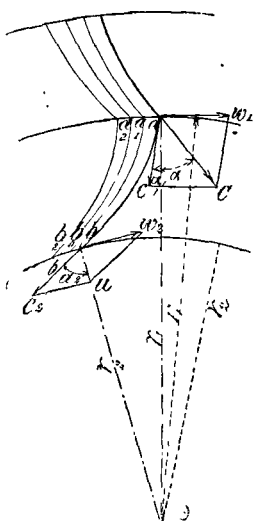


Fig. 35.

minces  $ab, a_1b_1$  (Fig. 35) formant tous, à l'entrée et à la sortie de l'aube, des angles égaux avec les rayons  $r_1$  et  $r_2$ .

En pratique, on dispose autour de la circonférence de la roue un grand nombre d'aubes à des intervalles égaux et disposés semblablement par rapport aux rayons de la roue. Dans ce cas, la formule précédente peut également donner l'expression du travail, à condition que l'on remplace la masse  $m$  par  $M$ , qui représente la masse totale de l'eau s'écoulant par seconde à travers la turbine.

$$(8) \quad W = M [w_2(c_2 \sin \alpha_2 - w_2) + w_1c \sin \alpha].$$

Soit  $G$  le poids de l'eau s'écoulant par seconde ; on aura,  $M = \frac{G}{g}$ . De même, si nous désignons le débit par  $Q$ ,  $G = Qs$ ,  $s$  représentant le poids de l'unité de volume choisi. Il est clair, d'autre part que, d'après l'équation de continuité

$$(9) \quad Q = Ac = A_1c_1 = A_2c_2 = A_xc_x.$$

Il sera toujours facile d'exprimer toutes les vitesses d'écoulement en fonction de l'une quelconque d'entre elles et le rapport des sections correspondantes.

On trouvera utile d'exprimer toutes les vitesses en fonction de  $c$ , valeur absolue de la vitesse avec laquelle l'eau quitte les guides. On aura donc

$$(10) \quad c_2 = \frac{A}{A_2} c; \quad c_1 = \frac{A}{A_1} c; \quad c_x = \frac{A}{A_x} c.$$

La formule (8) peut prendre la forme suivante (page 20).

$$(8_a) \quad W = (w_1 V_1 - w_2 V_2) M,$$

expression qui s'applique au cas des turbines radiales à écoulement intérieur ou extérieur.

Dans les turbines axiales, un filet d'eau infiniment mince suit le contour d'une aube mobile, tout en conservant une vitesse d'entraînement constante. Le travail effectué aura donc pour expression

$$W_m = mw(c_2 \sin a_2 - w + c \sin a).$$

Si, dans une turbine axiale, l'on suppose la couche d'eau agissant sur une aube divisée en filets infiniment minces, on voit facilement que chaque filet aura une vitesse d'entraînement différente.

En pratique, on suppose tous ces filets animés d'une même vitesse, égale à la moyenne des vitesses des filets extrêmes. Si nous désignons par  $w$  cette vitesse moyenne, nous aurons

$$(11) \quad W = Mw(c_2 \sin a_2 - w + c \sin a);$$

ou bien

$$(11_a) \quad W = Mw(V_1 - V_2).$$

La formule (11) peut s'obtenir directement de la formule (8), en faisant  $w_1 = w_2 = w$ .

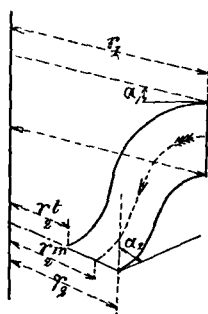


Fig. 26.

Il nous reste encore à dire quelques mots des turbines mixtes. En général, l'eau entre radialement dans ces turbines et s'écoule vers le centre. Si, comme nous l'avons fait jusqu'à présent, nous considérons la couche d'eau divisée en filets infiniment minces (Fig. 36), nous voyons que chacun de ces filets entre radialement sur l'aube suivant le rayon  $r$ , et s'échappe verticalement suivant les rayons  $r_2$  et  $r_1$ .

Le travail effectué par le filet d'eau le plus éloigné de l'axe sera :

$$W_1 = m(w_1 V_1 - w_2 V_2) ;$$

et celui effectué par le filet d'eau le plus rapproché,

$$W_2 = m(w_1 V_1 - w_{2,1} V_2),$$

$w_2$  et  $w_{2,1}$  représentant les vitesses d'entraînement des filets d'eau à la sortie de l'aube et correspondant aux rayons  $r_2$  et  $r_1$ . Le travail total effectué par ces deux filets d'eau et tous les filets d'eau intermédiaires auront pour expression :

$$(12) \quad W = M \left( w_1 c \sin a + c_2 \sin a_2 \frac{w_2 + w_{2,1}}{2} - \frac{w_2^2 + w_{2,1}^2 + w_2 w_{2,1}}{3} \right)$$

Si dans cette formule on pose  $w_2 = w_{2,1}$ , on retombe dans l'équation (8). Celle-ci est donc générale pour les trois classes de turbines, radiales, axiales et mixtes.



D'après la relation

$$w_1 = \frac{r_1}{r_2} w_2 = \frac{r_1}{r_2^2} w_{21},$$

il est évident que  $W$  pourra être exprimé en fonction d'une quelconque de ces vitesses et prendre la forme générale

$$(13) \quad W = (Bw_1c - Cw_1^2)M.$$

Le travail effectué par une turbine dépend donc toujours et de la vitesse absolue de l'eau  $c$ , et de la vitesse angulaire de la roue.

L'angle  $\alpha$  dans les turbines mixtes est celui formé en un point quelconque par la direction de l'écoulement et le rayon

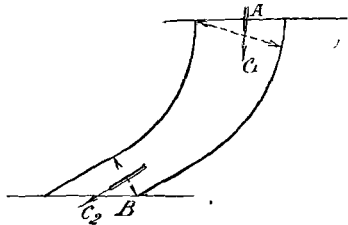


Fig. 37.

correspondant ;  $\alpha_2$ , au contraire, est formé par la direction de l'eau à la sortie avec une parallèle à l'axe.

Dans une turbine à réaction, l'eau remplit exactement tout l'espace compris entre deux aubes. La section diminue, en général, d'une manière uniforme depuis l'entrée de l'eau sur les aubes jusqu'à sa sortie ; la vitesse à la sortie est donc supérieure à la vitesse à l'entrée et c'est l'inverse pour les pressions  $p_1$  et  $p_2$  (Fig. 37). Ceci, du reste, ne modifie pas l'expression du travail effectué par l'eau sur les aubes, attendu qu'il est fonction de la vitesse d'écoulement et ne dépend pas des variations de pression le long de l'aube. Quand

la pression en  $A$  est supérieure à la pression en  $B$ , il y a une augmentation de la vitesse relative  $c_1$  d'écoulement de l'eau; c'est l'inverse dans le cas contraire. Les valeurs relatives de  $c_1$  et  $c_2$  peuvent être déterminées par le rapport des sections de passage en  $A$  et en  $B$  sans faire intervenir les pressions, qui sont ensuite calculées précisément d'après les valeurs de  $c_1$  et  $c_2$ . En appliquant l'équation de l'hydrodynamique au calcul d'une turbine, il faut avoir soin de ne comparer que des vitesses relatives avec des vitesses relatives et des vitesses absolues avec des vitesses absolues; sinon, on arriverait à des résultats erronés.

### Vitesses d'écoulement.

Nous avons déjà dit que la vitesse d'écoulement en un point déterminé d'une turbine à réaction permet de calculer toutes les autres vitesses, à condition que l'équation de continuité soit satisfaite.

Il convient de prendre comme vitesse de comparaison celle de l'eau à la sortie des guides.

Si, comme dans les turbines à impulsion, l'eau était constamment en contact avec l'atmosphère, la vitesse d'écoulement, en négligeant les résistances de frottement, serait déterminée uniquement par la hauteur de chute d'eau.

Il n'en est pas ainsi dans les turbines à réaction. La pression  $p_1$  est absolument indépendante de celle de l'atmosphère et peut être plus grande ou plus faible; c'est une variable complexe qu'on ne peut déterminer

d'une manière indépendante. A cause de la continuité de l'écoulement, toute résistance offerte à l'eau en un point quelconque de la turbine réagit sur toutes les autres parties. Si l'eau, après avoir quitté les guides, effectue du travail en faisant tourner les aubes de la turbine, la vitesse  $c$  ne sera plus la même que lorsque la turbine marchait à vide.

La vitesse d'écoulement peut se déterminer d'après l'équation (1) page 47.

$$E_u = W_u + L_u + \frac{C_u^2}{2g}$$

$W_u$  et  $L_u$  sont des fonctions de  $c$  et des vitesses de rotation  $w_1$  et  $w_2$ ;  $E_u$  dépend uniquement de la hauteur de chute. L'équation (1) peut donc servir à calculer  $c$  en fonction de  $h$  et de  $w_1$  ou  $w_2$ .

En faisant ce calcul il ne faut pas oublier de tenir compte de  $L_u$  qui représente les pertes par frottement, par chocs, etc. La formule est longue à obtenir et, comme elle n'est pas employée en pratique, nous nous contenterons d'en donner le résultat :

$$(14) \quad c = \left( \frac{Bw_2}{1 + \mu} + \sqrt{\frac{2gh}{1 + \mu} + \frac{C + B^2}{(1 + \mu)^2} w_2^2} \right) \frac{A_2}{A}$$

où

$$\text{et} \quad B = \frac{r_1}{r_2} \frac{A_2}{A_1} \sin a_1$$

$$C = (1 + \mu) \left[ \left( 1 - \frac{r_1}{r_2} \right)^2 \right]$$

$\mu$  est un facteur expérimental dépendant des dimensions

des divers organes de la turbine. On peut le déterminer en calant la roue de la turbine et en y faisant passer de l'eau sous la pression normale.  $w_2$  est alors égal à  $O$  et on a

$$c = \frac{A_2}{A_1} \sqrt{\frac{2gh}{1 + \mu}}.$$

$\frac{A_2}{A} \sqrt{\frac{1}{1 + \mu}}$  est donc le rapport de la vitesse actuelle de l'eau à la vitesse qu'elle prendrait sous l'influence de la pesanteur seule. En supposant la formule exacte, la valeur de  $\mu$  serait indépendante de la valeur de la vitesse d'écoulement pour une turbine donnée.

Il est probable que la formule précédente ne donne pas la vraie valeur de  $\mu$ , car la roue en tournant augmentera ou diminuera les chocs, ce qui implique pour  $\mu$  une valeur variable avec la vitesse de la turbine.

La formule (14), bien que n'étant pas absolument correcte, a son utilité et permet de juger s'il y aura accroissement ou diminution de la vitesse selon le genre de turbine employé.

Pour une turbine de Jonval, où  $r_1 = r_2$ , le terme  $C = O$ , puisque  $1 - \left(\frac{r_1}{r_2}\right)^2 = O$ . Si de plus  $a_1 = O$ , ce qui arrive d'ordinaire,  $\sin a_1 = O$  et le facteur  $B$  est également nul. La formule devient

$$c = \frac{A_2}{A} \sqrt{\frac{2gh}{1 + \mu}}.$$

La vitesse d'écoulement est donc approximativement constante pour toutes les vitesses de la turbine. L'expé-

rience a sanctionné ce résultat, comme nous le verrons plus loin.

D'autre part, si  $a_1$  est négatif dans une turbine de Jonval, le terme  $\frac{Bw_2}{1+\mu}$  l'est aussi, et la vitesse d'écoulement de l'eau diminue à mesure que la turbine tourne plus vite.

Dans une turbine radiale à arrivée d'eau extérieure pour laquelle  $\frac{r_1}{r_2} > 1$ ,  $C$  devient négatif et l'écoulement diminue à mesure que la vitesse de la turbine augmente.

Cette particularité des turbines radiales a une certaine importance pratique ; en augmentant la valeur de  $\frac{r_1}{r_2}$  on pourrait presque rendre ce moteur isochrone. Si, par exemple, la turbine marche à sa vitesse normale et qu'on en diminue brusquement le couple résistant, la turbine prendra un accroissement de vitesse et l'effort exercé par l'eau sur les aubes diminuera.

Mais, d'après l'équation

$$(8) \quad W = M [w_2(c_2 \sin a_2 - w_2) + w_1 c \sin a]$$

on voit que cette diminution de l'effort moteur commence lorsque  $w_2 > c_2 \sin a_2$ . Comme dans les turbines bien construites la vitesse normale correspond précisément à la valeur  $w_2 = c_2 \sin a_2$ , on voit que pour tout accroissement de vitesse de la turbine le couple moteur diminue de façon à ramener plus ou moins la turbine à sa marche normale. Cette action régulatrice sera d'autant plus énergique que  $\frac{r_1}{r_2}$  sera plus grand et que  $a_1$  aura une valeur négative plus grande.

Dans les turbines radiales à arrivée d'eau intérieure  $\frac{r_1}{r_2}$  a une valeur positive et, par conséquent un accroisse-

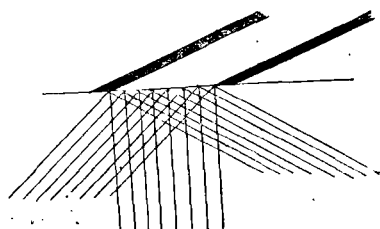


Fig. 38.

ment de la vitesse de la turbine est accompagné d'une augmentation de la vitesse d'écoulement de l'eau.

La Fig. 38 montre l'influence de la vitesse de la turbine sur la vitesse d'écoulement de l'eau dans les trois types de turbines à réaction.

S'il y a un tube de suction (Fig. 38), la vitesse d'échappement  $c_4$  est dans un rapport constant avec la vitesse

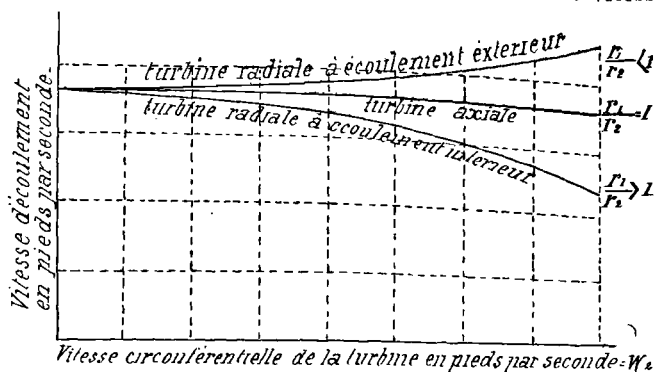


Fig. 39.

d'écoulement  $c$ . Ce rapport n'est pas affecté par les variations de vitesse de la turbine.

Quand il n'y a pas de tube de suction, la vitesse de

l'eau à la sortie des aubes varie avec la vitesse de celles-ci. Il est évident, en effet, (Fig. 38) que la section offerte à l'eau à la sortie des aubes variera suivant sa direction; cette section est donc fonction de  $c_2$  et  $w_2$ , et si l'on néglige les variations de  $c_2$ , on peut dire qu'elle est fonction de  $w_2$  seulement.

Pratiquement, on peut dire que le tube de succion a peu d'influence sur la vitesse d'écoulement.

Les nombres suivants, obtenus par M. P. Rittinger, de Vienne, sur plusieurs turbines de Jonval, montrent l'effet de la vitesse d'écoulement de l'eau.

#### *Turbine n° 1.*

Tours par minute. — 160 — 147 — 140 — 122 —  
110 — 99 — 93 — 80.

Débit par seconde. — 4,98 — 5,25 — 5,40 — 5,74 —  
5,92 — 6,12 — 6,24 — 6,43.

#### *Turbine n° 2.*

Tours par minute. — 242 — 201 — 177 — 150 —  
135 — 127 — 102 — 84

Débit par seconde. — 5,25 — 5,15 — 5,11 — 5,06  
— 5,04 — 5,02 — 4,99 — 4,97.

#### *Turbine n° 3.*

Tours par minute. — 268 — 224 — 198 — 168 —  
142 — 113 — 91.

Débit par seconde. — 6,97 — 6,66 — 6,55 — 6,43 —  
6,31 — 6,38 — 6,33 — 6,24 — 6,19.

*Turbine n° 4.*

Tours par minute. — 289 — 186 — 171 — 164 —  
156 — 141 — 126 — 112.

Débit par seconde. — 3,06 — 3,78 — 3,89 — 3,94  
— 4 — 4,03 — 4,17 — 4,30.

*Turbine n° 5.*

Tours par minute. — 289 — 184 — 176 — 167 —  
159 — 150 — 143 — 113.

Débit par seconde. — 3,03 — 3,60 — 3,66 — 3,71  
— 3,77 — 3,82 — 3,93 — 4,08

*Turbine n° 6.*

Tours par minute. — 386 — 340 — 493 — 400 —  
354 — 308 — 283 — 216.

Débit par seconde. — 2,41 — 2,48 — 2,53 — 2,69  
2,73 — 2,82 — 2,86 — 2,96.

**Explication de l'influence de la vitesse de la Turbine  
sur la vitesse d'écoulement de l'eau.**

D'après les chiffres précédents, on voit que le débit de l'eau diminue dans les turbines 1, 4, 5 et 6, à mesure que la vitesse de rotation augmente. C'est le contraire qui a lieu pour les turbines 2 et 3. Cette différence tient à ce que, dans ces dernières l'angle  $\alpha_1$  est positif, ce qui n'avait pas lieu dans les turbines 1, 4, 5 et 6 (Fig. 40).

Lorsque  $\alpha_1$  est négatif,  $\sin \alpha_1$  le devient aussi, de même que



le terme  $B = \frac{A_2}{A_1} \sin a$ . L'expression  $\frac{B}{1 + \mu} w$  doit donc être soustrait du facteur compris sous le radical. Comme ce dernier n'augmente pas avec  $w$  aussi vite que  $\frac{B}{w + \mu} w$ ,  $c$  diminue à mesure que  $w$  augmente.

Dans les turbines 2 et 3,  $a_1$  est positif; il en sera de même pour le terme  $\frac{B}{1 + \mu} w$  et  $c$  augmentera avec  $w$ .

On voit donc que, suivant la forme donnée aux aubes, le débit de la turbine augmentera ou diminuera avec sa vitesse de

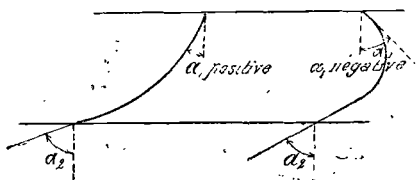


Fig. 40.

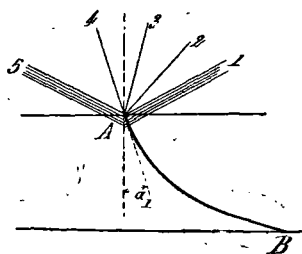


Fig. 41.

rotation. Dans les turbines radiales, au contraire, c'est la valeur du rapport  $\frac{r_1}{r_2}$  qui influe sur cette quantité.

L'effet de l'inclinaison de l'aube à l'entrée de l'eau sur la vitesse d'écoulement peut se comprendre comme suit :

Soit  $AB$  (Fig. 41) la courbure de l'aube faisant avec la normale un angle  $a_1$  positif.

Lorsque l'on cale la turbine, cette direction est représentée par  $AI$  et l'eau n'arrive pas tangentiellement sur l'aube. Il y a donc choc et, par conséquent, perte d'énergie; la vitesse d'écoulement est retardée. Si nous suppo-

sons la roue animée d'un mouvement lent de rotation, la direction relative de l'eau et de l'aube représenté par l'angle  $4A2$  aura changé. L'angle d'entrée sera plus aigu et le choc de l'eau sera moindre. A mesure que la vitesse augmente, la direction relative de l'eau deviendra  $A3$  et  $A4$ , et lorsque l'on atteindra une certaine vitesse l'eau pénétrera sur l'aube sans aucun choc.

La vitesse d'écoulement de l'eau a donc augmenté avec la vitesse angulaire de la turbine. Si l'on augmente encore cette vitesse, la direction relative de l'eau deviendra  $A5$  et l'action de celle-ci sur l'aube sera retardatrice. La partie supérieure des aubes tendra à fonctionner comme pompe; tandis que celle-ci exercera encore un effort moteur dans les parties inférieures des aubes. Dans ces conditions, la turbine fonctionnera donc comme une pompe et comme un moteur. Si l'on accroît encore la vitesse de la turbine, il arrivera un moment où le travail fourni comme moteur sera précisément égal au travail dépensé comme pompe et aucune puissance utile ne sera plus disponible sur l'axe de la turbine.

Si, au contraire, nous avons supposé l'angle  $\alpha_1$  négatif, nous aurions obtenu un effet inverse. Depuis le repos jusqu'à la vitesse normale, il y a une diminution de résistance due au choc et, par conséquent, la vitesse de l'eau tend à augmenter; mais cette action est généralement plus que contrebalancée par la tendance naturelle de la turbine à diminuer cette vitesse d'écoulement. Lorsque la vitesse normale est dépassée, la réaction de l'eau se fera sur le côté opposé de l'aube comme dans le cas précédent; mais, à cause de son inclinaison négative, l'eau sera repoussée, ce qui augmentera la résistance

d'écoulement de l'eau. En un mot, on voit donc qu'en faisant  $\alpha_1$  négatif, la vitesse d'écoulement de l'eau, maximum au début, diminue à mesure que la vitesse augmente, ce qui est précisément le contraire de ce qui se passe lorsque  $\alpha_1$  est positif. Ce fait est, comme nous l'avons dit, confirmé par l'expérience.

### Rendement et vitesse normale d'une Turbine.

D'après l'équation (2) l'expression du rendement est

$$e = \frac{W_u}{h} = \frac{W_u}{W_u + L + \frac{c_4^2}{2g}}$$

En désignant par  $L$  toutes les pertes dues aux chocs, tourbillons et force vive de l'eau lorsqu'elle quitte la turbine, on a l'expression plus simple :

$$e = \frac{W_u}{W_u + L}$$

En remplaçant  $W_u$  par sa valeur déduite de l'équation (8) on a :

$$(15) \quad e = \frac{w_2(c_2 \sin \alpha_2 - w_2) + w_1 c \sin \alpha}{gh}$$

Si l'on remplaçait  $c$  et  $c_2$  par leurs valeurs en fonction de  $w_2$ , on pourrait déterminer quelle serait la valeur de  $w_2$  qui rendrait l'expression du rendement maximum. Cette méthode, demandant l'usage du calcul intégral et différentiel, est assez compliquée et ne trouve pas sa place dans le présent ouvrage.

Il est évident, du reste, qu'une turbine doit avoir une vitesse déterminée qui correspond au rendement maximum. L'effort exercé par l'eau en s'écoulant sur une aube avec une vitesse donnée dépend de la courbure de celle-ci. Cet effort sera donc évidemment maximum lorsque la turbine sera au repos. Le travail utile est égal au produit de la vitesse de la turbine par le couple moteur. Lorsque la turbine est au repos, il n'y a donc pas de travail de produit, bien que l'effort sur les aubes soit maximum. D'autre part, le travail sera également nul lorsque la turbine tournera à une certaine vitesse maximum. Entre ces deux vitesses extrêmes, le rendement a varié de zéro jusqu'à un certain maximum et est retombé ensuite à zéro. Cette vitesse, correspondant au rendement maximum, est celle qui doit être choisie comme vitesse de régime de la turbine. Si l'on suppose la vitesse d'écoulement  $c$  constante pour toutes les vitesses de la turbine, on peut démontrer mathématiquement que la vitesse de rendement maximum est égale à la moitié de celle correspondant à une charge nulle. Le rendement sera, d'après la formule (15) :

$$e = \frac{w_2 \left( c_2 \sin a_2 + \frac{r_1}{r_2} c \sin a \right) - w_2^2}{gh}.$$

Quand la charge est nulle  $e = 0$  et, par conséquent

$$w_2 \left( c_2 \sin a_2 + \frac{r_1}{r_2} c \sin a \right) - w_2^2 = 0;$$

d'où

$$w_2 = c_2 \sin a_2 + \frac{r_1}{r_2} c \sin a,$$

et la vitesse de rendement maximum est égale à la moitié de celle-ci, c'est-à-dire à

$$w_b = \frac{1}{2} \left( c_2 \sin a_2 + \frac{r_1}{r_2} c \sin a \right).$$

En réalité, ainsi que nous l'avons vu, la vitesse d'écoulement n'est pas constante. La formule précédente s'applique bien aux turbines axiales dans lesquelles  $a_1 = 0$ , car alors l'écoulement ne varie pas sensiblement avec la vitesse de la turbine. La vitesse de régime d'une turbine est généralement supérieure à celle donnée par la précédente formule. Lorsque l'on fait le projet d'une turbine, on détermine cette vitesse d'une manière plus simple, ainsi que nous le verrons plus loin lorsque nous nous occuperons de la construction des turbines.

Cette détermination est basée sur ce fait évident que, pour qu'une turbine soit bonne, il faut que l'eau sorte des aubes avec une vitesse aussi faible que possible. D'un autre côté, cette condition ne doit pas entraîner avec elle des chocs et tourbillons à l'entrée de l'eau sur les aubes; ces pertes peuvent, dans certains cas, être bien plus sérieuses que celles dues à la force rémanente de l'eau. Il s'en suit donc que l'on doit combiner les deux conditions précédentes : éviter les chocs de l'eau à son entrée sur les aubes, diminuer autant que possible sa vitesse d'échappement.

Le rendement d'une turbine est forcément réduit par tous les moyens qui servent à augmenter ou diminuer sa puissance normale. Lorsque le tube de succion est employé, on règle généralement la puissance en modifiant, à l'aide d'une vanne, l'orifice de sortie de ce tube. La

quantité d'eau s'écoulant à travers une turbine est ainsi réduite, mais le rendement est, de ce chef, considérablement abaissé. Le débit de l'eau ne diminue pas en même temps que la section de passage, comme on pourrait le croire, et le travail fourni diminue proportionnellement au carré de la diminution de la vitesse d'écoulement.

Le réglage à l'aide d'une vanne à l'entrée de l'eau est également mauvais. La méthode consistant à fermer plus ou moins les orifices des guides, méthode qui est, du reste, généralement employée de nos jours, permet d'obtenir un meilleur résultat. Nous reviendrons sur ce sujet en étudiant la construction des turbines.

Les formules précédentes s'appliquent en général à toutes les turbines à réaction, quelle que soit leur condition de marche. Aucune condition spéciale n'a été faite en vue de simplifier les formules. L'eau entre sur les aubes, excepté à une seule vitesse bien déterminée, en faisant un certain angle avec les directions de celles-ci. Elle sort des aubes avec une vitesse absolue qui varie en valeur et en direction avec la vitesse de la turbine.

Supposons que la turbine soit d'abord immobilisée par l'application d'un couple résistant supérieur au couple moteur et que ce couple résistant soit peu à peu diminué de façon à obtenir successivement des vitesses croissantes : à mesure que la vitesse augmentera, on obtiendra les résultats suivants avec une turbine à arrivée d'eau sur la périphérie :

- 1) L'effort exercé sur les aubes décroîtra.
- 2) La vitesse d'écoulement de l'eau augmentera d'abord pour décroître ensuite et avec elle le débit et la puissance spécifique de la turbine.



quement. Un faible écart de la vitesse de régime peut donc influencer sérieusement le rendement du moteur.

Les courbes précédentes changent un peu lorsqu'il s'agit de turbines axiales et de turbines radiales à arrivée d'eau intérieure. Dans ce cas :

1) La vitesse d'écoulement augmente avec la vitesse de la turbine ou garde une valeur constante.

2) La différence entre la pression d'entrée et de sortie de l'eau décroît à mesure que la vitesse augmente ou prend une valeur constante. On a trouvé qu'il était avantageux de faire cette différence positive, c'est à dire  $p_2 < p_1$ . — Lorsque la section  $A$  des guides est assez faible, on peut faire  $p_2 > p_1$ .

Les résultats numériques suivants obtenus avec les turbines de Rittinger montrent les relations qui existent entre la vitesse et le rendement; les chiffres gras correspondent aux rendements maximum.

### *Turbine 1.*

Nombre de tours. — 160 — 147 — 140 — 122 — 110  
— **99** — 93 — 80.

Rendements. — 0 — 0,376 — 0,455 — 0,626 — 0,659  
— **0,673** — 0,667 — 0,631.

### *Turbine 2.*

Nombre de tours. — 242 — 201 — 177 — 150 — 135  
— 127 — 102 — 84.

Rendements. — 0,0,452 — 0,601 — 0,687 — 0,697 —  
**0,697** — 0,65 — 0,48.



*Turbine 3.*

Nombre de tours. — 268 — 224 — 198 — 168 — 151  
— 142 — 113 — 91.

Rendements. — 0 — 0,405 — 0,543 — 0,622 — 0,632  
— 0,63 — 0,587 — 0,59.

*Turbine 4.*

Nombre de tours. — 289 — 186 — 171 — 164 — 156  
— 141 — 126 — 112.

Rendements. — 0-0,693 — 0,711 — 0,715 — 0,711  
— 0,705 — 0,674 — 0.

*Turbine 5.*

Nombre de tours. — 289 — 184 — 176 — 167 — 159  
— 150 — 143 — 115.

Rendements. — 0 — 0,623 — 0,636 — 0,641 — 0,645  
— 0,639 — 0,61 — 0,575.

*Turbine 6.*

Nombre de tours — 586 — 540 — 493 — 400 — 354  
308 — 285 — 216.

Rendements — 0 — 0,231 — 0,41 — 0,633 — 0,687 —  
0,70, — 0,694 — 0,626.

Les chiffres suivants relatifs à une turbine Jonval, sont donnés par M. J. Meissner dans son livre sur les turbines.

*Turbine Jonval.*

Nombre de tours — 159 — 103 — 94 — **82** — 71 —  
65 — 53 — 41 — 31 — 15 — 0.

Rendements — 0 — 0,692 — 0,735 — **0,743** — 0,704  
— 0,688 — 0,605 — 0,525 — 0,214 — 0,257 — 0.

On remarquera que, dans les chiffres précédents, la vitesse de rendement maximum est toujours supérieure à la moitié de la vitesse maximum de la turbine sans charge. Il faut cependant se rappeler qu'il est impossible, en pratique, de faire tourner une turbine absolument à vide à cause du frottement de l'eau et des coussinets. Les rendements que nous avons supposés égaux à zéro sont donc, en général, égaux à 3 ou 5 %.

C'est ce que montre l'équation générale

$$e = \frac{W_u}{W_u + L};$$

il est donc facile de voir que, pour une valeur déterminée de  $L$ , le rendement  $E$  sera d'autant plus élevé que  $W_u$  sera plus grand.

S'il était possible de diminuer  $L$  en même temps que  $W_u$ , le rendement ne changerait pas à mesure que l'on diminuerait la puissance. — Malheureusement,  $L$  ne diminue pas en même temps que  $W_u$ , et à la limite, lorsque la charge est nulle, toute l'énergie est dépensée inutilement en frottement ou transportée sous forme

d'énergie cinétique dans le coursier de sortie, ainsi que nous le montre l'équation

$$h = W_u + L + \frac{c_4^2}{2g},$$

qui, lorsque  $W_u$  est nul, devient

$$h = L + \frac{c_4^2}{2g}.$$

Comme, en général, la vitesse  $c_4$  ne varie pas beaucoup suivant que la turbine est en marche ou immobile, on voit que toute l'énergie utilisable est absorbée par les résistances passives de divers genres que l'eau rencontre dans l'appareil.

---

## CHAPITRE IV

### PERTES D'ÉNERGIE DANS LES TURBINES A RÉACTION

Énumération des pertes, leurs caractères et leur expression mathématique. — Perte par frottement dans les tuyaux. — Exemples. — Pertes dans les guides. — Coefficients. — Pertes dues au choc — Exemple. — Pertes dues aux fuites. — Pertes sur les aubes. — Coefficients. — Pertes dues à la résistance offerte par la vanne. — Perte due à la vitesse résiduelle de l'eau. — Valeurs numériques. — Résumé des Pertes. — Résumé général des relations établies pour les turbines à réaction.

En examinant les diverses pertes que subit l'énergie de l'eau pendant son passage dans la turbine, nous commencerons par celles qui ont lieu dans le réservoir ou dans les tuyaux d'amenée, pour suivre le parcours de l'eau et considérer successivement les pertes dans les guides, les aubes, et le tube de succion.

Nous rencontrons dans les tuyaux d'amenée une première perte de charge. Soit  $d_0$  le diamètre du tuyau,  $l_0$  sa longueur et  $c_0$  la vitesse d'écoulement de l'eau. — La perte d'énergie sera

$$L_0 = \mu \cdot \frac{l_0 c_0^2}{d_0 2g};$$

ou bien, en remplaçant  $c_0$  en fonction de  $c$  :

$$(a) \quad L_0 = \mu \cdot \frac{l_0}{d_0} \left( \frac{A}{A_0} \right)^2 c^2.$$

$\mu$  est un facteur expérimental.

Les pertes le long des guides se composent : 1° de la résistance offerte par les bords supérieurs des guides qui ont pour effet de séparer l'eau en causant des tourbillons et, par conséquent, une perte de charge ; 2° de la résistance d'écoulement de l'eau le long des guides ; 3° des chocs et tourbillons à la sortie des guides et provenant d'un changement brusque de section ; 4° des pertes dues à la courbure des guides.

Ces diverses pertes sont généralement représentées par la formule suivante :

$$(b) \quad L_1 = \mu_1 \cdot \frac{c^2}{2g}.$$

Les pertes dues au frottement de l'eau contre les guides sont insignifiantes à cause de la faible longueur de celles-ci.

Ainsi que nous l'avons montré lorsque l'eau quitte les guides, elle n'entre pas en général sur les aubes suivant une direction tangente à celles-ci. Il y a donc choc et changement, brusque de vitesse qui amène comme résultat inévitable une perte d'énergie.

Si nous représentons la vitesse relative d'écoulement de l'eau sur les aubes par  $c_1$ , la perte d'énergie de ce chef sera représentée par

$$(c) \quad L_2 = \frac{1}{2g} \left[ (c \cos \alpha - c_1 \cos \alpha_1)^2 + c \sin \alpha - w_1 + c_1 \sin \alpha_1 \right]^2.$$

L'examen de la Fig. 43 nous montre que les termes compris dans la parenthèse représentent les différences entre les composantes des vitesses absolues d'écoulement  $c$  et  $C_\alpha$  suivant deux directions, l'une parallèle à

l'axe et l'autre à angle droit avec celui-ci. Les pertes d'énergie dans chacune de ces directions sont représentées par le carré des différences de vitesses. Parallèlement ou radialement à l'axe, suivant le type de moteur envisagé, la vitesse varie de  $0a$  à  $0b$ , c'est-à-dire de  $ab = c \cos a - c_1 \cos a_1$ . A angle droit avec l'axe, la vitesse a varié de

$$ed = c \sin a - (w_1 - c_1 \sin a_1).$$

On a donc finalement

$$L_2 = \frac{1}{2g} [(ab)^2 + (de)^2] = \frac{1}{2g} (fd)^2.$$

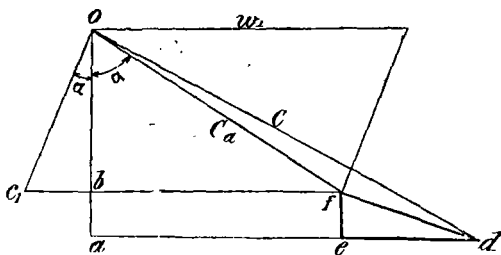


Fig. 43.

Cette quantité  $fd$  peut facilement être déterminée graphiquement d'après la construction représentée Fig. 43. La valeur de  $c \cos a - c_1 \cos a_1$  sera, en général, faible. D'après la Fig. 44,  $c \cos a$  pourra être fait égal à  $c_1 \cos a_1$ . Les profondeurs et, par conséquent les sections de passage de l'eau sur les guides et sur les aubes, sont proportionnelles aux cosinus des angles  $a$  et  $a_1$ , les vitesses  $c$  et  $c_1$  étant en raison inverse de ces cosinus, pourvu que la condition de continuité d'écoulement soit obtenue.

La perte de charge représentée par le terme  $c \cos a - c_1 \cos a_1$  disparaît donc lorsque l'eau entre bien tangentielle-ment sur l'aube.

Nous avons encore à considérer les pertes dues aux fuites entre les guides et les aubes. Théoriquement, ces fuites dépendent de la différence de pression existant entre l'extérieur et l'espace annulaire situé entre les guides et les aubes. L'auteur n'accorde aucune confiance aux calculs détaillés faits en vue de déterminer ces fuites : il s'est contenté de suivre l'exemple de Redtenbacher et de tenir compte de ces fuites dans la formule donnant la valeur des pertes sur les aubes. Celles-ci sont de la même nature que les pertes que nous avons énumérées pour les guides et sont résumées dans la formule suivante :

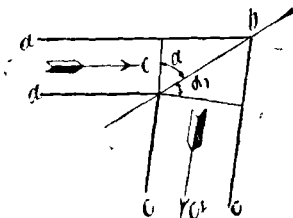


Fig. 44.

$$(d) \quad L_3 = \mu_3 \frac{c_2^2}{2g} = \mu_3 \left( \frac{A}{A_2} \right)^2 \frac{c^2}{2g}.$$

En règle générale l'eau, en entrant dans le tube de succion, n'a plus la même direction ni la même vitesse qu'en quittant les aubes. Il y aura donc encore là une perte d'énergie due à un changement brusque de vitesse.

L'eau quitte les aubes avec une vitesse absolue  $u$ , qui, ainsi que nous l'avons dit, est la résultante de la vitesse relative de l'eau et de la vitesse de rotation de la roue. On peut admettre *a priori* que l'eau, en en-

trant dans le tube de suction, suit une trajectoire spiraloïdale représentée par  $Ox$  dans la Fig. 45, la vitesse  $u$  étant représentée par  $Od$ . La composante verticale de  $Ox$  est  $Ob$  et celle de  $Od$  est  $Oa$ ; il s'en suit donc que la diminution de vitesse suivant une direction axiale ou radiale est de  $Oa - Ob$ ; le carré de cette différence représentera la perte d'énergie dans cette direction. De même, suivant une direction normale à la première, la variation de vitesse est représentée par  $ad - bx = dy$  et le carré de cette valeur sera proportionnelle à la perte d'énergie correspondante. Cette dernière perte est faible; on se

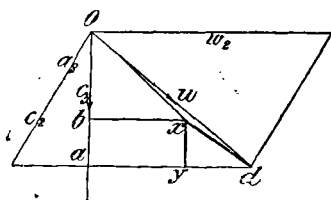


Fig. 45.

contente d'ordinaire de tenir compte de la variation de vitesse suivant l'axe du tuyau.

Si nous représentons par  $c_3$  la vitesse de l'eau après avoir quitté les aubes, nous pourrions exprimer la perte

d'énergie comme suit.

$$(e) \quad L_4 = \frac{1}{2g} (c_2 \cos \alpha_2 - c_3)^2 = \frac{1}{2g} [ab]^2$$

Cette formule suppose implicitement que l'eau conserve au début dans le tube de suction la vitesse  $c_3$ . Dans les turbines radiales à arrivée d'eau extérieure, cela revient à supposer que la vitesse de l'eau ne change pas pendant sa déviation du sens horizontal à un sens vertical jusqu'au moment où l'eau entre dans le tube de suction (Fig. 46). En passant à travers ce dernier, l'eau



éprouve une perte de charge représentée, comme dans le cas de la formule (a), par

$$(f) \quad L_5 = \mu_1 \frac{l_3 c_3^3}{d_3^3 2g} = \mu_1 \frac{l_3}{d_3^3} \left(\frac{A}{A_3}\right)^2 \frac{c^2}{2g}.$$

Finalement, en quittant le tube de succion et en passant sur la vanne, l'eau éprouve une dernière perte qui dépend beaucoup de la forme de la vanne.

Elle peut s'exprimer par la formule suivante :

$$(g) \quad L_6 = \mu_4 \frac{c_4^2}{2g} = \mu_4 \left(\frac{A}{A_4}\right)^2 \frac{c^2}{2g}$$

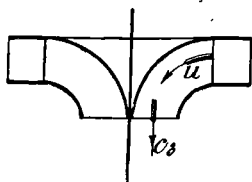


Fig. 46.

L'eau, en quittant le tube de succion, conserve encore une certaine vitesse ; l'énergie emportée de cette manière est représentée simplement par :

$$(h) \quad L_7 = \frac{c_4^2}{2g} = \left(\frac{A}{A_4}\right)^2 \frac{c^2}{2g}.$$

Les équations (g) et (h) donnent donc :

$$L_6 + L_7 = (1 + \mu_4) \left(\frac{A}{A_4}\right)^2 \frac{c^2}{2g}$$

Après cette énumération sommaire des diverses pertes, nous allons les passer en revue avec plus de détails pour nous rendre compte de leur nature.

*Perte dans le tuyau d'amenée.* — Dans bien des cas, cette première perte, que nous avons représenté par  $L_0$ ,

est très faible. Les turbine de Jonval et les turbines radiales à arrivée d'eau extérieure, munies d'un tube de succion et placées à une hauteur moyenne au-dessus du niveau du bief d'aval, sont généralement alimentées par un grand réservoir où les pertes  $L_o$  dues aux frottements sont tout à fait négligeables. Les pertes  $L_o$  dans les tubes de succion disparaissent évidemment lorsque l'on ne s'en sert pas, ce qui arrive souvent.

Dans l'un et l'autre cas, le coefficient  $\mu$  est peu variable lorsqu'on emploie les mêmes matériaux pour les tubes, et on peut prendre comme valeur pratique pour des vitesses moyennes  $\mu_r = 0,03$ .

$\mu_r$  varie cependant un peu avec la vitesse d'écoulement ainsi que le montre le tableau suivant :

Pour  $c_s = 0,27 - 0,55 - 1,09 - 9,19 - 5,5$  mètres  
 $\mu_r = 0,035 - 0,0289 - 0,0246 - 0,0216 - 0,0189$ .

Les vitesses que l'on rencontre dans les turbines seront, en général, comprises dans ce tableau.

Dans le cas où la section du tube de succion varierait, le rapport  $\frac{l}{d}$  varierait également ; la vitesse changerait de même. On tient compte de ces changements de vitesse et de section, lorsque le tube est conique, en introduisant dans les formules le diamètre moyen et la vitesse moyenne.

Supposons, par exemple, que la hauteur de chute soit de 5 mètres, la longueur du tube de succion 3<sup>m</sup>,7, son diamètre 2<sup>m</sup>,7 et la vitesse d'écoulement de 1 mètre par seconde. En prenant pour  $\mu$  la valeur 0,025 on aura comme perte d'énergie :

$$L_s = 0,025 \frac{3,3}{2,7} \frac{1}{19,62} = 0,00156 \text{ mètres.}$$

Cette perte de charge est si faible à côté des 15 mètres de chute que l'on peut pratiquement la négliger.

Avec un tube de longueur double conduisant de l'eau ayant une vitesse résiduelle double de celle précédemment considérée, la valeur de  $L_s$  serait 8 fois plus grande et deviendrait :

$$L_s = 0^m,01248.$$

On voit que cette valeur est encore négligeable devant une hauteur d'eau minimum de 8 mètres. La perte est environ de 1/1000 de la puissance totale.

*Pertes sur les guides.* — Les diverses résistances offertes au passage de l'eau dans les guides peuvent être représentées par un seul coefficient dont la valeur est peu variable dans les divers genres de turbines. Les guides dans les turbines axiales sont construits de façon à ce que leurs parties inférieures soient toutes parallèles sur une assez grande longueur, afin qu'il n'y ait pas de contraction de la veine liquide. La construction des guides est telle qu'il n'y a pas de changements brusques de section. Dans ces conditions, si les surfaces sont bien lisses, le coefficient  $\mu_1$  de la formule (b) variera de 0,042 à 0,025; ou bien, ce qui est la même chose, la vitesse variera de 0,96 à 0,97 de la valeur qu'elle aurait si le frottement était nul. En pratique, l'on adopte le coefficient  $\mu_1 = 0,053$  pour tenir compte de ce que les surfaces ne sont pas absolument lisses. La vitesse  $c = 0,7 \sqrt{2gh}$  correspondant environ à la moitié de la chute totale  $h$ , est généralement adoptée dans les turbines du genre de celles de Jonval. En supposant que cette vitesse soit 0,95 de celle que l'on ob-

tiendrait s'il n'y avait pas de frottement, le rapport de l'énergie théorique à l'énergie pratique de l'eau serait de  $(0,95)^2$ , c'est-à-dire 0,90. On aura donc une perte de 10 %, mais, comme cette vitesse ne représente que la moitié de l'énergie totale, la perte réelle est donc de 5 % de la puissance totale. Si les surfaces étaient bien polies, on arriverait à réduire cette perte à 3 ou 4 %.

Weisbach a trouvé pour  $\mu_1$  des valeurs variant entre 0,05 et 0,1, Hœnel donne de 0,1 à 0,2 et Francis 0,2 et au-dessus. — On peut adopter pratiquement le chiffre  $\mu_1 = 0,125$ , bien qu'il soit un peu élevé pour une bonne turbine. — Dans les turbines à impulsion  $\mu_1$  varie entre 0,11 et 0,17.

*Pertes dues au choc.* — Ces pertes sont, ainsi que nous l'avons dit, inappréciables pour une turbine marchant à sa vitesse de régime et dont les guides sont bien construits. Même dans les meilleures conditions, il y a une petite perte due : 1° au léger accroissement de la section des aubes par rapport à celle des guides ; 2° à une légère fuite entre les guides et les aubes. Pour ces deux raisons, l'eau perd un peu de sa vitesse en passant sur les aubes. En pratique, on comprend ces deux causes de pertes dans la formule donnant la perte de charge sur les aubes. Voici, du reste, un exemple numérique.  $a = 73^\circ 30'$  ;  $a_1 = 90^\circ$  ;  $\sin a = 0,96$  ;  $\cos a = 0,284$  ;  $c = 7$  mètres par seconde ;  $w_1 = 9^m,7$  par seconde, la vitesse normale étant de 7 mètres. Pour tenir compte de deux causes de perte mentionnées plus haut, on fera  $c_1 = 1^m,78$  au lieu de  $1^m,89 = c \cos a$ .

La formule (c) donne donc approximativement :

$$L_2 = 0^m,521.$$

Si l'on avait fait  $w_1 = 5^m,90$  le second terme entre parenthèse serait devenu nul.

La hauteur totale de chute, étant de 5 mètres dans l'exemple ci-dessus, la perte sur les aubes s'élève donc environ à 10 % de la puissance totale. Ce chiffre élevé est dû à ce que la turbine tournait à une vitesse supérieure à la vitesse normale.

La valeur attribuée aux pertes dues au choc dans la formule précédente est certainement exagérée, surtout lorsque la vitesse de la turbine s'écarte de la vitesse normale. Ainsi, dans le cas extrême où la veine liquide rencontrerait l'aube à angle droit, la formule nous apprend que toute l'énergie de l'eau est perdue. Pratiquement, ceci n'est pas vrai, car une partie de l'eau frappant sur l'aube sert à devier le reste du courant, formant pour ainsi dire guide, et, rend son action utilisable. Nous ajouterons même que les conditions déterminant l'entrée de l'eau sur les aubes sans chocs ne sont pas toujours celles qui correspondent au maximum de rendement. Nous reviendrons dans la suite sur ce détail.

*Pertes dues aux fuites.* — Il est aisé de se rendre compte que, dans l'espace annulaire situé entre les aubes et les guides, l'eau étant à une pression supérieure ou inférieure à la pression de l'eau environnante, il y aura écoulement ou appel d'eau. Ce jeu laissé entre les guides et les aubes est absolument nécessaire pour éviter tout frottement mécanique entre ces deux organes de la turbine. En pratique, il y a en général écoulement d'eau vers l'extérieur, ce qui constitue une fuite et, par conséquent, une perte d'énergie. L'importance de la fuite dépend de la section de l'espace annulaire et de la vi-

tesse d'écoulement. Elle est également fonction de la différence de pression  $p_1 - p_2$  de l'eau, au sortir des guides et dans l'espace extérieur.

Le jeu admis entre les guides et les aubes est au moins de 3 millimètres si l'on tient compte de l'usure des supports de l'axe principal.  $D$  représentant le diamètre de la roue, l'importance de la fuite nous sera donné par la formule :

$$q = 0,7 \sqrt{(p_1 - p_2) 2g} 2\pi Dt,$$

$t$  représentant le jeu admis.

Or, nous avons vu que

$$p_1 - p_2 = h - (1 + \mu_1) \frac{c^2}{2g};$$

on a donc finalement :

$$q = 0,7 \sqrt{2g \left[ h - (1 + \mu) \frac{c^2}{2g} \right]} \cdot 2\pi Dt.$$

La perte d'énergie correspondante est évidemment proportionnelle à  $q$  ; elle est donc proportionnelle à la racine carrée de  $h$  et, inversement proportionnelle à la quantité totale d'eau s'écoulant à travers la turbine. Il est très difficile de se rendre exactement compte de ce qui se passe dans l'espace annulaire, car, une partie de l'eau s'écoulant avant d'entrer sur les aubes, la condition de continuité dans les guides et les aubes n'est pas strictement remplie et, les pressions  $p_1$  et  $p_2$ , déterminées suivant cette hypothèse, ne sont pas absolument exactes. Il s'en suit donc que la valeur des fuites ne peut être calculée avec précision.

*Pertes sur les aubes.* — Celles-ci comprennent les pertes dues au frottement et celles dues à l'obstacle qu'opposent à l'entrée de l'eau les rebords anguleux des aubes.

L'eau éprouve, en effet, en entrant sur les aubes, une contraction brusque, et la perte résultante, si les bords étaient plats et terminés à angles droits, serait proportionnelle au carré de la différence entre la vitesse de l'eau avant et après son entrée sur les aubes.

En pratique, l'on arrondit les bords ainsi que le montre la Fig. 47, de sorte que la perte de ce chef est assez faible.

Les pertes sur les aubes sont de même nature que celles que nous avons examinées par rapport aux guides. Elles ont à peu près la même importance.

La méthode consistant à calculer séparément toutes les pertes d'énergie de l'eau, depuis le moment où elle quitte les guides jusqu'à celui où elle sort des aubes, serait trop longue et trop incertaine pour les applications pratiques. Comme nous l'avons dit, toutes ces pertes que nous appellerons *pertes dans la roue* sont comprises dans une seule formule affectée d'un coefficient constant  $\mu_2$ .

Meissner pense avec raison que la somme des pertes sur les aubes et dans les guides de toutes les turbines à réaction est à peu près constante, attendu que, toute

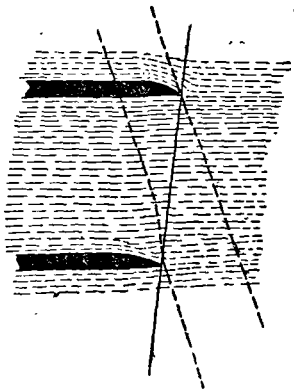


Fig. 47.

économie que l'on réalise d'un côté, on la reperd de l'autre. Une grande vitesse d'écoulement dans les guides est toujours accompagnée d'une vitesse relativement faible sur les aubes, et inversement.

D'après Hänel  $\mu_2 = 0, 10$  à  $0, 20$ .

Les expériences de Fliegner tendent à montrer que  $\mu_2$ , contrairement à ce que l'on pourrait croire, décroît à mesure que la différence  $p_1, p_2$  augmente. On ne tient pas, compte en pratique, de ces quelques résultats trop incertains.

*Pertes dues à la vanne.* — Cette perte dépend presque entièrement de la forme donnée aux rebords de la vanne ; le coefficient de la formule ( $g$ ) peut varier de 1 à 4, selon que les bords de la vanne sont bien arrondis ou non. On pourrait même réduire encore cette valeur de beaucoup en donnant une forme convenable à l'extrémité inférieure de la vanne.

Si nous adoptons le coefficient 1, la perte  $L_6 = \mu_4 \frac{c_4^2}{2g}$  est égale à celle provenant de la vitesse rémanente  $c_4$  de l'eau lorsqu'elle quitte le tube de succion. Cette dernière perte peut être réduite à une faible valeur en donnant à l'eau un orifice de sortie de grande section.

*Perte due à la vitesse rémanente.* — La vitesse de l'eau en quittant les aubes ou la vanne du tube de succion varie en général de  $\frac{1}{5}$  à  $\frac{1}{35}$  de la valeur qu'elle prendrait sous l'effet de la hauteur de chute seule  $\sqrt{2gh}$  ; elle est plus faible pour les chutes élevées ; mais, pour les grandes turbines et les faibles chutes,  $\frac{1}{5} \sqrt{2gh}$  peut être considéré comme la limite la plus faible. Si  $u$



représente la vitesse de l'eau à la sortie, la perte correspondante sera

$\frac{u^2}{2g}$ ; pour  $u = \frac{1}{5} \sqrt{2gh}$ , cette perte sera donc de  $\left(\frac{1}{5}\right)^2 = \frac{1}{25}$  de la hauteur totale  $h$  ou 4 %. Pour  $u = \frac{1}{4} \sqrt{2gh}$ , cette perte deviendrait égale à  $\frac{1}{16}$ , c'est-à-dire 6,25 pour cent de la puissance totale de la chute.

La perte due au choc et représentée par  $L_2$  disparaît lorsque la turbine marche à sa vitesse de régime. Les pertes  $L_5$  et  $L_6$  n'entrent en ligne de compte que lorsque l'on fait usage d'un tube à suction.

Meissner nous donne les chiffres suivants relevés sur une turbine Jonval :

1) Pertes dans les guides et les aubes.	10 1/2	à	14	0/0
2) Perte due à la vitesse rémanente.	6	à	6	0/0
3) Perte due aux fuites entre les guides et les aubes . . . . .	4 1/2	à	4 1/2	0/0
4) Résistances passives. . . . .	2	à	3 1/2	0/0
Total . . . . .	23	à	28	0/0

Les résultats suivants ont été obtenus par M. Lehmann d'après des expériences faites sur trente-six turbines de puissance variant de 1 à 500 chevaux.

Pertes pour cent dues	Turbines	Turbines	Turbines
	axiales	radiales écoul. extr.	radiales. écoul. intr.
aux résistances hydrauliques .	12	14	10
à l'énergie perdue . . . . .	3	7	10
aux résistances passives. . . . .	3	2	2
Total . . . . .	18	23	18
Rendements . . . . .	0,82	0,77	0,82

Le terme que nous avons désigné jusqu'à présent sous le nom de rendement ne comprend pas les diverses pertes par frottement mécanique. En pratique, il faut se rappeler que le terme rendement est le rapport de l'énergie totale au travail mesuré au frein.

Les rendements de M. Lehmann sont un peu élevés pour des turbines ordinaires ; dans un avant-projet il faudrait les diminuer un peu.

### Résumé.

1) Tous les organes d'une turbine à réaction doivent être remplis d'eau et, par conséquent, il doit y avoir continuité dans l'écoulement, l'ensemble étant comparable à une série de tuyaux de section variable.

2) L'énergie totale est le produit de la hauteur de chute par la quantité d'eau qui passe par l'appareil par seconde.

3) Le travail utile est égal à l'énergie totale, moins les diverses pertes dues au frottement, au choc de l'eau, aux fuites et à la vitesse finale que conserve l'eau en quittant la turbine.

4) Le rendement est égal au rapport du travail utile à l'énergie totale ou, ce qui est la même chose, le rapport de travail utile au travail utile additionné des diverses pertes.

5) L'usage du tube de succion avec une turbine à réaction permet de placer la turbine, jusqu'à une certaine limite, à une hauteur quelconque au-dessus du niveau inférieur de l'eau sans diminuer son rendement. La limite théorique de cette hauteur à laquelle on peut

placer les orifices d'échappement est celle d'une colonne d'eau faisant équilibre à la pression atmosphérique. En pratique, on ne peut atteindre cette hauteur.

6) Le travail produit sur les aubes dépend, pour une vitesse donnée de la turbine, de la courbure de celles-ci. Abstraction faite des pertes, le travail effectué est égal à la différence entre l'énergie de l'eau avant et après son passage dans la turbine.

7) L'énergie de l'eau en entrant sur les aubes est due en partie à sa vitesse et en partie à son excédent de pression au-dessus de celle de l'atmosphère. Cet excédent peut être négatif ; il dépend des proportions de la turbine dans des conditions données et de sa position par rapport au niveau de l'eau.

8) La différence entre la pression d'arrivée de l'eau sur les aubes et de sa sortie est indépendante de la hauteur du tube de succion.

9) La vitesse de l'eau en un endroit quelconque d'une turbine à réaction détermine toutes les autres vitesses. On choisit d'ordinaire, comme vitesse de comparaison, la vitesse de l'eau au sortir des guides. Celle-ci dépend de la hauteur de l'eau au-dessus des guides et de la pression qui règne dans ces derniers ; mais on peut démontrer qu'elle est indépendante de la position de la turbine sur le tube à succion.

10) La vitesse d'écoulement de l'eau dans une turbine donnée dépend de la hauteur totale de chute et de la vitesse de la turbine. La vitesse d'écoulement varie avec la vitesse de la turbine d'une manière différente, suivant le type de turbine envisagé. Dans les turbines radiales à écoulement extérieur pour lesquelles l'angle  $\alpha_1$  est  $> 0$ ,

comme c'est le cas général, la vitesse d'écoulement s'accroît avec la vitesse de la turbine. Dans le cas d'une turbine radiale à écoulement intérieur, la vitesse d'écoulement croît d'abord pour décroître ensuite à mesure que la turbine tourne plus vite. Dans les turbines axiales, suivant la valeur de l'angle  $\alpha_1$ , la vitesse d'écoulement croît, reste constante ou décroît pour des vitesses croissantes de la turbine.

11) La vitesse de l'eau à travers les guides peut être supérieure ou inférieure à celle qu'elle prendrait sous l'influence de la hauteur totale de chute, suivant les proportions données à la turbine dont dépend la pression  $p_1$  de l'eau à la sortie des guides. Cette vitesse décroît à mesure que croît le rapport de la section des guides à celle des aubes à la sortie de l'eau.

12) Le rendement d'une turbine de dimensions données varie avec la vitesse et atteint son maximum lorsque celle-ci dépasse un peu la moitié de la vitesse de la turbine fonctionnant à vide.

Le rendement est beaucoup affecté par l'ouverture plus ou moins grande de la vanne ; en la fermant partiellement, on diminue le rendement de la turbine. D'autres moyens de réglage, consistant à fermer plus ou moins les guides, ont un effet semblable.

## CHAPITRE V

### CALCUL DES TURBINES A RÉACTION

Hypothèses. — Conditions mathématiques. — Relation entre la pression et la vitesse d'écoulement. — Vitesse de l'eau dans les guides. — Autre méthode. — Rendement ; formules diverses. — Rapport entre les dimensions des différentes parties d'une turbine. — Section réelle et section mesurée des canaux de passage. — Détermination des sections de passage. — Diamètres des roues. — Largeur et profondeur des aubes. — Nombre et épaisseur des aubes. — Résumé des formules. — Application aux turbines axiales. — Données générales ; calcul d'une turbine. — Influence de l'angle relatif de sortie de l'eau sur le rendement. — Règles générales ayant rapport au tube de succion. — Aubes des turbines. — Construction des guides et des aubes dans les turbines axiales. — Contre-aubes. — Remarques générales. — Aubes des turbines radiales à écoulement intérieur. — Trajectoire absolue de l'eau.

Jusqu'à présent nous avons parlé des turbines sans faire intervenir leur mode de construction, et nous avons examiné l'influence de vitesses variables sur leur fonctionnement.

Le problème qui se pose est le suivant : Dans des conditions déterminées, quelles sont les proportions à donner aux divers organes d'une turbine pour qu'elle marche à une vitesse donnée avec le maximum de rendement ?

Nous avons déjà montré comment, avec une turbine dont les organes sont déterminés, on peut calculer, pour une chute d'eau donnée quelle était la vitesse correspon-

dant au meilleur rendement. Les diverses quantités entrant dans ces formules sont si nombreuses, et leurs relations si complexes, qu'il est peu pratique de les appliquer à la détermination des dimensions d'une nouvelle turbine. Il est préférable de faire certaines hypothèses qui simplifieront le calcul, tout en lui laissant une approximation suffisante pour donner des résultats s'écartant peu de la vérité.

En général, une turbine doit fournir une vitesse constante ; cette vitesse doit être telle que, dans les conditions normales, elle satisfasse au maximum de rendement. C'est pourquoi pour comparer les mérites des divers genres de turbines, ou les effets de proportions différentes sur un même type de moteur, nous supposons implicitement que celles-ci tournent à leur vitesse de régime.

Le rendement maximum est évidemment atteint lorsque la somme des pertes dans la turbine se trouve réduite au minimum. Toutes les pertes, deux exceptées, dépendent directement de la vitesse de l'eau dans les divers organes de la turbine. C'est pourquoi lorsque cette vitesse augmente, ces pertes augmentent dans le même rapport ; mais, comme le travail produit sera plus grand, le rendement n'en est pas forcément affecté. La vitesse d'écoulement dépend elle-même jusqu'à un certain point de la vitesse angulaire de la turbine ; mais, les variations de la première dues aux variations de la dernière n'influenceront pas assez la vitesse d'écoulement pour faire varier sensiblement le rendement. Deux causes de pertes dépendent directement de la vitesse de la turbine comme nous l'avons vu plus haut, ce sont : 1° les pertes dues au

choc de l'eau en entrant sur les aubes ; 2° la perte due à la vitesse rémanante de l'eau en quittant la turbine.

Si, par conséquent, nous déterminons la vitesse de la turbine de façon à réduire ces deux pertes au minimum, nous obtiendrons à peu de chose près la vitesse de rendement maximum.

Ainsi que nous l'avons déjà dit, la première perte disparaîtra si l'eau entre sur les aubes suivant une direction tangente à celles-ci. La seconde cause de perte sera d'autant plus faible que la vitesse résiduelle  $u$  de l'eau à l'échappement sera plus petite.

La vitesse absolue de l'eau en entrant sur les aubes est la résultante de la vitesse de rotation de la turbine et de la vitesse relative de l'eau par rapport aux aubes au point d'entrée. Cette vitesse absolue d'entrée de l'eau doit donc coïncider avec celle de

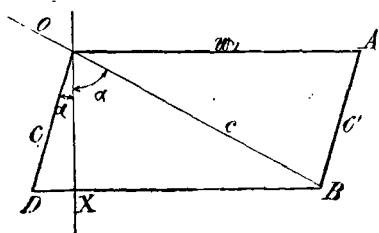


Fig. 48.

l'eau en quittant les guides. Les angles des guides et des aubes doivent donc être tels, que l'entrée de l'eau puisse se faire, à une certaine vitesse, sans chocs ni tourbillons. Soit  $OB$  (Fig. 48) la direction et la grandeur de la vitesse absolue du courant  $C$  de l'eau en quittant les guides ;  $AO$  la vitesse d'entraînement  $w^1$  des aubes à leurs extrémités  $O$ . Complétons le triangle ; la vitesse relative  $c_1$  du courant sera représentée en grandeur et direction par la droite  $AB$ . La tangente  $OD$  aux aubes doit donc être parallèle à  $AB$ , tandis que l'inclinaison des

guides à la sortie de l'eau sera donnée par  $OB$ . —  $BOX$  est l'angle  $\alpha$  formé par les guides au point  $O$ , et une normale  $OX$  à la direction de la vitesse d'entraînement  $OA$ .

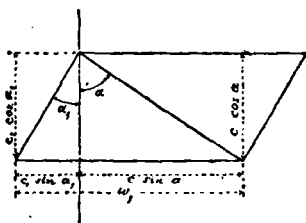


Fig. 49.

Dans les turbines radiales  $OX$  est un rayon, tandis que cette ligne est parallèle à l'axe dans les turbines axiales.  $DOX$  est l'angle  $\alpha_1$  formé par la tangente aux aubes au point  $O$  et la droite  $OX$ .

Algébriquement, les conditions à remplir pour que l'eau entre dans la turbine sans choc sont les suivantes :

$$C_1 \cos a_1 = c \cos a \quad (A)$$

$$w_1 - c_1 \sin a_1 = c \sin a \quad (B)$$

$$c^2 = c_1^2 + w_1^2 - 2c_1w_1 \sin a_1 \quad (C)$$

$$\frac{w_1}{c} = \frac{\sin (a + a_1)}{\cos a_1} \quad (C_1)$$

La Fig. 49 permet de vérifier ces formules.

En ce qui regarde la perte résultant de l'énergie inutilisée, nous avons montré que la vitesse résiduelle absolue  $u$  de l'eau en quittant les aubes est la résultante de la vitesse relative  $c_2$  à laquelle l'eau sort de la turbine et la vitesse de rotation  $w_2$  au point correspondant (Fig. 50). Pour une direction déterminée de  $c_2$ ,  $u$  sera un minimum lorsque l'eau quittera les aubes dans une direction parallèle à  $OX$ , c'est-à-dire radialement dans une turbine radiale et parallèlement à l'axe dans une

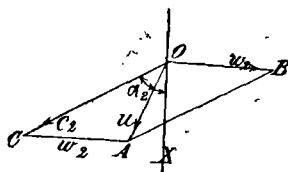


turbine axiale.  $c_2$  est donc l'hypoténuse d'un triangle rectangle (Fig. 51) dont  $u$  et  $w_2$  sont les côtés. Si on avait  $\alpha_2 = 90^\circ$ ,  $u$  serait nul ; ceci est évidemment impraticable vu qu'alors l'eau ne pourrait pas sortir de la roue. En général,  $\alpha_2$  varie entre  $80^\circ$  et  $65^\circ$ .

Pour que la vitesse absolue de l'eau à sa sortie soit dirigée suivant  $OX$  et par conséquent un minimum il faut donc que :

$$w_2 = c_2 \sin \alpha_2. \quad (D)$$

Les deux conditions fondamentales qui permettent de déterminer la vitesse de rendement maximum, sont



ig. 50.

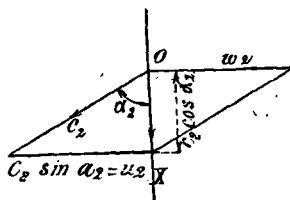


Fig. 51.

donc : 1° entrée de l'eau sur les aubes sans chocs ; 2° sortie de l'eau suivant l'axe (turbines axiales) ou suivant le rayon (turbines radiales).

Ces deux hypothèses simplifient considérablement les formules établies par rapport au fonctionnement des turbines à réaction.

### Travail.

Comme l'eau quitte les aubes suivant une direction normale à la vitesse de rotation de la turbine, elle n'a

pas de composante de vitesse dans cette direction. C'est pourquoi l'effort exercé sur les aubes est représenté seulement par  $m c \sin a$ , et le travail effectué par un kilogramme d'eau par :

$$Wu = \frac{1}{g} w_1 c \sin a.$$

Or

$$w_1 = \frac{r_1}{r_2} w_2 = \frac{r_1}{r_2} c_2 \sin a_2, \quad \text{et comme } c_2 = c \frac{A_1}{A_2};$$

on a donc :

$$Wu = \frac{1}{g} \frac{r_1}{r_2} \frac{A_1}{A_2} c_2 \sin a_2 \sin a. \quad (ii)$$

Le travail total sera donc :

$$W_1 = \frac{G}{g} \frac{r_1}{r_2} \frac{A_1}{A_2} c_2 \sin a \sin a_2 \quad (ii A)$$

### Différences de Pression.

En sortant des guides l'eau est à une pression  $p_1$ ; en quittant les aubes cette pression est tombée à  $p_2$ . La différence entre ces pressions  $p_1 - p_2$  est due : 1° à la variation de la vitesse relative d'écoulement le long des aubes qui de  $c_1$  à l'entrée, devient  $c_2$  à la sortie de l'eau ; 2° aux pertes dans les aubes y compris celles provenant des fuites entre les guides et les aubes ; 3° à l'action centrifuge résultant des changements de vitesse de rotation lorsque l'eau agit dans des turbines radiales à écoulement extérieur ou intérieur. On a donc :

$$p_1 - p_2 = \frac{1}{2g} (c_2^2 - c_1^2 + \mu_2 c_2^2 + w_1^2 - w_2^2) \quad (iii)$$

Dans les turbines axiales le terme  $w_1^2 - w_2^2$  représentant l'action centrifuge disparaît, puisque  $w_1 = w_2$ . Par contre, il faut prendre en considération la différence de niveau  $h_0$  entre l'entrée et la sortie de l'eau, (hauteur des aubes) et la formule précédente devient :

$$p_1 - p_2 = \frac{1}{2g} (c_2^2 - c_1^2 + \mu_2 c_2^2) - h_0. \quad (\text{iii A})$$

D'après la formule (iii), on voit que la différence de pression est augmentée par la variation de vitesse de rotation dans les turbines radiales à écoulement intérieur ( $w_1 > w_2$ ). C'est le contraire pour les turbines radiales à écoulement extérieur.

L'énergie utile de l'eau au sortir des guides est due à la différence de pression  $p_1 - p_2$  et à la vitesse  $c$ , de l'eau.

On a donc :

$$E_w = \frac{c^2}{2g} + p_1 - p_2;$$

ou bien, en remplaçant  $p_1 - p_2$  par sa valeur :

$$E_w = \frac{1}{2g} (c^2 + c_2^2 - c_1^2 + \mu_2 c_2^2 + w_1^2 - w_2^2)$$

Or,  $E_w$  doit être égal à  $W_u$  plus les pertes sur les aubes et celle due à l'énergie emportée par l'eau :

$$E_w = W_u + \frac{u^2}{2g} + \mu_2 \frac{c_2^2}{2g}$$

Cette relation permet de déterminer la vitesse d'écoulement  $c$ , mais en pratique on préfère procéder autrement.

D'après la formule (6) établie page (50) on peut déterminer la valeur de  $p_1 - p_2$  en fonction de  $c$  par la formule suivante :

$$p_1 - p_2 = h - (1 + \mu_1) \frac{c^2}{2g}.$$

C'est la formule ordinairement employée dans ce but. En règle générale, il n'est pas souvent nécessaire de déterminer la différence de pression  $p_1 - p_2$ .

### Vitesse d'écoulement.

La vitesse d'écoulement, se déduit de l'équation :

$$h = W_u + L_u + \frac{u^2}{2g},$$

Si l'on se rappelle que :

$$W_u = \frac{1}{g} \frac{r_1}{r_2} \frac{A}{A_2} c^2 \sin a \sin a_2.$$

Pratiquement, la perte  $L_u$  peut être considérée comme la somme de deux pertes; 1° les pertes dans les aubes, exprimées par  $\mu_2 \frac{c^2}{2g}$ ; 2° celles qui ont lieu dans les guides et les autres parties de la turbine et qui ont pour expression  $\mu_1 \frac{c^2}{2g}$ .

Quand il y a un long tube de suction et une vanne, il faut tenir compte des pertes qui en résultent dans la détermination de  $L_2$ .

La vitesse d'échappement  $u$ , comme le montre la Fig. 51, est

$$u = c_2 \cos a_2$$

En substituant ces valeurs dans l'équation précédente on a :

$$h = \frac{1}{g} \left[ \left( \frac{r_1}{r_2} \frac{A}{A_2} \sin a \sin a_2 \right) c^2 + \mu_1 \frac{c^2}{2} + \mu_2 \frac{c_2^2}{2} + \frac{c_2^2 \cos^2 a_2}{2} \right]$$

Et comme

$$c_2 = \frac{A}{A_2} c$$

$$h = \frac{c^2}{g} \left[ \frac{r_1}{r_2} \times \frac{A}{A_2} \sin a \sin a_2 + \frac{1}{2} \mu_1 + \frac{1}{2} \mu_2 \left( \frac{A}{A_2} \right)^2 + \frac{1}{2} \left( \frac{A}{A_2} \right)^2 \cos^2 a_2 \right]$$

on tire de là :

$$c = \sqrt{\frac{2gh}{2 \frac{r_1}{r_2} \frac{A}{A_2} \sin a \sin a_2 + \mu_1 + \left( \frac{A}{A_2} \right)^2 (\mu_2 + \cos^2 a_2)}} \quad (iv)$$

Si on fait

$$K_1 = \sqrt{\frac{1}{2 \frac{r_1}{r_2} \frac{A}{A_2} \sin a \sin a_2 + \mu_1 + \left( \frac{A}{A_2} \right)^2 (\mu_2 + \cos^2 a_2)}}$$

on aura :

$$c = K_1 \sqrt{2gh}$$

En général, la valeur de  $K_1$  varie peu d'une turbine à

une autre. Cependant, en modifiant certaines parties des organes on peut obtenir des valeurs assez différentes de  $K_1$ . La table I donne un grand nombre de valeurs pour  $K_1$  obtenues en faisant varier  $\frac{A}{A_2}$  et  $\frac{r_1}{r_2}$ . Les coefficients  $\mu_1$  et  $\mu_2$  ont été considérés comme constants, bien que  $\mu_2$  varie probablement avec les dimensions de la turbine; on manque de données suffisantes pour déterminer ce point.

La table permet de se rendre compte de l'effet des diverses dimensions de la turbine sur la vitesse  $c$ . On voit, par exemple que, pour des valeurs déterminées de  $r_1$ ,  $r_2$ ,  $A$  et  $A_2$ , le coefficient  $K_1$  augmente à mesure que décroît l'angle  $a$  auquel l'eau quitte les guides. Ainsi, pour

$$a_2 = 75^\circ, \frac{A}{A_2} = 2 \text{ et } \frac{r_1}{r_2} = \frac{5}{4}, \text{ avec } a = 75^\circ K_1 = 0,424,$$

tandis que pour

$$a = 60^\circ K_1 = 0,444.$$

D'un autre côté, la table montre que  $K_1$  augmente à mesure que l'on fait diminuer le rapport  $\frac{r_1}{r_2}$ . Exemple :

$$a = 75^\circ = a_2; \frac{A}{A_2} = 1; \text{ pour } \frac{r_1}{r_2} = \frac{3}{2}; K_1 = 0,566,$$

$$\text{tandis que pour } \frac{r_1}{r_2} = \frac{5}{4} K_1 = 0,614.$$

$\frac{A}{A_2}$  est certainement le facteur qui agit le plus sur la vitesse d'écoulement  $c$ .

Ainsi, on a

$$a_2 = 75^\circ; a = 75^\circ; \frac{r_1}{r_2} = \frac{5}{4}; K_1 = 0,424 \text{ pour } \frac{A}{A_2} = 2;$$

tandis que pour

$$\frac{A}{A_2} = 0,5 \quad K_1 = 0,864.$$

Plus la vitesse d'écoulement est faible dans les guides, plus est grande la quantité d'énergie renfermée par l'eau sous forme de pression au moment où elle entre dans les aubes. Certains auteurs appellent ce rapport le « degré de réaction » ; plus la vitesse est faible avec une hauteur de chute donnée et plus le « degré de réaction » est grand. On voit, d'après les chiffres précédents, que ce « degré de réaction » dépend des dimensions de la turbine et principalement du rapport  $\frac{A}{A_2}$ .

#### **Autre méthode pour déterminer la valeur de $K_1$ .**

Pour les applications pratiques, le meilleur moyen de déterminer  $K_1$  est basé sur les considérations suivantes :

Le travail utile fourni peut être exprimé par  $W_u = c E_u$ . En substituant à  $W_u$  et  $E_u$  leurs valeurs tirées de l'équation (ii) pages (98) et (59) on trouve :

$$\frac{c^2}{2g} \frac{A}{A_2} \cdot \frac{r_1}{r_2} \sin a \sin a_2 = e h;$$

ou bien

$$c^2 = \frac{2egh}{2 \frac{A}{A_2} \frac{r_1}{r_2} \sin a \sin a_2}.$$

$$\text{D'où : } c = \sqrt{\frac{2egh}{2 \frac{A}{A_2} \frac{r_1}{r_2} \sin a \sin a_2}} = K_1 \sqrt{2gh}.$$

On prend pour  $e$  une valeur déterminée par l'expérience sur des turbines semblables, en ayant soin de lui assigner une valeur un peu plus faible que la valeur réelle, de façon à n'avoir pas une vitesse d'écoulement trop considérable pour la section des guides et des aubes.

A cet effet, un fait généralement  $e = 0,81$ , ce qui donne

$$K_1 = 0,9 \sqrt{\frac{1}{2 \frac{A}{A_2} \frac{r_1}{r_2} \sin a \sin a_2}}.$$

Il est à peine nécessaire de faire observer que, lorsqu'on se trouve dans des circonstances qui sont de nature à augmenter les pertes, telles, par exemple, que l'emploi d'un long tube de succion, il faut en tenir compte et prendre une valeur plus faible pour  $e$ . Il sera même préférable, dans des cas semblables, de faire usage de la première formule que nous avons donnée pour calculer  $K_1$  en ajoutant au dénominateur les causes supplémentaires de pertes qui correspondent au cas que l'on étudie.

Souvent, pour de turbines de Jonval, on adopte pour calculer  $K_1$  la formule :

$$K_1 = 0,9 \sqrt{\frac{\cos a_1}{2 \sin (a + a_1) \sin a}}.$$



Cette expression est, en somme identique à la précédente. On y arrive comme suit :

$$W_u = eE_u.$$

Et d'après la formule de la page (98)

$$W_u = \frac{1}{g} c w_1 \sin a.$$

Or, on a, page (96).

$$\frac{w_1}{c} = \frac{\sin (a + a_1)}{\cos a_1};$$

d'où

$$w_1 = c \frac{\sin (a + a_1)}{\cos a_1};$$

et par substitution

$$W_u = \frac{c^2 \sin (a + a_1) \sin a}{g \cos a_1}$$

$$\frac{c^2 \sin (a + a_1) \sin a}{g \cos a_1} = eh;$$

par conséquent :

$$\frac{C^2 = \cos a_1}{\sin a (a + a_1) \sin a} = egh$$

ou

$$c = \sqrt{\frac{e^2 gh \cos a_1}{2 \sin (a + a_1) \sin a}} = K_1 \sqrt{2gh};$$

en posant :

$$K_1 = \sqrt{\frac{e \cos a_1}{2 \sin (a + a_1) \sin a}} = 0,9 \sqrt{\frac{\cos a_1}{2 \sin (a + a_1) \sin a}}.$$

Cette formule est assez commode pour la turbine de

Jonval, mais l'auteur est d'avis que l'on ne doit pas en faire un usage général. En premier lieu, la valeur de  $\alpha_1$  dépend de toutes les autres variables de la turbine,  $\frac{A}{A_2}$ ,  $\alpha_2$ ,  $\frac{r_1}{r_2}$  et  $\alpha$ , et devrait par conséquent entrer dans la formule en faisant prévoir l'influence séparée de ces diverses quantités. La relation  $\frac{A}{A_2}$  est, ainsi que nous l'avons vu, un des facteurs qui influent le plus sur la marche de la turbine ; elle devrait donc entrer en ligne de compte dans la formule. En second lieu, une faible variation de  $\alpha_1$  influe considérablement sur la valeur de  $K_1$  lorsqu'elle est calculée par la formule ci-dessus. En réalité, il n'en est pas ainsi, car, pourvu que le rapport  $\frac{A}{A_2}$  reste invariable, l'influence de  $\alpha_1$  se fait peu sentir. Il est évident que, théoriquement, une variation de  $\alpha_1$  entraînera une variation correspondante de toutes les autres quantités, de façon à ce qu'elles satisfassent à la condition d'entrée de l'eau sans choc sur les aubes ; mais, en pratique, il arrive souvent que l'on ne construit pas une turbine strictement sur ce principe. Dans ce cas, la formule précédente nous donnera des valeurs plus éloignées de la vérité que si l'on faisait usage de l'expression ne contenant plus  $\alpha_1$  mais sa valeur correspondante en fonction de  $\frac{A}{A_2}$  et  $\alpha_2$ .

Pour toutes ces raisons, il sera préférable d'employer la formule :

$$K_1 = \sqrt{\frac{e}{2 \frac{A}{A_2} \frac{r_1}{r_2} \sin \alpha \sin \alpha_2}}$$

qui donne des résultats concordants avec la pratique, même lorsque les hypothèses qui ont servi à la déterminer ne sont pas absolument remplies.

### Vitesse de Rotation.

Nous savons que l'eau, en quittant les aubes d'une turbine axiale ou radiale, doit avoir une vitesse d'entraînement,

$$w^2 = c_2 \sin a_2$$

et que, cette vitesse à l'entrée de l'eau sur les autres de viendra :

$$w_1 = \frac{r_1}{r_2} w_2 = \frac{r_1}{r_2} c_2 \sin a_2 ;$$

en remarquant que

$$c_2 = \frac{A}{A_2} c,$$

on a

$$w_1 = c \frac{A}{A_2} \frac{r_1}{r_2} \sin a_2 (V) ;$$

mais

$$c = K_1 \sqrt{2gh} ;$$

on a donc,

$$w_1 = \left( \frac{A}{A_2} \frac{r_1}{r_2} \sin a_2 \right) K_1 \sqrt{2gh}.$$

Si nous désignons le terme constant  $K_1 \left( \frac{A}{A_2} \frac{r_1}{r_2} \sin a_2 \right)$  par  $K_2$ , la vitesse de rotation sera formulée comme suit :

$$w_1 = K_2 \sqrt{2gh} (Va)$$

$K_2$  peut être appelé « coefficient de vitesse ». Comme pour  $K_1$ , sa valeur varie peu pour une turbine de construction normale.

### Rendement.

Comme nous l'avons fait observer plus haut, le rendement est généralement exprimé par le rapport du travail utile effectué au travail utile additionné des diverses pertes, ou :

$$e = \frac{W}{W + L_1 + L_2}.$$

En tenant compte des hypothèses que nous avons faites au début du chapitre relativement à l'écoulement intérieur et extérieur, le rendement prend la forme :

$$e = \frac{2c^2 \frac{r_1}{r_2} \frac{A}{A_2} \sin a \sin a_2}{c^2 \left[ 2 \frac{r_1}{r_2} \frac{A}{A_2} \sin a \sin a_2 + \mu_1 + \left( \frac{A}{A_2} \right)^2 (\mu_2 + \cos^2 a_2) \right]}.$$

En éliminant  $c^2$  qui figure comme numérateur et comme dénominateur, on a

$$e = \frac{2 \frac{r_1}{r_2} \frac{A}{A_2} \sin a \sin a_2}{2 \frac{r_1}{r_2} \frac{A}{A_2} \sin a \sin a_2 + \mu_1 + \left( \frac{A}{A_2} \right)^2 (\mu_2 + \cos^2 a_2)} \quad (vi)$$

Cette formule indique d'abord, que, dans le cas où l'eau entre sans chocs et quitte les aubes à angle droit

avec la direction d'entraînement de celles-ci, le rendement est indépendant de la vitesse d'écoulement. Une turbine où la vitesse d'écoulement est faible pourra donc avoir un rendement égal ou même supérieur à celui d'une turbine où l'écoulement est très fort. Lorsque  $c$  sera faible par rapport à  $\sqrt{2gh}$ , l'effort dû à la différence de pression  $p_1 - p_2$  sera plus grand que si l'eau s'écoulait plus vite.

Lorsque l'on fait usage d'une tube de succion, le dernier facteur au dénominateur de  $e$  représentant la vitesse absolue  $u$  à laquelle l'eau quitte les aubes, est remplacé par :

$$c_4^3 = \left(\frac{A}{A_4}\right)^2 c^2.$$

On a donc, en tenant compte de la résistance de la vanne, que :

$$e = \frac{2 \frac{r_1}{r_2} \frac{A}{A_2} \sin a \sin a_2}{2 \frac{r_1}{r_2} \frac{A}{A_2} \sin a \sin a_2 + \mu_1 + \mu_2 \left(\frac{A}{A_2}\right)^2 + \mu_6 \left(\frac{A}{A_4}\right)^2} (viA)$$

$\mu_6$  étant égal à  $1 + \mu_4$  (page 81).

Nous avons donné ces formules, un peu longues, du rendement pour bien faire ressortir l'influence de toutes les proportions de la turbine sur celui-ci.

Une expression plus simple pour  $e$  est la suivante :

$$e = \frac{W_u}{h} = \frac{w_1 c \sin a}{gh} = \frac{w_1 v_1}{gh} (viB);$$

Mais, pour en faire usage, il faut au préalable, déterminer  $c$  et  $w_1$ .

Si nous désignons par  $e_1$  et  $e_2$  les largeurs des aubes à l'entrée et à la sortie de l'eau, nous aurons :

$$\frac{A}{A_2} = \frac{r_1 e_1 \cos a_1}{r_2 e_2 \cos a_2}$$

En substituant cette valeur dans la formule ( $V_i$ ), on pourra se rendre compte de l'influence de  $r_1$  et  $r_2$  sur le rendement :

$$\eta = \frac{2 \left(\frac{r_1}{r_2}\right)^2 \left(\frac{e_1}{e_2}\right) \sin a \cos a \operatorname{tang} a_2}{2 \left(\frac{r_1}{r_2}\right)^2 \frac{e_1}{e_2} \sin a \cos a \operatorname{tang} a_2 + \mu_1 + (\mu_2 + \cos^2 a^2) \left(\frac{r_1}{r_2}\right)^2 \left(\frac{e_1}{e_2}\right)^2 \left(\frac{\cos a}{\cos a_2}\right)^2}$$

De même, la vitesse  $c$  prend la forme

$$c = \sqrt{\frac{2gh}{2 \left(\frac{r_1}{r_2}\right)^2 \frac{e_1}{e_2} \sin a \cos a \operatorname{tang} a_2 + \mu_1 + \left(\frac{r_1}{r_2}\right)^2 \left(\frac{e_1}{e_2}\right)^2 \left(\frac{\cos a}{\cos a_2}\right)^2 (\mu_2 + \cos^2 a_2)}}$$

### Applications pratiques.

Afin de pouvoir appliquer ce que nous avons exposé sur la théorie des turbines et déterminer leurs dimensions principales, il faut d'abord examiner en détail les rapports qu'ont entre elles les diverses quantités introduites dans les formules. Ce sont : les trois angles  $a$ ,  $a_1$  et  $a_2$  ; les sections du courant aux divers points  $A$ ,  $A_1$  et  $A_2$  ; et les rayons aux points d'entrée et de sortie  $r_1$  et  $r_2$ .

Soit,  $AB$  (Fig. 52) la trajectoire d'un mince filet d'eau

dans son passage sur la partie inférieure des guides, et  $B_1C$  celle du même filet sur une des aubes. L'épaisseur du filet (Fig. 52) en  $B$ ,  $B_1$  et  $C$  est respectivement  $e$ ,  $e_1$  et  $e_2$ .

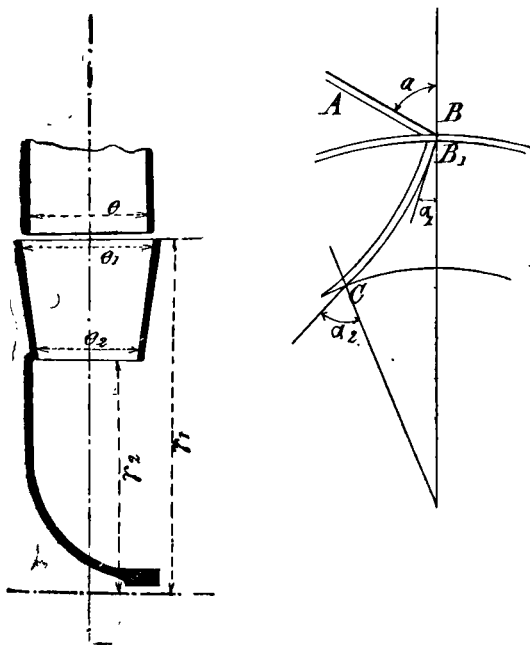


Fig. 52.

Si nous représentons par  $x$  la profondeur du filet d'eau en  $B$ , nous aurons (Fig. 53)  $x = B b \cos a$ , à la condition que cette profondeur soit assez faible pour que la portion de circonférence interceptée en ce point puisse être considérée comme une ligne droite. La sec-

tion du filet en  $B$  sera donc  $ex$ , et, comme  $e$  est constant pour toute la section des guides, la section totale d'un de ceux-ci sera représentée par  $BD$  et  $e \cos a$ . La section de tous les guides sera donc égale à cette dernière valeur multipliée par le nombre de ceux-ci. Si les parois étaient infiniment minces, cette section  $A_1$  serait égale à la circonférence entière multipliée par  $e \cos a$ . En tenant compte de l'épaisseur  $t$  de chaque paroi, l'épaisseur totale sera  $zt$  et on aura finalement

$$A_1 = 2\pi r_1 e \cos a - zt \cdot e = z BD \cos a,$$

$z$  étant le nombre des guides. Quand le rayon  $r_1$  de la roue à l'endroit où l'eau entre sur les guides diffère beaucoup

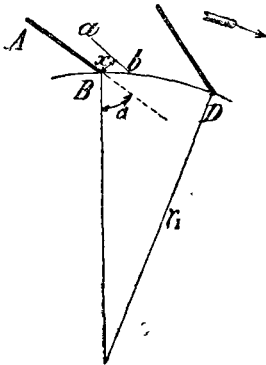


Fig. 53.

du rayon sous lequel cette eau en sort, c'est cette dernière valeur qu'il faut introduire dans la formule. Ceci a lieu lorsque l'on opère le vannage à l'entrée des guides et que, par conséquent, on est obligé de laisser un certain espace entre les guides et les aubes. En pratique, on donne à  $e_1$ , l'épaisseur des aubes à l'entrée de l'eau, une valeur un peu

plus élevée qu'à  $e$ , de façon à permettre une entrée plus facile de l'eau ; mais dans le calcul on ne tient pas compte de cette faible différence. On aura donc pour les sections  $A_1$ ,  $A'_1$  et  $A'_2$  les valeurs suivantes :

$$(b) \quad A_1 = 2r_1\pi e \cos a - zte$$

$$(c) \quad A'_1 = 2r_1\pi e_1 \cos a_1 - z_1 t_1 e_1$$

$$(d) \quad A'_2 = 2r_2\pi e_2 \cos a_2 - z_2 t_2 e_2$$



$t_1$  et  $t_2$  représentent les épaisseurs des aubes à l'entrée et à la sortie,  $z_1$  représente le nombre des aubes de la roue.

Si nous désignons par  $s$  la profondeur des guides en  $BD$  (Fig. 53,) et par  $s_1$  et  $s_2$  les mêmes quantités correspondant aux aubes à l'entrée et à la sortie de l'eau, nous pourrons écrire :

$$A_1 = zs \cos a ; A'_1 = z_1 s_1 \cos a_1 ; A'_2 = z_1 s_2 \cos a_2 ;$$

d'où

$$\frac{A_1}{A'_1} = \frac{e z s \cos a}{e_1 z_1 s_1 \cos a_1} ; \frac{A_1}{A'_2} = \frac{e z s \cos a}{e_2 z_1 s_2 \cos a_2} ;$$

et dans le cas où  $zs = s_1 z_1$ , ces valeurs deviennent

$$(vii) \quad \frac{A}{A_1} = \frac{\cos a}{\cos a_1},$$

et par approximation on peut poser :

$$\frac{zs}{z_1 s_2} = \frac{r_1}{r_2}.$$

On a donc :

$$(viii) \quad \frac{A_1}{A_2} = \frac{r_1 e_1 \cos a}{r_2 e_2 \cos a_2}.$$

Ces formules sont suffisamment exactes pour une approximation.

S'il s'agit de turbines axiales, on n'aura dans les expressions précédentes qu'à substituer  $r$ , le rayon moyen, à  $r_1$  et  $r_2$ . Dans ce cas :

$$\frac{A}{A_2} = \frac{e_1 \cos a}{e_2 \cos a_2}.$$

En pratique, le moyen le plus simple est de mesurer directement sur le dessin les valeurs de  $s \cos \alpha$ , de  $s_1 \cos \alpha_1$  et de  $s_2 \cos \alpha_2$ .

La quantité d'eau  $Q$  s'écoulant dans la roue par seconde est généralement donnée, et quand on aura trouvé la vitesse du courant  $c$ , on calculera la section  $A_1$  d'après cette vitesse :

$$A_1 = \frac{Q}{c}.$$

Il est évident que d'après la méthode que nous avons suivie pour déterminer  $c_1$ , basée sur la condition qu'il n'y ait pas de chocs de l'eau à l'entrée sur les aubes, la valeur de  $\alpha_1$  sera déterminée lorsque l'on aura calculé  $w_1$ ,  $c$  et  $\alpha$ . Pour déterminer  $w_1$  et  $c_1$  il faut connaître les angles  $\alpha$  et  $\alpha_2$ ; ces deux angles étant connus, il sera facile d'en déduire le troisième. Il est plus facile de déterminer  $\alpha_1$  graphiquement (Fig. 61). L'expression algébrique est donnée en posant la relation qui relie la vitesse de rotation de la turbine à l'angle d'entrée et à celui de sortie de l'eau sur les aubes :

$$w_1 = c \sin \alpha + c_1 \sin \alpha_1,$$

$$w_1 = \frac{r_1}{r_2} w_2 = \frac{r_1}{r_2} c_2 \sin \alpha_2.$$

En substituant les valeurs trouvées ci-dessus, il est facile de prouver que :

$$(iX) \quad \text{tang } \alpha_1 = \left(\frac{r_1}{r_2}\right)^2 \frac{e_1}{e_2} \text{tang } \alpha_2 - \text{tang } \alpha,$$

ou approximativement :

$$(iXA) \quad \text{tang } \alpha_1 = \frac{A}{A_2} \frac{r_1}{r_2} \frac{\sin \alpha_2}{\cos \alpha} - \text{tang } \alpha.$$

Les valeurs  $A_1$  et  $A_2$  données par les formules (b) et (d) sont les sections des guides et des aubes, mais non les valeurs réelles des sections de la tranche d'eau qui passe par l'appareil. Ces dernières seront un peu plus faibles pour les raisons suivantes : Les bords des aubes, en passant devant les guides, diminuent l'espace libre et obstruent un peu le passage de l'eau. Il se produit une diminution momentanée de cette obstruction au moment

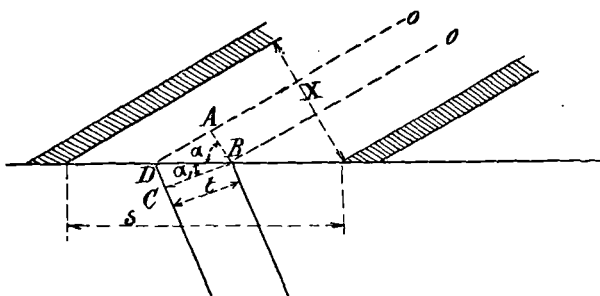


Fig. 54.

où la paroi d'un guide couvre partiellement ou totalement une des aubes. En général, on peut donc compter que la section des guides est diminuée de  $z_1 t_1 \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_1} e_1$ .

Dans le cas d'une turbine de Jonval dont les guides ont leurs extrémités parallèles on pourra donc poser :

$$A = A_1 - z_1 t_1 \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_1} e_1.$$

En pratique, on détermine très facilement ces dimensions sur un dessin. La Fig. 54 nous en montre un exemple.  $AB$  représente l'épaisseur de l'aube interceptée

tant l'arrivée de l'eau qui, multiplié par la largeur  $e$  et par le nombre  $z_1$  des aubes nous donnera la surface à déduire de  $A_1$  pour avoir la section réelle  $A$  de passage.

Dans les turbines radiales, il y a une autre cause de diminution de la section de passage due à la courbure des guides : elle peut être convergente ou divergente et tendre à contracter la veine liquide. Il faut donc multiplier la section  $A_1$  par un coefficient de contraction que l'on fait généralement égal à 0,9.

$A_2$  n'éprouve aucune réduction de section dans les turbines genre Jonval ; mais, à cause des fuites entre les aubes, il passera moins d'eau sur celles-ci que sur les guides. Meissner tient compte de cette perte dans la détermination de  $A_2$  ; mais, l'auteur trouve ce calcul trop aléatoire. On posera donc  $A_2 = A_2'$  s'il n'y a aucune cause extérieure tendant à diminuer la section. Dans les turbines radiales où l'eau subit une contraction en quittant les aubes, il faudra, comme pour les guides, adopter un coefficient de contraction égal à 0,9.

La vraie valeur de  $\frac{A}{A_2}$  résultant des considérations ci-dessus sera donc :

$$\frac{A}{A_2} = \frac{A_1 - z_1 t_1 \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_1}}{A_2'}$$

Lorsqu'il y a contraction, le coefficient 0,9 affecte le numérateur et le dénominateur ; on peut donc l'éliminer.

Pour déterminer  $A_1 A_1'$  et  $A_2'$  on n'a besoin d'introduire

dans le calcul aucune valeur trigonométrique. En examinant la Fig. 54 on voit que la distance  $x$  ( $= s \cos a$ ) entre deux guides peut se mesurer directement, et alors la surface de chaque passage est exprimée par  $e x$  et la section totale par

$$A_1 = zxe.$$

On procédera de même pour  $A'_1$  et  $A'_2$ , la distance entre les aubes qui mesure leur *profondeur* étant respectivement  $x_1$  et  $x_2$ .

Si (Fig. 54) nous posons  $y = AB$ , la valeur effective de la section  $A$  sera indépendamment de toute contraction :

$$A = zxe - z_1ye = e(xz - z_1y).$$

La méthode sera la même pour une turbine radiale en ayant soin de rectifier la circonférence des guides et des aubes pour mesurer leurs dimensions. On adoptera un certain coefficient de contraction pour tenir compte de la courbure.

#### **Autre méthode pour déterminer $A$ , $A_1$ et $A_2$ .**

La méthode précédente de détermination de la section d'écoulement de l'eau venant des guides et des aubes est basée sur l'hypothèse que tous les filets d'eau idéaux constituant la couche liquide prennent des chemins semblables par rapport aux aubes et aux guides de la turbine. Cette condition n'est pas nécessairement

remplie dans les turbines radiales. Si les parois des guides étaient assez peu épaisses pour qu'en quittant deux orifices distincts l'eau soit en contact, la supposition précédente serait fondée ; mais, en pratique les guides ayant une certaine épaisseur, divisent l'eau en deux couches liquides adjacentes, qui se trouvent séparées à leur sortie sur une longueur très appréciable. Chaque veine liquide prendra naturellement le chemin qui lui offre le moins de résistance, c'est-à-dire de section maximum, si ce chemin n'a-

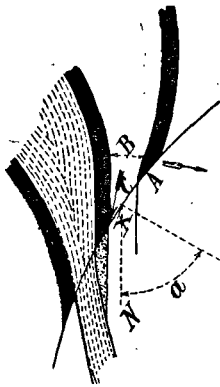


Fig. 55.

mène pas un changement brusque de direction. Ce chemin ne correspond pas toujours avec l'hypothèse de trajectoires semblables pour chaque filet comme le montre la Fig. 55. Celle-ci représente le cas d'une turbine radiale à écoulement intérieur pour laquelle l'échappement de l'eau se fait en ligne droite. Si l'on considère une section  $AB$ , perpendiculaire à la direction du courant en voit que rien n'empêche celui-ci

de dévier librement de la direction indiquée par la ligne droite, de s'écarter de la surface convexe et de s'étendre en  $A$  dans la direction de la flèche. La veine liquide suivra donc la surface convexe des aubes jusqu'en  $C$  ; à partir de ce point l'eau quittera définitivement la turbine, tandis que du côté opposé se trouve encore un guide pour empêcher les filets liquides de dévier. Il en résulte que le courant d'eau, à la sortie, est parallèle à la surface convexe des guides ou des

aubes. Après avoir passé la section  $AB$ , le courant subit une contraction en  $X$  ainsi que le représente grossièrement la figure. C'est en ce point qu'il faudrait mesurer la section effective si cela était possible.

La section d'échappement correspond à celle du point où  $AB$  est minimum.

Cette section minimum se trouvant en  $X$  après avoir quitté les guides, le rayon de l'échappement devrait se déterminer de ce point ; en pratique, le rayon intérieur ou extérieur des guides donne une valeur suffisamment rapprochée. L'angle d'échappement est dans ce cas, non pas l'angle formé par la direction des guides ou des aubes avec le rayon, mais celui formé par une ligne médiane  $XN$

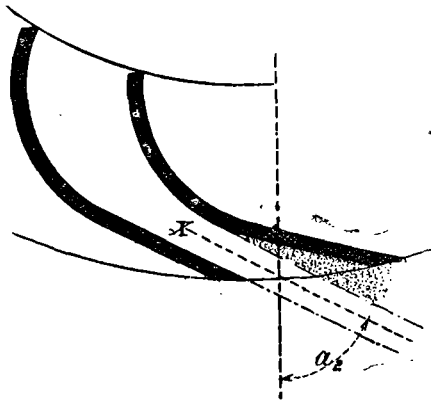


Fig. 56.

avec le rayon correspondant. Cet angle est plus petit que celui que nous avons l'habitude de considérer. Lorsque la sortie des guides ou des aubes n'est pas rectiligne, des phénomènes semblables ont lieu. L'eau s'échappe toujours suivant une parallèle au guide convexe ou concave dans le cas d'une aube à double courbure (Fig. 57).

Pour les turbines à écoulement extérieur où les aubes

sont construites de la manière indiquée par la Fig. 56, il est évident que la section effective de l'eau à sa sortie

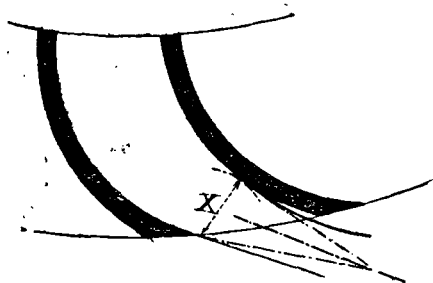


Fig. 56 A.

est celle correspondant à X, la direction moyenne de l'eau étant parallèle aux parties concaves des guides. Dans ce cas, il n'y a pas à tenir compte de la contraction si les divers filets liquides deviennent parallèles avant d'arriver en X.

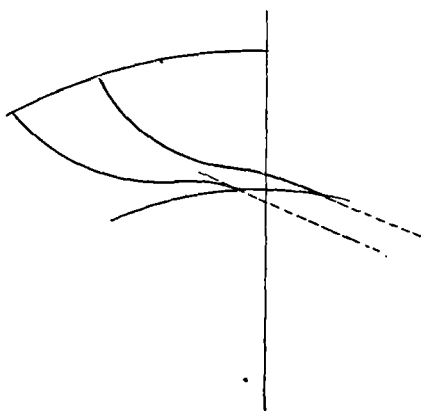


Fig. 57.

est celle correspondant à X, la direction moyenne de l'eau étant parallèle aux parties concaves des guides. Dans ce cas, il n'y a pas à tenir compte de la contraction si les divers filets liquides deviennent parallèles avant d'arriver en X.

Mais, d'un autre côté, si les aubes ont la courbure représentée par la Fig. 56 A, l'échappement s'effectue probablement à peu près comme le montre le dessin, et il faut prévoir une contraction des veines liquides.

Les dimensions des rayons  $r_1$  et  $r_2$  d'une turbine sont purement arbitraires et doivent être déterminées par la pratique. Les roues doivent toujours être assez grandes pour contenir des guides



ou des aubes donnant une section totale, déterminée d'après la vitesse d'écoulement.

Les largeurs  $e_1$  et  $e_2$  n'ont pas de relation intime, mais se déterminent par rapport à  $AA_1$  et  $A_2$  d'après les relations (b) (c) et (d). Les profondeurs des aubes dans les turbines radiales sont  $r_2 r_1$  et  $r_1 r_2$ . Celles-ci doivent être assez grandes pour permettre une déviation graduée de l'eau. Mais, il ne faut pas oublier qu'un accroissement de longueur augmente un peu la résistance due au frottement; c'est en général bien peu de chose à côté des autres causes de perte.

Le nombre de guides et d'aubes  $z$  et  $z_1$ , ainsi que leur épaisseur, se déterminent empiriquement. La même remarque s'applique à la profondeur des aubes dans les turbines axiales; mais, cette dimension n'est pas limitée par les rayons comme dans les turbines radiales.

Nous résumons dans le tableau suivant les formules en usage pour déterminer les dimensions principales des turbines à réaction.

### Hypothèses.

1) Entrée de l'eau sans choc sur les aubes :

$$(A) \quad c_1 \cos a_1 = c \cos a$$

$$(B) \quad w_1 = c \sin a + c_1 \sin a_1$$

$$(C) \quad c^2 = c_1^2 + w_1^2 - 2c_1 w_1 \sin a_1$$

$$(C_1) \quad \frac{w_1}{c_1} = \frac{\sin(a + a_1)}{\cos a_1}$$

2) Echappement de l'eau suivant le rayon ou parallèlement à l'axe (turbines axiales).

$$(D) \quad w_2 = c_2 \sin a_2$$

$$(E) \quad u = c_2 \cos a_2.$$

3) Condition de continuité d'écoulement.

$$(F) \quad Q = AC = A_1 C_1 = A_2 C_2 \quad G = QD$$

### Relations fondamentales entre les dimensions.

$$(a) \quad w_1 = \frac{r_1}{r_2} w_2$$

$$(b) \quad A_1 = 2\pi r_1 e \cos a - z t e = e z s \cos a = z x e$$

$$(c) \quad A'_1 = 2\pi r_1 e_1 \cos a_1 - z_1 t_1 e_1 = e_1 z_1 s_1 \cos a_1 = z_1 x_1 e_1$$

$$(d) \quad A'_2 = 2\pi r_2 e_2 \cos a_2 - z_2 t_2 e_2 = e_2 z_2 s_2 \cos a_2 = z_2 x_2 e_2$$

$$(e) \quad A = C \left( A_1 - z_1 t_1 \frac{\cos a}{\cos a_1} e \right) \quad (\text{p. 115})$$

$$(f) \quad A_2 = C A'_2 - (C = 1 \text{ turbines axiales, } C = 0,9 \text{ turbines radiales})$$

$$(i) \quad E_1 = Gh = \left( W_u + L_u + \frac{u^2}{2g} \right) G$$

$$(ii) \quad W_u = \frac{1}{g} w_1 c \sin a = \frac{1}{g} \frac{r_1}{r_2} \frac{A}{A_2} c^2 \sin a \sin a_2$$

$$(iiA) \quad W_1 = \frac{G}{g} \frac{r_1}{r_2} \frac{A}{A_2} c^2 \sin a \sin a_2$$

$$(iii) \quad p_1 - p_2 = \frac{1}{2g} \left( c_2^2 - c_1^2 + \mu_2 c_2^2 + w_1^2 - w_2^2 \right)$$

$$(iiiA) \quad p_1 - p_2 = \frac{1}{2g} (c_2^2 - c_1^2 - \mu_2 c_2^2) - h_0 \text{ (turbines axiales)}$$

$$(iv) \quad c = \sqrt{\frac{2gh}{2 \frac{r_1}{r_2} \frac{A}{A_2} \sin a \sin a_2 + \mu_1 + \left(\frac{A}{A_2}\right)^2 (\mu_2 + \cos^2 a_2)}}$$

$$(ivA) \quad c = K_1 \sqrt{2gh}$$

$$(ivB) \quad c = \sqrt{\frac{e \cdot 2gh}{2 \frac{A}{A_2} \frac{r_1}{r_2} \sin a \sin a_2}}$$

$$(ivC) \quad e = \sqrt{\frac{e \cos a_1}{2 \sin(a + a_1) \sin a}}$$

$$e = 0,81$$

$$(v) \quad w_1 = c \frac{A}{A_2} \frac{r_1}{r_2} \sin a_2$$

$$(vA) \quad w_1 = K_2 \sqrt{2gh} = \left(\frac{A}{A_2} \frac{r_1}{r_2} \sin a_2\right) K_1 \sqrt{2gh}$$

$$(vi) \quad e = \frac{2 \frac{r_1}{r_2} \frac{A}{A_2} \sin a \sin a_2}{2 \frac{r_1}{r_2} \frac{A}{A_2} \sin a \sin a_2 + \mu_1 + \left(\frac{A}{A_2}\right)^2 (\mu_2 + \cos^2 a_2)}$$

$$(viA) \quad e = \frac{2 \frac{r_1}{r_2} \frac{A}{A_2} \sin a \sin a_2}{2 \frac{r_1}{r_2} \frac{A}{A_2} \sin a \sin a_2 + \mu_1 + \mu_2 \left(\frac{A}{A_2}\right)^2 + \mu_6 \left(\frac{A}{A_2}\right)^2}$$

$$(viB) \quad e = \frac{\Pi_u}{h} = \frac{w_1 c \sin a}{gh}$$

$$(vii) \quad \frac{A}{A_1} = \frac{zs \cos a}{z_1 s_1 \cos a_1} = \text{approximativement } \frac{\cos a}{\cos a_1}$$

$$viii) \quad \frac{A}{A_2} = \frac{e z s \cos a}{e_2 z_1 s_2 \cos a_2} = \text{approximativement } \frac{r_1 e_1 \cos a}{r_2 e_2 \cos a_2}$$

$$(iX) \quad \text{tang } a_1 = \frac{A}{A_2} \frac{r_1}{r_2} \frac{\sin a_2}{\cos a} - \text{tang } a.$$

### Application des formules aux turbines axiales.

Pour appliquer les formules précédentes au cas des turbines axiales il n'y a qu'à y faire  $\frac{r_1}{r_2} = 1$ . A strictement parler, ces formules ne sont correctes que pour des turbines à roues très étroites. On les emploie cependant en pratique pour les turbines de dimensions ordinaires, en ayant soin de prendre pour  $r$  le rayon moyen ;  $w$  est alors la vitesse de la circonférence moyenne passant par le milieu des aubes. Il est évident que la condition

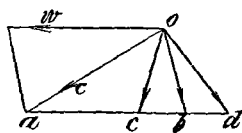


Fig. 58.

d'entrée de l'eau sans choc, sur les aubes réalisée par une vitesse  $w$  sur la circonférence moyenne, n'aura plus lieu sur les circonférences correspondant aux rayons extrêmes  $r_1$  et  $r_2$ . Soit  $Oa$  (Fig. 58)

la grandeur et la direction de la vitesse absolue  $c$  de l'eau qui est supposée être constante sur toute l'étendue de la couche liquide ;  $ab$  la vitesse moyenne de rotation :  $Ob$  représente alors l'inclinaison à donner aux aubes sur la circonférence moyenne. Pour le rayon intérieur, la vitesse de rotation n'est plus que de  $ac < ab$ , et la direction de l'eau à son entrée sur les aubes sera représentée par  $Oc$ , qui ne coïncide plus avec l'inclinaison  $Ob$  de l'aube. De même, si  $ad$  représente la vitesse à la circonférence extérieure de la roue,  $Od$  sera la direction relative de l'eau entrant sur les aubes. Les filets liquides entreraient donc avec choc en tous les points

des aubes qui ne seraient pas sur la circonférence moyenne. Un phénomène analogue se passe à l'échappement.

Soit  $Oa$  (Fig. 59) la vitesse relative  $c_2$  de l'eau en quittant les aubes, laquelle est supposée constante sur toute l'étendue de l'orifice d'échappement,  $ab$  étant la vitesse moyenne de la roue,  $Ob$  représentera en direction et en grandeur la vitesse absolue de l'eau à la sortie de la turbine ; cette direction devra être parallèle à l'axe. Les vitesses correspondant aux rayons  $r_1$  et  $r_2$  sont respectivement  $ac$  et  $ad$  et donneront, par conséquent, comme vitesse absolue de l'eau les résultantes  $Oc$  et  $Od$ , qui toutes les deux s'écartent de la condition d'échappement parallèle à l'axe.

Ces deux écarts aux conditions théoriques imposées amènent un abaissement correspondant du rendement. Il y a, en effet, une première perte due au choc de l'eau en entrant

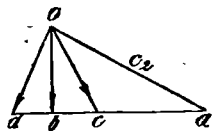


Fig. 59.

sur les guides et une seconde due à un accroissement de la vitesse résiduelle de l'eau en quittant la turbine. Nous dirons plus loin comment on peut remédier à ce défaut par une construction appropriée des aubes.

En général, les angles  $\alpha$  et  $\alpha_2$  varient aux divers points d'une aube à cause de la forme hélicoïdale de celle-ci. Cette construction assure aux aubes une largeur constante sur toute leur longueur, mais les angles  $\alpha$  et  $\alpha_2$  augmentent aux diverses sections considérées proportionnellement à leur éloignement de l'axe et de la turbine. Ainsi, les angles tels que  $\alpha Ob$ , correspondant à la circonférence moyenne extérieure et intérieure, variront.

Quand l'un deux sera donné on pourra en général trouver les autres par construction, et pour chacun de ces angles on pourra déterminer la vitesse résultante.

### Données générales ; calcul d'une turbine.

Dans le plus grand nombre des cas, la hauteur de chute et le débit de celle-ci sont données ; ces facteurs sont représentés par  $h$  et  $Q$ .

On a alors à construire une turbine pouvant transformer une puissance totale de

$$E_u = \frac{\text{Poids d'eau débité par 1''} \times h}{75} = n \text{ chevaux-vapeur ;}$$

ou bien

$$E_u = \frac{Q \cdot D \cdot h}{75} = n \text{ chevaux-vapeur.}$$

Et, si  $Q$  est exprimé des litres,  $D$  sera égale à 1.

Certaines dimensions de la turbine peuvent être choisies arbitrairement, dans certaines limites, bien entendu ; elles sont absolument indépendantes les unes des autres.

L'auteur a pris comme point de départ les données suivantes : 1) l'angle  $\alpha$  sous lequel l'eau quitte les guides ; 2) l'angle  $\alpha_2$  sous lequel se fait l'échappement ; 3) le rapport  $\frac{A}{A_2}$  de la section des orifices de sortie, des guides à celles des orifices de sortie des aubes.

On donne ordinairement à  $\frac{r_1}{r_2}$  une valeur arbitraire, mais cela n'est pas toujours nécessaire.

Lorsque l'on aura déterminé  $a_1$ ,  $a_2$ ,  $\frac{A}{A_2}$  et  $\frac{r_1}{r_2}$ , on obtiendra facilement au moyen de la formule (viii) la valeur de  $\frac{e_1}{e_2}$ . La différence entre le nombre et l'épaisseur des parois constituant les guides et les aubes, donnera une certaine marge pour faire varier la section ainsi que le montrent les formules (b) et (a).

En pratique on néglige ces variations ; le nombre et l'épaisseur des parois sont déterminées expérimentalement. En règle générale, on fait l'épaisseur aussi faible que possible.

Si  $\frac{e_1}{e_2} = 1$ , ce qui arrive d'ordinaire dans les turbines de Jonval, le rapport  $\frac{A}{A_2}$  n'est plus arbitraire ; il est déterminé par  $a$  et  $a_2$  d'après l'expression

$$\frac{A}{A_2} = \frac{\cos a}{\cos a_2} \text{ approximativement ;}$$

mais il n'y a aucune raison pour faire  $\frac{e_1}{e_2} = 1$ , s'il est plus commode de donner à ce rapport une autre valeur.

L'influence des diverses dimensions d'une turbine sur son rendement sera étudié plus loin. Il est facile de voir, par exemple, (Fig. 59) que  $a_2$  devra être choisi le plus grand possible, puisque la vitesse résiduelle diminue à mesure que  $a_2$  augmente. La valeur extrême de  $a_2$  peut atteindre  $80^\circ$  en pratique ;  $a$  varie de  $60^\circ$  à  $80^\circ$ , selon le type de turbine considéré.

$\frac{A}{A_2}$  varie de 1, 8 à 0, 5. Dans les turbines genre Jonval,

qui sont de beaucoup les plus répandues en Europe, ce rapport est voisin de 1. Pour les turbines radiales, il est voisin de 1, 3.

Ayant choisi les valeurs de  $a$ ,  $a_2 \frac{A}{A_2}$  et en donnant à  $\frac{r_1}{r_2}$  une valeur variant entre  $\frac{3}{4}$  et  $\frac{3}{2}$ , on calculera le rapport de  $\frac{e_1}{e_2}$  d'après la formule (viii).

Supposons

$$\frac{A}{A_2} = 1,3 \quad a = 75^\circ \quad a_2 = 75^\circ \quad \text{et} \quad \frac{r_1}{r_2} = \frac{3}{2}$$

Nous aurons alors :

$$\frac{e_1}{e_2} = \frac{A}{A_2} \frac{r_2}{r_1} \frac{\cos a_2}{\cos a} = 1,3 \times \frac{2}{3} \times 1 = 0,866.$$

La largeur des aubes sera donc plus petite sur la circonférence extérieure que sur la circonférence intérieure. Ce calcul ne sert qu'à vérifier que  $e_1$  et  $e_2$  n'ont pas des valeurs impraticables.

Après ces préliminaires, la vitesse  $c$  est la première quantité à déterminer. Elle est donnée par la formule  $e = K_1 \sqrt{2gh}$ . En se reportant à la table (I,) on trouvera que la valeur de  $K_1$ , correspondant à  $a = a_2 = 75^\circ =$ ;  $\frac{r_1}{r_2} = \frac{3}{2}$  et  $\frac{A}{A_2} = 1,3$ , sera de 0,48, ce qui donne pour  $c$  :

$$c = 0,48 \sqrt{2gh}.$$

Si l'on avait choisi d'autres valeurs pour  $a$ ,  $a_2$  et  $\frac{A}{A_2}$ ,



$K_1$  changerait également. Si par exemple on fait  $\frac{A}{A_2} = 1$  au lieu de 1, 3,  $K_1$  deviendra égal à 0,366.

On voit donc que, pour utiliser la même chute d'eau, on pourra construire des turbines très différentes les unes des autres. Nous avons vu que le rendement ne dépend pas directement de la vitesse  $c$  ; mais comme les diverses pertes sont proportionnelles aux vitesses dans les diverses organes de la turbine, on comprend que le rendement sera affecté dans une certaine mesure par les facteurs qui déterminent  $c$ .

Nous nous contenterons de dire pour le moment que le rendement n'est que peu influencé par les variations de vitesses, de sorte qu'il y a une grande marge pour le choix des dimensions à adopter dans une turbine, sans préjudice pour son rendement.

· Ayant déterminé  $c$ , on calculera ensuite  $w_1$ , la vitesse de rotation à l'entrée de l'eau sur les aubes. D'après la formule ( $v$ )

$$w_1 = c \frac{A}{A_2} \frac{r_1}{r_2} \sin a_2 = K_2 \sqrt{2gh}.$$

Cette valeur peut être trouvée facilement, par la méthode graphique suivante. Soit  $OD$  une perpendiculaire à  $OE$  (Fig. 60) et menons  $OA$  faisant un angle  $AOD = a_2$  avec  $OD$ . — Faisons  $OA = c$  à une certaine échelle,  $OF = A$ , et  $OE = A_2$ . Joignons  $AE$

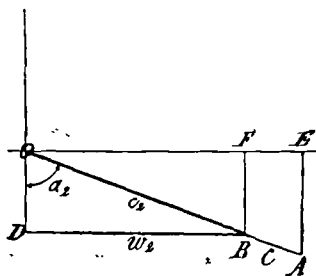


Fig. 60.



d'eau qui s'écoule par seconde ; d'où  $A = \frac{Q}{C} =$  la section effective de passage.

On peut également déterminer  $A$  par les formules (e) et (b) qui donnent

$$A = c \left( 2\pi r_1 \cos a - zt - z_1 t_1 \frac{\cos a}{\cos a_1} \right) e,$$

Les valeurs de  $r_1$ ,  $z$ ,  $t$ ,  $z_1$  et  $t_1$  sont déterminées empiriquement ;  $\cos a$  et  $\cos a_1$  et le reste sont connus. De ce qui précède, on déduit donc :

$$r_1 = 1,25 \text{ à } 1,5 \sqrt{A}$$

$$z = \frac{\text{circonférence du rayon } r_1}{\text{profondeur des guides}}$$

$$\text{Profondeur des aubes} = \frac{\text{Diamètre de la turbine}}{7,5 \text{ à } 7}$$

$$t_1 = t = 0^{\text{cm}},92 \text{ à } 1^{\text{cm}},3 \text{ pour la fonte}$$

$$t_1 = t = 0^{\text{cm}},5 \text{ à } 2^{\text{cm}} \text{ pour le fer}$$

$$z_1 = z \text{ ou } 1,2z.$$

$e$  sera déterminé par la formule (e)

$$e = \frac{A}{c \left( 2\pi r_1 \cos a - zt - z_1 t_1 \frac{\cos a}{\cos a_1} \right)}$$

$$c = \frac{A}{c(x - z_1 y)} \text{ ou } c = 0,9$$

$$t_1 \frac{\cos a}{\cos a_1} = y \text{ et } \frac{1}{z} (2\pi r_1 \cos a - zt) = x.$$

Voir la Fig. 54.  $a$  et  $y$  peuvent être mesurés sur un dessin.

En pratique cette dernière méthode doit toujours être adoptée lorsque les orifices de l'eau sont calculés comme on l'a montré page 115 (Fig. 63).

En arrondissant les bords des aubes sur la face concave, on peut réduire considérablement, sinon éviter complètement la contraction de la veine liquide. L'auteur n'a cependant jamais vu prendre cette précaution dans aucune turbine.

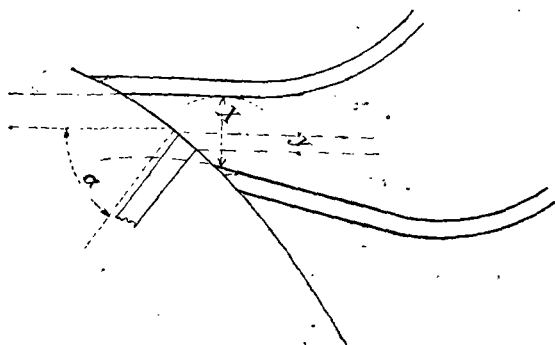


Fig. 63.

Connaissant  $A$ , on déterminera  $A_2$  d'après le rapport

$$\frac{A}{A_2} = 1,3 ;$$

$$A_2 = \frac{A}{1,3}.$$

Les formules (f) et (d) donneront

$$e_2 = \frac{A_2}{(2\pi r_2 \cos \alpha_2 \times z_1 t_2)c} = \frac{A}{z_1 \omega_2 c} ; C = 0,9.$$

Les mêmes remarques que nous avons faites sur la détermination de  $e$  s'appliquent au cas de  $e_2$ .

Si l'on a déterminé  $x$ ,  $x_2$  et  $y$  d'après la méthode graphique de la Fig. 63, on emploiera les formules

$$e = \frac{A}{c (zx - x_1y)};$$

et

$$e_2 = \frac{Cz_1x_2}{A_2};$$

$C$  varie un peu avec l'inclinaison des guides et des aubes, mais ne peut se calculer directement d'après la construction de la turbine.

La valeur de  $r_2$  se détermine d'après la valeur de  $r_1$ , puisque le rapport  $\frac{r_1}{r_2}$  a été fixé d'avance.

On fait d'habitude  $t_2 = t_1$ ;  $z_1$  est connu.

On pourra déterminer avec ces données la valeur vraie de  $\frac{e_1}{e_2}$  et la comparer avec la valeur approximative que nous avons trouvée.

Comme vérification du calcul, on pourra également déterminer  $C_2$ , vitesse relative d'écoulement de l'eau dans les aubes d'après la formule

$$c_2 = \frac{Q}{A^2} \text{ et si } c_2 = w \frac{r_1}{r_2} \frac{1}{\sin a_2};$$

on sera alors assuré de l'exactitude de résultats obtenus. On peut s'en rendre compte graphiquement, en vérifiant si l'eau à la sortie des aubes prend une direction radiale.

Nous avons maintenant calculé tous les éléments nécessaires à la construction d'une turbine, et il ne nous reste plus qu'à déterminer la forme à donner aux guides et aux aubes.

Lorsque l'on emploie un tube de succion, on lui donne généralement une section égale à celle du diamètre des aubes à la sortie de l'eau. La section du tube étant plus grande que celle des aubes, il y a une diminution brusque de la vitesse de sortie  $u$ , et une perte correspondante.

Cette énergie perdue aurait pu être utilisée si on avait pu faire réagir l'eau sur les aubes de façon qu'elle n'ait plus que la vitesse qu'elle conserve actuellement dans le tube de succion. Il n'y a pas de raison pour donner au tube de succion une section si forte à l'entrée de l'eau ; on pourrait faire celle-ci exactement égale à celle des aubes et élargir graduellement le tuyau à mesure que l'on s'éloigne de la turbine. L'orifice du tuyau à l'échappement de l'eau sur le coursier d'aval doit être aussi grand que possible, sans toutefois dépasser une valeur correspondante à une vitesse d'écoulement de 1 mètre par 1", vitesse minimum nécessaire à l'évacuation de l'eau. Cette vitesse minimum dépend un peu, comme on le pense, de la section et de l'inclinaison du coursier d'aval.

Il arrive quelquefois qu'on a à résoudre le problème suivant : construire une turbine d'une certaine puissance alimentée par une chute d'eau de puissance beaucoup plus grande. Comme données, on a alors le travail maximum que doit pouvoir fournir la turbine et la hauteur de chute (1). En multipliant le travail à fournir sur l'arbre par

(1) Si, comme cela arrive d'ordinaire, le travail effectif est mesuré directement sur l'arbre principal, on n'aura qu'à ajouter à ce travail les pertes dues aux frottements de l'arbre pour arriver à la valeur de l'énergie réelle que doit fournir la turbine.

le rendement approximatif qu'aura la turbine, on obtiendra la puissance totale à développer par seconde d'après la formule

$$e = \frac{W_1}{Gh}.$$

On déterminera donc  $G$ , le poids à débiter par 1". Le volume de l'eau sera  $Q = \frac{G}{D}$  et le problème sera ramené au même cas que celui que nous avons traité, puisque l'on connaîtra  $Q$  et  $h$ .

## CONSTRUCTION DES GUIDES ET DES AUBES

Lorsque les angles d'entrée et de sortie de l'eau sont déterminés, le tracé de la courbure de l'aube importe peu, pourvu toutefois qu'elle ne présente pas des variations brusques, pouvant amener une modification de la section offerte au passage de l'eau.

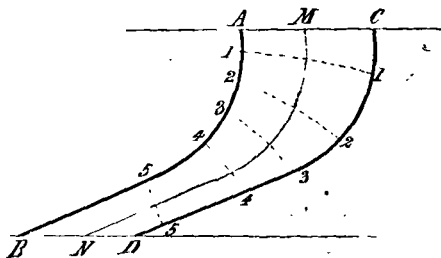


Fig 64.

*Guides.* — Dans les turbines axiales, l'eau entre en général sur les guides, en suivant une direction parallèle à l'axe de la turbine. La tangente aux guides sur ce point,

doit donc être parallèle à cette direction. La Fig. 64 montre la courbure de deux guides  $AB$  et  $CD$  à leur intersection avec une surface cylindrique, passant par le milieu de celles-ci. Si nous supposons que l'axe de la turbine est vertical, l'origine des guides en  $A$  et  $C$  le sera aussi. La partie inférieure où l'eau quitte les guides fera au contraire un angle  $\alpha$  avec une parallèle à l'axe, et cette dernière partie devra être sensiblement droite sur une certaine longueur  $B 5$  et  $D 4$ , de telle sorte que les surfaces des aubes courent parallèlement sur une certaine distance afin d'empêcher une contraction exagérée de la veine liquide à sa sortie.

Cette précaution ne peut être prise dans les turbines radiales. Les extrémités  $B$  et  $D$  étant sur une circonférence, il faudra forcément que les deux guides convergent, lorsqu'il s'agit d'une turbine radiale à écoulement intérieur, de façon à ce que ces deux guides fassent le même angle  $\alpha$  avec la direction du rayon correspondant. Ce serait le contraire dans le cas d'une turbine à écoulement extérieur.

Si, comme cela arrive d'ordinaire, l'épaisseur entre deux guides est constante et que  $MN$  représente le courant moyen de l'eau, les hauteurs 1, 2, 3, 4 et 5 des guides seront proportionnelles aux sections correspondantes à ces points. Les guides doivent être construits de telle sorte que ces hauteurs *diminuent progressivement* jusqu'à la sortie de l'eau.

La Fig. 65 montre une construction simple pour tracer un guide. Avec un certain rayon  $OA$ , on trace un arc de cercle perpendiculaire à  $OC$ . On détermine le point dont la tangente fera un angle  $\alpha$  avec une per-



pendiculaire à  $OA$ . Ce point correspondra au point de sortie de l'eau. A partir du point  $B$ , on prend une longueur égale à  $BD$  correspondant à la section des guides à la sortie de l'eau. La ligne  $OD$  doit couper  $AB$  au point où l'on a mené la tangente  $BE$ . S'il n'en est pas ainsi, on fera varier  $OA$  en conséquence.

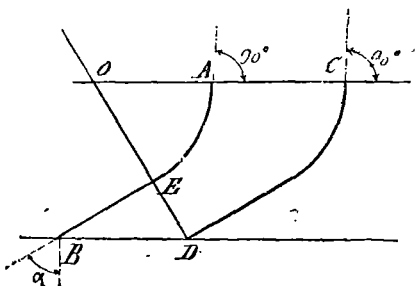


Fig. 65.

Le guide suivant se construira d'une manière analogue. Souvent on obtient de meilleurs résultats en

faisant la construction par tâtonnements de façon à avoir une variation graduelle de la section d'écoulement.

Souvent aussi les guides sont des branches d'hélices ;

mais alors deux guides successifs ne font pas le même angle  $a$  avec une parallèle à l'axe au point de sortie de l'eau. Il n'y a pas de raison pour que, tout en gardant la

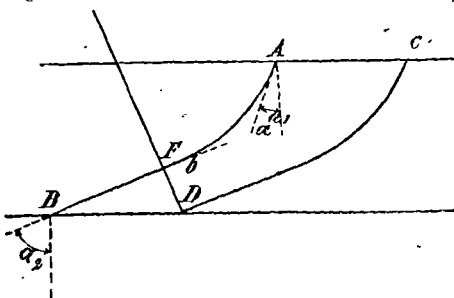


Fig. 66.

forme hélicoïdale, on ne terminerait pas chaque guide par une portion droite qui assurerait un angle  $a$  de sortie constant, ainsi que le montre la Fig. 66.

*Aubes.* — Leur construction est à peu près semblable

à celle des guides (Fig. 66). Les angles  $\alpha$ , et  $\alpha_2$  étant déterminés, on procédera comme suit : Du point  $B$ , situé sur la circonférence moyenne inférieure, on portera une longueur  $BD$  correspondant à la section de sortie de l'eau et on mènera du même point  $B$  une droite  $BF$  faisant un angle  $\alpha_2$  avec une normale à  $BD$ . Du point  $D$  on tire une perpendiculaire à  $BF$  et sur celle-ci on cherchera un point d'où, en menant un arc de cercle passant par  $F$ , la tangente à cet arc à son intersection avec  $AC$  fasse un angle  $\alpha_1$  avec une normale à  $AC$ . Souvent, comme dans le cas des guides, on détermine la courbure par tâtonnements. Certains ingénieurs emploient une surface parabolique.

En traçant les aubes, il faut tenir compte de toute diminution ou augmentation dans l'épaisseur de celles-ci. En général, cette épaisseur est constante dans les turbines axiales. Dans les turbines Henschel cependant, qui ne sont qu'une variante de cette classe de turbines, l'épaisseur entre deux aubes augmente à mesure que l'on s'approche de la sortie de l'eau.

Ainsi que nous l'avons déjà dit, pour des valeurs de  $\alpha$  et  $\alpha_1$  déterminées de façon à ce que l'eau entre sans choc à la circonférence moyenne, cette condition ne sera plus remplie pour les circonférences extérieures et intérieures de la roue. On peut remédier dans une certaine mesure à cet état de choses, en donnant aux aubes des inclinaisons variables aux extrémités où l'eau y arrive. Cette inclinaison se déterminera d'après les vitesses des circonférences extérieures et intérieures (turbines axiales).

Soit  $OA$  (Fig. 67) la grandeur et la direction de la vi-

tesse  $C$  de l'eau en quittant les guides,  $AB$  la vitesse d'entraînement,  $w$  à la circonférence moyenne.  $OB$  représentera alors la vitesse relative de l'eau  $C_1$  à son entrée sur les aubes et fait un angle  $BOY = a_1$  avec la normale. Sur la circonférence intérieure la vitesse n'est plus que  $AC_1$  au lieu de  $AB$ , la vitesse relative de l'eau  $OC$ , et l'angle correspondant à l'entrée de l'eau sans choc,  $COY = a_1$ . Pour la circonférence extérieure cet angle deviendra  $DOY = a_1$ . En faisant varier l'inclinaison de l'aube de la même manière que ces angles  $a_1$ , on obtiendrait l'entrée de l'eau sans choc.

La différence des vitesses des diamètres extrêmes influe aussi, comme nous l'avons vu, sur la sortie de l'eau. Celle-ci se fait parallèlement à l'axe, sur la circonférence moyenne, mais s'écarte plus ou moins de cette direction aux circonférences extrêmes, et de là résulte une perte d'énergie.

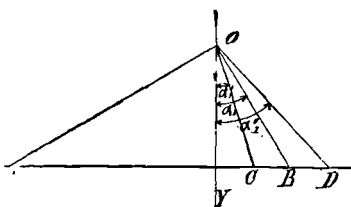


Fig. 67.

Si l'aube avait une courbure hélicoïdale,  $a_2$  serait plus grand que sa valeur réelle sur la circonférence extérieure et plus petit sur la circonférence intérieure.

Les pertes provenant de ces écarts sont tout à fait négligeables, lorsque les aubes et les guides sont très étroits par rapport au diamètre de la turbine; elles peuvent influencer le rendement d'une manière très appréciable lorsque les aubes ont une grande section.

Le problème consiste donc à construire les aubes et les

guides de façon à diminuer autant que possible ces deux causes de pertes.

Il est évident d'abord que la pression  $p_1$  à laquelle l'eau quitte les guides ne varie pas suivant la largeur de l'aube, car autrement il y aurait un déplacement d'eau qui ne pourrait exister sans s'équilibrer de suite. La somme d'énergie due à la pression  $p_1$  plus celle due à la vitesse du courant  $c$ , est donc toujours une quantité fixe qui ne dépend que de la hauteur de chute et des proportions de la turbine ; donc, si  $p_1$  est constant,  $c$  doit l'être également. La vitesse d'écoulement doit donc être considérée comme constante dans toute l'étendue de la

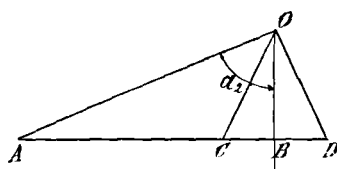


Fig. 68.

section des aubes et doit être calculée, ainsi que nous l'avons montré, avec la valeur des angles correspondant à la circonférence moyenne.

Les angles de l'eau à la sortie, près de la circonférence intérieure et extérieure, doivent être choisis autant que possible de telle sorte qu'ils assurent à celle-ci une direction parallèle à l'axe, comme cela a lieu sur la circonférence moyenne.

Soit  $OA$  (Fig. 68) la direction relative de l'eau à la sortie et  $OB$  sa vitesse absolue. Si  $AC$  et  $AD$  représentent les vitesses des circonférences intérieure et extérieure de la roue,  $OC$  et  $OD$  représenteront en grandeur et en direction les vitesses absolues de l'eau aux extrémités des aubes. Ces vitesses seront supérieures à la vitesse  $OB$ , correspondant à la circonférence moyenne ;

en d'autres termes, la vitesse de rotation est la meilleure à la circonférence moyenne.

Lorsque la courbure de l'aube est hélicoïdale, les divergences de la direction de l'eau à la sortie ne sont pas si grandes que lorsque  $a_2$  est constant.

Les modifications nécessaires pour assurer la sortie de l'eau suivant une direction parallèle à l'axe en tous les points de l'aube sont les suivantes : Représentons par  $OA$  (Fig. 69) comme auparavant la valeur de la vitesse relative

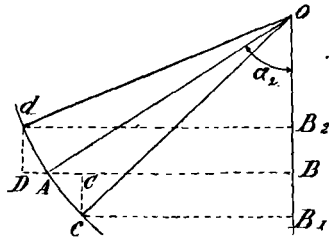


Fig. 69.

de sortie  $c_2$  et par  $AB$  la vitesse de rotation  $w$  de la circonférence moyenne de l'aube. Il va de soi que  $c$  étant constant dans toute l'épaisseur de la veine liquide, il en sera de même de  $c_2$ . La vitesse absolue de l'eau à la sortie sera donc  $OB = u$ .

Prenons maintenant des longueurs  $BC$  et  $BD$  proportionnelles aux vitesses extrêmes de l'aube ; menons  $Cc$  et  $Dd$  parallèlement à  $OB$  jusqu'à leur rencontre avec un arc de cercle tracé du point  $O$  comme centre avec  $OA$

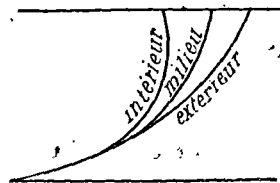


Fig. 70.

comme rayon, et joignons  $Oc$  et  $Od$  ; les angles  $BOc$  et  $BOd$  représenteront alors l'inclinaison à donner aux deux extrémités de l'aube, et les vitesses correspondantes seront dirigées parallèlement à l'axe et auront pour valeur  $OB$ ,

et  $OB_2$ . La Fig. 70 montre l'inclinaison que prendront les aubes aux points correspondants au rayon moyen et aux deux rayons extrêmes.

Toutes les formules que nous avons établies par rapport à la construction d'une turbine sont basées sur la condition que l'eau entre sans choc sur les aubes et quitte celles-ci à angle droit avec la direction du mouvement d'entraînement; si ces conditions ne sont pas remplies, les formules nous donneront des résultats s'écartant plus ou moins de la réalité. D'un autre côté, si nous faisons varier les angles  $\alpha$ , et  $\alpha_2$  comme nous l'avons indiqué précédemment, la valeur de  $K_1$  (voir la table 1) changera un peu. Si l'on fait usage des valeurs de  $\alpha$  et  $\alpha_2$ , correspondant au rayon moyen, l'erreur sera très faible et les résultats pratiquement justes.

NOTA. — Meissner, dans son ouvrage sur les turbines, détermine les corrections à faire subir à l'inclinaison des aubes en considérant celle-ci divisée en compartiments séparés et en attribuant à l'eau dans chacun de ces compartiments des vitesses différentes correspondant aux inclinaisons variables de l'aube. L'auteur trouve que ce procédé n'est pas correct, vu qu'il entraîne à supposer les filets d'eau qui coulent dans une même section, animés de vitesses différentes, ce qui est impossible, ainsi que nous l'avons déjà dit. Dans ce cas, il y aurait en effet déplacement de l'eau dans une même section, perpendiculairement à la direction de l'écoulement.

### Courbure des aubes.

Nous venons de discuter l'influence de  $a$  et  $a_2$  sur le rendement de la turbine. Quant à  $a_1$ , il est déterminé par les valeurs de  $a$  et  $a_2$ .

Nous avons montré aussi que pour un rapport déterminé de  $A$  à  $A_2$ , le rendement est d'autant meilleur que  $a$  et  $a_2$  sont plus grands, mais que leurs valeurs pouvaient varier considérablement sans affecter la bonne marche du moteur.

*Turbines axiales.* — Dans les turbines de Jonval, pour lesquelles  $a = a_2$ , l'eau entre dans les guides suivant une parallèle à l'axe et  $a_1 = 0^\circ$ . Au point de vue pratique, cette construction est très commode, et théoriquement elle n'offre aucun inconvénient sérieux. Lorsque les angles que fait l'eau à la sortie des guides et des aubes sont égaux, le rapport de  $\frac{A}{A_2}$  est approximativement égal à 1. D'après la table II sur les rendements, le meilleur rapport de  $\frac{A}{A_2}$  serait d'environ 0,75; mais, la différence dans le rendement est si faible qu'on peut adopter sans aucune hésitation le rapport  $\frac{A}{A_2} = 1$ .

Les valeurs courantes de  $a$  et  $a_2$  sont données dans le résumé des règles et des formules applicables à la construction d'une turbine de Jonval. Il faut cependant se rappeler que plus  $a$  et  $a_2$  seront grands, plus les dimensions de la turbine doivent être considérables pour utiliser une quantité donnée d'eau.

Pour des turbines axiales à aubes de section constante, on peut faire varier le rapport  $\frac{A}{A_2}$  en faisant  $\alpha_2$  plus grand ou plus petit que  $\alpha$ .

Dans les turbines de Henschel, dans lesquelles la section des aubes est plus grande à la sortie qu'à l'entrée de l'eau,  $\alpha_1$  peut être négatif, même lorsque  $\alpha_2$  est plus grand que  $\alpha$ . Ce résultat est palpable si l'on examine la formule suivante :

$$\operatorname{tang} \alpha_1 = \frac{e_1}{e_2} \operatorname{tang} \alpha_2 - \operatorname{tang} \alpha$$

si  $\frac{e_1}{e_2}$  est suffisamment petit,  $\operatorname{tang} \alpha_1$  devient négatif.

Dans les turbines radiales à écoulement intérieur  $\alpha_1$  est plus grand que dans une turbine axiale ayant les mêmes angles  $\alpha$  et  $\alpha_2$ . La formule devient alors :

$$\operatorname{tang} \alpha_1 = \frac{e_1}{e_2} \left( \frac{r_1}{r_2} \right)^2 \operatorname{tang} \alpha_2 - \operatorname{tang} \alpha$$

ou  $\frac{r_1}{r_2} > 1$ .

Avec des turbines de Jonval, il est d'ordinaire commode de faire  $\alpha = \alpha_2$ . Dans certains cas, lorsque l'on veut que la turbine ait une grande vitesse angulaire, il faut que  $\frac{A}{A_2}$ , ait une forte valeur positive, c'est-à-dire  $\alpha_2 > \alpha$ . Lorsque, au contraire, l'épaisseur des aubes n'est pas forcément constante, on peut obtenir le même résultat en donnant à  $\frac{e_1}{e_2}$  une valeur déterminée.



Dans les turbines axiales, les aubes sont souvent construites comme le montre la Fig. 71.

Soit  $AD$  la hauteur des guides ou des aubes ;  $CD$  la partie de la circonférence embrassée par celles-ci.

L'extrémité correspondant à la sortie de l'eau est droite sur une certaine longueur  $CB$  et inclinée suivant la valeur de  $\alpha_2$  (ou  $\alpha$ ). On continue  $CB$  jusqu'à sa rencontre avec  $AD$  en  $C_1$ . On divise  $BC_1$  et  $AC_1$  en un nombre égal de parties aux points  $a, b, c, d, e, f$ , et 1, 2, 3, 4, 5, 6, et on mène les droites 1  $a$ , 2  $b$ , 3  $c$ , 4  $d$ , 5  $e$ , et 6  $f$ . Ces diverses droites sont autant de tangentes à la courbure de l'aube qui, par conséquent, peut être tracée.

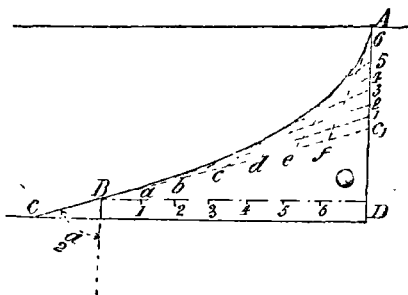


Fig. 71.

Dans la construction précédente  $\alpha_1$  à été pris égal à  $0^\circ$  ; mais la construction

resterait la même s'il n'en était pas ainsi ; seulement  $AC$ , prendrait une certaine inclinaison sur  $DC$ .

Le rapport de la longueur horizontale  $CD$  à la profondeur  $AD$  varie généralement à 1 1/2 à 2. Comme nous l'avons expliqué ailleurs, la forme de la courbure doit toujours assurer une variation progressive de la section d'écoulement de l'eau. Lorsque cette condition est remplie, la forme particulière de la courbe a peu d'importance.

*Contre-aubes.* — Lorsque l'angle relatif à l'entrée de

l'eau sur les aubes est négatif, la section de celles-ci offre généralement des variations brusques. La Fig. 72, nous en montre un exemple. L'aube est de largeur constante, mais sa section, mesurée normalement à la direction de l'écoulement, varie depuis un minimum en  $AA_1$  à l'entrée jusqu'à un maximum en  $CC_1$  au milieu, et diminue de nouveau à l'échappement en  $BB_1$ . Pour éviter ces variations brusques de section, on munit l'aube d'une *contre-aube* représentée sur la Fig. 73 et qui a pour but d'uniformiser la section.

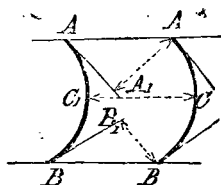


Fig. 72.



Fig. 73.

Cette construction a simplement pour effet de faire varier, en certains points, la distance entre les aubes, en faisant varier leur épaisseur; seulement pour éviter un poids trop excessif, au

lieu d'être massive, chaque aube est formée de deux parties laissant un certain espace entre elles.

Cette construction est assez rare; d'ordinaire l'angle  $\alpha_1$  est positif dans les turbines à réaction et le besoin de contre-aubes ne se fait pas sentir dans les turbines à impulsion.

Lorsque l'on fait usage de ces contre-aubes, la forme de la courbure de la partie concave et convexe de deux aubes consécutives n'est plus la même; les filets liquides prennent donc des directions différentes, ce qui amène des variations de vitesses dans une même section. Il en résulte une augmentation du frottement interne et

une production de tourbillons et de chocs amenant une perte de charge à l'intérieur de l'aube. Il faut donc éviter autant que possible l'emploi des contre-aubes.

Les contre-aubes ne sont nécessaires que lorsque la turbine doit pouvoir fonctionner tantôt comme turbine à impulsion, tantôt comme turbine à réaction.

*Turbines radiales.* — On ne rencontre pas dans les turbines radiales les inconvénients de variation de vitesse en une même section d'une aube que l'on trouve dans les turbines axiales. Le mouvement d'entraînement de l'eau est uniforme sur tous les points à son entrée et à sa sortie des aubes.

D'un autre côté, les turbines radiales à écoulement intérieur ont l'inconvénient de présenter un rétrécissement de section à la sortie de l'eau. Pour y remédier autant que possible, les aubes représentées sur la Fig. 74 ont été tracées avec double courbure.

Cette construction permet de donner aux aubes sur une certaine longueur avant l'échappement de l'eau une section de passage constante. Mais, cette modification ne remédie que partiellement au mal, car elle ne permet

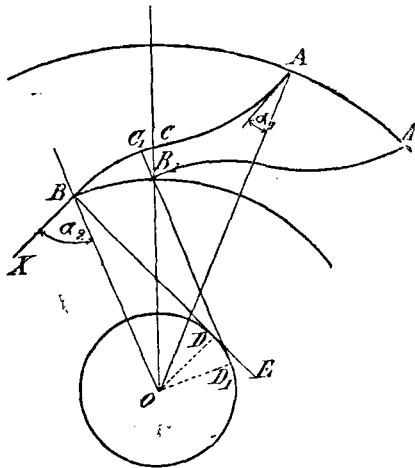


Fig. 74.

pas d'éviter la contraction de la veine liquide après avoir quitté les aubes. La double courbure des aubes est appliquée dans la turbine « Vortex » ; c'est M. le professeur James Thanson qui a le premier recommandé ce moyen.

La construction graphique de l'aube en question est représentée par la Fig. 74. Soit  $AB$  l'aube et  $BX$  la tangente formant en  $B$  un angle  $\alpha_2$  avec la direction du rayon  $OB$ . La portion  $BC$  de la courbe est une développante de cercle de rayon  $OD$ . Pour déterminer  $OD$ , on mène la normale  $BE$  à la tangente  $BX$ , et du centre  $O$  on mène  $OD$ , perpendiculairement à  $BE$ . La portion  $OD$  de cette normale sera le rayon en question.

La courbe  $BC$  sera donc tracée par l'extrémité d'un cordon souple qui se déroule de la circonférence de rayon  $OD$ . Le point  $C$  de la courbe  $BC$  est tel, qu'en menant de ce point une tangente au cercle de rayon  $OD$ , celle-ci passe par l'origine de l'aube voisine. La profondeur de l'aube est  $B_1 C_1$  ; elle restera constante tant qu'une même tangente au cercle  $OD$  coupera les deux développantes de cercle correspondant aux deux courbes  $BA$  et  $B_1 A_1$ .

Les deux points  $B_1$  et  $C_1$  du même cordon imaginaire se développant de  $OD$  décriront des courbes parallèles. On prolonge la développante  $BC$  jusqu'en un point  $C$  peu éloigné de  $C_1$  de façon à assurer le parallélisme aux divers filets liquides avant leur sortie. L'aube est ensuite constituée par une courbe quelconque faisant à son extrémité un angle  $\alpha_1$  avec le rayon correspondant. La variation de courbure doit être graduelle.

Les guides des turbines « Vortex » sont construits de façon à ce que les passages qu'ils offrent soient longs et con-

vergent peu à peu. La vitesse d'écoulement augmente donc graduellement de la circonférence extérieure à la circonférence intérieure.

Les figures 74 A et 74 B montrent cette turbine avec et sans son couvercle.

La roue proprement dite est représentée en A

et se trouve clavetée sur l'arbre C; BB sont les guides pouvant pivoter autour d'axes PP.

On peut ainsi faire augmenter ou diminuer la section de passage de l'eau à la sortie des guides en agissant sur ceux-ci à l'aide des axes D, mus par un engrenage extérieur. I est le tuyau d'amenée, H le couvercle de la turbine et G

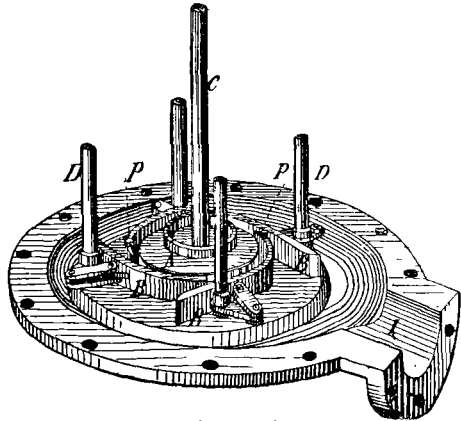


Fig. 74 A.

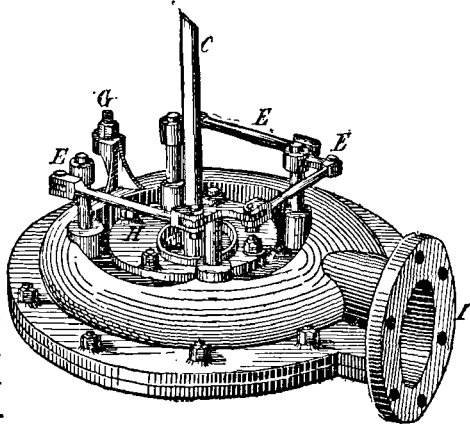


Fig. 74 B.

tuyau d'amenée, H le couvercle de la turbine et G

une crapaudine à serrage servant à maintenir l'axe.

L'angle  $\alpha$  sous lequel l'eau quitte les guides est très obtus, de sorte que l'on n'a besoin que d'un nombre relativement faible de guides. Ces turbines présentent néanmoins l'inconvénient d'exiger de très grandes enveloppes de fonte, lorsque leur puissance est tant soit peu considérable. Afin d'obtenir des turbines de ce genre un orifice de sortie plus considérable, on adopte la disposition de la Fig. 75 ; la moitié des aubes sont raccourcies de façon à n'agir que dans la partie large de la

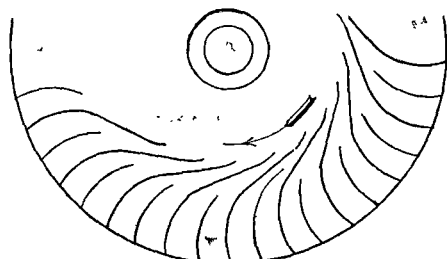


Fig. 75.

roue. Cette construction diminue un peu les pertes par frottement.

D'autres constructeurs du même genre de turbine terminent les guides et les aubes par des surfaces

planes (voir Fig. 22) : L'entrée de l'eau sur les guides se fait alors souvent dans une direction radiale. Dans ces conditions, la hauteur des guides projetée sur le rayon est à peu près la même que celle des aubes. Ces turbines seront donc moins volumineuses que les « Vortex ». Le rendement des deux systèmes est à peu près le même et peut être souvent excellent.

Dans les turbines radiales à écoulement extérieur la construction des aubes et des guides, représentée par la Fig. 76, est très recommandable.

Soit  $m_1$ ,  $m_2$ ,  $m_3$  les points où les aubes sont clavetées sur

la circonférence extérieure. Considérons le point  $m_2$ , par exemple. L'aube est calée de façon à faire un angle  $\alpha_2$  avec la direction du rayon. Perpendiculairement à  $m_2$

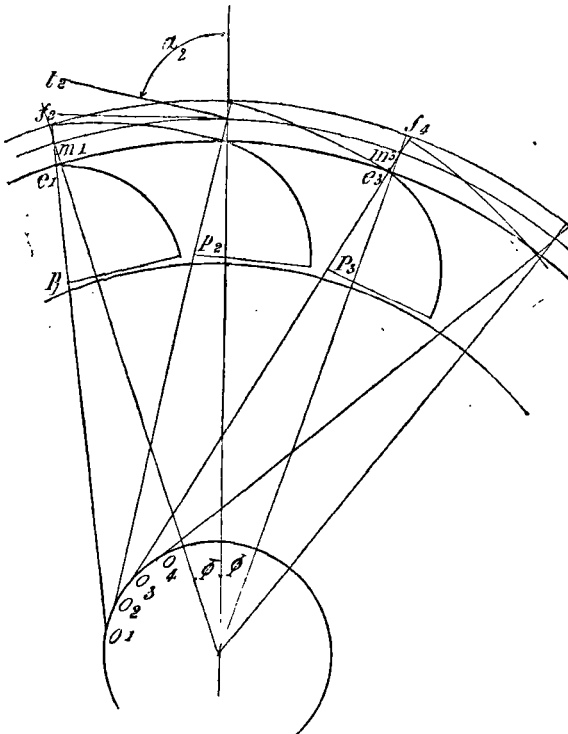


Fig. 76.

$t_2$  menons  $m_2 O_3$  et portons sur cette droite à partir de  $m_2$  une longueur égale à

$$m_2 c_2 = m_2 f_3 = \tau_2 \cos \alpha_2 \operatorname{tang} \frac{\phi}{2},$$

$\varphi$  étant l'angle compris entre deux aubes. Du point  $m_3$  menons également  $m_3 O_4$ ,  $m_2 O_3$  et  $m_3 O_4$  se coupent en un point  $O_3$  qui est le centre d'où l'on mènera l'arc  $e_2 f_2$  formant la première partie de l'aube en question.

Prenant comme centre  $O_4$ , on procédera à la même construction pour l'aube suivante. Les points  $O_1 O_2$  et  $O_3$  etc., se trouveront sur une même circonférence, et si la construction est juste, les arcs passant par  $e_1 e_2$  et  $e_3$  devront également passer par  $f_1, f_2, f_3$ .

Il résulte de cette construction que deux aubes consécutives sont parallèles à l'endroit où la section d'écoulement est la plus faible, de sorte qu'il n'y a pas de contraction des veines liquides à la sortie.

Il est aisé d'ordinaire de déterminer les points  $P_1, P_2, P_3$  de façon à avoir l'angle voulu des aubes avec le rayon à l'entrée de l'eau sur celles-ci. Lorsque l'on a trouvé les distances  $e_1 f_2 e_2 f_3$  etc., comme nous l'avons indiqué, les épaisseurs des aubes seront déterminées et il faudra leur donner une largeur correspondant à la section de passage à obtenir.

### Remarques générales sur la construction des aubes.

Lorsque l'on a à construire les aubes ou les guides d'une turbine, on doit s'efforcer autant que possible de réduire les pertes par frottement. Il faut pour cela que les surfaces soient bien lisses et les arrêtes bien arrondies.

Théoriquement, il est préférable d'employer des aubes en fer ou en acier, parce qu'on peut les rendre très



minces, bien que coulées d'une seule pièce avec le reste de la roue elles soient moins susceptibles de se détériorer.

Bien des turbines de construction (forme des aubes) complètement différentes donnent des résultats identiques au point de vue du rendement. Celui-ci n'est donc que peu affecté par la courbure propre des aubes.

Des expériences faites par Weisbach tendent à prouver que les changements brusques de la courbure sont plus nuisibles au rendement qu'une longueur même exagérée des aubes.

Toutes choses égales, la courbure sera plus accentuée lorsque l'angle  $\alpha_2$  sera plus grand. Mais, d'un autre côté, l'énergie résiduelle de l'eau sera moins grande, de sorte que ce que l'on perd d'un côté on le retrouve de l'autre.

On peut constater des différences de 1 à 2 pour cent de rendement, suivant les variations de la courbure adoptée, les angles  $\alpha_1$  et  $\alpha_2$  restant les mêmes. Il faut se rappeler cependant que ceux-ci sont intimement liés à la courbure.

### Détermination de la trajectoire absolue de l'eau.

Pour vérifier la courbure donnée aux aubes et aux guides, il est souvent utile de déterminer la trajectoire absolue moyenne suivie par l'eau. Il ne doit pas y avoir de changements brusques de direction ; s'il en était ainsi, il faudrait modifier la forme des guides ou des aubes. Pour déterminer cette trajectoire absolue, il faut seulement se rappeler que la vitesse absolue est la résultante de la vitesse d'entraînement et de la vitesse



distance verticale égale à  $OV$ . Menons une série de parallèles à  $OX$ ,  $h_1 h_1, h_2 h_2, h_3 h_3$ . La portion de droite 1 1, interceptée entre les intersections de  $OA$  et de  $OV$  avec  $h_1$ , représente le chemin parcouru par la roue,

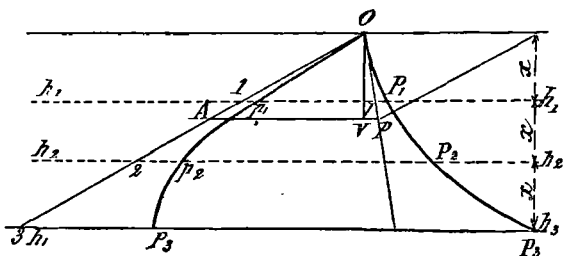


Fig. 78.

pendant le temps que l'eau, en passant verticalement par  $x$  aura mis à aller de  $O$  en  $P_1$ . On trouvera de même la longueur 2 2 du chemin parcouru par la roue, lorsque l'eau sera arrivée en  $P_2$ .

Pour tracer la trajectoire absolue, il n'y aura plus qu'à porter à partir des points  $P_1 P_2 P_3$ , des longueurs  $P_1 p_1, P_2 p_2, P_3 p_3$  égales à 11, 22, 33.

Lorsqu'il s'agit de turbines radiales, il faut tenir compte de ce fait que la vitesse d'entraînement varie le long de l'aube. Il en résulte que pour

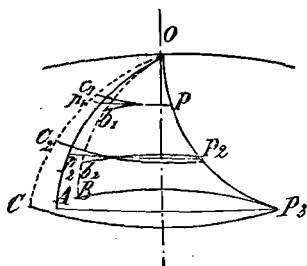


Fig. 79.

une même vitesse de l'eau à l'entrée sur les aubes, la trajectoire absolue sera plus courbée dans une turbine radiale à écoulement intérieur que dans une turbine axiale. Le contraire aurait lieu pour une turbine radiale à écou-

lement extérieur. Soit  $OA$  (Fig. 79) la trajectoire absolue dans le cas d'une turbine axiale ;  $OB$  représentera la courbe correspondante au cas d'une turbine radiale à écoulement intérieur et  $OC$  celle d'une turbine radiale à écoulement extérieur.

La distance  $P_1 p_1$  parcourue par le point  $P_1$  pendant que l'eau suit la trajectoire relative  $O P_1$  dans le cas d'une turbine axiale devient  $P_1 b_1$  lorsque l'on a affaire à une turbine radiale à écoulement intérieur. Le rapport de  $P_1 b_1$  à  $P_1 p_1$  est alors égal au rapport de la distance radiale de  $P_1$  à celle de  $O$ . Il en sera de même pour  $P_1 b_1$  et  $P_2 p_2$ .

---

## CHAPITRE VI

### DES TURBINES A RÉACTION (*suite*).

Influence de l'angle que fait l'eau à la sortie des guides et du rapport  $\frac{A}{A_2}$  sur le rendement. — Réglage des turbines. — Meilleur système de régulation. — Distribution de l'eau dans les turbines. — Aubes hélicoïdales. — Constance des angles d'échappement. — Pertes par énergie résiduelle. — Pertes dues aux chocs. — Comparaison entre les turbines axiales et radiales. — Supériorité théorique des turbines radiales à écoulement intérieur. — Inconvénients pratiques. — Turbines mixtes. — Sur l'emploi du tube de succion et du diffuseur Boyden. — Forme la plus avantageuse du tube de succion. — Diffuseur Boyden. — Accessoires nécessaires. — Pertes dans les tubes et le diffuseur. — Expériences.

#### **Effet des diverses proportions d'une turbine sur sa marche.**

Nous avons déjà dit que, toutes choses égales d'ailleurs, le rendement d'une turbine est d'autant meilleur que l'angle  $\alpha_2$  de l'eau à la sortie des aubes est plus grand, car la vitesse résiduelle est d'autant plus faible que la direction de l'échappement s'approche davantage du sens de rotation. Il faut donc faire  $\alpha_2$  aussi grand que possible dans tous les genres de turbines à réaction ; mais il faut

se rappeler que la section offerte à l'eau à la sortie diminue quand  $\alpha_2$  augmente, ce qui conduit à adopter des turbines à grand diamètre et à grande largeur si l'on donne à  $\alpha_2$  une valeur considérable. En pratique, on ne dépasse jamais pour  $\alpha_2$  une valeur de  $80^\circ$ . Si la vitesse résiduelle de l'eau en quittant les aubes n'est pas assez faible, on pourra faire usage d'un *diffuseur* ou tube de succion spécial.

En examinant l'influence des autres dimensions des turbines sur le rendement, nous commencerons par le cas des turbines axiales, pour passer ensuite aux turbines radiales.

Mais, avant d'entrer dans ces détails, il faut examiner de plus près les coefficients de résistance dont dépendent, en grande partie, les conclusions que nous tirerons de notre étude. Nous avons admis jusqu'à présent que les coefficients  $\mu_1$  et  $\mu_2$  correspondant aux pertes sur les guides et dans les aubes, ont une valeur constante ; mais, cette hypothèse n'a été admise que pour la commodité de nos calculs pratiques.

La valeur de  $\mu_1$  varie certainement très peu dans les conditions ordinaires et pour des surfaces de courbure moyenne.

Les pertes sur les guides se composent, comme nous l'avons déjà dit, de la résistance passive offerte par les parois, de la résistance due à la courbure, et de la résistance des rebords arrondis des guides à l'entrée de l'eau sur ceux-ci.

La première cause de ces pertes dépend de la nature de la surface frottante et de ses dimensions.

Pour des turbines de même puissance, mais diffé-

rentes par les angles des aubes et par le rapport de  $A$  à  $A_2$ , les proportions des guides ne différeront pas suffisamment pour affecter sérieusement le coefficient de résistance. La seconde perte, due à la résistance produite par la courbure de l'aube, variera également peu d'une turbine à une autre. La troisième, dépendant de l'obstruction créée par l'épaisseur des guides, dépend évidemment de leur nombre et de leur épaisseur qui, par conséquent, est invariable pour un même type de turbine.

En résumé donc, on peut admettre que  $\mu_1$  a une valeur approximativement constante pour des turbines de même type.

Les pertes, à partir du moment où l'eau quitte les guides jusqu'à celui où elle quitte les aubes, ont été comprises dans le coefficient  $\mu_2$ . Ces pertes sont, en réalité, très complexes et il est impossible de les déterminer théoriquement. Il est cependant certain que  $\mu_2$  n'est pas constant : Parmi d'autres pertes, ce coefficient comprend celles dues aux fuites entre les guides et les aubes. On serait donc tenté de croire que ce coefficient augmenterait avec le rapport  $\frac{A}{A_2}$  (degré de réaction), puisqu'avec celui-ci augmente la pression régnant entre les guides et les aubes. Des expériences et des calculs de M. le professeur Fliegner, de Zurich tendent, au contraire, à prouver que  $\mu_2$ , loin d'augmenter avec le degré de réaction  $\frac{A}{A_2}$ , diminue, au contraire.

Pour le moment, nous continuerons à considérer  $\mu_2$  comme constant, en nous contentant de comparer nos chiffres avec ceux obtenus en pratique.

Le rendement d'une turbine à réaction est exprimé par la formule suivante (équation *viii*).

$$e = \frac{2 \frac{r_1}{r_2} \frac{A}{A_2} \sin a_2 \sin a}{2 \frac{r_1}{r_2} \frac{A}{A_2} \sin a_2 \sin a + \mu_1 + \left(\frac{A}{A_2}\right)^2 (\mu_2 + \cos^2 a_2)}.$$

La table II nous donnera les valeurs du rendement correspondant à diverses valeurs des rapports  $\frac{r_1}{r_2}$ ,  $\frac{A}{A_2}$ ,  $a_2$  et  $a$ . Dans les turbines axiales  $\frac{r_1}{r_2} = 1$ , de sorte qu'on trouve :

$$e = \frac{2 \frac{A}{A_2} \sin a_2 \sin a}{2 \frac{A}{A_2} \sin a_2 \sin a + \mu_1 + \left(\frac{A}{A_2}\right)^2 (\mu_2 + \cos^2 a_2)}.$$

*Influence de  $a$  sur le rendement.* — Le numérateur de la fraction ci-dessus exprimant la valeur de  $e$  est proportionnel au travail effectif produit par la turbine par *unité de vitesse d'écoulement*. Le même terme apparaît au dénominateur avec d'autres termes qui ne varient pas avec  $a$ . Pour des valeurs données de  $\frac{A}{A_2}$  et  $a_2$ , seul le premier terme du dénominateur variera donc avec  $a$ . Plus le terme  $2 \frac{A}{A_2} \sin a_2 \sin a$  sera grand, plus le rendement s'approchera de 1. On a donc avantage à donner  $a$  une valeur élevée.

Les chiffres de la table II expriment clairement ce fait. Exemple :  $\frac{A}{A_2} = 2$ ,  $a_2 = 70^\circ$ ,  $a = 30$ ,  $e = 0,674$ ; tandis



que  $e = 0,722$  pour  $a = 75^\circ$ . Pour  $\frac{A}{A_2} = 1$  les rendements correspondants sont 0,76 et 0,80½.

On voit donc que, bien qu'il soit préférable de faire  $a$  aussi grand que possible, le rendement ne varie pas considérablement.

Les résultats sont absolument indépendants de  $\mu_1$  et  $\mu_2$ . En pratique  $a$  varie généralement de  $75^\circ$  à  $80^\circ$ .

*Influence de  $\frac{A}{A_2}$  sur le rendement.* — L'inspection de la table I par rapport à  $K_1$  qui est proportionnel à la vitesse d'écoulement à travers les guides, montre que cette vitesse d'écoulement augmente à mesure que  $\frac{A}{A_2}$  diminue. En même temps la vitesse d'échappement  $c_2$  diminue, mais plus vite que  $c$  n'augmente. Les pertes dans les aubes représentées par  $\mu_2$  sont supposées proportionnelles au carré de  $c_2$  ou, ce qui est la même chose, au carré de  $u = c_2 \cos a_2$ . D'un autre côté, le travail effectué dépend uniquement du produit de  $c$  et de  $c_2$  et n'est, par conséquent, proportionnel qu'à la première puissance de  $c_2$ . Il s'en suit donc que, pour des valeurs décroissantes de  $\frac{A}{A_2}$ , le travail produit décroît moins rapidement que les pertes dues à l'énergie non utilisée dans la roue. Le rendement variera donc avec  $\frac{A}{A_2}$  et passera par un maximum, ainsi que le montre la table II, pour une valeur de  $\frac{A}{A_2}$  égale à 0,75. Entre les valeurs de  $\frac{A}{A_2} = 0,75$  et  $\frac{A}{A_2} = 1$ , le rendement varie très peu. Entre les valeurs  $\frac{A}{A_2}$  comprises entre 0,25 et 2, le

rendement peut varier de 9,6 %. La valeur de  $\frac{A}{A_2} = 1,73$  a rarement été dépassée en pratique ; le rendement est alors de 0,8, c'est-à-dire d'environ 4,9 % plus faible que le rendement maximum. En résumé, on peut donc dire que le rendement n'est que peu affecté par le degré de réaction. Ces résultats sont sanctionnés par l'expérience, lorsque les essais sont comparables entre eux, ce qui est rarement le cas. Afin de comparer deux ou plusieurs turbines au point de vue de l'influence de certaines dimensions, toutes les autres doivent être autant que possible semblables et la construction soignée au même degré. Il faut donc que les appareils proviennent du même constructeur, car les moindres détails de fabrication peuvent influencer sur les résultats obtenus. Malgré tout cela, les meilleures turbines de construction absolument différentes montrent toute l'exactitude des déductions théoriques.

Les turbines expérimentales de Rittinger nous fournissent des chiffres précieux relatifs à l'influence de la variation de  $\frac{A}{A_2}$  sur le fonctionnement de ces moteurs.

Les trois turbines étaient de diamètres égaux, à peu près de même puissance, et travaillaient sous la même hauteur d'eau. On obtint les résultats suivants :

$\alpha$	$\alpha_1$	$\frac{A}{A_2}$	rendement	Nbre de tours par minute
1) 78°	64°	0,522	0,675	99
2) 73°	74°	1,274	0,697	135
3) 68°	75°	1,661	0,652	151

Dans chaque expérience la vitesse était celle du rende-

ment maximum. Le rendement, on le voit, n'a varié que de 6,5 % et cette variation n'a atteint que 4 % dans les cas extrêmes correspondants aux essais (1) et (3).

Il faut cependant faire remarquer que dans les turbines Rittinger les variations du rapport de  $\frac{A}{A_2}$  ont été obtenues en faisant varier les angles  $\alpha$  et  $\alpha_2$ , ce qui empêche d'apprécier exactement l'influence de ces deux facteurs sur le rendement. C'est la seule méthode généralement employée pour faire varier en pratique le rapport  $\frac{A}{A_2}$ .

### Réglage des Turbines à réaction.

Une turbine à réaction ne fonctionne dans des conditions avantageuses que lorsque l'eau peut entrer sur toutes les aubes à la fois. Tous les systèmes de réglage, un seul excepté, ont pour effet de diminuer le rendement d'une turbine en marche normale. Le seul système de réglage qui n'influe pas sur le rendement n'est presque jamais employé à cause des difficultés d'ordre pratique qu'il présente. Nous en donnerons plus loin une description ; auparavant, nous allons passer en revue les principaux systèmes employés en montrant leurs inconvénients. On peut les classer comme suit :

- 1) Réglage par une vanne sur le coursier d'amont.
- 2) » » sur le coursier d'aval.
- 3) » un robinet modérateur.
- 4) » en obstruant partiellement les guides.
- 5) » au moyen de divisions concentriques.

1) *Réglage par une vanne sur le coursier d'amont.* — L'orifice admettant l'eau dans le réservoir au dessus de la turbine est muni d'une vanne ordinaire servant à commander l'entrée de l'eau dans le réservoir. L'eau en excès qui ne passe pas dans le réservoir s'écoule dans un canal spécial.

Si, en fermant plus ou moins la vanne, on réduit de moitié la quantité d'eau totale qui peut passer, la vitesse d'écoulement sera approximativement réduite dans les mêmes proportions et la hauteur de chute, qui est approximativement proportionnelle au carré de la vitesse, ne sera plus que  $1/4$  de la hauteur de chute totale. La vitesse du moteur devra également être modérée proportionnellement si l'on veut que son rendement soit bon ; elle ne devra plus être qu'environ la moitié de celle de la pleine charge. Or, comme la vitesse doit être maintenue constante, la turbine tournera à une vitesse double de celle correspondant au meilleur rendement, de sorte que celui-ci deviendra approximativement nul.

Cette méthode de réglage est, comme on le voit, très défectueuse.

2) *Réglage par une vanne sur le coursier d'aval.* — Ce système est généralement employé dans les turbines munies d'un tube de succion. Dans ce cas, la vanne est généralement circulaire et obstrue plus ou moins le tuyau d'échappement (Fig. 24, page 40). Supposons encore que la vanne soit manœuvrée de façon à ne laisser passer que la moitié de la quantité d'eau normale : la vitesse d'écoulement sera alors réduite de moitié, et comme le travail produit par l'unité de poids de l'eau est proportionnel au carré de la vitesse, le rendement ne

sera plus que  $1/4$  de celui de la pleine charge pour la même vitesse de la turbine, et le travail total produit ne sera plus que  $1/8$  de l'énergie totale.

Le réglage aura donc pour effet de diminuer le rendement de la turbine, ce qui montre que ce système est mauvais.

Cette méthode a en outre le défaut de n'exercer sur la vitesse d'écoulement qu'une faible influence, malgré une diminution considérable de l'orifice de sortie de l'eau. Les chiffres suivants, relevés par M. Kœchlin et C<sup>ie</sup>, de Mulhouse, nous permettront de juger de cette méthode de réglage.

Hauteur de passage d'eau. —	Quantité d'eau par 1". —	Rendement.
0,426	236,10	0,718
0,176	271,71	0,631
0,095	253,9	0,349

Pour des considérations d'ordre pratique, la vitesse de rotation a été maintenue constante, bien que la vitesse d'écoulement ait varié.

Dans le cas ci-dessus la vanne est manœuvrée par engrenages et pignons.

3) *Réglage par robinet modérateur.* — Les effets résultant de l'emploi d'un robinet de réglage soit sur le tuyau d'amenée, soit sur le tube de succion, sont les mêmes que ceux dont nous avons parlé à propos des méthodes (1) et (2). Ce moyen présente donc les mêmes inconvénients que les deux précédents. De plus, le robinet offre à l'eau une plus grande résistance qu'une vanne ordinaire dont les bords peuvent être convenablement arrondis.

4) *Réglage obtenu en obstruant plus ou moins les guides.* — C'est le système le plus généralement en usage pour les turbines à réaction. Les mécanismes employés considérablement, mais les résultats obtenus sont les mêmes. Nous allons d'abord donner une description de quelques mécanismes très employés.

a) *Glissière verticale sur chaque guide.* — Les détails de construction de ce système sont montrés sur

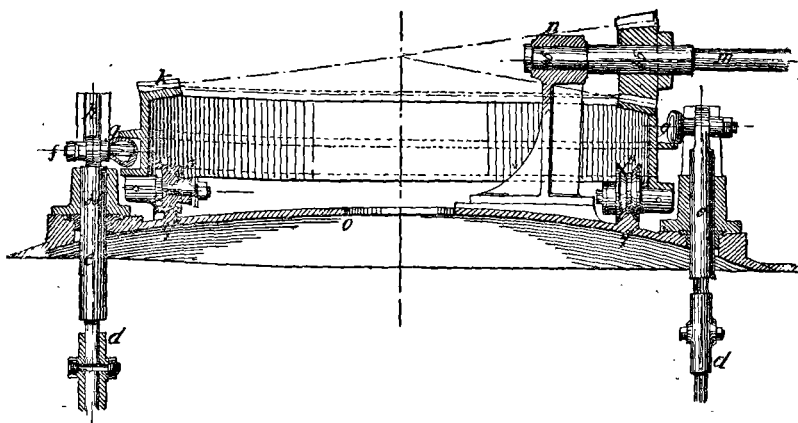


Fig. 80.

les Fig. 80, 81 et 82. Chaque glissière est attachée séparément par une tringle; plusieurs de ces tringles sont réunies et peuvent fonctionner ensemble ou séparément. Dans ce dernier cas, elles sont mues sur le couvercle par une vis sans fin actionnée par un volant à main, ou bien encore toutes les tringles peuvent être attachées ensemble, à l'aide d'une came horizontale s'engageant dans une rainure, comme le montre la

Fig. 30. Les Fig. 80 et 81 montrent les détails de cette came circulaire.

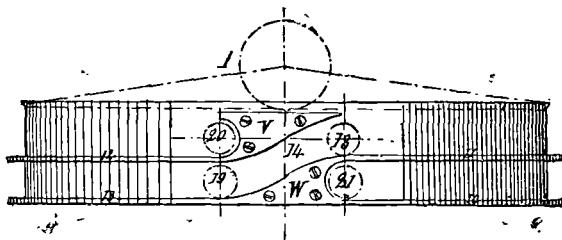


Fig. 81.

La Fig. 82 montre la construction des glissières *aaa* qui sont attaquées par les tringles *bbb* réunies par un chapeau *e*. La tringle centrale est prolongée au-delà du couvercle et porte le galet *g*, tournant sur l'axe *f*. Sur

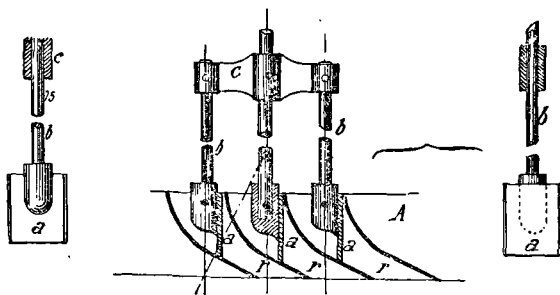


Fig 82.

le haut de la came se trouve clavetée une manivelle *m* qui sert à la mettre en mouvement. Cette came roule sur des galets *p*, qui courent sur un rail *q*, venu de fonte avec le couvercle *o*. Le dessin est coté en millimètres.

La Fig. 83 montre un autre genre de glissière. Les faces *c* sont en fonte et garnies de blocs de bois coudés *f*. Les glissières sont actionnées par les tringles 1, 2 et 3; *bbb* sont les guides et *aaa* les aubes.

Ce type de glissière n'a pas de raison d'être lorsque l'on opère le réglage, comme on doit le faire, en fermant complètement un certain nombre de guides.

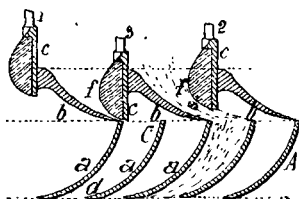


Fig. 80.

b) *Glissières horizontales au sommet des guides.* — Les glissières, qui couvrent en général trois ou quatre guides

à la fois, sont mues radialement par une came, d'une manière semblable à la méthode que nous venons de décrire. Comme tout le mécanisme se trouve sous l'eau, il est exposé à se trouver embarrassé par la boue, le sable, etc.; il n'est donc pas à recommander.

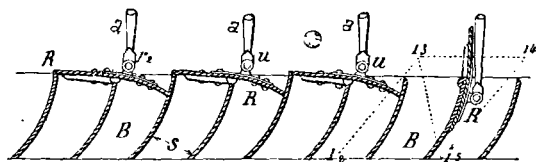


Fig. 84.

c) *Clapets disposés sur les guides.* — La Fig. 84 nous montre cet arrangement. Un clapet couvre deux guides : chaque clapet est attaqué par une tige *a* pivotant sur un axe *u*. Les tiges peuvent être manœuvrées par une came ainsi que dans le procédé 1.



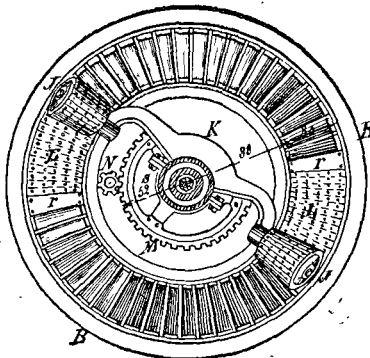
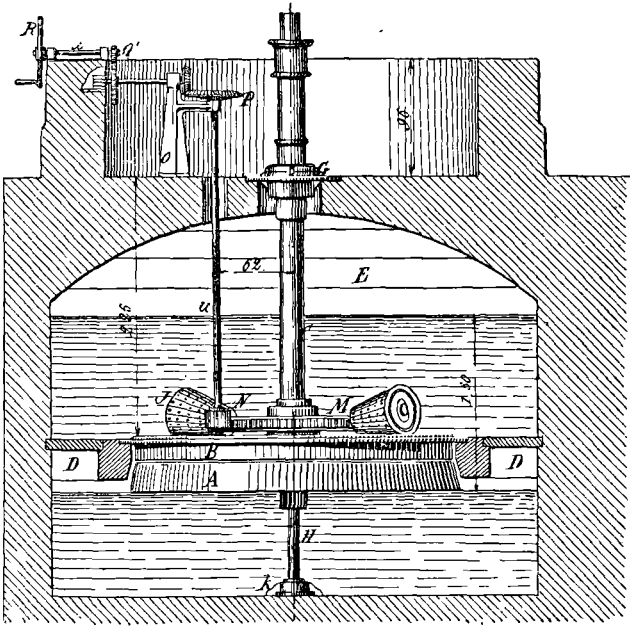


Fig. 85. — Turbine Jonval avec régulateur à rouleaux.

Un autre procédé consiste à prolonger ces tiges à travers la cloison latérale renfermant les guides et de les attaquer à l'aide d'une came concentrique à l'axe de la turbine. La came en tournant, soulève et abaisse successivement les clapets, ce qui a pour effet d'ouvrir plus ou moins les guides. Ce mécanisme offre l'inconvénient de ne pas être accessible. Les clapets sont, du reste, peu recommandables en général, à cause de leur peu d'étanchéité.

*d) Régulateur à rouleaux.* — Ce régulateur (Fig. 85) consiste en deux rouleaux *JJ* sur lesquels viennent s'enrouler deux bandes de cuir ou de caoutchouc durci ; sur ces dernières sont rivées des petites bandes de métal. Les rouleaux sont réunis par un bras en fonte *K* qui tourne sur l'axe de la turbine.

Chacune des bandes de cuir est fixée sur un guide : lorsque l'on fait tourner les rouleaux d'un côté, ces bandes se déroulent en couvrant un certain nombre d'orifices ; lorsque les rouleaux sont mus en sens contraire, c'est l'inverse qui se produit. Ce procédé de réglage est très ancien ; il est cependant encore assez couramment employé et donne de bons résultats. On emploie le cuir de préférence au caoutchouc pour la fabrication des bandes.

*e) Vanne circulaire.* — Dans ce système on emploie, deux demi cylindres de diamètres différents qui, chacun, peuvent recouvrir la moitié des guides. Les entrées des guides se trouvent disposées sur deux surfaces annulaires concentriques : la moitié de celles-ci se trouvent sur la première surface, et l'autre moitié sur la seconde surface diamétralement opposée. Lorsque les deux vannes

se trouvent sur les portions des surfaces annulaires non occupées par les guides, ceux-ci sont tous ouverts. La Fig. 86 montre cette disposition appliquée à une turbine axiale, tandis que la Fig. 87 montre son application à une turbine radiale à écoulement intérieur.

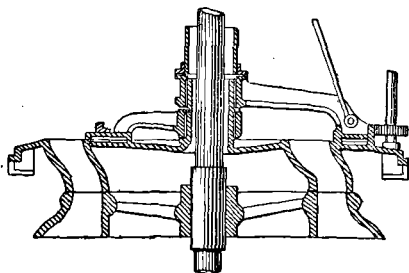


Fig. 86.

f) *Guides articulés.* — Le prof. J. Thomson a, comme nous l'avons déjà dit, introduit un mode de réglage qui permet de faire varier l'inclinaison des guides, ce qui entraîne forcément une variation de la section d'écoulement. Cette disposition a été appliquée aux turbines « Vortex » (Fig. 74 A et 74 B).

L'inconvénient de ce système est de déterminer des chocs à entrée de l'eau sur les aubes, excepté dans une seule position des guides, celle correspondant à la puissance normale.

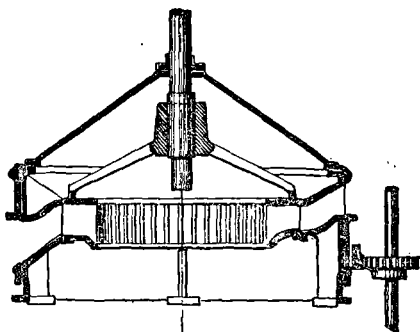


Fig. 87.

g) *Vannes circulaires entre les guides et les aubes.* — Ce système, que nous décrirons en parlant des turbines « Humphrey » (chap. XI), est appliqué dans les turbines

radiales, écoulement intérieur. Il consiste en un cylindre creux s'emboîtant entre les guides et les aubes et possédant autant d'orifices qu'il y a de guides. L'espace entre ceux-ci est au moins égal à la largeur des orifices. On comprend dès lors qu'en faisant tourner ce cylindre, on fermera plus ou moins les orifices des guides. Cette disposition exige une grande épaisseur des parois des guides, ce qui est un inconvénient sérieux dans les turbines à réaction.

*h) Vannage à l'intérieur de la roue.* — On emploie ce système dans les turbines de Fourneyron à écoulement extérieur. Il consiste à fermer les orifices d'entrée de l'eau sur les guides à l'aide d'une vanne cylindrique, en abaissant plus ou moins cette dernière. Dans ce système, les aubes ne sont que partiellement remplies d'eau, ce qui amène des réactions nuisibles lorsque la turbine marche pleine d'eau. Lorsqu'elle n'est pas noyée, elle se transforme en une vraie turbine à impulsion.

Outre les mécanismes dont nous venons de parler, il y en a un grand nombre d'autres qui diffèrent surtout par les détails de construction.

Les systèmes qui consistent à fermer partiellement les guides sont nuisibles au rendement, mais pas au même degré que les systèmes où la sortie de l'eau est contrôlée par une vanne sur le tube de suction.

Théoriquement, il faut qu'une turbine à réaction fonctionne toujours pleine d'eau. Or, cette condition n'est évidemment remplie qu'en partie lorsque l'on ferme une partie des orifices des guides. En général, il est préférable de fermer *complètement* un certain nombre d'orifi-

ces que d'agir sur tous ensemble. En outre, on a trouvé expérimentalement qu'il est bon de mettre les guides fermés en communication avec l'atmosphère, de façon à ce que l'eau contenue dans les aubes correspondantes puisse s'échapper librement.

On jugera mieux de la valeur des systèmes précédemment décrits en examinant les chiffres suivants donnés par l'expérience.

### **Turbine Jonval (Goeggingen)**

Le réglage de cette turbine (voir ch. XI) est obtenu par des clapets couvrant chacun 3 guides ou  $1/12$  de la surface totale.

Nombre de guides ouverts	Rendement	Nombre de tours
Tous	83,2 %	45,52
3 4	79,5	45,29
7/12	74,9	44,35
1, 2	75,1	46,63

### **Turbines Humphrey (Moulins de Trémat et de Suffolk).**

Cette turbine est du type mixte. Le réglage était obtenu à l'aide d'une vanne circulaire s'engageant entre les aubes et les guides.

Portion ouverte des guides	Rendement	Nombre de tours
100 %	81,9 %	47,42
82,5	76,69	51,60
77,24	76,54	48
52,9	61,02	50,64
40,66	56,14	45,59

La comparaison entre ces deux séries d'expériences montre la supériorité du mode de réglage adopté sur la turbine de Jonval. En fermant 50 pour cent des guides on n'avait constaté, dans la turbine de Jonval, qu'une diminution de 8,1 % du rendement. Au contraire, dans la turbine de Humphrey on obtenait une diminution de rendement de 20,88 % en fermant 52 % des guides.

### Turbine de Fourneyron

Résultats obtenus par le professeur Unwin sur une turbine de Fourneyron munie d'une vanne cylindrique et fonctionnant hors de l'eau :

Ouverture de la vanne	Rendement
Complète	62 %
7/8	60
5/8	43
3/8	30

Les rendements étaient encore plus mauvais lorsque la turbine fonctionnait sous l'eau.

5) *Réglage par divisions concentriques.* — Cette méthode, que l'on n'applique en général que pour les grandes turbines, consiste, pour les turbines axiales, à séparer les aubes et les guides en deux ou trois parties concentriques formant chacune, pour ainsi dire, une turbine séparée. Lorsqu'on a besoin d'une puissance moins grande, on ferme une des divisions concentriques.

Dans les turbines radiales, les subdivisions des guides et des aubes sont à angle droit avec l'axe.

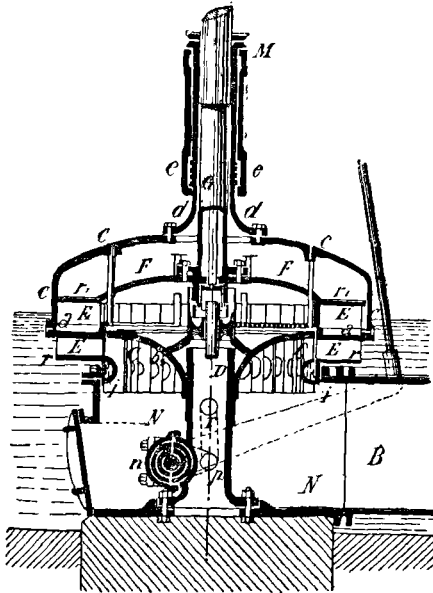
Pour de grandes puissances, ce système de réglage est un des meilleurs et des plus employés ; le rendement ne diminue que peu lorsque l'on ne marche pas à pleine charge. Dans le cas d'une turbine de Jonval double, décrite dans l'ouvrage de Meissner, le rendement ne variait que de 6 % entre la pleine charge et la charge minimum.

6) *Le meilleur système théorique de réglage.* — Théoriquement, le meilleur système de réglage consisterait à diminuer simultanément la section des guides et celle des aubes ; mais ceci est absolument impraticable dans les turbines axiales ; les turbines radiales ont pu se prêter à cette condition dans certains cas particuliers.

Telle est la turbine de MM. Nagel et Kamp à écoulement extérieur. C'est une turbine du genre de celle de Fourneyron : l'alimentation (Fig. 88) se fait par le tuyau  $B$  qui envoie l'eau dans une chambre  $N$ . Les guides sont fixés au couvercle mobile  $b_2$  ; elles peuvent donc être soulevées ou abaissées. Leurs parties inférieures s'engagent dans des rainures pratiquées dans des projections de l'enveloppe de fonte  $ii$ .

Le couvercle  $b_2$  peut glisser le long de la colonne  $D$ .

Les aubes *E* sont réunies par des croisillons *F* à l'arbre



moteur *G* et sont réglées de la façon suivante : sur la partie supérieure et inférieure de l'enveloppe des aubes se trouvent des plaques *a* qui remplissent exactement l'espace libre entre deux aubes consécutives et peuvent glisser le long de celles-ci. Toutes ces plaques sont réunies ensemble sur leur circonférence intérieure par un anneau *b*, et sur leur circonférence extérieure à une enveloppe *c*. L'anneau *b* est suspendu par des câbles *g* à l'enveloppe *c*. Il est évident, d'après cette construction, que lorsque l'on soulève ou lorsque l'on abaisse *c*, les pla-

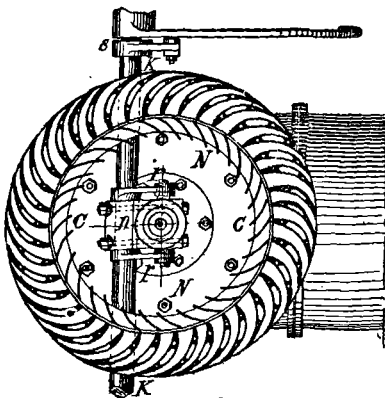


Fig. 88.



ques se déplacent en même temps, ce qui fait varier la profondeur des aubes, c'est-à-dire leur section. Le mécanisme est arrangé de telle façon que  $c$  et  $b_2$  se soulèvent ou s'abaissent en même temps, ce qui a pour effet de modifier simultanément la section des aubes et des guides.

La manœuvre de  $c$  et de  $b_2$  est effectuée à l'aide d'un levier  $l$  et d'un axe  $n$ .

Cette méthode de réglage, bien que théoriquement parfaite, paraît un peu compliquée et coûteuse pour la pratique ordinaire.

### Distribution de l'eau dans les turbines.

La forme des aubes et des guides n'influence pas seulement l'effet produit par un certain poids d'eau agissant dans une turbine, mais encore la distribution trop écourtée de l'eau dans les aubes peut affecter le débit et le rendement de l'appareil. Dans les turbines radiales où l'eau entre et sort sous le même diamètre, où les extrémités des aubes sont parallèles entre elles et où les angles d'entrée et de sortie de l'eau sont constants, la distribution de l'eau est nécessairement uniforme. Il n'en n'est pas de même dans les turbines axiales. Supposons, par exemple, que les aubes d'une turbine de Jonval soient divisées en compartiments concentriques de même section, dans lesquels on pourra déterminer la vitesse de l'eau ; si une même quantité d'eau s'écoule à travers chaque section circulaire la distribution de l'eau sera dite uniforme. Dans le cas contraire, la distribution serait

*inégale*. La distribution doit être uniforme afin d'éviter les frottements internes.

Les surfaces des guides et des aubes sont généralement hélicoïdales. Nous allons donc d'abord examiner l'influence de ces surfaces sur la distribution de l'eau, en commençant par les guides. Dans ces surfaces hélicoïdales, l'angle  $\alpha$  décroît à partir du diamètre extérieur jusqu'au diamètre intérieur. Si nous désignons par  $s$  la

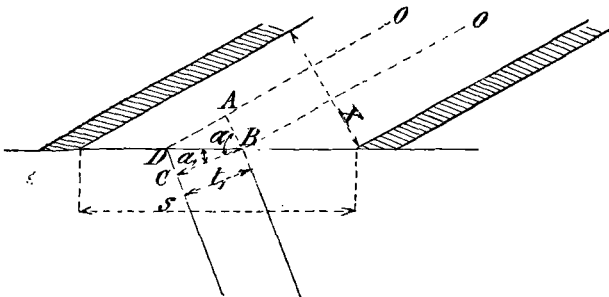


Fig. 89.

distance entre deux guides (Fig. 89), la normale  $X$  à la direction de l'écoulement aura la valeur  $s \cos \alpha$ . A cette normale sera proportionnelle la section d'écoulement du canal entier ou des divisions concentriques. La valeur de  $s$  est proportionnelle aussi au rayon moyen  $r$  de la division considérée, tandis que  $\cos \alpha$  diminue à mesure que  $r$  augmente. Il résulte de là que le produit  $s \cos \alpha$  est à peu près constant pour toutes les valeurs de  $r$  lorsque l'épaisseur des guides n'est pas exagérée.

Exemple : Considérons une turbine dont l'épaisseur des guides est  $\frac{1}{4}$  du diamètre moyen. Les rayons inté-

rieur, moyen et extérieur seront respectivement 3, 4 et 5.

En supposant que l'angle  $\alpha$  soit égal à  $70^\circ$  sur le diamètre moyen, cette valeur deviendra sur les diamètres extérieur et intérieur,  $64^\circ 13'$  et  $74^\circ$ ; on aura donc :

$$\cos 64^\circ 13' = 0,4345$$

$$\cos 70^\circ = 0,3420$$

$$\cos 74^\circ = 0,2760$$

Les sections correspondantes sont alors proportionnelles à :

$$3 \times 0,4345 = 1,3035$$

$$4 \times 0,842 = 1,368$$

$$5 \times 0,276 = 1,380.$$

Si, comme cela arrive d'ordinaire, l'entrée de l'eau sur les aubes ne se fait sans chocs que sur le diamètre moyen, la distribution de l'eau sera contrariée dans une proportion impossible à apprécier. Mais il est permis de supposer que la vitesse relative de l'eau sur les aubes  $C$ , sera inversement proportionnelle en chaque point à la profondeur des orifices d'entrée. Pour une vitesse constante  $C$ , un raisonnement analogue à celui que nous avons fait pour les guides nous permettra de conclure que dans toutes les divisions circulaires  $c_2$  sera constant, attendu que  $A_1 C_1$  est constant.

S'il n'en était pas ainsi, il y aurait un déplacement de l'eau dans l'aube elle-même, ou bien une certaine quantité d'eau serait refoulée à travers l'espace libre situé entre les guides et les aubes.

Il est évident, d'ailleurs, que  $c_2$  étant constant et  $a_2$  variant de la même manière que  $a$ , la distribution de l'eau à la sortie des aubes sera la même qu'en quittant les guides.

Si la surface des aubes n'était pas hélicoïdale et si les angles  $a$  et  $a_2$  étaient par ce fait constants sur toute la largeur d'une même section, le produit  $s \cos a$  (ou  $s_2 \cos a_2$ ) varierait proportionnellement au rayon, de sorte que la quantité d'eau s'écoulant à travers une section déterminée sur la circonférence extérieure serait plus grande que l'écoulement correspondant à la même section près du diamètre intérieur.

Avec la turbine de dimensions supposées plus haut, la distribution de l'eau le long de l'aube serait représentée par les chiffres 3, 4 et 5.

Lorsque l'on détermine la perte provenant de l'énergie résiduelle emportée par l'eau, la distribution de celle-ci doit entrer en ligne de compte. Dans l'une quelconque des divisions concentriques, la perte sera proportionnelle à la vitesse  $u^2$ , c'est-à-dire à  $qu^2$ .

Si l'on porte les diverses valeurs de ce produit comme ordonnées d'une courbe dont les abscisses représentent les rayons correspondants, on aura le diagramme représenté sur la Fig. 90. La surface de la courbe  $ABCD$  représente la perte totale  $\Sigma q u^2$ , et l'ordonnée moyenne  $G$  la valeur moyenne de  $u^2_m$ .

Lorsque la distribution est uniforme, les ordonnées de la courbe sont simplement proportionnelles à  $u^2$  en chaque point, puisque  $q$  est constant.

Il est facile, comme on le voit, de déterminer graphiquement dans des conditions données, les ordonnées de

la courbe en question. Il est commode de prendre comme unité de débit l'eau passant à la circonférence moyenne.

Dans le cas d'une surface hélicoïdale, la courbe  $CD$  représente l'énergie inutilisée  $OE$  est le rayon moyen et  $OA$  et  $OB$  les rayons extrêmes.

Dans le cas où l'angle  $\alpha_2$  est constant, la courbe correspondante est représentée par  $FG$ . Celle-ci diffère beaucoup de la courbe  $CD$  comme on le voit ; mais il faut remarquer que l'énergie totale perdue est à peu près la même dans les deux cas.

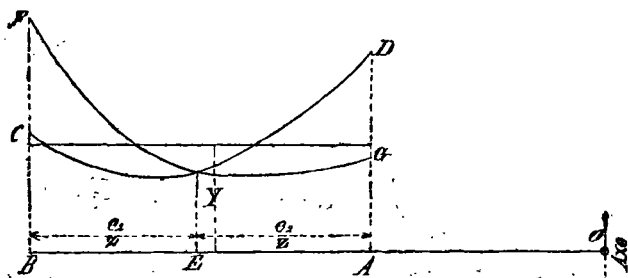


Fig. 90.

Les pertes par chocs et tourbillons le long de l'aube pourraient être déterminées et représentées d'une façon analogue en fonction du rayon. On obtiendrait évidemment une courbe symétrique par rapport au rayon moyen.

En l'absence de résultats expérimentaux pour vérifier les déductions théoriques sur ce point, nous croyons inutile d'insister davantage sur cette cause de perte.

### Comparaison entre les turbines axiales et les turbines radiales.

Il est relativement facile de comparer, au point de vue théorique, les turbines axiales avec les turbines radiales et mixtes ; mais, lorsque l'on veut aborder ce sujet au point de vue des résultats expérimentaux, on se heurte aux mêmes difficultés que nous avons rencontrées en étudiant l'influence de la construction des divers organes d'une turbine sur son rendement. La comparaison est rendue plus difficile, si c'est possible, par le fait que les turbines radiales et mixtes sont presque exclusivement employées en Amérique.

Pour étudier ce problème au point de vue théorique, nous admettrons d'abord que  $\mu_1$  et  $\mu_2$  ont la même valeur dans les turbines radiales et axiales. La table II nous donnera alors la variation du rendement pour diverses valeurs

de  $\frac{r_1}{r_2}$ .

$\frac{r_1}{r_2}$  est plus petit que l'unité dans les turbines radiales à écoulement extérieur ; c'est le contraire pour les turbines radiales à écoulement intérieur.

L'expression  $\frac{1}{g} \frac{A}{A_2} \frac{r_1}{r_2} \sin a \sin a_2$ , qui représente le travail fourni par l'unité de poids d'eau, est directement proportionnel à  $\frac{r_1}{r_2}$  ; l'expression précédente est donc plus grande pour les turbines à écoulement intérieur que pour les turbines à écoulement extérieur. Ceci s'explique si l'on remarque qu'une particule d'eau d'une turbine à

écoulement extérieur prend une vitesse d'entraînement de plus en plus grande à mesure qu'elle s'éloigne de l'axe, ce qui fait que pour une courbe donnée la déflexion de cette particule liquide est de moins en moins grande. Une courbe donnée et déterminée par rapport à une perpendiculaire au mouvement de rotation amènera une déflexion de l'eau plus considérable dans une turbine radiale à écoulement intérieur que dans une turbine axiale, et cette dernière sera plus efficace à ce point de vue qu'une turbine radiale à écoulement extérieur.

A diverses distances du centre de rotation, la vitesse avec laquelle l'aube « cède sa place au courant d'eau » varie en raison directe du rayon.

Pourvu que les pertes restent constantes, plus le travail produit par unité de vitesse d'écoulement est grand, plus le rendement de la turbine est bon. Il est donc évident que pour les mêmes valeurs de  $\frac{A}{A_2}$ ,  $a$  et  $a_2$  le rendement d'une turbine radiale à écoulement intérieur est meilleur que celui d'une turbine axiale et ce rendement augmente avec le rapport de  $\frac{r_1}{r_2}$ . A part certaines considérations sur lesquelles nous reviendrons, ce fait est démontré par les chiffres de la table II. Ainsi avec :

$$\frac{A}{A_2} = 2, a_2 = 70^\circ, a = 75^\circ \text{ et } \frac{r_1}{r_2} = \frac{2}{3}, e = 0,796;$$

pour

$$\frac{A}{A_2} = 2, a_2 = 70,1^\circ, a = 75^\circ \text{ et } \frac{r_1}{r_2} = \frac{5}{4}, e = 76.$$

Et pour

$$\text{et } \frac{r_1}{r_2} = 1, e = 0,72.$$

Mathématiquement, le meilleur rendement serait fourni par une turbine radiale à écoulement intérieur avec un rayon  $r_1 = 0$ . Ceci est évidemment impossible et il est certain qu'on ne peut réduire le diamètre intérieur  $r_1$  que jusqu'à une certaine limite. Il faut en premier lieu que l'eau à la sortie des aubes ait été déviée de  $90^\circ$  afin qu'elle puisse s'écouler dans le tube de succion ; cette déviation ne doit pas être trop brusque pour ne pas amener une perte de charge. D'autre part, si le rayon intérieur était trop petit, les diverses lames liquides convergeraient ensemble et s'entrechoqueraient. En troisième lieu, il faut se rappeler que pour une largeur donnée des aubes, le rapport  $\frac{A}{A_2}$  varie en raison inverse de  $\frac{r_1}{r_2}$ , ce qui limite encore la valeur de ce rapport. On ne peut augmenter la largeur des aubes au delà d'une certaine limite sans nuire au rendement.

### **Turbines radiales à écoulement extérieur et intérieur.**

Une turbine radiale à écoulement extérieur consomme, dans des conditions déterminées, plus d'eau qu'une turbine à écoulement intérieur. On attribue souvent ce fait à l'effort de la force centrifuge qui, dans un cas, *accélère* le mouvement de l'eau et dans l'autre le *retarde*. Cette manière d'expliquer le phénomène est défectueuse et peut donner lieu à des erreurs. La vérité est que le travail produit par l'unité de poids d'eau animée d'une vitesse égale à 1 est plus petit dans les turbines à écoulement exté-



rieur que dans les turbines à écoulement intérieur, d'où il résulte que l'énergie résiduelle emportée par les premières est plus grande que celle emportée par les turbines à écoulement intérieur. La force centrifuge n'apparaît qu'à cause de l'effort exercé par l'eau sur les aubes; lui attribuer l'explication du phénomène, c'est donc confondre l'effet avec la cause.

### **Turbines mixtes et turbines radiales.**

Dans les turbines mixtes, l'inconvénient que nous avons cité, relatif à un diamètre  $r_1$  trop petit pour permettre la sortie du liquide est plus ou moins écarté. Dans ces turbines, en effet, les aubes sont construites de façon à donner à l'eau à la sortie une direction verticale. Malheureusement, cet avantage des turbines mixtes est annulé par certains inconvénients. En premier lieu, la variation de vitesse d'écoulement entre le diamètre intérieur et le diamètre extérieur des aubes est telle qu'elle amène des perturbations impossibles à corriger pour une forme appropriée des aubes. Nous avons déjà parlé de ces perturbations en examinant le fonctionnement des turbines axiales. Dans les turbines mixtes, ils sont beaucoup plus sérieux à cause de la grande épaisseur des aubes par rapport au diamètre correspondant. En second lieu, à cause de cette même épaisseur des aubes trop grande par rapport au diamètre, on ne peut donner à  $a_2$  une valeur assez élevée pour assurer un bon rendement.

Tout bien considéré, on peut dire qu'une turbine

mixte n'offre aucun avantage sur une turbine radiale ordinaire, à écoulement intérieur. Il y a peu d'expériences pratiques sur lesquelles on puisse baser une comparaison juste des divers types de turbines, et celles que l'on possède n'accusent aucune différence marquée entre le rendement d'une turbine radiale à écoulement intérieur et celui des turbines axiales. Les turbines radiales à écoulement extérieur sont un peu inférieures aux dernières. Un grand nombre d'essais ont été effectués en Amérique sur les turbines mixtes, essais très utiles pour la comparaison de ces turbines entre elles. La comparaison avec des turbines axiales ou radiales ne peut être faite, parce qu'on a généralement adopté un coefficient trop faible pour déterminer la quantité d'eau dépensée par les turbines mixtes, ce qui leur assure un rendement trop élevé ; malgré cela cependant, des essais corrects ont été effectués par M. Francis, ingénieur américain, sur les turbines mixtes type « Humphrey », et les résultats obtenus ont prouvé qu'elles étaient équivalentes comme rendement aux meilleures turbines de Jonval.

Ainsi que nous l'avons déjà dit, l'inconvénient de ces turbines est de présenter à la sortie de l'eau des aubes une largeur exagérée par rapport au diamètre correspondant, ce qui atténue tous les avantages que nous avons signalés plus haut.

Comparées aux turbines axiales, les turbines radiales à écoulement intérieur et les turbines mixtes présentent l'inconvénient de nécessiter un double changement de direction de l'eau ; d'un autre côté, les turbines axiales ont l'inconvénient de donner lieu à une pression assez

considérable sur la crapaudine qui soutient l'axe, d'où résulte une perte correspondant à l'accroissement des résistances passives. Cette pression est à peu près nulle, comme nous le savons, dans les turbines radiales et mixtes.

On peut donc dire que pratiquement les divers genres de turbines ont tous des inconvénients et des avantages qui se compensent, de sorte que l'on ne peut donner la préférence à l'une d'elles.

Il paraît assez probable, cependant, qu'une turbine mixte ayant des aubes assez étroites, fonctionnant à sa vitesse de rendement maximum et ne présentant pas un écart trop considérable entre  $r_1$  et  $r_2$ , puisse donner des résultats supérieurs à une turbine axiale ayant les mêmes dimensions en ce qui concerne les valeurs de  $\frac{A_1}{A_2} \sin a$  et  $\sin a_2$ . (Voir Turbines Américaines.)

Pourquoi dès lors les ingénieurs américains ont-ils adopté presque exclusivement les turbines mixtes s'il n'y a pas un avantage sérieux à en retirer au point de vue du rendement ?

C'est très probablement parce que les sources d'énergie hydraulique se trouvent en Amérique à l'état de grands fleuves donnant un débit considérable et où la question de consommation d'eau disparaît plus ou moins devant le coût de première installation. Le but des constructeurs américains a donc été, non de construire des turbines à rendement très élevé, mais des turbines qui, sous un volume donné, produisent un maximum de travail.

On peut aisément déterminer les conditions nécessaires

pour atteindre ce résultat. Le travail fourni par une turbine peut s'exprimer par :

$$W = Q \lambda e h = A c \lambda e h.$$

En remplaçant  $c$  par sa valeur (*via*) on a :

$$W = A \lambda e h \sqrt{\frac{2gh}{2 \frac{r_1}{r_2} \frac{A}{A_2} \sin a \sin a_2 + \mu_1 + \left(\frac{A}{A_2}\right)^2 \left(\frac{\mu}{2} + \cos^2 a_2\right)}}$$

Dans des conditions déterminées, le travail produit est proportionnel à la vitesse d'écoulement  $c$ . Si nous supposons  $r_1$  le rayon extérieur d'une turbine à écoulement intérieur  $i$  et  $A$  la section des guides, il est clair que la valeur de  $c$  sera d'autant plus grande que  $A_2$  sera plus grand et  $\sin a$  et  $\sin a_2$  plus petits. D'un autre côté, ainsi que le montre la table II, le rendement diminue en même temps que  $\sin a$  et  $\sin a_2$  et, à partir d'un certain moment, également avec  $A_2$ . — La diminution de rendement est cependant moins rapide que l'accroissement correspondant de  $c$ , de sorte qu'en sacrifiant le rendement on peut arriver à accroître le travail produit par la turbine. Les turbines mixtes sont très appropriées à l'obtention de ces conditions ; on peut facilement augmenter la section  $A_2$  offerte à l'eau à la sortie sans augmenter le diamètre extérieur.

Les remarques précédentes ne s'appliquent pas aux meilleures turbines américaines, auxquelles on a reconnu une supériorité marquée, au point de vue du rendement, sur les meilleures turbines de Jonval. Il est bon cependant

de remarquer que, selon nous, cet avantage est obtenu non pas à cause du type mixte adopté, mais à cause des avantages d'un écoulement intérieur ; avec des proportions semblables, une turbine radiale à écoulement intérieur donnerait probablement les mêmes résultats.

### Sur l'emploi du tube à succion et du diffuseur Boyden.

Nous avons déjà dit que, outre l'avantage qu'offre le tube de succion de permettre de placer la turbine à un niveau assez élevé au-dessus du coursier d'aval, il peut également servir à augmenter le rendement en diminuant la vitesse relative de sortie de l'eau.

Supposons d'abord qu'une turbine donnée soit employée sans tube de succion. L'eau s'échappera avec une certaine vitesse absolue  $u$  et l'énergie due à cette vitesse sera absolument perdue. Si l'on ajoute à l'appareil un tube de succion dont la section augmente à mesure que l'on s'approche du coursier d'aval, la vitesse de l'eau à l'échappement sur celui-ci se réduira graduellement à  $c_4$  et l'on aura  $\frac{u}{c_4} = \frac{s\eta}{s_4}$

Après l'adjonction du tube de succion, la vitesse  $u$  n'est cependant plus la même que dans le cas précédent ; elle sera plus grande. Le tube employé augmentera donc la vitesse d'écoulement  $c$  et le rendement de la turbine, en donnant à la vitesse d'échappement une valeur plus faible par rapport à  $c$ , en sorte que l'accroissement de  $c$  implique évidemment l'adoption d'une vitesse de régime plus élevée.

Lorsque l'on ne fait pas usage du tube de succion on a :

$$C^2 = \frac{2gh}{2 \frac{A}{A_2} \frac{r_1}{r_2} \sin a \sin a_2 + \mu_1 + (\mu_2 + \cos^2 a_2) \left(\frac{A}{A_2}\right)^2}$$

Avec le tube de succion on a :

$$C^2 = \frac{2gh}{2 \frac{A}{A_2} \frac{r_1}{r_2} \sin a \sin a_2 + \mu_1 + \mu_2 \left(\frac{A}{A_2}\right)^2 + \left(\frac{A}{A_4}\right)^2}$$

$A_4$  représente la section du tube à sa partie inférieure.  $\left(\frac{A}{A_4}\right)$  prend la place, dans notre dernière équation, de  $\left(\frac{A}{A_2}\right)_2 \cos^2 a_2$ . Tous les autres facteurs sont invariables. Si par conséquent  $\left(\frac{A}{A_4}\right)$  est plus petit que  $\left(\frac{A}{A_2}\right) \cos^2 a_2$ , la vitesse d'écoulement  $c$  sera augmentée par l'emploi du tube de succion.

Son influence sur le rendement peut se calculer d'après la formule :

$$e = \frac{2 \frac{A}{A_2} \frac{r_1}{r_2} \sin a \sin a_2}{2 \frac{A}{A_2} \frac{r_1}{r_2} \sin a \sin a_2 + \mu_1 + \mu_2 \left(\frac{A}{A_2}\right)^2 + \left(\frac{A}{A_4}\right)^2}$$

qui, sans tube de succion, serait :

$$e = \frac{2 \frac{A}{A_2} \frac{r_1}{r_2} \sin a \sin a_2}{2 \frac{A}{A_2} \frac{r_1}{r_2} \sin a \sin a_2 + \mu_1 + \mu_2 \left(\frac{A}{A_2}\right)^2 + \left(\frac{A}{A_2}\right)^2 \cos^2 a_2}$$

En fonction de la vitesse d'écoulement, la formule devient :

$$e = \frac{C_2 2 \frac{A}{A_2} \frac{r_1}{r_2} \sin a \sin a_2}{2gh}$$

De ce qui précède, on voit nettement que le rendement s'améliorera proportionnellement au carré de la vitesse d'écoulement  $c$ . Nous avons supposé dans les formules ci-dessus que l'accroissement des résistances du frottement causé par le tube est négligeable.

Comme exemple, prenons  $\frac{A}{A_2} = 1$ ,  $\frac{r_1}{r_2} = 1$ ,  $a = 63^\circ$ ,  $a_2 = 63^\circ =$ ; nous aurons sans tube de succion

$$e = 0,765.$$

Avec un tube dont le rapport de  $\frac{A}{A_2} = \frac{1}{4}$ , on aurait

$$e = 0,809,$$

ce qui correspond donc à une augmentation de 4, 4 %.

Lorsque l'angle  $a_2$  de l'eau à l'échappement est grand ( $75^\circ$  à  $80^\circ$ , par exemple), il y a peu à gagner par l'adoption d'un tube de succion de section croissante, la vitesse d'échappement étant déjà très faible. On continuera cependant à adopter cette forme, car elle régularise le débit dans le cas où il y aurait de l'air entraîné avec l'eau dont la présence cause toujours des irrégularités dans le fonctionnement du moteur. Si, comme cela arrive souvent, le tube est de section constante et a une valeur plus grande que  $A$ , il n'y a plus aucun avantage

à l'employer au point de vue du rendement. Pour une turbine axiale, la forme de tube de suction représenté sur la figure 90 A serait très recommandable.

Nous avons déjà démontré que plus  $\alpha_2$  est petit, plus les aubes peuvent être étroites pour un débit donné, mais plus le rendement devient faible. Dans certains cas, on pourra adopter cette construction en faisant usage d'un tube de suction qui ramènerait le rendement à sa valeur normale. Le diffuseur Boyden, construit pour les turbines radiales à écoulement extérieur,

est destiné à augmenter leur rendement en produisant le même effet qu'un tube de suction. La

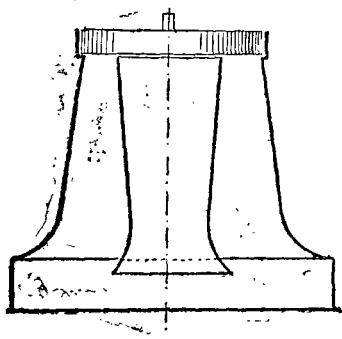


Fig 90 A.

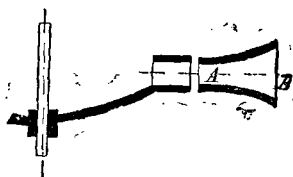


Fig. 91.

Fig. 91 en représente une coupe. Le diffuseur  $AB$  est un canal circulaire en fonte dont l'épaisseur en  $A$  est la même que celle des aubes et qui va en s'élargissant jusqu'en  $B$ . Il présente exactement les mêmes avantages que le tube de suction et peut être calculé de la même manière.  $A_4$  représente alors la section du canal en  $B$ . Ce diffuseur est assez employé en Amérique, où on l'a appliqué aux turbines du Fourneyron pour en augmenter le rendement. Le même appareil pourrait être adapté à une



turbine de Jonval marchant sans tube de suction s'il y avait place suffisante entre la turbine et le coursier d'aval. Toutes ces modifications et appareils supplémentaires sont, en général, inutiles pour les turbines bien construites et leur usage n'est à recommander que dans le cas où la vitesse de l'eau à l'échappement serait trop grande. Lorsque l'on fait le devis d'un tube de suction, il faut avoir soin de bien arrondir les bords inférieurs du tube, ou mieux encore de le terminer par une surface courbe, ainsi que le représente la Fig. 92.

Un autre point très important en pratique, lorsque l'on emploie un tube de suction, est de le munir d'un robinet purgeur à sa partie supérieure, de façon à pouvoir laisser échapper l'air s'il s'en trouve entraîné. La vanne ou le clapet de retenue au bas du tube doit être hermétique, de façon à ce qu'au moment de la mise en marche on puisse complètement remplir le tube d'eau.

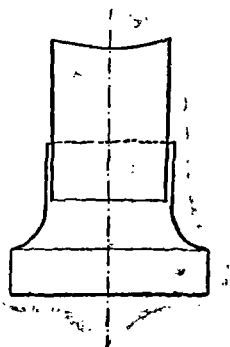


Fig. 92.

### Pertes dans les tubes de suction et les diffuseurs.

Nous avons admis jusqu'à présent que l'eau, en s'écoulant à travers un tube de section variable ou un diffuseur, n'éprouvait d'autres pertes de charge que celles dues au frottement de l'eau contre les parois. Ce n'est pas absolument exact. Théoriquement, en s'écoulant à

travers un tube conique ou une embouchure qui va en s'élargissant, l'eau prend une vitesse qui ne dépend pas de la forme du tube avant l'orifice de sortie. Si, par exemple, l'embouchure a une section 4 fois plus grande que celle du tube en un point donné, la vitesse en ce point devra être 4 fois plus grande que la vitesse à la sortie.

Il est clair cependant que cette vitesse d'écoulement ne pourra croître au-delà d'une certaine limite correspondant à une pression nulle, au point où la vitesse est maximum. La colonne d'eau exerce alors tout son effet.

Si, par conséquent, le rapport de la section de sortie à celle du point où la section est la plus faible a une valeur telle que la vitesse limite est dépassée, la continuité d'écoulement ne peut plus se maintenir dans le tube. L'eau passe à travers celui-ci sans le remplir, en un filet indépendant entouré d'eau morte qui ne prend plus part à l'écoulement. Il y aura perte d'énergie de la même façon que si l'on avait brusquement augmenté la section du tube.

C'est là un cas extrême ; mais, on a trouvé par expérience que lorsque le tube ne s'élargissait pas bien graduellement sans déterminer une trop grande augmentation de la vitesse d'écoulement, il y avait une perte considérable d'énergie qui pouvait atteindre et même dépasser la perte correspondant à un accroissement *brusque* de section égal à la différence maximum de celle-ci, que l'on trouvait d'un bout à l'autre du tube.

Ces pertes détruisent évidemment une partie des avantages que nous avons signalés en faveur des tubes de succion et des diffuseurs.

Francis a trouvé expérimentalement qu'un diffuseur avait accru de 3 % le rendement d'une turbine de Fourneyron. Théoriquement, l'accroissement aurait dû être de 4 %.

Venturi, qui, le premier, entreprit des essais sur l'échappement de l'eau à travers des orifices à large embouchure, trouva que pour un angle d'inclinaison de  $4^{\circ}27'$  sur un tube de longueur donnée, l'accroissement de  $c$  dans la turbine avait été dans le rapport de 2 à 1. La théorie de Bernouilli avait donné, le rapport 3,03 à 1. Il y avait donc dans ce tube une perte d'énergie potentielle proportionnelle à  $(3,03)^2 - (2)^2$ , c'est-à-dire supérieure à 50 %.

Francis a trouvé, de son côté, que plus le rapport entre la plus grande et la plus petite section du tube était considérable, plus la perte était grande. Les essais de Fliegner que nous décrirons plus loin confirment ce fait.

Francis remarqua également que ces pertes se manifestaient même lorsque toutes les conditions théoriques étaient scrupuleusement remplies. Ceci provient de ce que, même lorsque le tube est plein d'eau (expériences de Fliegner), il peut arriver que celle-ci ne forme pas un courant liquide bien continu. Une certaine quantité d'eau près des parois n'a qu'une vitesse faible ou nulle, de sorte que la veine liquide ne suit pas réellement le contour du tuyau.

Les très intéressantes expériences du professeur Fliegner, de Zurich, sur l'écoulement de l'eau à travers des tuyaux coniques, ont prouvé d'une façon irréfutable qu'il y avait toujours une perte d'énergie supérieure à celle due au frottement. Les résultats des expériences

montrent aussi que sous des pressions ou des vitesses croissantes, les pertes diminuent jusqu'en un certain point pour augmenter ensuite.

Le professeur Fliegner est d'avis que lorsque le jet liquide sortant de la section la plus faible offre une conicité moins grande que celle du tube, la condition de continuité d'écoulement n'est plus remplie. Le courant liquide ne suit plus alors les parois du tube (Fig. 93) et la perte due à ce fait est égale ou supérieure à celle correspondant à un accroissement brusque de la section.

La continuité d'écoulement ne peut être réellement obtenue que si l'eau suit naturellement la surface du tube.

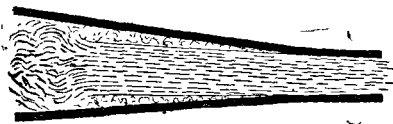


Fig. 93.

La perte dans un tuyau conique, construit dans les meilleures conditions, a toujours été au moins égale à  $\frac{1}{8}$

de celle qui correspondait à l'accroissement brusque de la section. Si nous désignons par  $A_3$  et  $A_4$  les sections minimum et maximum du tube, par  $p_3$  et  $p_4$  les pressions correspondantes, et par  $c_3$  et  $c_4$  les vitesses d'écoulement, nous aurons, les pertes étant supposées nulles :

$$\frac{c_3^2}{2g} + p_3 = \frac{c_4^2}{2g} + p_4;$$

or, comme

$$c_3 = \frac{A_4}{A_3} c_4$$

$$\left[ \left( \frac{A_4}{A_3} \right)^2 - 1 \right] \frac{c_4^2}{2g} = p_4 - p_3;$$

$p_4$ , la pression dans l'orifice, est généralement donné et  $c_4$  est déterminé par la relation suivante :

$$c_4 = \sqrt{2gh}.$$

La plus petite valeur de  $p_3$  est  $O$  ; la vitesse maximum possible d'écoulement dans la plus petite section du tube sera donc :

$$c_{3\max} = \sqrt{2g(h + a)}$$

$a$  est la hauteur d'eau correspondant à la pression atmosphérique, c'est-à-dire environ 10 mètres.

Si, par exemple, on fait  $h = 9$  mètres, on aura :

$$c_3 \max = 19^{\text{m}},3 \text{ par } 1''$$

et  $c_4 = 13^{\text{m}},2$  environ.

Le plus grand rapport de  $A_3$  à  $A_4$  sera donc :

$$\max \frac{A_3}{A_4} = \frac{19,3}{13,2} = 1,46 \text{ environ.}$$

Pour une valeur plus faible de  $h$  ce rapport serait plus grand.

Pour  $h = 0,33$ , par exemple, on aurait :

$$\frac{A_4}{A_3} = 5,916.$$

Quand il y a des pertes dans le tube de succion ainsi que cela arrive toujours, l'équation de l'hydrodynamique prend la forme

$$\frac{c_3^2}{2g} + p_3 = \frac{c_4^2}{2g} (1 + \mu_4) + p_4;$$

ou bien

$$\left[ \left( \frac{A_4}{A_3} \right)^2 - (1 + \mu_i) \right] \frac{c_i^2}{2g} = p_i - p_3.$$

En calculant le rendement d'une turbine munie d'un tube de succion ou d'un diffuseur, il est recommandable d'introduire le coefficient  $\mu_i$  dans les formules, de façon à tenir compte des pertes que nous venons d'examiner.

#### Hauteur maximum pratique du tube de succion.

Théoriquement la hauteur maximum à laquelle une turbine peut être placée au-dessus d'un tube de succion est donnée par la formule

$$h_2 = 10 \text{ mètres} - \frac{c_i^2}{2g}.$$

$c_i$  qui représente la vitesse de l'eau à l'échappement, varie entre  $\frac{1}{4}$  et  $\frac{1}{6}$  de la vitesse théorique  $\sqrt{2gh}$ .

La valeur de  $h_2$  est donc fonction de  $h$ .

En pratique, on ne dépasse pas les valeurs données dans le tableau suivant que nous extrayons de l'ouvrage de Meissner :

Diamètre du tube de succion — hauteur du tube de succion.

Mètres.		Mètres.	
3,9	1	3	7,9
3,5	0,70	3,3	8,35
3	0,43	3,75	8,35
2,44	0,23	4,1	8,7
1,95	0,15	4,4	9,35
1,48		5,9	

On soustraira des hauteurs précédentes la valeur de  $\frac{u^2}{2g}$  lorsque le tube dépassera 10 mètres. Lorsque le tube de suction n'est pas cylindrique, mais légèrement conique, ainsi que cela arrive d'ordinaire, on peut forcer un peu les valeurs de  $h_s$  indiquées dans le tableau.

---

## CHAPITRE VII

### TURBINES A IMPULSION

Principes fondamentaux. — Ventilation des aubes. — Cas où les turbines à impulsion sont recommandables. — Avantages. — Limite de leur emploi. — Théorie des turbines à impulsion. — Équation générale. — Vitesse d'écoulement. — Travail utile. — Énergie totale. — Vitesses relatives de l'eau. — Rendement. — Turbines axiales à impulsion. — Pleine admission. — Section des guides. — Épaisseur. — Rayon de la roue. — Inclinaison des aubes. — Trajectoire de l'eau sur les aubes. — Augmentation de leur largeur à l'échappement. — Admission partielle. — Effets dus à l'accroissement de largeur des aubes. — Forme des aubes et des guides. — Angle négatif à l'entrée de l'eau. — Variation de l'inclinaison des aubes avec le diamètre de la roue. — Angle d'entrée de l'eau. — Cause de perte supplémentaire due à l'admission partielle. — Trajectoire absolue de l'eau. — Turbines pouvant fonctionner comme turbine à réaction et comme turbine à impulsion.

Nous avons déjà indiqué la différence existant entre une turbine à impulsion et une turbine à réaction. Dans une turbine à impulsion, l'eau en quittant les guides peut suivre sa trajectoire propre et à chaque instant elle est soumise à la pression atmosphérique. Pour assurer ce résultat, les aubes ne doivent jamais être pleines d'eau ; elles sont construites de façon à toujours être bien



aérées. Pour arriver plus sûrement à ce but, Gérard a construit des aubes « ventilées » représentées sur la Fig. 94. Chaque aube porte une buselure venue de fonte qui permet de ventiler l'eau.

Nous avons insisté sur ce fait qu'une turbine à réaction, pour marcher dans les meilleures conditions, doit toujours être pleine d'eau. Les dimensions des aubes et de la turbine en général, sont donc fonction du débit de la source. Lorsque celui-ci est très faible, les dimensions des aubes et des guides ont des valeurs excessivement faibles et souvent irréalisables. Une turbine à impulsion n'est pas sujette au même inconvénient, l'eau pouvant être admise sur toutes les aubes à la fois ou sur quelques-unes seulement, sans affecter le rendement d'une manière appréciable. On pourra donc faire usage pour des sources hydrauliques

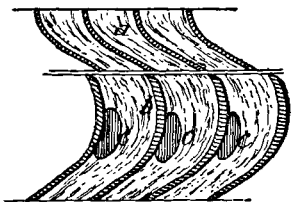


Fig. 94.

à faible débit, mais à grande pression, de turbines relativement grandes tournant à une vitesse modérée. Comme le rendement n'est pas fonction du débit, on pourra sans inconvénient fermer autant de guides que l'on voudra, c'est-à-dire faire varier la puissance de la turbine. A cause de cette souplesse de marche, les turbines Girard (turbines à impulsion) ont remplacé dans bien des cas en Europe les turbines à réaction, surtout lorsque l'on se trouve en présence de sources de débit variable, ce qui arrive fréquemment.

Girard a créé des turbines axiales de tous modèles,

des turbines radiales à écoulement extérieur et intérieur, à axe vertical, horizontal ou incliné, et pouvant fonctionner avec des pressions variant entre 1<sup>m</sup>,3 et 540 mètres de hauteur d'eau et avec des débits de 0<sup>m</sup><sup>3</sup>,001 à 3<sup>m</sup><sup>3</sup>,8.

### **Théorie des turbines à impulsion.**

La théorie des turbines à impulsion diffère de celle des turbines à réaction en ce que la condition de continuité d'écoulement n'est pas remplie.

L'équation générale (1) s'applique aussi bien aux turbines à impulsion qu'aux turbines à réaction.

Cette équation exprime que l'énergie totale est égale au travail utile plus les pertes par frottement, plus l'énergie résiduelle emportée par l'eau.

### **Vitesse d'écoulement.**

La vitesse d'écoulement à travers les guides est toujours égale à la vitesse due à la colonne d'eau agissante, moins les pertes par frottement. Comme ces dernières sont constantes pour une turbine donnée, la vitesse a pour expression :

$$c = K \sqrt{2gh}$$

D'où il résulte que pour une chute d'eau donnée, la vitesse d'écoulement est constante et indépendante de la forme et de l'inclinaison des aubes. La hauteur d'eau  $h$ , qui entre dans la formule servant à calculer  $c$ , est évi-

demment mesurée à partir du niveau supérieur jusqu'à la sortie des guides. L'eau entre sur les aubes sous la pression atmosphérique, et toute son énergie se trouve sous forme d'énergie cinétique. Tel n'est pas le cas pour les turbines à réaction dans lesquelles l'eau possède aussi une certaine quantité d'énergie potentielle, sous forme de pression. On a donné pour une turbine à impulsion :

$$(I) \quad Ew = \frac{c^2}{2g}$$

et

$$(II) \quad 2gh_1 = (1 + \mu_1) C^2 ;$$

d'où

$$(Ia) \quad Ew = h_1 - \mu_1 \frac{C^2}{2g}.$$

$\mu_1$  est un coefficient proportionnel aux pertes d'énergie par frottement avant que l'eau ne quitte les guides.

La relation suivante existe entre  $K$  et  $\mu_1$  :

$$K^2 = \frac{1}{1 + \mu_1}.$$

Comme  $c$  est indépendant des proportions des moteurs, la théorie des turbines à impulsion se trouve beaucoup simplifiée.

En calculant  $c$  il faut évidemment tenir compte de toutes les conditions qui pourraient diminuer sa valeur. Si, par exemple, l'eau est amenée à la turbine par un long tuyau, ainsi que le représente la Fig. 95, les pertes

par frottement dans ce tuyau devraient entrer en ligne de compte dans la détermination de  $c$ . S'il y a un coude il faudra également modifier le coefficient  $k$ . Lorsque l'eau entre directement dans les guides en passant par un grand réservoir, les pertes dans ceux-ci sont seules appréciables. Dans les turbines bien construites  $\mu_1$  varie de 0,234 à 0,018 ou  $k$  de 0,9 à 0,95. On a donc en général

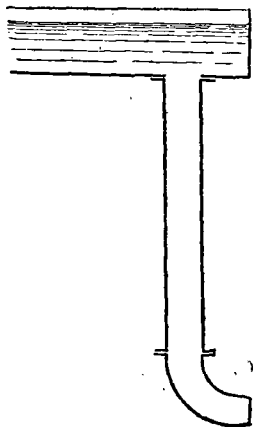


Fig. 95.

$$c = 0,9 \text{ ou } 0,95 \sqrt{2gh}$$

### Travail utile.

Le travail produit sur les aubes d'une turbine à impulsion est dû exactement aux mêmes causes et s'exprime de la même manière que dans le cas d'une turbine à réaction.

La formule suivante donne sa valeur :

$$(8) \quad W = M [w_2 (c_2 \sin a_2 - w_2) + w_1 c \sin a]$$

pour les turbines radiales. Dans le cas d'une turbine axiale la formule devient

$$W = M [w (c_2 \sin a_2 - w + c \sin a)].$$

Lorsque l'eau entre sans chocs sur la roue l'équation devient

$$W = w (c_2 \sin a_2 - c_1 \sin a_1) M$$

pour les turbines axiales et

$$(8a) \quad W = (w_2 c_2 \sin a_2 - w_1 c_1 \sin a_1 + w_1^2 - w_2^2) M$$

pour les turbines radiales.

Dans l'équation (8) la valeur de  $c$ , peut se calculer directement lorsque l'on connaît  $h_1$ . Il n'en est pas de même pour la valeur  $c_2$ , qui est absolument indéterminée lorsqu'il y a choc à l'entrée de l'eau sur les aubes. Mathématiquement, on suppose que l'eau entre sans choc sur les aubes, ce qui permet d'appliquer la formule (8a).

L'énergie totale de l'eau en sortant des guides est

$$Ew = \frac{c^2}{2g} \text{ par unité de poids d'eau}$$

pendant son passage sur les aubes dans les turbines axiales à axe vertical ou dans les turbines radiales à axe horizontal ; (Fig. 96 et 97), il y a encore un accroissement d'énergie due à la chute  $h_0$ , ce qui fait que l'énergie totale devient :

$$Ew = \frac{c^2}{2g} + h_0$$

Cette énergie est transformée en travail utile et en

énergie perdue sous forme de frottements et de vitesse résiduelle  $u$ .

Les pertes sur les aubes peuvent s'exprimer par

$$\mu_2 \frac{c_2^2}{2g};$$

on a donc :

$$(III) \quad E_w - \mu_2 \frac{c_2^2}{2g} - \frac{u_2}{2g} = H^r u.$$

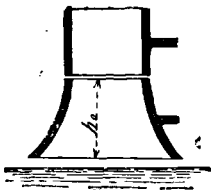


Fig. 96.

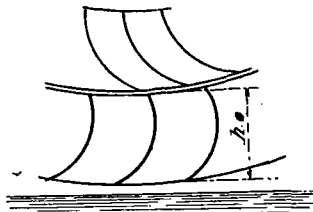


Fig. 97.

En substituant dans cette équation les diverses variables par leurs valeurs en fonction de  $c_2$ , on peut obtenir une relation entre  $c_2$  et des facteurs connus.

Comme on le voit, la méthode est exactement semblable à celle que nous avons employée dans la théorie des turbines à réaction.

Si l'eau entre sur les aubes sans chocs on a :

$$c^2 = c_1^2 + w_1^2 - 2c_1 w_1 \sin \alpha_1$$

et

$$u^2 = c_2^2 + w_2^2 - 2c_2 w_2 \sin \alpha_2$$

Dans le cas où  $h_o = O$  (turbines radiales à axe vertical) on a :

$$E_w = \frac{c^2}{2g} = \frac{1}{2g} (c_1^2 + w_1^2 - 2 c_1 w_1 \sin a_1)$$

### Vitesses relatives d'écoulement.

En substituant les valeurs précédentes dans l'équation (III), et en simplifiant on arrive à la formule :

$$(IV) \quad (1 + \mu_2) C_2^2 - C_1^2 = w_2^2 - w_1^2$$

La formule (iii) établie pour les turbines à réaction donnent la même expression si l'on y fait  $p_1 = p_2$ . Dans l'équation (IV) tous les facteurs sont connus, excepté  $c_2$  ; la vitesse  $c_1$  de l'eau à l'eau à son entrée sur les aubes pouvant se déterminer graphiquement ou algébriquement, exactement de la même manière que dans le cas des turbines à réaction en admettant que le liquide y entre sans chocs ; les vitesses de rotation  $w_2$  et  $w_1$  sont données dans chaque cas que l'on étudie.

En négligeant les frottements de l'eau sur les aubes, l'équation (IV) devient :

$$cC_2^2 - c_1^2 = w_2^2 - w_1^2$$

Dans les turbines axiales  $w_1 = w_2$  et, par conséquent :  $c_2 = c_1$ .

On aurait pu prévoir ce résultat sans l'usage de mathématiques. Dans une turbine axiale, en effet, tous les points d'une même aube sont animés de la même vitesse et, comme aucune force n'entre en jeu pour accélérer ou retarder le mouvement de l'eau (excepté la différence de niveau  $h_0$ ) la vitesse relative à l'entrée et à la sortie devra être la même.

L'effet d'une vitesse d'entraînement variable le long de l'aube sur la vitesse relative de l'eau n'est pas aussi facile à comprendre ; mais il est clair que cette vitesse changera suivant la position de l'eau sur l'aube, puisque la vitesse de celle-ci est variable. Cette variation de la vitesse relative n'est donc pas due à une variation de la vitesse propre de l'eau, mais à celle de la vitesse de l'aube.

Pour bien nous rendre compte de ce qui se passe : considérons la Fig. 98. Soit  $AB$  la direction absolue de l'eau dans le cas d'une turbine radiale à écoulement extérieur. La vitesse absolue sera représentée par  $AC$ . Aucun travail ne sera produit dans ce cas extrême, puisque l'eau entre et sort des aubes dans la même direction et sans variation de vitesse absolue, et cependant la vitesse relative aura varié. — Construite sur la valeur de la vitesse absolue de l'eau et la vitesse de rotation au point  $A$ , elle aura la valeur  $AC$ . En  $B$  elle prendra la valeur  $BD$ .  $AC_1$  parce que la vitesse de rotation  $w_2$  est plus grande que  $w_1$ .

L'équation (IV) montre bien, du reste, que dans le cas des turbines à écoulement extérieur, la vitesse relative s'accroît pendant son passage sur les aubes quand  $w_2$  est plus grand que  $w_1$ . — C'est le contraire



pour les turbines à écoulement intérieur ou  $w_2 < w_1$ . Lorsqu'en traversant les aubes l'eau éprouve un abaissement de niveau  $h_0$ , la vitesse relative est accrue de ce fait et la formule devient

$$(IVa) \quad c_2^2 = (c_1^2 + w_2^2 - w_1^2 + 2gh_0) \frac{1}{1 + \mu_2}$$

La hauteur  $h_0$  n'est pas toujours égale à la hauteur d'une aube. Supposons, par exemple (Fig. 99) que la trajectoire absolue de l'eau soit représentée par  $AB$ . La chute de l'eau pendant son passage dans la roue sera, dans ce cas, inférieure à la hauteur  $AC$  d'une aube.

Pour une turbine axiale dans laquelle  $w_2 = w_1$ , l'équation (IV) devient

$$(IVb) \quad c_2^2 = (c_1^2 + 2gh_0) \frac{1}{1 + \mu_2}$$

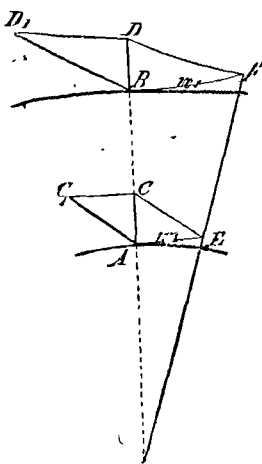


Fig. 98.

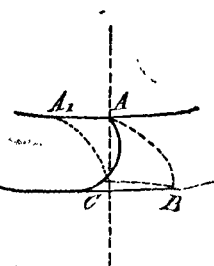


Fig. 99.

**Rendement.**

Le rendement d'une turbine à impulsion est exactement de la même forme que celui d'une turbine à réaction. Le travail utile donné par l'équation (8) est de la forme

$$W = M [w_2 (c \sin a_2 - w_2) + w_1 c \sin a].$$

L'énergie totale disponible

$$E = Mgh;$$

d'où le rendement

$$e = \frac{W}{E} = \frac{w_2 (c_2 \sin a_2 - w_2) + w_1 c \sin a}{gh}$$

et comme

$$w_1 = \frac{r_1}{r_2} w_2$$

$$(V) \quad e = \frac{w_2 (c_2 \sin a_2 - w_2 + c \frac{r_1}{r_2} \sin a)}{gh}.$$

Comme pour les turbines à réaction, la vitesse de rendement maximum sera donnée par l'équation

$$w_m = \frac{1}{2} \times (c_2 \sin a_2 + \frac{r_1}{r_2} c \sin a)$$

$c$  et  $c_2$  sont constants et indépendants de la vitesse de rotation ;  $c_2$  la vitesse de l'eau à la sortie des guides, ne

l'est cependant pas absolument, s'il y a choc de l'eau à l'entrée sur les aubes. On ne peut, dans ce cas, calculer sa valeur. Si nous supposons que la turbine tourne à sa vitesse normale et que l'eau s'échappe radialement ou suivant une direction parallèle à l'axe on aura :

$$(VI) \quad e = \frac{w_1 c \sin a}{gh} = \frac{w_2 c \frac{r_1}{r_2} \sin a}{gh} = \frac{cc_2 \frac{r_1}{r_2} \sin a \sin a_2}{gh}.$$

Si nous comparions le travail utile non pas à l'énergie totale de la chute, mais à l'énergie de l'eau sur les aubes, on aurait un nouveau rendement

$$(VII) \quad e_1 = \frac{w_1 c \sin a}{\frac{c^2}{2}} = \frac{2w_1 \sin a}{c}.$$

D'après les conditions (A) et (B) déterminant l'entrée de l'eau sans choc

$$\frac{w_1}{c} = \frac{\sin(a - a_1)}{\cos a_1}.$$

Ce qui donne par substitution dans l'équation (VII)

$$(VIII) \quad e_1 = \frac{2 \sin a \sin(a - a_1)}{\cos a_1}$$

L'expression de  $e_1$ , étant indépendante du frottement de l'eau dans les tuyaux et dans les guides, représente, à proprement parler, le rendement de la roue hydraulique. On peut, comme on le voit, exprimer ce rendement maximum en fonction de  $a$  et  $a_1$ , à la condition toutefois que

l'eau entre sans chocs et s'échappe suivant l'axe ou le rayon. Les équations (VII) et (VIII) ne sont vraies que s'il n'y a pas de chute supplémentaire  $h_0$  pendant le passage de l'eau dans la roue. Si nous désignons par  $h_2$  la hauteur moyenne d'une turbine radiale à axe vertical, ou la hauteur de la partie inférieure des aubes d'une turbine axiale au-dessus du coursier d'aval (Fig. 100), les pertes d'énergie indépendantes de la roue proprement dite seront : 1° les pertes que nous avons déjà examinées et qui ont lieu dans les tuyaux d'amenée et dans les guides ; 2° celles provenant de la hauteur  $h_2$ , hauteur nécessaire, du reste, pour que la turbine ne barbotte

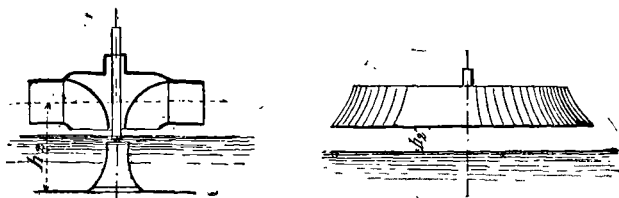


Fig. 100.

pas dans l'eau. Les turbines à réaction ont sur les turbines à impulsion, l'avantage d'utiliser toute la hauteur de chute de l'eau. Les premières pertes sont exprimées par

$$(IX) \quad L_1 = \mu_1 \frac{c^2}{2g}$$

les secondes par

$$L_2 = h_2.$$

Dans les turbines axiales à axe vertical et les turbines radiales à axe horizontal on a

$$h - h_2 = h_1 + h_0;$$

L'énergie utilisable sur les aubes sera donc, d'après la formule (II) :

$$E_w = h_1 - \mu_1 \frac{c^2}{2g}.$$

A cette expression il faut ajouter la chute  $h_0$  de l'eau dans les aubes, ce qui donne :

$$(XI) \quad E_w = h_1 + h_0 - \mu_1 \frac{c^2}{2g} = h - h_2 - \mu_1 \frac{c^2}{2g}.$$

Le rendement de l'appareil, non compris la roue, sera donc :

$$(XII) \quad e_2 = \frac{h - h_0 - \mu_1 \frac{c^2}{2g}}{h}$$

Ou, lorsque  $h_0 = 0$

$$e_2 = \frac{h_1 - \mu_1 \frac{c^2}{2g}}{h}.$$

Le produit  $e_1$  et  $e_2$  sera alors égal au rendement total  $e$

$$(XIII) \quad e_1 e_2 = e.$$

Comme pour les turbines à réaction, nous admettrons, lorsque nous parlerons du rendement d'une turbine à impulsion, que celui-ci a été déterminé dans les meilleures

conditions, avec entrée de l'eau sur les aubes sans choc et échappement radial. Pour assurer ces conditions, il y a une certaine relation à maintenir entre la vitesse normale, la vitesse d'écoulement et l'inclinaison des aubes.

Nous allons d'abord considérer le cas d'une turbine axiale à impulsion et nous en déduirons ensuite les formules applicables aux turbines radiales.

### **Turbines axiales à impulsion.**

Nous admettrons en premier lieu que la turbine a été construite de façon à ce que, pour le débit normal, l'eau remplisse tous les guides. Ceux-ci sont d'une construction analogue à ceux des turbines à réaction. Les aubes, même à leur entrée, doivent présenter une augmentation de section marquée sur celle des guides, de façon à ce que les filets liquides soient partout en contact avec l'atmosphère.

Les guides devant être pleins d'eau, leur section se trouvera déterminée lorsque l'on connaîtra le débit  $Q$  et la vitesse d'écoulement  $c$ .

La vitesse d'écoulement pourra se calculer d'après la formule (II), lorsque toutes les résistances auront été déterminées à l'aide des coefficients empiriques établis par expérience.

Les orifices des guides se trouvent plus ou moins obstrués par les parois des aubes, ce qui diminue un peu leur section effective. Celle-ci se calculera en multipliant la section réelle  $\frac{Q}{c}$  par un coefficient donné. Déduction faite des pertes dans les tuyaux d'amenée et dans

ler guides, si la hauteur de chute est  $H$ , l'expression de la vitesse d'écoulement dans des guides *bien construits* sera :

$$(A) \quad c = 0,95 \sqrt{2gH}.$$

Pour déterminer la section  $A$ , on se servira de préférence d'un coefficient plus faible et l'on posera :

$$c_1 = 0,85 \sqrt{2dH}$$

d'où

$$(B) \quad A = \frac{Q}{0,894 c} = \frac{Q}{0,8 \sqrt{2gH}}$$

Si nous continuons à adopter les mêmes notations que pour les turbines à réaction, nous aurons également :

$$A = (2\pi r \cos a - zt) e \quad (C)$$

Formule qui permet de déterminer  $e$  étant donné les valeurs de  $a$ ,  $r$ ,  $z$  et  $t$ .

Comme pour les turbines à réaction,  $r$ ,  $z$  et  $t$  sont des quantités empiriques. Quant à  $a$ , il faudra le faire le plus grand possible (formule VIII), de façon à améliorer le rendement. En pratique  $a$  varie entre  $60^\circ$  et  $70^\circ$ .

L'équation (C) peut s'écrire

$$(D) \quad e = \frac{A}{2\pi r \cos a - zt},$$

ce qui permet de déterminer  $e$ .

En pratique, cette valeur, ne doit pas dépasser une certaine fraction du rayon qui varie de  $\frac{1}{4,5}$  à  $\frac{1}{6}$  de ce dernier.

Posons, pour abrégér,  $\frac{e}{r} = y$ . Si l'on néglige l'épaisseur des parois des guides, la section  $A$  pourra s'exprimer par :

$$A = 2er\pi \cos \alpha$$

Ou, en y introduisant  $y$  :

$$A = 2yr^2\pi \cos \alpha$$

D'ou,  $r$  sera donné par l'équation,

$$(F) \quad r = \sqrt{\frac{A}{2y\pi \cos \alpha}}$$

Il est quelquefois préférable de calculer  $r$  d'après cette expression que d'après la formule (D). Connaissant  $r$  on déterminera  $e$  en posant :

$$e = yr.$$

Lorsque l'on peut employer la méthode graphique pour déterminer  $e$  on suivra la même méthode que dans le cas des turbines à réaction ; le dénominateur de la formule (D) est égal à l'épaisseur totale  $xz$  entre chaque guide mesurée à angle droit avec la direction de l'écoulement multipliée par le nombre de guides ; on aura donc :

$$(E) \quad e = \frac{A}{xz}.$$

Nous arrivons maintenant à la roue proprement dite, et le premier facteur à déterminer est la valeur de l'angle  $\alpha_1$ .



De la valeur de  $a_1$  dépend la vitesse relative  $c_1$  de l'eau à son entrée sur les aubes; celle-ci, à son tour, est fonction de la vitesse de rotation  $w$  et de la vitesse relative de l'eau à l'échappement  $c_2$  (formule IV b). En combinant les diverses formules exprimant ces relations, on arrive à la relation

$$(G) \quad a_1 = 2a - 90^\circ \quad (a_1 \text{ est négatif}).$$

Géométriquement parlant, cette formule veut dire que la direction absolue de l'eau en entrant sur les aubes est bissectrice de l'angle formé par la direction relative de l'eau et la direction de la vitesse de rotation (vitesse d'entraînement).

Considérons la Fig. 101. Soit  $a = BOY$  l'angle formé par la direction absolue de l'eau avec une verticale  $OY$ ;  $OA$  représente la direction relative de l'eau formant avec  $OY$  l'angle  $a_1 = AOY$ .  $OB$  doit alors bissecter l'angle  $AOC$ , de telle sorte que  $AOB = BOC$  et  $AO = AB$ , c'est-à-dire que  $c_1 = w$ .

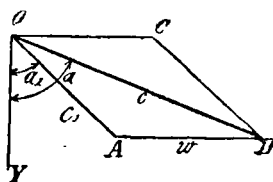


Fig. 101.

L'expression (G) étant, ainsi que nous l'avons dit, basée sur des équations approximatives, n'est elle-même qu'une approximation. Lorsque  $h_0$  a une valeur tant soit peu considérable, la méthode précédente n'est pas applicable. Il faudra alors fixer une valeur arbitraire pour  $a_1$  et déterminer  $c_1$  et  $w$  par la méthode graphique ordinaire.

Passons maintenant à la vitesse relative  $c_2$ . On déterminera celle-ci d'après l'équation (IV b)

$$c_2^2 = (c_1^2 + 2gh_0) \frac{1}{1 + \mu_2^2},$$

dans laquelle on fixera une valeur arbitraire à  $h_0$ , quitte à la modifier ensuite. On pose généralement

$$(H) \quad h_0 = \frac{r}{4} \text{ ou } \frac{r}{5,5},$$

$r$  ayant déjà été déterminé.

Le coefficient  $\mu_2$  varie de 0,05 à 0,1.

Connaissant  $c_2$ , on construira facilement l'angle  $a_2$ . On pourra le déterminer d'après la relation

$$\sin a_2 = \frac{w}{c_2}.$$

La Fig. 102 montre la construction graphique.  $OB = w$ . Du point  $O$  comme centre avec  $OA = c_2$  comme rayon, menons un arc  $AC$  et tirons en  $B$  une perpendiculaire à  $OB$ , coupant l'arc en question au point  $A$ .  $OAB$  sera alors égal à l'angle  $a_2$ .

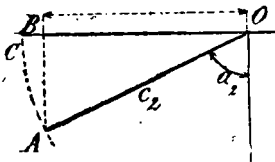


Fig. 102.

Comme pour les turbines à réaction, il faut que  $a_2$  soit le plus grand possible, afin de diminuer la vitesse de l'eau à l'échappement. Si la construction précédente ne donnait pas une valeur suffisante à  $a_2$ , on modifierait  $a_1$  en conséquence.

En modifiant  $a_2$  sans faire changer  $a$ , l'échappement ne se ferait plus parallèlement à l'axe ; si la déviation n'est pas très considérable, celle-ci n'aura aucune influence sérieuse sur le rendement, à condition que la vitesse d'échappement soit faible.

Il peut aussi arriver que  $\alpha_2$  soit trop grand, car, en général, sa valeur ne doit pas dépasser  $72^\circ$ .

Avant de peser toutes les conditions qui déterminent le choix de l'angle  $\alpha_2$ , il est essentiel de suivre de plus près la manière dont se comporte l'eau sur les aubes. Pour éviter que l'eau ne vienne en contact avec deux aubes consécutives, les sections de celles-ci doivent être assez grandes; l'eau, en général, ne doit remplir que 0,7 de leur hauteur à son entrée et 0,50 à 0,75 de celle-ci à la sortie. Si nous supposons la largeur de l'aube constante sur toute

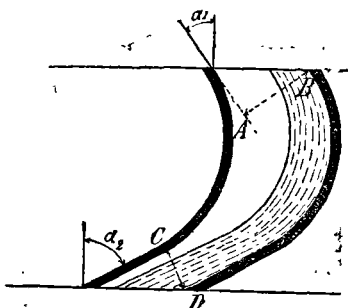


Fig. 103.

la longueur, la profondeur de celle-ci devra donc varier en raison inverse de la vitesse relative de l'eau. Comme, en général, cette vitesse augmente un peu vers l'échappement, la hauteur correspondante de l'aube est rendue un peu plus faible. L'angle  $\alpha_1$ , du reste, étant plus petit que  $\alpha_2$ , la profondeur à l'entrée  $AB$  est forcément supérieure à celle à la sortie  $CD$  (Fig. 103). Quelquefois, bien que l'on ait donné la profondeur suffisante en  $AB$ , il arrive que le passage se trouve obstrué à la sortie, ainsi que le représente la Fig. 104. Plus  $\alpha_2$  sera grand, plus la section de l'eau à la sortie sera faible; la valeur de  $\alpha_2$  se trouve donc limitée lorsque l'on s'est fixé une certaine profondeur pour les aubes. Le seul

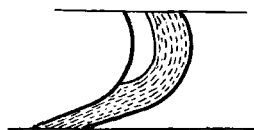


Fig. 104.

moyen alors pour pouvoir augmenter  $\alpha_2$  est de diminuer la profondeur de la veine liquide à la sortie des aubes en augmentant leur largeur. Les turbines de Girard sont presque toutes construites de cette manière.

Lorsque l'on a déterminé  $\alpha_2$ , il est essentiel de donner à

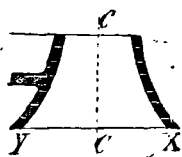


Fig. 105.

la largeur des aubes à la sortie,  $e_2 = XY$  (Fig. 105), une valeur suffisante pour réserver un certain espace libre entre le filet liquide et la partie convexe de l'aube adjacente. Si nous désignons (Fig. 106), par  $\delta_2$  la hauteur de l'eau au moment de

l'échappement, la section du filet liquide sera  $e_2 \delta_2$  qui, multipliée par la vitesse relative d'écoulement  $c_2$ , devra donner le débit de chaque aube.

Si l'on désigne par  $z_1$  le nombre des aubes, la quantité totale d'eau par seconde  $Q = e_2 \delta_2 z_1 c_2$ ; d'où l'on tire :

$$(J) \quad e_2 = \frac{Q}{\delta_2 z_1 c_2}.$$

$\delta_2$  doit être à  $d_2$ , la profondeur réelle de l'aube, dans un rapport donné  $x_2$ , de sorte que

$$(K) \quad \delta_2 = x_2 d_2.$$

En substituant on a :

$$(L) \quad e_2 = \frac{Q}{x_2 d_2 z_1 c_2}.$$

$d_2$  pourra être déterminé sur le dessin lorsque l'on connaîtra le nombre  $z_1$  des aubes. Ce nombre, tant pour

les guides que pour les aubes, peut être fixé en partant de deux points de vue différents.

En premier lieu, il est évidemment recommandable de choisir un nombre  $z_1$  plus grand pour les guides que pour les aubes, puisque l'eau s'échappant d'un guide ne doit remplir qu'une fraction  $x$  de la section de l'aube. La Fig. 107 représente cet arrangement.

D'un autre côté, certains auteurs prétendent que la profondeur des guides peut être faite plus grande que celle des aubes. Dans ce cas, on donne aux aubes une largeur un peu supérieure à celle des guides, de façon à amener un écoulement bien libre. Il va de soi, du reste,

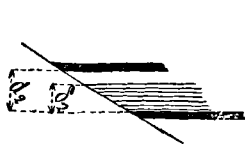


Fig. 106.

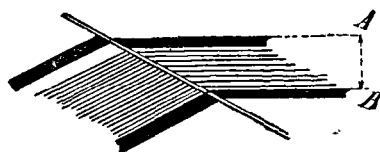


Fig. 107.

que les orifices des guides se trouvant partiellement obstrués par les arrêtes des aubes, il ne pourra jamais passer plus d'eau sur les aubes que celles-ci ne sont capables de recevoir.

Si l'on se base sur la première manière de voir, le nombre  $z$  des guides est purement empirique. Mais le nombre  $x$  devra être déterminé de façon à ce que l'eau ne remplisse à l'entrée qu'une fraction  $x$  des aubes. On pourra alors calculer  $e_2$  d'après la formule (L). La largeur  $e_1$  des aubes à l'entrée de l'eau est presque la même que celle des guides ; on la fait en général un peu plus grande, de façon à assurer une section suffisante

pour obtenir un écoulement libre. Si l'on néglige les différences d'épaisseur des parois, on a la relation

$$(M) \quad \frac{e_2}{e_1} = \frac{x_1 c_1 \cos a_1}{x_2 c_2 \cos a_2}.$$

En substituant dans cette expression les valeurs de  $c_1$  et de  $c_2$  déterminées par la condition d'entrée de l'eau sans chocs et d'échappement vertical, et en combinant ces facteurs avec l'équation (G)

$$2a - a_1 = 90^\circ,$$

on a :

$$(N) \quad \frac{e_2}{e_1} = \frac{x_1}{x_2} \sin 2a \operatorname{tang} a_2;$$

et si l'on donne à  $x_1$  la même valeur qu'à  $W x_2$ ,

$$\frac{e_2}{e_1} = \sin 2a \operatorname{tang} a_2.$$

Cette formule permet de se rendre compte facilement de l'influence de  $a$  et  $a_2$  sur les largeurs correspondantes. Voici, du reste, quelques chiffres.

$$a = 30^\circ; 50^\circ; 70^\circ;$$

$$a_2 = 70^\circ; 70^\circ; 70^\circ; 60^\circ;$$

$$\frac{e_2}{e_1} = 2,38; 2,65; 1,75; 1,1.$$

Lorsque  $x_2$  est plus petit que  $x_1$ , le rapport  $\frac{e_2}{e_1}$  croît en raison inverse.

La formule complète pour la valeur de  $\frac{e_1}{e_2}$  est la suivante :

$$(O) \quad \frac{e_2}{e_1} = \frac{x_1 c_1}{x_2 c_2} \left[ \frac{2\pi r \cos \alpha_1 - z_1 t_1}{2\pi r \cos \alpha_2 - z_1 t_2} \right]$$

dans laquelle  $t$  et  $t_2$  représentent respectivement les épaisseurs des parois des guides et des aubes.

En pratique  $\frac{e_2}{e_1}$  varie de 2 à 3.

Si la valeur de  $r$  déterminée par la méthode précédente était trop faible, on serait obligé de recourir à l'admission partielle. Dans ce cas, on peut donner à  $r$  une valeur quelconque qui n'a plus aucun rapport avec les autres parties de la turbine.

Si le nombre de tours que doit faire la turbine est fixé d'avance, comme cela arrive parfois, on calculera  $r$  d'après la formule

$$\omega = \frac{\pi r n}{30},$$

$n$  étant le nombre de tours par minute ; on a donc pour  $r$

$$r = \frac{30\omega}{n\pi}.$$

Appelons  $\varphi$  le rapport de la longueur de la circonférence sur laquelle se fait l'admission de l'eau à la circonférence entière. La section totale d'écoulement sera (Fig. 108)

$$(P) \quad A = (\varphi, 2\pi r \cos \alpha z t)e.$$

Si l'on se fixe le rapport  $y$  de  $\frac{e}{r}$ , qui varie de 0,1 à 0,2, on pourra déterminer  $e$ , puisque  $r$  est connu.

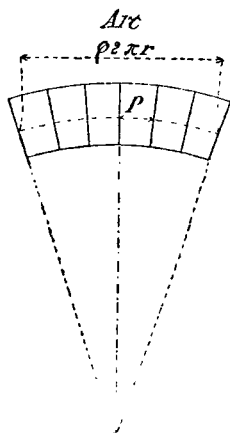


Fig. 108.

D'après l'équation précédente  $P$ , on pourra déterminer  $\varphi$ . Supposons d'abord que  $zt$  soit négligeable; on aura alors :

$$(Q) \quad \varphi = \frac{A}{2\pi r e \cos a}.$$

En choisissant alors une largeur appropriée  $P$  des guides, on pourra calculer  $z$  d'après la formule

$$zP = 2\pi r \varphi$$

$$z = \frac{2\pi r \varphi}{P};$$

et l'on pourra, en reprenant l'équation complète  $P$ , déterminer la valeur exacte de  $\varphi$  :

$$(S) \quad \varphi = \frac{A + zte}{\pi r e \cos a}.$$

On peut déterminer la quantité  $2\pi r \cos a$  directement sur le dessin, ce qui évitera de se servir de transformations trigonométriques.

On devra toujours prévoir une grande valeur pour la section  $A$ , de façon à ce que la turbine ait une grande marge de réglage.



Résumé des formules applicables aux turbines Girard.

$$(A) \quad c = 0,95 \sqrt{2gH}$$

$$(B) \quad A = \frac{Q}{0,85\sqrt{2gH}}$$

$$(C) \quad A = e(2\pi r \cos a - zt)$$

$$(D) \quad e = \frac{A}{2\pi r \cos a - zt}$$

$$(E) \quad e = \frac{A}{zx}$$

$$(F) \quad r = \sqrt{\frac{A}{2\pi y \cos a}} \text{ ou } y = \frac{e}{r}$$

$$(G) \quad a_1 = 2a - 90^\circ \quad (a_1 < 0)$$

$$(H) \quad h_0 = \frac{r}{4} \text{ à } \frac{r}{5,5}$$

$$(J) \quad e_2 = \frac{Q}{\delta_2 z_1 c_2}$$

$$(K) \quad \delta_2 = x_2 d_2$$

$$(L) \quad e_2 = \frac{Q}{x_2 d_2 z_1 c_2}$$

$$(M) \text{ approximativement } \frac{e_2}{e_1} = \frac{x_1 c_1 \cos a_1}{x_2 c_2 \cos a_2}$$

$$(N) \text{ approximativement } \frac{e_2}{e_1} = \frac{x_1}{x_2} \sin 2a \tan a_2$$

$$(O) \text{ valeur exacte } \frac{e_2}{e_1} = \frac{x_1 c_1}{x_2 c_2} \frac{2\pi r \cos a_1 - z_1 t_1}{2\pi r \cos a_2 - z_1 t_2}$$

**Admission partielle.**

$$(P) \quad A = e(\varphi \cdot 2\pi r \cos a - zt)$$

$$(Q) \text{ approximativement } \varphi = \frac{A}{2\pi r e \cos a}$$

$$(R) \quad z = \frac{2\pi r \varphi}{P}$$

$$(S) \text{ valeur exacte } \varphi = \frac{A + zte}{2\pi r e \cos a}$$

**Effet de la largeur croissante des aubes sur la marche des turbines axiales.**

En donnant aux aubes d'une turbine de Girard une largeur croissante, on peut donner à l'angle  $a$  une valeur plus grande que ne le permet une construction ordinaire et, par ce fait, augmenter le rendement en diminuant la vitesse résiduelle. Mais, d'un autre côté, cette modification augmente la différence entre les vitesses extrêmes aux circonférences extérieures et intérieures. Il arrivera donc un moment où l'on perdra d'un côté ce que l'on gagnera de l'autre. Dans des conditions ordinaires, les expériences prouvent cependant, que cette construction amène une amélioration appréciable du rendement. A strictement parler, l'eau étant soumise à une composante radiale de chaque côté de la circonférence moyenne, ira choquer les parois latérales des aubes et, de ce fait, agira de la même manière que dans

une turbine radiale. D'un côté de la circonférence moyenne l'eau agira comme dans une turbine à écoulement intérieur ; de l'autre côté, au contraire, tout se passera comme dans une turbine à écoulement extérieur. Il s'en suivra donc d'une part une accélération positive de la vitesse relative  $c_2$  et, d'autre part, une accélération négative de cette même vitesse. Ces phénomènes sont si compliqués qu'il est impossible de les faire entrer sous forme mathématique dans les formules. Au point de vue pratique on néglige complètement ces causes de perturbations et on considère la vitesse relative  $c_2$  comme constante lorsque l'on mesure cette vitesse projetée sur un plan parallèle à l'axe de la turbine.

### Forme des aubes d'une turbine à impulsion.

Les mêmes remarques que nous avons faites au sujet des aubes des turbines à réaction sont applicables aux turbines à impulsion, excepté, toutefois, en ce qui concerne la valeur à donner à leur section qui, dans ces dernières doivent toujours être assez grandes pour assurer un écoulement libre. Le point essentiel est que les aubes ne s'engorgeant pas, spécialement à la sortie où la section est généralement plus faible. Les turbines à impulsion ont montré parfois des inconvénients provenant d'une construction défectueuse sous ce rapport.

Dans les turbines à impulsion l'angle  $\alpha_1$  est généralement négatif à cause de la grande vitesse de l'eau à la sortie des guides. Pour que l'eau puisse quitter les aubes suivant une parallèle à l'axe, la vitesse d'échappe-

ment  $c_1$  doit être au moins égale à la vitesse de rotation  $w$  de la roue. Si  $a_1$  était positif ou  $0^\circ$ , cette vitesse devrait être encore beaucoup plus grande. Il serait alors très difficile d'obtenir la condition d'entrée de l'eau sans choc sur les aubes de la turbine en même temps que l'échappement de l'eau parallèlement à l'axe principal. Il est, en effet, absolument essentiel que la vitesse relative d'échappement  $c_2$  soit égale, ou à peu près, à la vitesse circonférentielle  $w$  de la turbine. Or, une valeur positive de  $a_1$  entraîne forcément la condition,  $w > c_1$  et, comme  $c_1$  est égal à peu de chose près à  $c_2$ , on aura également  $w > c_2$  et l'échappement ne pourra pas se faire parallèlement à l'axe.

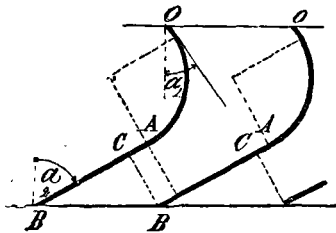


Fig. 109.

La courbure des aubes pour les turbines à impulsion est généralement déterminée par tâtonnements. La Fig. 109 représente sa forme la plus courante. La

partie inférieure de la couche  $AB$  est terminée par une ligne droite de façon à assurer le parallélisme de deux aubes consécutives sur une certaine longueur  $AC$ .

La partie supérieure des aubes est d'ordinaire courbée en arc de cercle. On doit avoir soin de s'assurer que la section a une valeur suffisante sur toute la longueur de l'aube.

Les guides sont construits comme pour les turbines à réaction. L'angle  $\alpha$  doit être constant sur toute l'épaisseur de ceux-ci, ainsi que l'angle  $\alpha_2$  pour les aubes. Les surfaces courbes ne sont donc pas hélicoïdales.

## Inclinaison des aubes à divers diamètres.

Pour atténuer autant que possible l'effet nuisible des variations de vitesse entre les diamètres extérieur et intérieur des aubes, on peut faire usage d'une construction analogue à celle que nous avons décrite pour les turbines à réaction. Nous admettrons, comme pour ces dernières, que la vitesse absolue de l'eau en quittant les guides est constante sur toute l'épaisseur d'une section. Les directions relatives d'entrée de l'eau sur les circonférences moyenne, extérieure et intérieure, peuvent être déterminées comme

le montre la Fig. 110.  $DA$ ,  $DB$  et  $DC$  représentent les vitesses d'entrainements de ces trois diamètres et  $OA$ ,  $OB$ ,  $OC$  les vitesses relatives correspondantes d'entrée de l'eau. Jusque

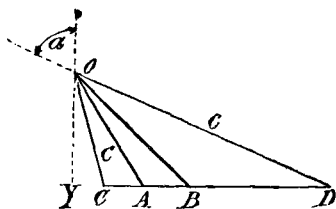


Fig. 110.

là le procédé est exactement le même que pour les turbines à réaction ; mais, on ne peut procéder de même pour les aubes, car sur celles-ci l'écoulement est libre. Comme la vitesse relative d'entrée de l'eau  $c_2$  varie aux divers diamètres de la roue, la vitesse relative d'écoulement  $c_2$  varie de même. Il s'en suit donc que  $c_2$  sera maximum sur le diamètre intérieur et minimum sur le diamètre extérieur. L'angle  $\alpha_2$  étant constant dans toute la section, il sera facile de déterminer les vitesses absolues d'échappement  $u$  aux circonférences intérieure,

moyenne et extérieure, comme l'indique la Fig. 111.  $OA$ ,  $OB$  et  $OC$  représentent les vitesses d'entraînement à ces divers diamètres et  $OD$ ,  $OE$  et  $OF$  les vitesses relatives correspondantes d'échappement, ayant toutes la même direction et, par suite,  $AD$ ,  $AE$  et  $AF$  donneraient en grandeur et en direction les valeurs des vitesses résiduelles absolues d'échappement.

Il est évident que ces vitesses ne sont pas toutes parallèles à l'axe, mais on s'arrangera, comme sur la figure, de façon à ce que les vitesses extrêmes divergent également de chaque côté de la course voulue, afin que la direction moyenne soit parallèle à l'axe. Lorsque les

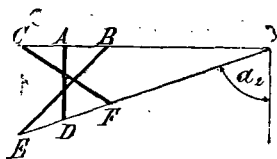


Fig. 111.

extrémités des aubes ont une direction radiale, comme dans la plupart des turbines de ce genre, il est évident que la courbe suivie par l'eau à la circonférence extérieure est plus grande que celle que parcourt

la molécule correspondante sur la circonférence intérieure. D'un autre côté, comme les vitesses relatives  $c_2$  sont en raison inverse des chemins à parcourir, il s'en suivra que deux particules d'eau entrant simultanément sur les aubes ne les quitteront pas de même. Il y aura donc un mouvement relatif entre les divers points d'une même couche liquide, ce qui déterminera un frottement interne et, par conséquent, une perte d'énergie.

La correction relative à  $\alpha_1$  dont nous venons de parler n'est pas nécessaire, si la hauteur des aubes ne dépasse pas  $\frac{1}{9}$  à  $\frac{1}{12}$  de diamètre moyen de la roue. Dans chaque cas, il sera bon de se rendre compte graphiquement si

il y a lieu ou non de donner à  $a_1$  des valeurs variables.

Dans les turbines à impulsion et à admission partielle, il y a une autre cause de perte due à ce que l'eau, ainsi que le représente la Fig. 112, ne se trouve pas immédiatement en contact avec la partie concave de la dernière aube, de sorte qu'en arrivant sur celle-ci elle produit un choc, ce qui détermine un changement brusque de direction. Plus les aubes seront hautes, plus la perte de ce chef sera considérable. Si la distance entre deux aubes consécutives est assez grande, il pourra même arriver que l'eau passe directement à travers celle-ci sans toucher la surface concave. Un phénomène analogue a lieu même lorsque le liquide est admis sur toutes les aubes à la fois, si leur écartement est trop grand.

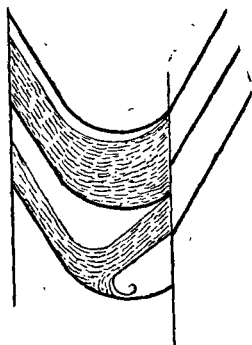


Fig. 112.

Pour remédier à cette cause de perte, il faut donner un écartement très faible entre deux aubes, surtout dans les grandes roues à admission partielle.

### Trajectoire absolue de l'eau.

Cette détermination se fait exactement de la même manière que pour les turbines à réaction. Comme nous l'avons vu, la vitesse relative de l'eau n'est pas absolu-

ment constante dans les turbines axiales. Pour déterminer la trajectoire absolue, on pourra la supposer constante sans que cela influe beaucoup sur le résultat.

### **Turbines pouvant fonctionner comme turbines à réaction et à impulsion.**

Il arrive souvent que, lorsque l'on fait varier la puissance d'une turbine en faisant varier son débit, le niveau de l'eau dans le coursier d'aval change considérablement. Afin d'assurer le fonctionnement normal de la turbine hors de l'eau, il sera nécessaire de placer celle-ci à une certaine hauteur au-dessus du niveau normal, ce qui correspond évidemment à une perte d'énergie.

Cette perte d'énergie est d'autant plus préjudiciable qu'elle se produit en temps de sécheresse par la baisse du niveau de l'eau dans le coursier d'aval, lorsque le débit de la source est la plus faible et que, par conséquent, on aurait besoin d'utiliser toute l'énergie disponible.

Pour éviter cette perte, qui peut devenir assez considérable lorsque les variations du niveau de l'eau dans le coursier d'aval sont grandes, on construira une turbine pouvant fonctionner à moitié noyée, l'échappement des aubes s'effectuant alors sous l'eau. Le moteur fonctionnera alors comme une turbine à réaction puisque tous les guides seront remplis d'eau; mais, il devra être construit de façon à ce que la pression de l'eau au sortir des guides soit égale à la pression atmosphérique; l'eau aura ainsi une vitesse approximativement égale à celle



qu'elle avait lorsque la turbine fonctionnait à échappement libre. On peut arriver à ce résultat en choisissant un rapport convenable entre la section des guides et la section d'échappement de l'eau.

Pour un courant d'une rapidité égale à celle qui existe avec l'échappement libre, on fait généralement  $\frac{A}{A_2} = \frac{1}{2}$ ; on obtient ce résultat lorsque les angles  $\alpha$  et  $\alpha_2$  ont des valeurs déterminées pour l'écoulement libre, en augmentant la largeur des aubes à la sortie. Cette construction est également à recommander, comme nous l'avons vu, pour les turbines à impulsion.

On devra donc déterminer les dimensions de la turbine de façon à ce que cet accroissement de largeur des aubes vers le bas soit suffisant pour assurer l'échappement libre et satisfasse en même temps à la relation  $\frac{A}{A_2} = \frac{1}{2}$ .

Les aubes dans les turbines en question doivent être construites de façon à ce que la pression de l'eau, passant entre deux d'entre elles, soit en tous points constante et égale à la pression atmosphérique. Dans ces conditions, il faut que le courant liquide *touche* à peine la surface convexe des aubes; la section d'écoulement doit être à peu près constante ou diminuer un peu vers l'échappement, pour tenir compte de l'accroissement de la vitesse relative due à la différence de niveau  $h_0$ .

Dans ce but, on se sert généralement de contre-aubes. Certains constructeurs arrivent au même résultat en faisant varier la largeur des aubes. Si nous désignons par  $c_x$  la vitesse correspondant à une section quelconque déterminée par sa hauteur  $h_x$  au-dessous du point d'en-

trée de l'eau, et par  $p_x$  la pression hydrastatique en cette section, on aura :

$$\frac{c_1^2}{2g} + p_1 + h_x = (1 + \mu_x) \frac{c_x^2}{2g} + p_x;$$

et comme  $p_1 = p_x$ , il s'en suit que

$$\frac{c_x^2}{2g} = \left( \frac{c_1^2}{2g} + h_x \right) \frac{1}{1 + \mu_x}$$

$\mu_x$  représentant la perte par frottement dans le passage jusqu'à la section en question.

Lorsque  $c_x$  sera déterminé, la valeur de  $A_x$  pourra se calculer d'après la relation :

$$C_x A_x = c_1 A_1.$$

Si on néglige le frottement, la formule précédente devient :

$$\frac{c_x}{2g} = \frac{c_1^2}{2g} + h_x.$$

On calculera ainsi  $A_x$  pour un certain nombre de points permettant de tracer la forme de l'aube.

La profondeur  $x_2$  d'une aube à l'échappement est déterminée par l'angle  $\alpha_2$ , le rayon  $r$  et l'épaisseur et le nombre des parois constituant les aubes :

$$A_2 = e_2 x_2.$$

D'où

$$e_2 = \frac{A_2}{x_2}.$$

Si l'on veut que la pression à l'entrée et à la sortie de l'eau soit égale à la pression atmosphérique, le rapport  $\frac{A}{A_2}$  devra être déterminé par la condition que l'écoulement se fasse à la même vitesse que si la turbine fonctionne à échappement libre. On a donc :

$$K_1 = 0,95 ;$$

ou bien

$$\sqrt{\frac{e}{2 \frac{A}{A_2} \sin \alpha \sin \alpha_2}} = 0,95$$

en faisant  $e = 0,81$

$$\frac{A}{A_2} = \frac{0,81}{0,9 \times 2 \sin \alpha \sin \alpha_2}$$

$$\text{si, } \alpha = \alpha_2 = 75^\circ$$

$$\sin \alpha \sin \alpha_2 = 0,9331$$

et

$$\frac{A}{A_2} = \frac{0,81}{1,684} = 0,48.$$

Lorsque le niveau de l'eau sur le coursier d'amont varie aux diverses époques de l'année, il faut pour satisfaire à la condition d'entrée de l'eau sur les aubes sans chocs tout en conservant la même vitesse de rotation, que l'on aie

$$0,95 \sqrt{2gH} = K_1 \sqrt{2gh}.$$

$H$  représentant la hauteur d'eau lorsque la turbine peut fonctionner comme turbine à impulsion, et  $h$  celle correspondant à sa marche comme turbine à réaction.  $K_1 = 0,95$  seulement lorsque  $H = h$ .

Comme  $h$  est généralement plus petit que  $H$ ,  $K_1$  est plus grand que  $0,95$  et la pression de l'eau à la sortie des guides est un peu inférieure à la pression atmosphérique.

En pratique, on ne fait pas entrer cette variation de pression en ligne de compte.

Les turbines de ce genre, où l'on a diminué la section transversale de l'enveloppe des aubes de façon à pouvoir donner à celles-ci une largeur variable, sont très portées à fuir dans l'espace libre compris entre les guides et les aubes. Il est difficile de remédier à cet inconvénient.

---

## CHAPITRE VIII

### TURBINES A IMPULSION (SUITE)

Action de la force centrifuge dans les turbines axiales. — Dans les turbines à réaction. — Facteurs déterminant l'action de la force centrifuge. — Force centrifuge dans les turbines à impulsion. — Explication. — Construction propre à corriger l'action de la force centrifuge dans les turbines à impulsion. — Aubes inclinées vers l'extérieur. — Turbines radiales à impulsion. — Différences entre le mode d'action de l'eau dans les turbines axiales et radiales. — Écoulement extérieur et intérieur. — Guides. — Aubes. — Nombre et épaisseur des aubes d'une turbine à impulsion. — Influence des diverses dimensions de la turbine sur le rendement. — Influence de l'inclinaison des aubes. — Différence entre une turbine à réaction et une turbine à impulsion. — Comparaison entre ces deux genres de turbines. — Roue de Poncelet. — Turbines compound. — Supports pour les arbres des turbines. — Frottement de ces arbres. — Hydro-pneumatisation. — Tube à vide. — Régulateurs. — Résumé.

#### **Action de la force centrifuge dans les turbines axiales.**

La *soi-disant* action de la force centrifuge dans les turbines axiales a été cause de bien des controverses et de bien des erreurs.

Nous allons étudier séparément le sujet par rapport aux turbines à impulsion et à réaction en commençant par ces dernières.



la valeur de la vitesse absolue de l'eau passant sur les aubes, de la distance  $r$  de l'axe où se trouve le filet liquide considéré, et de la longueur de l'arc parcouru. Il est évident, par exemple, que si la trajectoire absolue était représentée par une ligne droite parallèle à l'axe, la force centrifuge serait nulle. Si, au contraire, elle circulait autour des aubes avec une vitesse égale à la vitesse de rotation de la turbine, la trajectoire absolue serait circulaire, et la force centrifuge serait maximum. La pression sur l'enveloppe de la turbine est égale à la somme de la force centrifuge exercée par les divers filets liquides situés à des distances variables de l'axe. Dans les circonstances ordinaires, la vitesse de rotation de la turbine n'a qu'une influence secondaire sur la force centrifuge, déterminée seulement par la modification qu'elle peut apporter à la forme de la trajectoire absolue. Quelle est maintenant l'action de la force centrifuge sur la marche de la turbine ? Au premier abord, on serait tenté de croire que, comme elle augmente vers la circonférence extérieure des aubes, elle aura pour effet de modifier la vitesse d'écoulement et, par conséquent, la puissance du moteur. Un peu de réflexion montre qu'il ne peut en être ainsi. En effet, tout le travail développé provient de l'énergie contenue dans l'eau, et la force centrifuge dépendant elle-même de celle-ci, ne pourra en rien accroître l'énergie disponible ; s'il en était autrement, il y aurait *création* d'énergie, ce qui est impossible. D'un autre côté, comme la force centrifuge s'exerce normalement au mouvement de la turbine, elle ne pourra en rien accroître ou diminuer le travail produit.

### Force centrifuge dans les turbines axiales à impulsion.

Dans les turbines à impulsion, seuls les filets liquides en contact avec les aubes seront sollicités par un mouvement d'entraînement qui donnera une forme courbe à leur trajectoire absolue. Les autres parties de la veine liquide se mouvront librement dans leur plan. En projection horizontale

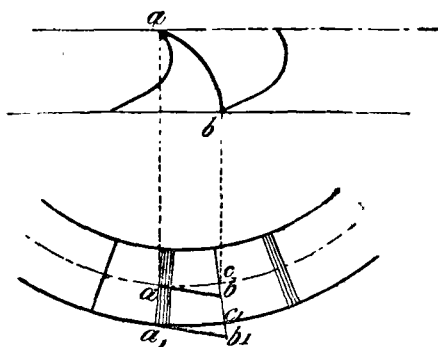


Fig 114.

leur trajectoire sera représentée par une ligne droite.

Si  $ab$  (Fig. 114) représente la trajectoire absolue d'une particule liquide entrant dans l'aube sur la circonférence moyenne  $a$ , elle sui-

vra la ligne droite  $ab$  et non la ligne circulaire  $ac$ . Il s'en suit donc, qu'étant absolument libre, cette particule liquide se trouvera à la sortie de l'aube plus éloignée du centre par la distance  $bc$  qu'à son entrée sur celle-ci. L'eau tend donc, en général, à se masser vers la circonférence extérieure de la roue. Cette action sera plus ou moins énergique suivant la forme de la trajectoire et la valeur de la vitesse absolue, et le diamètre de la roue. Une particule liquide entrant sur la circonférence extérieure  $a_1$  des aubes arriverait



en  $b$ , si elle était libre de se mouvoir suivant sa trajectoire propre; la forme circulaire de l'enveloppe l'amènera au contraire en  $c$ . La tendance de l'eau à se masser sur la circonférence extérieure est évidemment proportionnelle à  $b, c_1$  et croît, par conséquent, en raison inverse du diamètre de la turbine. Cette action dépend aussi de la longueur de trajectoire  $ab$  et, par conséquent, de la vitesse de rotation de la turbine.

Lorsque les aubes sont hélicoïdales, la force centrifuge en question ne dépend pas seulement des causes que nous venons d'examiner; elle est encore augmentée par une autre cause.

Chaque particule d'eau, en entrant sur une aube, prend une certaine direction située dans un plan normal au rayon de la turbine qui se confond avec le bord de l'aube. A mesure que la particule liquide avan-

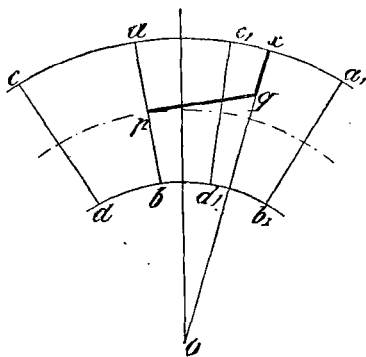


Fig. 115.

ce, la direction de l'aube donnée par le rayon correspondant au point considéré ne sera plus normale à la trajectoire et tendra, par conséquent, à diriger l'eau vers la circonférence extérieure. La Fig. 115 fera mieux comprendre ce phénomène. Soit  $ab$  le bord supérieur de l'aube,  $cd$  le bord inférieur. Une particule d'eau entrant en  $p$  se meut dans la direction  $pq$ , à angles droits par rapport à  $ab$ . Lorsque cette particule sera arrivée en  $q$ ,

une certaine portion inférieure de l'aube sera arrivée en une position correspondante à la direction  $ox$  du rayon. Mais, en ce point la direction  $pq$  ne sera plus normale au plan de l'aube et la particule liquide sera sollicitée à se déplacer vers la circonférence extérieure. Dans les turbines bien construites, les aubes doivent être courbées de façon à ce que l'eau soit toujours sollicitée à se déplacer normalement à leur surface.

**Construction propre à corriger l'action de la force centrifuge.**

Si, comme le montre la Fig. 116, les bords supé-

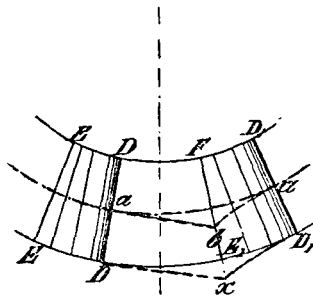


Fig. 116.

rieurs des aubes sont dirigés suivant le rayon, une particule liquide entrant en  $a$  quittera les aubes en  $b$  plus éloigné que  $a$  du centre de la turbine.  $DDEE$  représente en plan la position de l'aube au moment où la particule liquide considérée se trouve en  $a$ ;  $D_1 D_1 E_1 E_1$  représente cette même aube lorsque la particule la quitte en  $b$ . La direction relative de l'eau sur l'aube sera représentée par  $a_1 b$  et tous les autres filets liquides suivront des trajectoires relatives sensiblement parallèles à

celle-ci. Pour que l'eau puisse prendre cette direction sur la circonférence extérieure de la turbine, il faudrait construire l'aube de telle sorte qu'une particule d'eau entrant en  $D_1$  puisse la quitter en  $x$  au lieu de la quitter en  $E_1$ , et pour cela il faut donner à l'enveloppe un diamètre croissant légèrement vers le bas (Fig. 117).

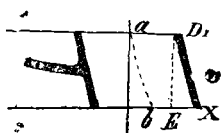


Fig. 117.

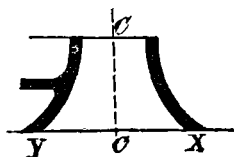


Fig. 118.

Les turbines axiales modernes sont toutes construites de façon à permettre à l'eau  $D$  coulant sur une aube, de se répandre en nappe sur une largeur croissante vers le bas, environ deux à deux fois et demi sa largeur primitive, de telle sorte que l'enveloppe extérieure de la turbine a une forme de cloche représentée sur la Fig. 118.

Pour éviter en partie les effets de la force centrifuge à la suite de l'augmentation de la largeur du courant, on donne aux aubes la forme représentée sur la Fig. 119.

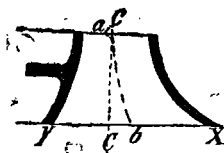


Fig. 119.

Le centre moyen de l'aube coupe la ligne  $xy$  en  $b$ , au lieu de la couper en  $c$ .

Meissner nous a donné un autre moyen de combattre la force centrifuge et qui a donné de bons résultats en pratique. Ce moyen consiste à donner aux aubes une courbure vers l'intérieur, de façon à ce que la tendance à refouler



plus uniformément les chocs provenant du mouvement des aubes devant les orifices des guides.

### **Turbines radiales à impulsion.**

Ces turbines sont généralement à admission partielle et à écoulement extérieur.

Zuppinger a construit une turbine à écoulement intérieur pouvant utiliser des sources de faible débit et de haute pression ; mais il est préférable, en général, de recourir aux turbines à écoulement extérieur. Ces dernières sont souvent à axe horizontal, ce qui se prête bien à la transmission de la puissance.

Le point qui sépare une turbine radiale d'une turbine axiale est la variation de la vitesse relative de l'eau sur les premières, variation indépendante de la pesanteur. La vitesse d'échappement sera donc modifiée, ce qui influera jusqu'à un certain point sur l'inclinaison des aubes.

D'un autre côté, la construction d'une turbine radiale est plus simple, à cause de l'égalité du mouvement de rotation sur toute la largeur d'une section.

L'eau est admise sur les aubes des turbines en question, à la partie la plus basse de la roue et, en général, elle ne remplit qu'un petit nombre une ou deux aubes à la fois.

Dans les moteurs de Zuppinger, l'eau arrive aux deux extrémités d'un même diamètre de façon à éviter toute pression latérale sur les coussinets.

*Guides.* — La section totale des guides est déterminée exactement comme pour les turbines axiales :

$$e = 0,95 \sqrt{2gH} \text{ à } 0,92 \sqrt{2gH}$$

$$A = \frac{Q}{0,894C}$$

Si nous désignons par  $\Phi$  le rapport de la partie de la circonférence sur laquelle se fait l'admission à la circonférence entière, on a :

$$A = \Phi \cdot 2\pi r_1 e \cos a,$$

d'où

$$\Phi = \frac{A}{2\pi r_1 e \cos a}.$$

On choisit l'angle  $a$ , qui peut varier entre les limites déjà citées ;  $80^\circ$  est une valeur moyenne.

On choisit également la valeur de  $\frac{e}{r_2} = y$  qui varie entre  $\frac{1}{8}$  et  $\frac{1}{20}$ . On donne alors à  $\Phi$  la valeur suivante :

$$\Phi = \frac{A}{2\pi y r_1^2 \cos a}.$$

Souvent on est obligé de déterminer  $r_1$ , indépendamment de tout autre facteur ; on se servira dans ce cas de la première formule en déterminant d'abord  $\Phi$  d'une manière approximative.

Lorsque le nombre de tours que doit faire la turbine n'est pas fixé, on déterminera  $r$  d'après la formule  $r = K \sqrt{A}$ , où  $K$  est un coefficient dont la valeur est

donnée dans le tableau résumant les règles et formules.

On choisit ensuite  $P$ , l'écartement de deux guides et on calcule  $z$  le nombre de guides,

$$z = \frac{\Phi \cdot 2\pi r_1}{P}$$

et l'on détermine la valeur exacte de  $\Phi$  d'après la formule

$$\Phi = \frac{A + zte}{e \cdot 2\pi r_1 \cos a};$$

$t$  est fixé empiriquement et  $e$  est calculé d'après la relation

$$e = yr_1.$$

Ces formules sont, comme on le voit, identiques à celles que nous avons établies pour les turbines axiales, sauf la valeur de  $r$  qui est remplacée par le diamètre intérieur de la roue  $r_1$ .

$\Phi$  ne doit jamais dépasser  $\frac{1}{4}$  de la circonférence entière.

*Les Aubes.* — On détermine les angles  $a$  et  $a_2$  comme pour les turbines axiales et l'on a approximativement la même relation, savoir :

$$a_1 = 2a - 90^\circ.$$

On adoptera provisoirement cette équation et on déterminera  $c_1$  et  $w_1$  en suivant la méthode graphique qui nous est maintenant familière.

Connaissant la vitesse relative d'entrée de l'eau  $c_1$ , on

déterminera la vitesse relative de l'eau à l'échappement d'après la formule (IX a). Celle-ci renferme la profondeur  $h_0$  des aubes qui est égale, si l'eau est admise à la partie intérieure de la roue, à la différence entre le diamètre extérieur et le diamètre intérieur,  $r_2 - r_1$ . Cette dernière valeur est purement empirique et varie entre  $\frac{1}{4}$  et  $\frac{1}{6}$  du rayon moyen  $\frac{r_1 + r_2}{2}$ .

$h_0$ , ainsi que nous l'avons déjà dit, n'est pas forcément égal à la profondeur des aubes ; mais, suivant l'endroit où l'eau entre et sort de la roue, la valeur de  $h_0$  peut être plus ou moins grande. D'après la formule (IV a)

$$c_2^2 = (c_1^2 + w_2^2 - w_1^2 + 2gh_0) \frac{1}{1 + \mu_2}$$

où

$$\frac{1}{1 + \mu_2} = 0,9 \text{ à } 0,95.$$

Dans les roues où l'eau entre tangentiellement  $h_0 = 0$ . A part cette différence, le calcul est le même que pour les turbines radiales à écoulement extérieur.

Le rapport  $\frac{e_2}{e_1}$  est donné par la formule :

$$\frac{e_2}{e_1} = \frac{x_1}{x_2} \cdot \frac{c_1}{c_2} \left[ \frac{2\pi r_1 \cos \alpha_1 - z_1 t_1}{2\pi r_2 \cos \alpha_2 - z_1 t_2} \right].$$

Les valeurs adoptées en pratique pour ce rapport sont les mêmes que pour les turbines axiales.

La relation  $\sin_2 \alpha = \frac{w_2}{c_2} = \frac{r_1}{r_2} \frac{w_1}{c_1}$  donne la valeur exacte



de l'angle  $a_2$ ; si celle-ci ne correspond pas à celle déterminée auparavant, il faudra modifier  $a_1$ .

Il est à remarquer que si l'écoulement se faisait vers l'intérieur, il y aurait diminution de la vitesse relative de l'eau, puisque  $c_2$  serait plus petit que  $c_1$ .

Dans les turbines radiales il n'y a pas de modification à apporter aux angles ou à la courbure des aubes comme dans les turbines axiales; leur construction est donc plus simple. Pour cette raison, il est préférable, si c'est possible, d'adopter ce genre de moteur de préférence aux turbines axiales. Les turbines radiales se prêtent bien à l'admission partielle; mais, elles sont absolument impropres lorsqu'on a à faire à des sources de faibles pressions et de grands débits.

#### Remarques sur les aubes.

Les guides des turbines à impulsion sont générale-

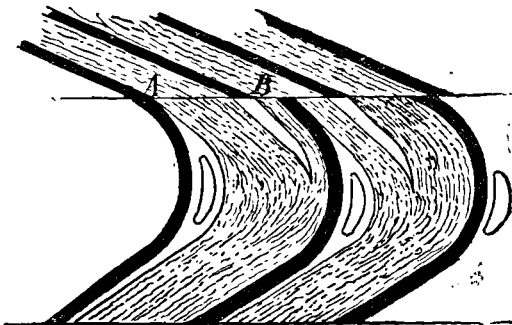


Fig. 122.

ment en fer ou en tôle d'acier, pris de fonte avec

l'enveloppe. Les aubes sont en fonte. Les guides surtout doivent être aussi minces que possible, afin d'éviter les effets nuisibles de leurs passages devant les aubes.

La Fig. 122 montre le genre de phénomène qui se produit. En pratique, les guides, au lieu de se terminer à angles droits, sont amincis à leurs extrémités et se terminent en lame de couteau. Théoriquement, pour diminuer l'inconvénient signalé il faudrait diminuer autant que possible le nombre de guides. En pratique, le nombre des guides et des aubes doit être à peu près le même.

#### Influence des diverses proportions d'une turbine sur le rendement.

Le rendement de la roue proprement dite peut s'exprimer par

$$e_1 = \frac{2 \sin a \sin (a - a_1)}{\cos a_1}.$$

Or, on a vu plus haut que

$$a_1 = 2a - 90^\circ,$$

ou bien

$$a - a_1 = 90^\circ - a \quad (a_1 \text{ étant négatif});$$

d'où

$$\sin (a - a_1) = \cos a,$$

et

$$\cos a_1 = \sin 2a.$$

En substituant ces valeurs dans la formule donnant la valeur de  $e_1$  on a

$$e_1 = \frac{2 \sin a \cos a}{\sin 2 a}$$

$2 \sin a \cos a$  sera toujours égal à  $\sin 2 a$ , quelle que soit la valeur de  $a$ . La valeur de  $e_1$  est donc toujours maximum, quel que soit  $a$ , pourvu que l'eau entre sans chocs sur les aubes et s'échappe radialement ou axialement suivant la turbine en question.

Comme pour les turbines à réaction, le rendement croîtra avec  $\alpha_2$  puisque la vitesse absolue d'échappement  $u$  diminue de ce fait.

### **Différences entre les turbines à réaction et les turbines à impulsion.**

Une compréhension nette des différences essentielles existant entre les turbines à impulsion et les turbines à réaction est tellement importante pour l'étudiant ou même l'ingénieur, que nous croyons bon de nous appesantir un peu sur ce sujet.

Nous avons déjà dit qu'une turbine à réaction fonctionnait noyée, c'est-à-dire pleine d'eau en toutes ses parties, tandis qu'il ne devait pas en être ainsi pour les turbines à impulsion.

Comme premier résultat de la continuité d'écoulement que l'on rencontre dans les turbines à réaction, l'eau à la sortie des guides et à son entrée sur les aubes a une pression  $p_1$  différente de la pression atmosphérique.

Lorsque, comme d'ordinaire, on fait usage d'un tube de succion, la hauteur  $h_1$  de l'eau au-dessus de la turbine ne sera qu'une fraction de la hauteur totale  $h$ . Si la pression  $p_1$  (turbine à impulsion) était égale à la pression atmosphérique, l'énergie disponible dans la turbine serait représentée par  $h_1$ , et la différence de niveau  $h-h_1$  serait perdue au point de vue du travail produit. Mais, dans les turbines à réaction, outre la vitesse de l'eau, il y a une différence de pression  $p_1-p_2$  entre l'eau à son entrée et à sa sortie des aubes. L'énergie totale disponible est donc représentée par la vitesse de l'eau et par sa pression. Cette dernière se transforme sur les aubes en énergie cinétique.

Il faut bien se convaincre que la pression hydrostatique, prise comme telle, s'exerçant sur les aubes n'aurait aucun effet dynamique ; c'est seulement en se transformant en énergie cinétique (en imprimant une certaine vitesse relative à l'eau) que cette pression peut être transformée en travail utile. A ce point de vue, il n'y a donc pas, ainsi que le prétendent certains auteurs, une différence essentielle entre les turbines à réaction et celles à impulsion ; dans les deux cas l'eau agit par sa vitesse. Tout ce que l'on peut dire, c'est que dans les turbines à impulsion, abstraction faite du frottement, il n'y a aucune cause tendant à accélérer ou retarder le mouvement de l'eau. Le contraire est vrai pour les turbines à réaction.

La pression  $p_1$  de l'eau à son entrée sur les aubes peut, dans les turbines à réaction, devenir plus faible que la pression atmosphérique, de telle sorte que l'eau prendra une vitesse *plus grande* que celle due à la chute totale  $h$ .

Dans ces conditions, la pression, au lieu de diminuer le long des tubes, augmente;  $p_1 - p_2$  sera négatif et l'énergie utilisable sera *plus faible* que celle qui serait due à la vitesse de l'eau à sa sortie des guides.

Lorsque l'on ne fait pas usage de tube à succion,  $p_2$  est égal à la pression atmosphérique et l'énergie utilisable est représentée par  $\frac{c^2}{2g} + p_1 - a$ . La vitesse d'échappement  $u$  représente l'énergie perdue. Avec un tube de succion, cette perte serait:  $\frac{u^2}{2g} + p_2 - a$ , formule dans laquelle  $p_2$  est souvent inférieur à  $a$ . — Ceci en général a lieu lorsque  $c$ , est plus petit que  $u$ ; on a alors

$$\frac{u^2}{2g} + p_2 - a = \frac{c^2}{2g}.$$

Cette relation explique l'avantage que l'on peut retirer de l'emploi d'un tube de succion; on peut dire que « ce qui est perdu en vitesse est gagné en pression. »

Les vitesses et les pressions correspondantes dépendent, ainsi que nous avons souvent eu l'occasion de le dire, uniquement des diverses proportions de la turbine.

#### Comparaison entre les turbines à réaction et les turbines à impulsion.

En comparant ces deux genres de moteurs entre eux, ce n'est pas seulement leur rendement maximum avec leur meilleure condition de marche qu'il faut avoir en vue, mais aussi la facilité avec laquelle ces moteurs peuvent se prêter à des variations de débit et de puissance utile.

Les turbines à réaction ont un rendement un peu plus élevé que les turbines à impulsion lorsqu'elles fonctionnent à leur vitesse et leur débit normaux ; elles ont aussi l'avantage de pouvoir, à l'aide d'un tube de succion, être placées à des niveaux variables.

Mais, d'un autre côté, toute variation dans le débit entraîne une réduction considérable du rendement. Ces moteurs sont donc impropres aux charges variables et ne peuvent être utilisés lorsque le débit de la source hydraulique est susceptible de baisser en dessous de celui correspondant à la marche normale du moteur.

Lorsque l'on a à faire à des chutes d'eau élevées, les dimensions de la turbine deviennent très petites et l'on est obligé d'adopter une grande vitesse de rotation pour avoir la vitesse périphérique nécessaire. Quand, outre une grande hauteur de chute, la source possède un faible débit, les turbines à réaction sont absolument impropres.

Le rendement maximum d'une turbine à impulsion est un peu plus faible que celui des turbines à réaction ; mais, on peut faire varier leur puissance sur une très grande marge en faisant varier le débit d'eau. Les dimensions de ces moteurs sont presque indépendantes du débit, de sorte que ceux-ci peuvent être employés indifféremment pour de grands débits et de faibles chutes, ou inversement.

A cause de ces grands avantages pratiques, les turbines à impulsion sont très en usage sur le continent, où l'on rencontre souvent des sources hydrauliques dont le débit varie suivant la saison.

En Amérique, au Canada, on donne généralement la

préférence aux turbines à réaction qui s'adaptent bien aux débits presque illimités des fleuves.

En somme, l'emploi d'une turbine à impulsion ou à réaction doit être déterminé suivant les conditions dans lesquelles on se trouve, et nous ne pouvons donner une préférence exclusive à l'une ou l'autre.

Lorsque la hauteur de chute est variable, on peut avantageusement se servir d'une turbine de Jonval divisée en sections concentriques ; on se servira des sections extérieures ou intérieures suivant que la hauteur de chute sera plus ou moins grande, de façon à avoir approximativement la vitesse d'entraînement voulue. Une turbine à réaction radiale ne peut évidemment se prêter à cette disposition.

Il n'y a pas de limites bien déterminées où l'on doive cesser l'emploi des turbines à réaction pour adopter les turbines à impulsion : c'est une question de conditions locales et d'appréciation personnelle. Il est à remarquer, par exemple, que la première turbine de Fourneyron, dont nous reparlerons au chapitre XI, avait été construite pour marcher sur une chute d'eau très élevée, et avec une vitesse de rotation considérable, ce qui est contraire à la pratique actuelle.

### Roue de Poncelet.

Bien que classée dans la catégorie des roues hydrauliques, la roue de Poncelet est, d'après notre définition générale, une turbine. L'eau (Fig. 123) entre sur la roue à sa partie inférieure et pénètre sans chocs sur les aubes. En raison de sa vitesse, elle monte le long de celles-ci

jusqu'à une certaine hauteur et arrive à une position d'équilibre relatif. Elle retombe ensuite le long des aubes pour se déverser dans le coursier d'aval. Pendant sa montée et sa descente le long des aubes, l'eau exerce une certaine pression sur celles-ci, pression due en grande partie à sa vitesse relative. Le poids de l'eau n'a que peu d'influence sur la pression effective.

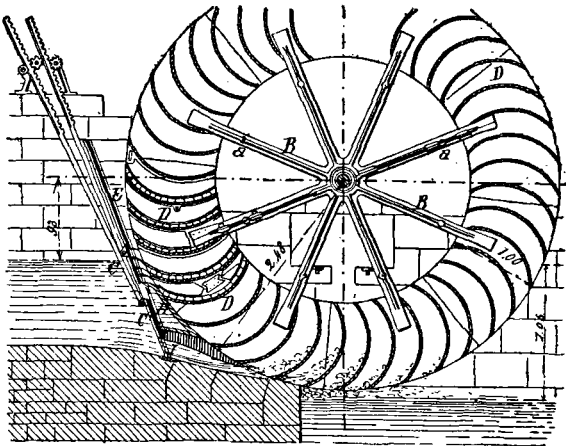


Fig. 123.

La vanne qui règle l'arrivée de l'eau est d'ordinaire inclinée d'un angle de  $40^{\circ}$  à  $60^{\circ}$  sur l'horizontale (Fig. 124). L'axe est horizontal et le diamètre de la roue assez considérable, de sorte que la vitesse de rotation est faible.

On ne perdra rien de la hauteur totale de chute si l'eau, en se déversant dans le coursier d'aval, quitte les aubes exactement à la même hauteur à laquelle se fait



l'admission. Le point  $A$  où l'eau entre doit être choisi en fonction du débit et de la vitesse de rotation, de façon à ce que le point  $B$  où se fait l'échappement soit sur la même ligne de niveau;  $A$  et  $B$  seraient alors équidistants de la verticale  $OY$  et  $AOY$  serait égal ou plus petit que  $BOY = \beta$ .

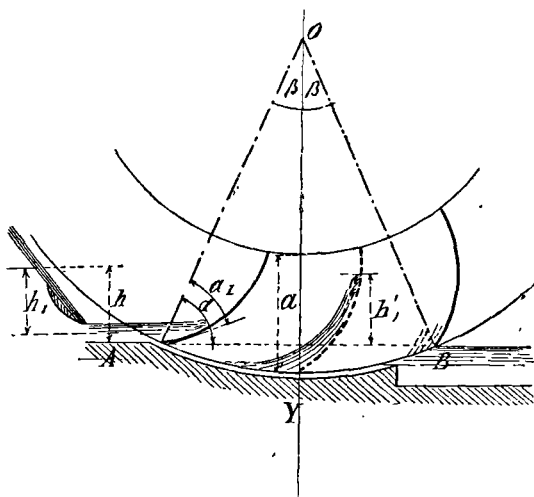


Fig. 124.

L'eau entre sur la roue horizontalement en faisant un angle  $a = OAB$  avec le rayon  $OA$ , tandis que  $\beta = BOY = 90^\circ - a$ .

La vitesse d'écoulement sera :

$$c = 0,92 \sqrt{2gh_1}$$

$h_1$  étant la hauteur de chute mesurée jusqu'au milieu de l'orifice d'entrée.

Les conditions d'entrée de l'eau sans chocs sont les mêmes que pour une turbine.

Si nous désignons par  $h_1$  la hauteur à laquelle l'eau s'élève dans les aubes au-dessus de  $AB$ , nous aurons :

$$\frac{c_1^2}{2g} = h_1 ;$$

en négligeant le frottement nous aurons  $c_1 = c_2$ , puisque l'eau retombe de la même hauteur à laquelle elle s'est élevée. Cette équation, combinée avec les deux relations connues, déterminant l'entrée de l'eau sans chocs, et la sortie radiale donnera l'expression

$$a_1 = \frac{1}{2} a.$$

Il est facile de comprendre que la différence des rayons extérieurs et intérieurs  $r_1 - r_2$  doit être au moins égale à la hauteur  $h_1$  à laquelle s'élève l'eau, plus la profondeur à laquelle l'extérieur de la roue descend sous le niveau  $AB$  de l'eau dans le coursier d'aval.

D'après Zeuner

$$r_1 \beta = 1.6w \sqrt{\frac{a^-}{g}} ;$$

et comme  $\beta$  est généralement de  $15^\circ$ , on a :

$$a = 90^\circ - \beta = 75^\circ.$$

Si  $b$  désigne la largeur des aubes et  $x$  la proportion de celle-ci remplie par l'eau, on aura

$$Q = xabw$$

$$x = \frac{1}{2} \text{ à } \frac{2}{3}.$$

Les chiffres suivants peuvent servir comme donnée pour la construction d'une roue de Poncelet :

valeur maximum de  $b = 4^m,30$

— de  $r = 3^m,1$

$P = 0^m,17$  à  $0^m,25$

$z = 36$

Hauteur d'eau ouverte par la vanne : 10 à 30 centimètres. La plus grande hauteur de chute pratique pour ce genre de moteur est environ de  $1^m,80$ .

On a obtenu avec des roues de Poncelet des rendements allant jusqu'à 70 %.

### **Turbines Compound.**

Si on fait tourner une turbine ordinaire à une vitesse beaucoup plus faible que sa vitesse de régime, l'eau s'échappera avec une vitesse résiduelle considérable ; il en résulte une perte correspondante d'énergie non utilisée. Cette énergie pourra être employée pour faire marcher une autre turbine. Les deux turbines pourraient être clavetées sur le même axe et constitueraient ainsi une « turbine compound ». La vitesse de l'eau à l'échappement serait évidemment de beaucoup diminuée et l'on pourrait pousser cette diminution aussi loin qu'on le voudrait en attelant 3 ou 4 turbines de la même façon. Le frottement de l'eau dans tous ces jeux de tuyaux de guides et d'aubes serait assez élevé, et cette disposition ne peut être recommandée que si l'on veut avoir un moteur tournant à une vitesse modérée, malgré une hauteur de

chute d'eau considérable. Le rendement sera toujours inférieur à celui d'une turbine unique fonctionnant dans les meilleures conditions de rendement. Ce principe de turbines compound n'a pas, à la connaissance de l'auteur, été appliqué pour la force hydraulique. La turbine de Parson en est une application heureuse aux turbines à vapeur qui, sans cette disposition, auraient des vitesses absolument incompatibles avec la mécanique actuelle.

### **Supports des arbres de turbines.**

Les principaux genres de supports pour les arbres de turbines sont les suivants :

- 1° Crapaudine de fond.
- 2° Collier placé au-dessus de l'eau.
- 2° Suspension genre Fontaine.

#### *Crapaudines de fond.*

Ces supports, très généralement en usage, ne nécessitent pas une description spéciale.

Les crapaudines sont placées sur le coursier d'aval ou supportées par un collier fixé au tube de succion, quand celui-ci est employé. Le graissage se fait à l'aide d'une pompe à huile. Ces supports ont l'inconvénient d'être peu accessibles. On emploie parfois en Amérique comme crapaudine un bloc de bois de Gaillac (voir la figure représentant la turbine Ridsen).

#### *Colliers.*

Les turbines sont, dans ce cas, supportées à leur partie supérieure par un collier plat ou sphérique qui vient

s'appuyer sur un palier fixe. La partie inférieure de l'arbre passe dans une boîte à bourrage qui empêche tout mouvement latéral. La construction des coussinets et des surfaces d'appui est basée sur les mêmes règles que les paliers ordinaires.

### *Suspension genre Fontaine.*

Tout le poids de la turbine est supporté par un axe fixé rigidement sur le coursier d'aval. La turbine est clavetée sur un arbre creux entourant l'axe fixe et portant à sa partie supérieure une sorte de lanterne. Celle-ci se fixe sur l'arbre creux à l'aide de boulons et d'écrous et laisse, en son milieu, passer un axe portant une petite crapaudine en acier. Cet axe est rendu solidaire de la lanterne creuse à l'aide d'une clavette spéciale qui laisse un certain jeu à l'axe. Le tout s'appuie sur l'axe fixe par l'intermédiaire de l'axe mobile et de la crapaudine en acier. Les Fig. 125 et 126 montrent cette construction.

Dans la Fig. 125, *D* représente la lanterne en fonte, *G* le coussinet guidant l'axe mobile *b* fixé à la lanterne par la clef *R*. *K* est le boulon de serrage de l'extrémité en bronze de l'axe mobile qui tourne dans la crapaudine *e*. L'arbre creux qui supporte la turbine est revêtu, sur une certaine longueur, d'un coussinet en bronze *o* laissant passer l'axe fixe *i*. La pression sur la crapaudine varie entre 90 à 120 kg par centimètre carré.

Voici, d'après Meissner, les diamètres à donner à l'axe fixe :

Axe en fer

$$d = \sqrt{\frac{P}{1,4}} + 0^{\text{cm}},5.$$

Axe en acier

$$d = \sqrt{\frac{P}{3,88}} + 0^{\text{cm}},3,$$

$d$  étant le diamètre de l'axe et  $P$  la pression totale en kg.

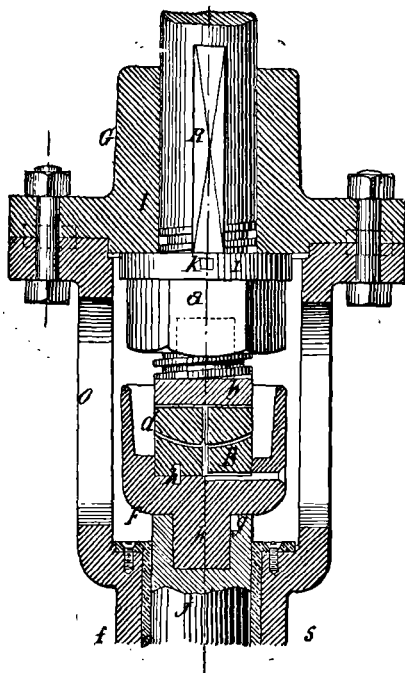


Fig. 125.

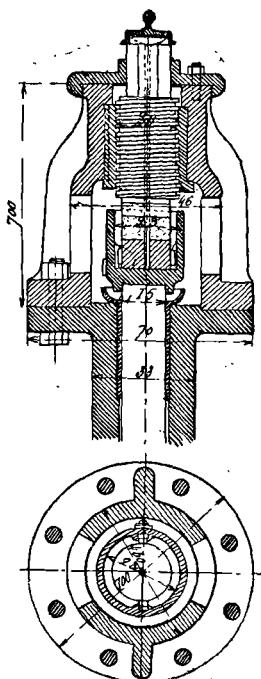


Fig. 126.

La Fig. 126 représente un support analogue employé à Schaffhouse pour une turbine Jonval double, construite par M. Reiter et C<sup>ie</sup>, de Winterthur. On en trouvera une description au chapitre XI.

**Résistances passives.**

En 1879, Bernhard-Lehmann publia les résultats d'expériences sur le frottement des arbres de turbine sur leurs coussinets et dans les diverses boîtes à bourrages.

Les résistances des turbines ont été déterminées en passant une corde sur la poulie motrice de la turbine et en y suspendant des poids variables jusqu'à ce que le moteur se mette doucement en mouvement. On a pu ainsi déterminer le coefficient de frottement au départ, et on a appliqué ce même coefficient pour déterminer les pertes en marche normale. Comme le coefficient de frottement est un peu plus grand au départ qu'en marche, les résultats de M. Lehmann sont un peu supérieurs à la réalité.

Voici le résumé des résultats obtenus :

1° Turbines axiales à crapaudine ordinaire avec garniture en cuir dans la boîte à bourrage et support de 2<sup>cm</sup>,5 à 7 centimètres de diamètre.

Pleine marche, perte en frottement . . . . . 1,3 à 2,4 pour %  
 Marche avec demi admission . . . . . 2,3 à 3,6 »

2° Turbine axiale, suspension Fontaine, pas de garnitures en cuir, diamètre de la surface portante : 8 à 12 centimètres :

Pleine admission, perte par frottement. 1,5 à 3,2 pour %  
 Demi admission . . . . . 2,3 à 5,4 »

3° Turbines axiales, axe vertical, support à collier et garniture en cuir, diamètre de la surface portante : 4 à 7 centimètres :

Pleine admission, perte en frottement. 2,1 à 3,4 pour %  
 Demi admission . . . . . 2,7 à 4,7 »

4° Turbines radiales, écoulement extérieur, axe vertical avec crapaudine de fond, pas de boîtes à bourrages, diamètre de la surface portante 4,5 à 9 centimètres.

Pleine admission, perte par frottement 0,8 à 1 % ; avec des surfaces portantes de 3 à 5 centimètres de diamètre, ces pertes n'étaient plus que de 0,5 à 0,9 %.

5° La même turbine avec suspension Fontaine et des diamètres de surface portant de 5 à 8 centimètres de diamètre :

Perte par frottements avec pleine admission 0,9 à 1,2 %.

6° Turbines radiales, écoulement intérieur, axe vertical, crapaudine de pied, garniture de boîte à bourrage en cuir et surface portante de 8 à 7 centimètres de diamètre :

Pleine admission, perte par frottements 0,9 à 1, %.

7° La même turbine avec support à collier et sans garniture en cuir avec des surfaces portantes de 6 à 8 centimètres de diamètre :

Pleine admission, perte par frottement 1,3 à 1,7 %.

8° Turbines radiales à impulsion et à écoulement extérieur, à axe horizontal, avec des paliers ordinaires et des tourillons variant de 4 à 9 centimètres de diamètre.

Perte par frottements 1 à 1,6 %.

Quelques expériences ont montré que le frottement était notablement accru lorsqu'on se servait de supports en bois de Gaillac.

Les expériences ont été faites avec le graissage normal des surfaces frottantes, et les pressions dues au poids de l'eau et à sa réaction sur les aubes ont été prises en considération. Dans les turbines axiales la pression sur



les surfaces portantes est composée de deux facteurs : 1° la pression due à la différence de pression  $p_1 p_2$  de l'eau à l'entrée et à la sortie des aubes ; 2° la pression due à la courbure des aubes et qui peut se représenter par unité de poids d'eau par :

$$Y = \frac{1}{g} (c_1 \cos a - c_2 \cos a_2).$$

Ces pressions sont nulles dans les turbines radiales.

### Hydropneumatisation.

Tel est le titre que Girard a donné à un procédé permettant d'employer des turbines à impulsion même avec des hauteurs de chute d'eau très minimes. Lorsque la hauteur de chute est très petite, à cause de la place que prennent les guides et la roue, qui doivent être placées à une certaine hauteur au-dessus du niveau inférieur de l'eau pour que la turbine ne fonctionne pas noyée, il est impossible d'employer une turbine à impulsion. Girard, pour obvier à cet inconvénient, imagina de renfermer la turbine toute entière dans une enveloppe plongeant jusqu'à une certaine profondeur dans l'eau du coursier d'aval. En pompant de l'air dans cette enveloppe on déprime l'eau, ce qui permet à la turbine de fonctionner à échappement libre comme si elle se trouvait à une certaine hauteur au-dessus du niveau réel de l'eau. Au point de vue économique, on n'a aucun avantage à tirer de cette disposition, car ce que l'on gagne en hauteur d'eau, on le perd en vitesse d'écoulement à cause de la pression qui règne à l'intérieur de l'enveloppe.

Ce procédé n'a reçu que peu d'applications pratiques à cause de sa complication et de l'énergie supplémentaire que nécessite le pompage de l'air dans l'enveloppe.

### **Tube à vide de Girard.**

Le vol. III des Annales du Conservatoire des Arts et Métiers renferme une description intéressante d'une disposition imaginée par M. Girard pour placer une turbine à impulsion à une certaine hauteur au-dessus du coursier d'aval sans perte d'énergie.

La turbine toute entière est entourée d'une enveloppe hermétique prolongée par un tube semblable à un tube de succion ordinaire. Ce tube débouche dans le coursier d'aval et est muni à sa partie supérieure d'un flotteur destiné à faire manœuvrer un robinet d'entrée d'air lorsque le niveau de l'eau dans le tube dépasse une certaine hauteur. Cette dernière est presque égale à la hauteur à laquelle se fait l'échappement de l'eau de la turbine. On comprend facilement que par cet arrangement l'eau, en s'écoulant, formera un vide partiel correspondant à la pression de la colonne d'eau dans le tube. En sortant des guides, l'eau prendra une vitesse proportionnelle à la hauteur d'eau au-dessus de la turbine plus la différence de pression  $p_0 - p_1$  entre la pression atmosphérique et la pression du milieu où se produit l'échappement; cette différence  $p_0 - p_1$  sera proportionnelle à la hauteur de l'eau dans le tube, de sorte que la turbine fonctionnera comme si elle était soumise à la hauteur totale de chute.

**Régulateurs.**

Si l'on emploie les régulateurs de forme centrifuge, ceux-ci doivent agir indirectement sur le mécanisme régulateur en ayant simplement pour fonction d'embrayer ou de débrayer une transmission mue par le moteur lui-même. Le régulateur ne pourrait lui-même faire mouvoir les organes régulateurs à cause du travail considérable qu'ils exigent.

On a souvent employé la vitesse résiduelle de l'eau agissant sur une petite turbine pour opérer le réglage de la turbine.

C'est surtout lorsqu'une turbine est destinée à actionner une dynamo, que son régulateur doit être très sensible, de façon à maintenir une vitesse bien constante.

Dans ce cas, un des régulateurs les plus pratiques lorsque l'on se sert d'une turbine radiale, est une vanne bien équilibrée, pouvant fermer plus ou moins les orifices des guides et des aubes, et divisée en sections concentriques perpendiculaires à l'axe.

Comme nous l'avons déjà dit, un vannage sur le tube à succion d'une turbine de Jonval n'agit pas assez brusquement sur la section de sortie de l'eau, et pour ce motif n'est pas recommandable.

I. — TURBINES AXIALES A RÉACTION

	Grand débit, faible hauteur de chute $\frac{Q}{c} > 1m^2,5$	Débit moyen, hauteur moyenne de chute $1m^2,5 > \frac{Q}{c} > 0m^2,185$	Faible débit, grande hauteur de chute $\frac{Q}{c} < 0m^2,185$
$Q$ = débit en mètres cubes par 1" — donné . . . . .			
$h$ = hauteur de chute totale en mètres — donné . . . . .			
$EIp$ = énergie totale en chevaux = $\frac{Q \cdot h}{75}$ . . . . .			
$\alpha$ = inclinaison moyenne des guides à la sortie — arbitraire . . . . .	70° à 66°	75° à 70°	75° à 73°
$\alpha_2$ = inclinaison moyenne des aubes à la sortie — arbitraire . . . . .	70° à 66°	74° 1/2 à 73°	77° à 74°
$A$ = section des guides à la sortie . . . . .			
$A_2$ = section des aubes à la sortie = approximat. $\frac{e_1 \cos \alpha}{e_2 \cos \alpha_2}$ . . . . .	1,5 à 0,5 = 1	1,5 à 0,5 = 1	1,5 à 0,5 = 1
$e_1$ = largeur des aubes à l'entrée de l'eau = 1 à 0,75 . . . . .			
$e_2$ = largeur des aubes à la sortie de l'eau = 1 à 0,75 . . . . .			
$C$ = vitesse d'écoulement à la sortie des guides = $K_1 - 8,025 \sqrt{h}$ . . . . .			
$K_1 = \sqrt{\frac{1}{2 \frac{A}{A_2} \sin \alpha \sin \alpha_2 + \mu_1 + \left(\frac{A}{A_2}\right)^2 (\mu_2 + \cos^2 \alpha_2)}}$ . . . . .	$K_1$ d'après table I	$K_1$ d'après table I	$K_1$ d'après table I
$\omega$ = vitesse d'entraînement à la circonférence moyenne = $K_2 8,025 \sqrt{h}$ . . . . .			
$K_2 = K_1 \frac{A}{A_2} \sin \alpha_2 = \frac{K_1 \sin (\alpha + \alpha_1)}{\cos \alpha_1}$ . . . . .			
	$K_1$ d'après table I $= \sqrt{\frac{\varepsilon}{2 \frac{A}{A_2} \sin \alpha \sin \alpha_2}}$	$K_1$ d'après table I $= \sqrt{\frac{\varepsilon \cos \alpha_1}{2 \sin (\alpha + \alpha_1) \sin \alpha}}$	en général $K_1 = 0,67$

peut être déterminé graphiquement.

en général,  $K_2 = 0,64$

Tang  $\alpha_1 = \frac{A \sin \alpha_2}{A_2 \cos \alpha} - \text{tang } \alpha$  . . . . .

$A =$  section effective des guides  $= \frac{Q}{c}$  . . . . .

$r =$  rayon moyen de la turbine  $= K \sqrt{A}$  . . . . .

$P =$  écartement des guides . . . . .

$z =$  nombre des guides  $= \frac{2\pi r}{P}$  . . . . .

$x_1 =$  nombre des aubes  $= z + 1$  ou  $x + 2$  . . . . .

$t =$  épaisseur des guides } près de la sortie de

$t_1 =$  épaisseur des aubes } l'eau.  $A$  . . . . .

$e =$  largeur des guides  $= \frac{2\pi z \cos \alpha - z t - x_1 t_1 \cos \alpha}{\cos \alpha_1}$  . . . . .

$x =$  profondeur des guides perpendiculairement à la direction moyenne d'écoulement . . . . .

$s_1 =$  profondeur obstruée par une aube . . . . .

$e =$  largeur des guides  $= \frac{A}{z x - s_1 s_1}$  . . . . .

$A_2 =$  section des aubes à la sortie  $= \left( \frac{A}{A_2} \right) A$  . . . . .

$e_1 =$  largeur des aubes à l'extrémité de l'eau . . . . .

$t_2 =$  épaisseur des aubes à la sortie . . . . .

$e_2 =$  largeur exacte des aubes à la sortie  $= \frac{A_2}{2\pi z \cos \alpha_2 - x_1 t_2} = \frac{A_2}{x_1 x_2}$  . . . . .

$x_2 =$  profondeur des aubes à la sortie, perpendiculairement à la direction de l'écoulement. Si  $e_2$  diffère trop de  $e_1$ , il faudra modifier le nombre d'aubes et leur épaisseur . . . . .

$h_0 =$  profondeur des guides et des aubes, généralement la même et mesurée parallèlement à l'axe . . . . .

peut être déterminé graphiquement (fig. 61.)

$$\left. \begin{array}{l} \sqrt{A} \text{ à } 1,25 \sqrt{A} \\ 25 \text{ à } 30 \text{cm} \end{array} \right\} \left. \begin{array}{l} 1,25 \sqrt{A} \text{ à } 1,5 \sqrt{A} \\ \frac{r}{3,75} \text{ à } \frac{r}{4,5} \end{array} \right\} \left. \begin{array}{l} 1,5 \sqrt{A} \text{ à } 2 \sqrt{A} \\ 11,25 \text{ à } 15 \text{cm} \end{array} \right.$$

$x$  et  $x_1$  ne doivent jamais être égaux.

1cm,25 à 1cm,55 — fonte  
0cm,62 à 0cm,9 — fer

$$\left. \begin{array}{l} \frac{r}{1,25} \text{ à } 2 \\ \frac{r}{2} \text{ à } \frac{r}{2,5} \end{array} \right\} \left. \begin{array}{l} r \\ 2,5 \text{ à } 3 \end{array} \right.$$

mesuré sur le dessin.  
mesuré sur le dessin.

déterminé plus haut.

$e + 0\text{cm},156$  à  $e + 0\text{cm},46$   
mêmes limites que pour  $t_1$ .

$x_2$  peut être mesuré sur le dessin.

II. — TURBINES RADIALES A RÉACTION

	Turbines radiales et mixtes à écoulement intérieur	Turbines radiales à écoulement extérieur
$Q$ = débit par seconde — donné . . . . . $h$ = hauteur de chute — donné . . . . . $\alpha$ = inclinaison moyenne des guides à la sortie — arbitraire . . . . . $\alpha_2$ = inclinaison moyenne des aubes à la sortie — arbitraire . . . . . $A$ = section des guides à la sortie = appr. = $\frac{e_1 \cos \alpha r_2}{e_1 \cos \alpha_2 r_2}$ . . . . . $A_2$ = section des aubes à la sortie — arbitraire . . . . . $r_1$ = rayon extérieur de la turbine . . . . . $r_2$ = rayon intérieur de la turbine = $\frac{A \cos \alpha_2 r_2}{A_2 \cos \alpha r_1}$ . . . . . $e_1$ = largeur des aubes à l'entrée . . . . . $e_2$ = largeur des aubes à la sortie = $\frac{A \cos \alpha_2 r_2}{A_2 \cos \alpha r_1}$ . . . . . $c$ = vitesse d'écoulement à la sortie des guides = $K_1 8,025 \sqrt{h}$ . . . . .	$0m^3,071$ à $74m^3$ $0m,90$ à $24m$ $80^\circ$ à $66^\circ$ $80^\circ$ à $66^\circ$ $1,5$ à $0,6$ $5cm$ à $2cm,8$	$0,07$ à $100m^3$ $0,90$ à $7m,62$ $75^\circ$ à $66^\circ$ $80^\circ$ à $70^\circ$ $0,5$ à $1$ $1cm,87$ à $2cm,1$
	$K_1$ d'après table I	$K_1$ d'après table I
	$= \sqrt{\frac{\varepsilon \cos \alpha_1}{2 \sin(\alpha + \alpha_1) \sin \alpha}}$	en général, $K_1 = 0,725$ à $0,64$
$K_1 = \sqrt{\frac{2 \frac{A}{A_2} \frac{r_1}{r_2} \sin \alpha \sin \alpha_2 + \left(\frac{A}{A_2}\right)^2 (\mu_2 + \cos^2 \alpha_2)}{\varepsilon}}$ $= \frac{A}{2 A_2} \frac{r_1}{r_2} \sin \alpha \sin \alpha_2$ . . . . . $\omega_1$ = vitesse de la turbine à la circonférence moyenne = $K_2 8,025 \sqrt{h}$ . . . . . $K_2 = K_1 \frac{r_1}{r_2} \frac{A}{A_2} \sin \alpha_2 = K_1 \frac{\sin(\alpha + \alpha_1)}{\cos \alpha_1}$ . . . . .		en général, $K_2 = 0,64$

$\text{Tang } \alpha = \frac{r_1 A \sin \alpha_2}{r_2 A_2 \cos \alpha} - \text{tang } \alpha.$	$\alpha_1$ peut également être déterminé graphiquement.
$A = \text{section effective des guides} = \frac{Q}{c}$	
$r_1 = \text{rayon de la roue à l'entrée de l'eau} = K \sqrt{A}.$	$0,75 \sqrt{A} \text{ à } 1,75 \sqrt{A}$
$r_2 = \text{rayon de la roue à la sortie de l'eau} = \frac{r_2^2}{r_1} r_1.$	$1,5 \sqrt{A} \text{ à } 2 \sqrt{A}$
$P = \text{écartement des guides}$	$0^m,30 \text{ à } 0^m,41$
$z = \text{nombre de guides} = \frac{2\pi r_1}{\rho}$	$r_1$ 4,5 à 6
$t = \text{nombre d'aubes}$	$z \text{ à } 0,72$
$t = \text{épaisseur des guides près des extrémités.}$	$1,2 z \text{ à } 1,3 z$
$t_1 = \text{épaisseur des aubes près des extrémités.}$	
$c = \text{largeur des guides} = \frac{A}{0,9 \left( 2\pi r_1 \cos \alpha - zt - z_1 t_1 \cos \alpha_1 \right)}$	coefficient de contraction — 0,9.
$A_2 = \text{section des aubes à la sortie} = \left( \frac{A_2}{A} \right) A.$	(voir p. 120.)
$e_2 = \text{largeur des aubes à la sortie} = \frac{A_2}{(2\pi r_2 \cos \alpha_2 - z_1 t_2) 0,9} \text{ à } 1.$	
$s_1 = \text{largeur occupée par les aubes}$	
$x_2 = \text{profondeur des aubes perpendiculairement à la direction de l'écoulement.}$	
$c = \text{largeur des guides} = \frac{A}{0,9 (zx - z_1 s_1)}$	
$e_2 = \text{largeur des aubes à la sortie} = \frac{A_2}{zx_1 x_2}$	(voir chap. V.)

## III. TURBINES AXIALES DE GIRARD — PLEINE ADMISSION

$Q$ = débit total — donné . . . . .	$4\text{m}^3,8$ à $9\text{m}^3,3$ $0\text{m},51$ à $2\text{m},13$	$0\text{m}^3,93$ à $4\text{m}^3,8$ $1\text{m},52$ à $8\text{m}$	$0\text{m}^3,62$ à $0\text{m}^3,93$ $8\text{m}$ à $12\text{m},2$
$h$ = hauteur totale de chute — donné . . . . .			
$\alpha$ = inclinaison des guides à la rentrée — arbitraire . . . . .	$60^\circ$ à $66^\circ$	$66^\circ$ à $72^\circ$	$72^\circ$ à $75^\circ$
$\alpha_2$ = inclinaison des aubes à la rentrée — arbitraire . . . . .	$62^\circ$ à $68^\circ$	$68^\circ$ à $74^\circ$	$74^\circ$ à $77^\circ$
$H$ = hauteur d'eau utile = $h - h_3$ . . . . .			
$h_2$ = hauteur de la sortie des guides au-dessus du niveau inférieur de l'eau . . . . .			
$L$ = pertes avant les guides . . . . .		environ $0\text{m},30$	
$C$ = vitesse d'écoulement à la sortie des guides . . . . .		$= \mu \frac{c^2}{2g}, \mu$ doit être calculé	
$A$ = section des guides à la sortie . . . . .		$= 0,95 \sqrt{2gH} \frac{Q}{C}$ $= 0,830c$	
$r$ = rayon moyen de la roue . . . . .	$4,25$ à $1,5 \sqrt{A}$ $\frac{r}{10}$ à $\frac{r}{11}$	$1,5$ à $1,75 \sqrt{A}$ $\frac{r}{9}$ à $\frac{r}{10}$	$1,75$ à $2 \sqrt{A}$ $\frac{r}{7,5}$ à $\frac{r}{9}$
$P$ = écartement moyen des guides . . . . .	$60$ à $66$	$54$ à $60$	$45$ à $54$
$z$ = nombre de guides = $\frac{2\pi r}{p}$ . . . . .	$0\text{m},71$ à $0,82$ $\frac{r}{4}$ à $\frac{r}{4,5}$	$0\text{m},5$ à $0\text{m},62$ $\frac{r}{4,5}$ à $\frac{r}{5,5}$	$0\text{m},4$ à $0\text{m},5$ $\frac{r}{5,5}$ à $\frac{r}{6}$
$t$ = épaisseur des guides à la sortie, fer ou acier . . . . .			
$e$ = largeur des guides = $\frac{2\pi r \cos \alpha}{A} - zt$ . . . . .			



$y = \frac{e}{2}$ (arbitraire) $r = \sqrt{\frac{A}{2\pi y \cos \alpha}}$ . . . . .	$\frac{1}{4,5}$ à $\frac{1}{6}$	$\frac{1}{5,5}$ à $\frac{1}{6}$
$\alpha_2 =$ inclinaison des aubes à l'entrée $= 20$ — $90^\circ$ .	$42^\circ$ à $54^\circ$	$54^\circ$ à $60^\circ$
$\omega =$ vitesse moyenne d'entraînement. . . . .	se détermine graphiquement ou par : $c \frac{\sin(\alpha - \alpha_1)}{\cos \alpha_1}$	
$\alpha_1 =$ vitesse relative de l'eau à l'entrée $= c \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_1}$		
$h_1 =$ profondeur de la roue . . . . .	$\frac{r}{5}$ à $\frac{r}{5,5}$	$\frac{r}{4}$ à $\frac{r}{5}$
$c_2 =$ vitesse relative de l'eau à l'échappement . . . . .	$0,95$ à $0,97$	$\sqrt{c_1^2 + 2gh}$
$\text{Sin } \alpha_2 = \frac{\omega}{c_2}$ . . . . .		
$e_2 = \frac{x_1}{x_2} \sin 2\alpha \text{ tang } \alpha_2$ , approx. . . . .	$2,2$ à $2,5$	$2,7$ à $3,5$
$e_1 =$ profondeur occupée par l'eau à l'entrée . . . . .	$0,8$ à $0$	
$x_2 =$ profondeur occupée par l'eau à la sortie . . . . .	$0,5$ à $0,75$	
$x_1 =$ nombre des aubes. . . . .		
$t_1 =$ épaisseur des aubes à l'entrée (fonte). . . . .	$1\text{cm}, 2$ à $1\text{cm}, 25$	$0\text{cm}, 62$ à $0\text{cm}, 6$
$e_2 =$ valeur exacte $= \frac{x_1 e_1}{x_2 e_2} \left( \frac{2\pi r \cos \alpha_1 - x_1 t_1}{2\pi r \cos \alpha_2 - x_1 t_2} \right)$		
$e_1 =$ épaisseur des aubes à la sortie . . . . .		
$t_2 =$ largeur des aubes à l'entrée. . . . .		
$e_1 =$ profondeur des aubes parallèlement à l'axe. . . . .		
$h_0 =$ profondeur des guides parallèlement à l'axe. . . . .	$2$ à $\frac{3}{4} h_0$	$2$ à $\frac{3}{4} h_0$

Si  $\alpha_2$  ne coïncide pas avec la valeur admise, on corrigera  $\alpha_1$

différent de  $\alpha$  à 1 ou 2 près

généralement égale à  $t_1$   
 $e + 1\text{cm}, 2$  à  $e + 0\text{cm}, 25$

## TURBINE RADIALE DE GIRARD A ÉCOULEMENT EXTÉRIEUR — ADMISSION PARTIELLE

$Q$ == débit en mètres cubes par seconde. . . . .	donné	$0\text{m}^3,050$ à $4\text{m}^3$
$h$ == hauteur de chute totale en mètres. . . . .	donné	$7\text{m},60$ à $490\text{m}$
$\alpha$ == inclinaison des guides à la sortie. . . . .	arbitraire	$65^\circ$ à $75^\circ$
$\alpha_2$ == inclinaison moyenne des aubes à la sortie. . . . .	arbitraire	$60^\circ$ à $76^\circ$
$H$ == hauteur d'eau agissante. . . . .	$h - h_2$	
$h_2$ == hauteur des guides au dessus du niveau inférieur de l'eau. . . . .	$h_2$	$0\text{m},30$
$L$ == perte de charge avant les guides. . . . .	$\frac{c^2}{2}$	à calculer
$c$ == vitesse d'écoulement au sortir des guides. . . . .	$0,95$ à $0,92 \sqrt{2gA}$	
$A$ == section des guides à la sortie. . . . .	$\frac{Q}{0,89c}$	
$y$ == $\frac{r_1}{c}$ . . . . .	arbitraire	$\frac{1}{7}$ à $\frac{1}{10}$
$r_1$ == rayon des aubes à l'entrée. . . . .	$1,3 \sqrt{A}$	
Lorsque le nombre de révolutions est donné, on calculera $r_1$ après avoir déterminé $\omega_1$ .		
$\rho$ == écartement des aubes au diamètre intérieur. . . . .	arbitraire	$3\text{cm},74$ à $7\text{cm},5$
$\Phi$ == Proportion de la circonférence sur laquelle se fait l'entrée de l'eau. . . . .	$\frac{A}{2\pi r_1^2 \cos \alpha}$	
$z$ == nombre de guides. . . . .	$\frac{2\pi r_1 \Phi}{p}$	$0\text{cm},51$ à $0\text{cm},2$
$t$ == épaisseur des guides à la sortie. . . . .	fer	

$\Phi$ = valeur exacte tenant compte de l'épaisseur des guides. . . . .	$\frac{A + zte}{2\pi r_1 e \cos a}$	
$\rho$ = valeur exacte. . . . .	$\frac{\Phi}{2\pi z_1}$	
$e$ = largeur des guides. . . . .	$\frac{y_0 r_1}{2a - 90}$	
$a_1$ = inclinaison des aubes à l'entrée. . . . .	$c \frac{\sin(a - a_1)}{\cos a_1}$	
$\omega_1$ = vitesse circonférentielle à la circonférence intérieure. . . . .	$\frac{c \cos a}{\cos a_1}$	
$c_1$ = vitesse relative de l'eau à l'entrée. . . . .	arbitraire	$\frac{1}{3,5}$ à $\frac{1}{7} r_1$
On détermine de préférence $\omega_1$ et $c_1$ graphiquement.		
$h_0 = r_2 - r_1$ ; $r_2 = r_1 + h_0$ ; $\omega_1 = \frac{r_2}{r_1} \omega_2$ . . . . .		
$c_2$ = vitesse relative d'échappement. Sin $a_2 = \frac{\omega_2}{c_2}$ ; si $a_2$ ne coïncide pas avec la valeur choisie d'abord, il faudra modifier $a_1$ . . . . .	$\sqrt{\frac{c_1^2 + \omega_2^2 - \omega_1^2 + 2gh_0}{1 + \mu_2}}$	0,8 à 1 0,5 à 0,75 3 <sup>cm</sup> , 7 à 7 <sup>cm</sup> , 5
$x_1$ = proportion de la hauteur des aubes remplies à l'entrée. . . . .		
$x_2$ = proportion de la hauteur des aubes remplies à la sortie. . . . .		
$p_1$ = écartement des aubes $\Sigma$ que celui des guides. . . . .	$\frac{2\pi r_1}{p}$	
$z_1$ = nombre des aubes. . . . .		0 <sup>cm</sup> , 5 à 0 <sup>cm</sup> , 2 0,5 à 0,2 2,5 à 4
$t_1$ = épaisseur des aubes à la sortie . . . . .		
$t_2$ = épaisseur des aubes à la sortie . . . . .		
$e_2$ = largeur des aubes à la sortie . . . . .	$\frac{x_1 c_1}{x_2 c_2} \left( \frac{2\pi r_1 \cos a_1 - t_1 z_1}{2\pi r_2 \cos a_2 - t_2 z_2} \right)$	
$c_1$ = largeur des aubes à l'entrée . . . . .	$\frac{1}{2}$ à $\frac{2}{3} (r_2 - r_1)$	
Profondeur radiale des guides . . . . .		

## CHAPITRE IX

### RÉSUMÉ DES RÈGLES ET FORMULES ; EXEMPLES NUMÉRIQUES

Règles et formules : Turbines à réaction axiales et radiales. — Turbines à impulsion axiales et radiales. — Exemples : Turbine Jonval n° 1 ; Turbine Jonval n° 2 ; turbine à écoulement intérieur ; turbine axiale de Girard n° 1 ; turbine axiale n° 2 devant fonctionner comme turbine à impulsion et à réaction ; turbine radiale à écoulement extérieur et à impulsion n° 3.

#### Exemples numériques. Turbines à réaction.

##### (1) Turbine axiale n° 1.

Soit à construire une turbine axiale pour tirer partie d'une chute d'eau de 4<sup>m</sup>,40 de hauteur et ayant un débit de 6 mètres cubes par seconde. On a dans ce cas :

$h = 4^m,10$   $Q = 5,9$  m<sup>3</sup> par seconde et le poids d'eau débité par seconde sera :

$$G = 5\ 900 \text{ kg par } 1^r$$

et l'énergie totale de l'eau en chevaux-vapeur nous sera donnée par la formule

$$E_{bp} = \frac{5\ 900 \times 4,10}{75} = 322 \text{ chevaux-vapeur.}$$

La largeur des aubes est constante dans les turbines de Jonval ordinaires ; elle augmente vers l'échappement dans les turbines dites de Henschel. Dans ce qui suit nous supposerons la largeur constante, de sorte que le rapport de  $\frac{A}{A_2}$  se trouvera déterminé lorsque l'on sera fixé sur  $a$  et  $a_2$ .

Faisons  $a = 75^\circ$  et  $a_2 = 80^\circ$ .

$$\frac{A}{A_2} = \frac{\cos a}{\cos a_2} = \frac{0,259}{0,174} = 1,488 = 1,5.$$

D'après l'équation (iii) page 123.

$$\frac{e_1}{e_2} = \frac{Ar_1 \cos a_2}{A_2 r_2 \cos a}. \text{ Et comme } \frac{r_1}{r_2} = 1, \text{ on a :}$$

$$\frac{e_1}{e_2} = 1,5 \cdot \frac{1}{1,488} = 1,008 = 1,$$

ce qui concorde avec l'hypothèse que nous avons faite.

La vitesse d'écoulement  $c$  sera donnée par la formule :

$$c = K_1 \sqrt{2gh} = K_1 \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 4,1} = K_1 \cdot 9.$$

En consultant la table I, on trouvera que

$$\frac{r_1}{r_2} = 1, a_2 = 80 ; a = 75$$

et  $\frac{A}{A_2} = 1,5$ , et la valeur correspondante de  $K_1 = 0,535$ , d'où

$$c = 0,535 \cdot 9 = 4^m,82.$$

La formule ( $V$ ) nous donne la vitesse moyenne de rotation

$$w = c \frac{A}{A_2} \sin a_2 = c. 15 \sin 80^\circ$$

$$w = 1,5. 0,985. 4,82 = 7,^m11 \text{ par } 1'' ;$$

ou bien

$$K_2 = \frac{w}{\sqrt{2gh}} = 0,8 \text{ environ.}$$

On devra toujours vérifier  $w$  par la méthode graphique si souvent exposée et qui consiste (Fig. 60) à construire un triangle rectangle dont on connaît l'hypothénuse  $c_2$  et un des angles  $a_2 = 80^\circ$ .

$$c_2 = c \frac{A}{A_2} = 4,82. 1^m,5 = 7,24.$$

Il sera bon de recommencer les calculs précédents en faisant  $a = a_2 = 75^\circ$ . On aura dans ce cas :

$$\frac{A}{A_2} = 1, \text{ puisque } \cos a_2 = \cos a ;$$

$$K_1 = 0,665.$$

D'où

$$c = 0,665 \times 9 = 6 \text{ mètres par } 1'' ;$$

et

$$K_2 = 0,665 \times 1. \sin 75^\circ = 0,642 ;$$

d'où

$$w = 0,642 \cdot 9 = 5,78 \text{ mètres par } 1''.$$

De ce qui précède, il résulte que la vitesse du moteur sera beaucoup plus faible dans ce cas que dans le premier. D'après les résultats inscrits dans la table A, ayant rapport à la turbine de Geogginen, on voit que le meilleur rendement a été obtenu avec une valeur de  $K_2$  voisine de celle que nous venons de trouver pour  $a = a_2 = 75^\circ$ . Nous continuerons donc à calculer notre turbine avec les chiffres obtenus dans cette dernière hypothèse.

On peut déterminer  $a_1$  par la méthode graphique (Fig. 61 et 62) ou bien poser :

$$\operatorname{tang} a_2 = \operatorname{tang} a_2 - \operatorname{tang} a = 0;$$

d'où  $a_1 = 0$ , ce qui veut dire que l'arrivée d'eau se fait parallèlement à l'axe.

L'aire effective des guides sera :

$$A = \frac{c}{Q} = \frac{5.9}{6} = 1^{\text{m}2} \text{ environ.}$$

Pour des chutes d'eau de hauteur et de débit moyens, on peut se servir de la formule empirique :

$$r = 1,25 \text{ à } 1,5 \sqrt{A}$$

$$r = 1,25 \sqrt{1} = 1^{\text{m},25};$$

ou bien

$$d = 2^{\text{m}},50.$$

Dans la turbine Jonval dont nous avons consulté les résultats numériques à la table A,  $d = 1^{\text{m}},20$ . Nous pouvons donc poser :

$$d = 2^{\text{m}},438 \text{ et } r = 1^{\text{m}},219.$$

Nous pouvons adopter comme dans notre turbine modèle un nombre de 36 guides et de 38 aubes et nous poserons :

$$z = 36, \text{ et } z_1 = 38.$$

Si l'on construit les guides et les aubes en fonte, on pourra leur donner une épaisseur de 1<sup>cm</sup>,25 aux extrémités ; d'où  $t = t_1 = 1^{\text{cm}},25$ . La largeur vraie des guides sera alors :

$$e = \frac{A}{2\pi r \cos a - zt - z_1 t_1 \frac{\cos}{\cos a_1}}$$

$$e = \frac{1}{2.3,14.1,219.0,259 - 36.0,0125 - 38.0,0125 \frac{0,259}{1}}$$

$$e = 0^{\text{m}},71.$$

La turbine à laquelle s'appliquent les chiffres 287 contenus dans le tableau a pour  $e$  une valeur de 0<sup>m</sup>,45. Il est donc à supposer que nous avons encore pris pour  $a$  et  $a_2$  une valeur trop élevée. En faisant  $a = a_2$  et recommençant les calculs précédents, on trouverait :

$$K = 0,672 \quad K^2 = 0,632$$

et

$$e = 0^{\text{m}},50.$$

Les résultats seraient donc, dans ce cas, plus concordants avec ceux de la turbine considérée. Le rendement calculé pour  $a = a_2 = 70^\circ$  serait de 80 %. Les résultats numériques de la table A montrent que, dans ce cas, le ren-



dement déterminé expérimentalement avait une valeur de 83 %, les résistances de frottement comprises. Ceci prouve que les valeurs choisies pour  $\mu_1$  et  $\mu_2$  sont un peu trop faibles. La vitesse qui correspond au rendement maximum est aussi un peu plus grande que celle déterminée par le calcul, et cela dans le rapport de 0,642 à 0,632.

Nous avons supposé que  $e_1 = e_2$ . En pratique, on donne à  $e_2$  une valeur un peu plus grande qu'à  $e_1$ , de façon à ce qu'il n'y ait pas d'étranglement possible ;  $e_2 - e_1$  varie d'ordinaire de 0<sup>cm</sup>,6 à 1 centimètre.

Pour tenir compte de cette construction, on calculera  $e_2$  d'après la formule :

$$e_2 = \frac{A}{2\pi r \cos a_2 - z_1 t_2}$$

Dans notre cas  $A = A_2$  et on aura en valeur numérique :

$$e_2 = \frac{1}{2.3,14.1,219.0,259 - 38.0,0825} = 0^m,66.$$

Si l'on donnait exactement la même valeur à  $e$  qu'à  $e_2$ , on satisferait à la condition  $A = A_2$  en modifiant l'épaisseur  $t_2$  des aubes à l'échappement.

### Turbines à réaction.

#### (1) Turbines axiales n° 2.

Hauteur de chute 4<sup>m</sup>,57.

Débit. 4<sup>m</sup>314 par seconde.

Valeur donnée à  $a = 73^{\circ}, 30'$ .

$$a_2 = 74^{\circ} 30'.$$

$$\frac{A}{A_2} = \frac{\cos a}{\cos a_2} = \frac{0,284}{0,267} = 1,064$$

$$c = K_1 \sqrt{2gh} \text{ pour } K_1 = 0,648$$

$$c = 0,646 \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 4,57} = 6,^{m}10 \text{ par } 1''.$$

$$w = K_2 \sqrt{2gh}$$

$$K_2 = 0,646 \times 1,064 \times 0,964 = 2,660$$

$$w = 0,662 \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 4,17} = 6^{m},25 \text{ par } 1''$$

$$\text{tang } a_1 = 3,606 - 3,376 = 0,230$$

$$a_1 = 13^{\circ} =$$

$$A = \frac{4^{m3},57}{6^{m3},10} = 0^{m2},75$$

$$r = 1,25 \sqrt{A} = 0^{m},98$$

$$d = 1^{m},96$$

$$P = \frac{r}{4,5} = \frac{0,98}{4,5} = 0,22$$

$$Z = \frac{3,1416 \times 1^{m},96}{0^{m},22} = 27$$

$$Z_1 = Z + 1 = 28$$

$$t_1 = t = 0^{cm},9$$

$$e = \frac{0,75}{1,96 \times 0,284 - 27 \cdot 0,009 - 28 \cdot 0,009} \frac{0,284}{0,974}$$

$$e = 0^{m},37$$

$$A_2 = \frac{1}{1,064} 0,75 = 0^{m2},70$$

$$e_2 = \frac{0,70}{1,96 \cdot 0,267 - 28 \cdot 0,009} = 0^m,41$$

$$e_1 = e + \frac{3}{16} = 0,38$$

$$h_0 = \frac{r}{5} = \frac{0,98}{5} = 0,20.$$

On fait généralement  $h_1 = h_0$ . Certains ingénieurs donnent à  $h_1$  une valeur égale à  $\frac{2}{3}$  ou à  $\frac{3}{4}$  de  $h_0$ . En règle générale, on augmentera tant soit peu la valeur de  $h_1$  si l'écartement des aubes et des guides est considérable, de façon à ce que l'eau se trouve suffisamment guidée.

### Turbines à réaction.

#### *Turbines mixtes à écoulement intérieur.*

Hauteur de chute 9<sup>m</sup>,14.

Débit par seconde 3<sup>m</sup>3,4.

L'eau entre dans la turbine suivant le rayon et sort parallèlement à l'axe.

A cause de la conformation du terrain, on est forcé de conduire l'eau dans un tuyau d'amenée en fer d'une longueur  $l$  de 15<sup>m</sup>,24. L'emploi de cette canalisation amène évidemment une certaine perte de charge.

Celle-ci sera facile à calculer d'après l'équation ordinaire, lorsque l'on aura déterminé le diamètre du tuyau. Pour cela, nous pouvons admettre une vitesse d'écoule-

ment  $c_0 = 1^{\text{m}},52$  par seconde de l'eau dans le tuyau et nous aurons :

$$A = \frac{3,4}{1,52} = 2^{\text{m}},24 ;$$

d'où

$$d = 1^{\text{m}},67,$$

et la perte par frottement sera déterminée par la formule :

$$L = 0,025 \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{c_0^2}{2g}$$

$$L = 0,025 \cdot \frac{15,25}{1,67} \cdot \frac{1,52^2}{2 \cdot 9,81} = 0^{\text{m}},0264.$$

Cette perte de charge, n'atteignant que 0,29 % de la charge totale, est absolument négligeable. S'il y avait des coudes brusques sur le tuyau d'amenée, il faudrait choisir une autre valeur pour le coefficient  $k$ , donné approximativement dans la table I, ou bien calculer ce coefficient d'après une des formules que nous avons établies. Il sera d'ordinaire préférable de consulter la table.

Si les pertes par frottement s'élevaient à une valeur appréciable, 5 % par exemple, il faudrait en tenir compte dans la détermination de  $c$ . Dans ce but, on adopterait un coefficient de rendement de 5 % plus faible que celui employé d'ordinaire, 76 % au lieu de 81 %, par exemple.

Revenons maintenant au calcul de notre turbine. On peut poser, quitte à modifier ensuite :

$$a = 75^\circ ; a_2 = 70^\circ$$

$$\frac{A}{A_2} = 0,75 ; \frac{r_1}{r_2} = \frac{3}{2}.$$

On fait l'angle  $\alpha_2$  d'échappement de l'eau des aubes plus petit que  $\alpha$ , l'angle correspondant des guides, de façon à ne pas avoir une largeur exagérée des aubes.

Les valeurs ci-dessus s'appliquent aux trajectoires moyennes de l'eau dans les guides et dans les aubes.

Dans ces conditions, la table I nous donne pour  $k$  la valeur

$$k_1 = 0,653$$

d'où

$$c = K_1 \sqrt{2gh} = 0,653 \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 9,14} = 8^m,7;$$

et l'eau totale des guides sera :

$$A = \frac{Q}{c} = \frac{3,4}{8,7} = 0^m,39_2.$$

On a donc approximativement

$$\frac{e_1}{e_2} = \frac{r_1}{r_2} \frac{A \cos \alpha}{A_2 \cos \alpha_2} = 0,66;$$

et, comme cette valeur est très pratique, on pourra continuer le calcul sur ces bases.

Le rayon extérieur de la turbine

$$r_1 = 1,25 \sqrt{A} = 0,76$$

$$r_2 = \frac{2}{3} r_1 = 0^m,50 \text{ environ.}$$

L'écart des guides sur la circonférence extérieure peut être pris égal à

$$P = \frac{r_1}{4} = \frac{0,76}{4} = 0^m,19.$$

Et le nombre  $z$  des guides sera :

$$z = \frac{2\pi r_1}{p} = 25.$$

Nombre des aubes

$$z_1 = 0,7 z = 18 \text{ environ.}$$

Ce dernier nombre est un peu faible, et il conviendra d'adopter un chiffre un peu plus fort, soit 20, par exemple :

$$z_1 = 20.$$

On déterminera  $a_1$  graphiquement ou d'après la formule :

$$\text{tang } a_1 = \frac{A}{A_2} \frac{r_1}{r_2} \frac{\sin a_2}{\cos a} - \text{tang } a.$$

D'où l'on tire, en substituant

$$\text{tang } a_1 = 4,0826 - 3,732 = 0,3506;$$

d'où

$$a_1 = 19^\circ 20'.$$

En dessinant la forme des aubes, on trouvera que pour les mêmes angles  $a$  et  $a_2$ , la profondeur de la veine liquide entre les guides sera un minimum lorsqu'on la mesurera, comme nous l'avons indiqué au chapitre V (page 117), au point où ceux-ci sont le plus rapprochés. Cette méthode donnant les meilleurs résultats pratiques, nous l'adopterons dans nos calculs.

En donnant aux guides une épaisseur de  $1^{\text{cm}},1$  la profondeur de la veine liquide sera :

$$x = 3^{\text{cm}},6$$

et la hauteur  $s_1$  marquée par chaque aube en passant devant les guides

$$s_1 = 0^{\text{cm}},244.$$

La largeur des guides devra donc être

$$e = \frac{A}{0,9 (25 \ 0,036 - 18 \cdot 0,0024)} = 0^{\text{m}},40,$$

0,9 étant le coefficient de contraction.

Comme l'eau quitte les aubes parallèlement à l'axe, on n'aura pas besoin de prévoir un coefficient de contraction. La distance  $x_2$  mesurée sur le dessin sera

$$x_2 = 0^{\text{m}},48.$$

et la surface

$$A_2 = \frac{4}{3} A = 0^{\text{m}^2},52,$$

d'où

$$e_2 = \frac{0,52}{20 \cdot 0,048} = 0,54.$$

Si l'échappement se fait parallèlement à l'axe, il arrivera, dans notre cas, que le rayon extérieur des aubes à la sortie de l'eau ( $0,50 + 0,54 = 1^{\text{m}},40$ ) sera plus

grand que ce même rayon à l'entrée de l'eau. Bien que certains ingénieurs américains adoptent ce genre de construction, il est peu recommandable au point de vue du rendement à cause du coude brusque que subit l'eau pendant son trajet dans les aubes.

Il sera préférable, dans ce cas, de donner aux aubes une certaine inclinaison radiale, et pour calculer  $e_2$  on pourra admettre le même coefficient de contraction que nous avons adopté pour déterminer  $e_1$ . On aura donc :

$$\alpha_2 = 0^{\text{cm}},46,$$

et

$$e_2 = \frac{0,52}{0,9 \cdot 20 \cdot 0,046} = 0^{\text{m}},62.$$

Et le coefficient de vitesse sera :

$$K_1 = K_1 \frac{r_1}{r_2} \frac{A}{A_2} \sin \alpha_2 = K_1 \frac{\sin(\alpha + \alpha)}{\cos \alpha_1} = 0,69.$$

Il n'est pas nécessaire de calculer  $K_2$ , car,  $w_1$  peut se déterminer graphiquement et l'échappement doit se faire radialement. Cette vitesse de rotation  $w_1$  doit être égale à :

$$w_1 = K_2 V = 9^{\text{m}},24 \text{ par seconde.}$$

D'où

$$n = \frac{9,24 \times 60}{3,14 \cdot 1,52} = 115,8 \text{ tours par seconde.}$$

Soit, en chiffres ronds, 115 tours par minute. L'énergie totale disponible sera :

$$E_{\text{hp}} = \frac{3 \times 400 \times 9,14}{75} = 410 \text{ chevaux-vapeur.}$$



En admettant un rendement de 75 %, le travail utile sera donc :

$$W_{lp} = 306,45 \text{ chevaux-vapeur.}$$

Théoriquement, ce travail peut se calculer d'après la formule :

$$W = \frac{G}{g} c^2 \frac{r_1}{r_2} \frac{A}{A_2} \sin a \sin a_2;$$

$$W = 355,9 \text{ chevaux-vapeur théoriques.}$$

Ceci mettrait donc le rendement à

$$e = \frac{355,9}{408,6} = 0,87, \text{ c'est-à-dire } 87 \%;$$

et en défalquant 3 % pour tenir compte des pertes par frottement, le rendement industriel de la turbine serait

$$e_0 = 84 \%.$$

Il ne faut pas oublier que les inclinaisons des guides et des aubes sont beaucoup plus grandes que celles correspondant aux angles  $a$  et  $a_2$  calculés pour le diamètre moyen de la turbine. Dans le cas qui nous occupe, on relèverait sur le dessin

$$a = 82^\circ,$$

et

$$a_2 = 83^\circ.$$

Le problème que nous venons de traiter recevrait une solution plus avantageuse si nous avions donné un plus grand diamètre extérieur à la turbine.

La largeur des aubes se serait trouvée diminuée et nous aurions pu, sans inconvénient, ménager l'échappement de l'eau parallèlement à l'axe. Nous n'aurions plus eu alors à faire entrer en ligne de compte un coefficient de contraction pour déterminer  $e_2$ .

D'un autre côté, on aurait pu réduire encore les dimensions du moteur, sans faire diminuer le rendement, en faisant  $a$  et  $a_2$  plus petits.

### Turbines à impulsion.

#### (1) Turbine axiale n° 1.

On suppose une chute d'eau de 3<sup>m</sup>,05 de hauteur et ayant un débit de 5 mètres cubes par seconde ; il s'agit de construire une turbine à impulsion axiale et à axe vertical pouvant utiliser cette chute.

$$Q = 5^{\text{m}^3} ; h = 3^{\text{m}},05.$$

On fera :

$$a = 64^\circ$$

$$a_2 = 66^\circ$$

$$h_2 = 0^{\text{m}},30.$$

Comme nous avons une chute peu élevée, nous pourrions amener l'eau dans les guides à l'aide d'un tuyau ou réservoir de grand diamètre et, pratiquement, nous pourrions poser  $L = O$ .

La chute effective est

$$H = h - h_2 = 3,05 - 0,30 = 2^{\text{m}},75,$$

et la vitesse d'écoulement à la sortie des guides

$$c = 0,59 \sqrt{2gh} = 7 \text{ mètres par seconde.}$$

$$A = \frac{Q}{0,89c} = \frac{5}{0,89 \cdot 7} = 0^{\text{m}^2},8.$$

Le rayon moyen de la roue peut être fait égal à :

$$r = 1,4 \sqrt{A} = 1^{\text{m}},25;$$

par conséquent, on peut poser pour l'écartement des guides :

$$P = \frac{r}{10} = 0^{\text{m}},125;$$

d'où

$$Z = \frac{2\pi r}{P} = 62.$$

La turbine n° 7 de la table *B* a été construite pour satisfaire aux mêmes conditions que celles données ci-dessus. Le nombre de guides dans cette turbine est de 64. Comme ce nombre est plus ou moins arbitraire, nous adopterons la valeur 64 pour *z*, de façon à faciliter la comparaison entre nos calculs et les résultats d'expériences.

L'épaisseur des guides construits en fer ou en acier peut être de

$$t = 0^{\text{m}},008.$$

La largeur des guides sera donnée par la formule :

$$e = \frac{A}{2\pi r \cos a - r t} = \frac{0,8}{2 \cdot 3,14 \cdot 1,25 \cdot \cos 64^\circ - 64 \cdot 0,008}$$

$$e = 0^m,27$$

$$(-) \quad a_1 = \text{approximativement } 2a - 90^\circ = 38^\circ$$

$$w = c \frac{\sin(a + a_1)}{\cos a_1} = 7 \cdot 0,556 = 4 \text{ mètres par seconde.}$$

Cette valeur devra être contrôlée graphiquement.

$$c_1 = w = 4$$

$$h_0 = \frac{r}{3} = 0^m,25 \text{ environ}$$

$$c^2 = 0,96 \sqrt{4^2 + 2g \cdot 0,25} = 4^m,27 \text{ par 1"}$$

$$\sin a_2 = \frac{w}{c_2} = \frac{4}{4,17} = 0.903$$

$$a_2 = 64^\circ = 30'.$$

On peut facilement déterminer cette valeur graphiquement. Au début nous avons posé  $a_2 = 66^\circ$ . Si l'on tient absolument que l'échappement se fasse parallèlement à l'axe, il faudra modifier  $a_2$ . En pratique, cependant, l'approximation est suffisante et on peut continuer le calcul sur cette base. La turbine n° 7 de la table B a un angle  $a_1 = 40^\circ$ , au lieu de 38 que nous avons trouvé, et le rapport  $\frac{w}{\sqrt{2gh}}$  est égal à 0,5 dans cette turbine. Dans notre cas, ce rapport est exactement le même, puisque

$$\frac{w}{\sqrt{2gh}} = \frac{4}{\sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 3,05}} = 0,501.$$

Nous prendrons pour  $z_1$  le même nombre que celui correspondant à la turbine n° 7 ; soit  $z_1 = 60$  et nous ferons :

$$t_1 = t_2 = t = 0,008$$

et la valeur vraie de  $\frac{e_2}{e_1}$  sera :

$$\frac{e_2}{e_1} = \frac{x_1 e_1}{x_2 e_2} \left( \frac{2\pi r \cos a_1 - z_1 t_1}{2\pi r \cos a_2 - z_1 t_2} \right)$$

et en posant  $x_1 = 0,9$  et  $x_2 = 0,7$

$$\frac{e_1}{e_2} = 2,5.$$

Ce résultat concorde avec les chiffres donnés pour la turbine n° 7. Profondeur des guides  $h_1 = \frac{3}{4} h_0 = \frac{3}{4} 0,25 = 0^m,19$  environ.

### Turbines à impulsion.

#### (1) Turbine axiale n° 2.

Il s'agit de construire une turbine s'adaptant aux conditions suivantes :

Pendant 9 mois de l'année, la chute que l'on veut utiliser à une hauteur de  $3^m,33$  et un débit de 3 mètres cubes par seconde ; pendant le reste de l'année sous une hauteur de chute de  $2^m,74$ , le débit devient  $3^m^3,2264$ .

En multipliant le produit du débit par la hauteur de chute, on constate que la puissance totale est plus faible

dans le dernier cas considéré. Comme cet état de choses ne dure que 3 mois de l'année, il sera avantageux de construire la turbine de façon à ce qu'elle fonctionne avec son rendement maximum pour le débit de 3 mètres cubes et la hauteur de chute correspondante, et il faudra s'arranger de façon que ce rendement soit encore assez bon avec la chute de  $2^m,74$  et le débit de  $3^m^3,2264$ .

Dans ce dernier cas la diminution de hauteur de chute provient surtout de ce que le niveau de l'eau dans le coursier d'aval s'est relevé de  $0^m,60$  par suite des inondations. A moins de suspendre la turbine au moins à  $0^m,60$  au dessus du niveau normal, celle-ci fonctionnera noyée pendant trois mois de l'année; nous savons que dans ce cas le rendement est très désavantageux. D'un autre côté, si l'on place la turbine à  $0^m,50$  au-dessus du niveau le plus bas de l'eau, on aura une perte sèche de 18% pendant les  $3/4$  de l'année.

La meilleure solution consiste donc à construire une turbine pouvant fonctionner indifféremment comme turbine à impulsion et comme turbine à réaction, de façon à ce que, même noyée, son rendement ne subisse pas une grande diminution.

La première condition qui se pose est donc de donner aux aubes une section suffisante pour que la turbine puisse fonctionner comme turbine à réaction sous le débit maximum et la hauteur de chute minimum. Sous tous les autres rapports, la turbine sera construite comme une turbine à impulsion pour la chute maximum sous le débit minimum.

Comme la vitesse doit être autant que possible constante, on devra s'arranger de façon à ce que la vitesse

correspondante au rendement maximum soit approximativement la même, que la turbine fonctionne comme turbine à réaction ou à impulsion. L'eau étant amenée directement sur les guides à l'aide d'un grand réservoir, la vitesse de l'eau à la sortie de ceux-ci sera  $0,95 \sqrt{2gh}$  lorsque la turbine fonctionnera comme turbine à impulsion. Pour que cette vitesse soit la même lorsque la turbine fonctionnera noyée, il faut remplir la condition :

$$0,95 \sqrt{(h - h_2) 2g} = K_1 \sqrt{2gh_1}.$$

En faisant comme d'habitude  $h_2 = 0^m,30$ , on aura :

$$0,95 \sqrt{2g \cdot 3^m,5} = K_1 \sqrt{2 \cdot g \cdot 2,74};$$

d'où

$$K_1 = 1,001 = 1.$$

Il faudra donc que, la turbine étant noyée, la vitesse de l'eau au sortir des guides soit égale à la vitesse due à la hauteur totale de chute. Pour atteindre ce résultat, le rapport de  $\frac{A}{A_2}$  doit être faible ; on déduira sa valeur de l'équation :

$$K_1 = \sqrt{\frac{e}{2 \frac{A}{A_2} \sin a \sin a_2}}.$$

En posant

$$a = 64^\circ, a_2 = 68^\circ \text{ et } l = 0,75.$$

On trouvera

$$\frac{1}{A^2} = \frac{e}{K_1^2 2 \sin a \sin a_2} = \frac{0,75}{2 \cdot 0,899 \cdot 0,927} = 0,45.$$

On remarquera que dans une turbine ayant ces proportions, la pression de l'eau à la sortie des guides sera légèrement inférieure à la pression atmosphérique. Sans cette condition, la vitesse ne pourrait être égale à celle due à la hauteur totale de chute à cause du frottement.

La vitesse d'écoulement devient donc :

$$c = 0,95 \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 3^m,05} = 1,0001 \sqrt{2 \cdot 9,81 \times 9}$$

$$c = 7^m,30 \text{ environ par seconde.}$$

On devra calculer  $A$  pour le débit maximum, soit :

$$A = \frac{3^m,2264}{0,89 \times 7,3} = 0^m,5.$$

Nous avons adopté un coefficient 0,89 pour tenir compte, comme on le fait dans les turbines de Girard, de l'étranglement produit par les aubes.

Le rayon moyen de la roue nous sera donné par l'expression :

$$r = 1,5 \sqrt{A} = 1^m,07 ; d = 2^m,14.$$

Et l'écartement des guides sera

$$P = \frac{r}{9} = \frac{1,07}{9} = 0^m,12 ;$$

d'où

$$z = \frac{2\pi r}{P} = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 1,07}{0,12} = 58 \text{ environ.}$$

En donnant aux guides en fer une épaisseur

$$t = 0^m,0085,$$



leur largeur deviendra

$$e = \frac{0,5}{2. 3,14. 1,07. 0,438 - 58. 0,0085} = 0^m,195$$

$$(-) \quad a_1 = 2 \times 64^\circ - 90^\circ = 38^\circ$$

Vitesse moyenne de rotation :

$$w = c \frac{\sin (\alpha + a_1)}{\cos a_1} = 7^m,30, 0,556 = 4^m,08 \text{ par } 1''$$

$$c_1 = w.$$

La profondeur  $h_0$  de chaque aube doit être faite légèrement supérieure à la valeur que l'on aurait adoptée pour une turbine à impulsion simple. Le changement de direction de l'eau ne doit pas être trop brusque ; pour cela on est amené à poser

$$h_0 = \frac{r}{4} = 0^m,25.$$

Pour une turbine à impulsion simple on aurait posé :

$$h_0 = \frac{r}{5}.$$

Vitesse relative d'échappement :

$$c_2 = 0,96 \sqrt{(4^m,70)^2 + 2g. 0,25} = 4^m,44.$$

La valeur vraie de  $a_2$  nous est donnée par la formule :

$$\sin a_2 = \frac{w}{c_2} = \frac{4,08}{4,44} = 0^m,914;$$

d'où

$$a_2 = 66^\circ.$$

Comme il n'y a qu'une différence de  $2^\circ$  entre cette va-

leur et celle que nous avons admise au début, nous pouvons continuer sur ces bases.

Le rapport de  $\frac{e_2}{e_1}$  sera fixé pour la turbine marchant noyée et sera déterminé par le rapport de  $\frac{A}{A_2}$  relativement aux autres dimensions de la roue. D'un autre côté, il faut que la section de sortie soit toujours suffisante pour que le moteur, fonctionnant comme turbine à impulsion, ne soit obstrué à la sortie des aubes. Vérifions si les deux conditions ci-dessus sont compatibles.

Lorsque la turbine fonctionne submergée, l'eau aura une vitesse égale

$$c_2 = c \frac{A}{A_2} = 4,08 \cdot 0,45 = 3^m,40 ;$$

lorsqu'elle marche à écoulement libre, cette vitesse est

$$c_2 = 4^m,44.$$

Il est évident, d'après ces deux valeurs, que si les aubes sont construites pour marcher pleines d'eau avec une vitesse d'échappement de 3<sup>m</sup>,30, elles ne le seront plus lorsque cette vitesse deviendra 4<sup>m</sup>,44, les aubes calculées pour répondre au premier desideratum satisferont donc forcément au second.

On pourra mesurer sur le dessin les valeurs de  $x$ ,  $s_1$ ,  $x_2$ , ce qui permettra de déterminer  $\frac{e}{e_2}$  d'après les formules connues :

$$A = e (zx - z_1 s_1)$$

$$A_2 = e_2 z_1 x_2 ;$$

d'où

$$\frac{e_2}{e_1} = \frac{A_2}{A} \frac{zx - z_1 s_1}{z_1 x_2}.$$

Et en faisant

$$t_1 = t = 0^m,0085 \text{ et } z_1 = 60,$$

on aura

$$\frac{e_2}{e_1} = 2,4.$$

### Turbines à impulsion.

#### (2) Turbine radiale, écoulement extérieur n° 3.

Hauteur de chute  $\approx$  180 mètres. Débit par seconde  $\approx$  0<sup>m</sup>3,4528.

La hauteur de chute est mesurée jusqu'à l'entrée des guides. La chute étant considérable et le débit faible, on aura avantage à employer une turbine à impulsion radiale à axe horizontal. La table *B* renferme quelques chiffres relevés sur une turbine de MM. Rieter et C<sup>ie</sup>, construite pour satisfaire approximativement aux mêmes conditions que nous nous sommes imposées. On pourra comparer ces chiffres avec ceux que nous obtiendrons par le calcul.

Energie disponible :

$$E = \frac{180 \times 0,4528}{75} = 1071,4 \text{ chevaux-vapeur.}$$

Faisons

$$a = 70^\circ, a_2 = 70^\circ.$$

On pourra supposer, pour simplifier les premiers calculs, que l'eau est amenée sur les guides par un

tuyau de section suffisante pour que les pertes par frottement soient négligeables. On peut même en tenir compte jusqu'à un certain point, en donnant au coefficient par lequel on multiplie  $\sqrt{2gh}$  une valeur un peu plus faible que d'ordinaire. Du reste, en assignant à l'eau une vitesse de 1<sup>m</sup>,50 à 1<sup>m</sup>,60 par seconde dans le tuyau d'amenée, on trouverait que le diamètre du tuyau devrait être de 0<sup>m</sup>,61 environ. En supposant que la longueur du tuyau soit égale à deux fois la chute totale, on arriverait à une perte d'environ 0,9 % ; s'il y avait un coude brusque, la perte de charge serait de ce chef d'environ 0<sup>m</sup>,20. En adoptant un coefficient  $K = 0,92$ , on couvrira donc amplement toutes de pertes.

Posons donc

$$c = 0,92 \sqrt{2g \cdot 180} = 54,64 \text{ par seconde}$$

aire des guides

$$\dot{A} = \frac{Q}{0,897} = \frac{0,4528}{0,39 \cdot 54,64} = 0^{\text{m}^2},00929.$$

On donnera une valeur assez élevée à  $r_1$  de façon à ne pas avoir une vitesse de rotation exagérée. Posons, par exemple :

$$r_1 = 13 \sqrt{A} = 1^{\text{m}},27$$

$$P = 0^{\text{m}},075$$

et

$$\frac{e}{e_1} = y = \frac{1}{10}$$

d'où

$$e = 0,125.$$

Proportion de la circonférence entière, non compris l'épaisseur des guides sur laquelle l'eau doit être admise :

$$\Phi = \frac{A}{2\pi r_1 e \cos a} = \frac{0,00929}{2. 3,14. 1,27. 0,125. 0,342} = 0,027.$$

Nombre de guides

$$z = \frac{2\pi r_1 \Phi}{\Phi} = \frac{2. 3,14. 1,27. 0,027}{0,075}$$

$$z = 2,8 = 3.$$

En consultant la table *B* on verra que la turbine que nous avons désignée au début n'a que 2 guides ; ceci n'est que d'une importance secondaire pour ces moteurs, du moment que l'eau est suffisamment dirigée.

En conservant le nombre  $z = 3$  pour les guides, nous pourrions déterminer la valeur exacte de  $\Phi$  en connaissant l'épaisseur des guides. Si on les suppose en acier pris de fonte avec l'enveloppe, on pourra poser :

$$t = 0,0085 ;$$

d'où

$$\Phi = \frac{A + zte}{2\pi r_1 e \cos a} = \frac{0^m,00929 + 2. 0,0085. 0,125}{2. 3,14. 0,125. 0,342} = 0,032$$

$$P = \frac{2\pi r_1 \Phi}{z} = 0,081.$$

On peut mesurer cette longueur très exactement sur le dessin.

$$(-) \quad a_1 = 2a - 90^\circ = 50^\circ,$$

$a_1$  étant négatif comme dans toutes les turbines à impulsion.

La vitesse de la circonférence intérieure de la roue sera :

$$w_1 = c \frac{\sin (a - a_1)}{\cos a_1} = c \frac{\sin 20^\circ}{\cos 50^\circ} = 0,532 c,$$

$$w_1 = 29^m,04 \text{ par } 1'',$$

et

$$r_1 = c_1.$$

On peut donner à la profondeur des aubes  $h_0 = r_2 - r_1$  la valeur :

$$h_0 = \frac{1}{5} r_1 = 0^m,25.$$

Comme l'écoulement de l'eau à travers les aubes se fait dans une direction radiale et extérieure, la vitesse relative de l'eau sur les aubes s'accroîtra et on aura :

$$c_2 = 0,95 \sqrt{c_1^2 + w_2^2 - w_1^2} \approx 2 gh_0,$$

$$c_2 = 33^m,10;$$

ou, la vitesse de la circonférence extérieure étant :

$$w_2 = \frac{r_2}{r_1} w_1 = \frac{r_2 + h}{r_1} w_1 = \frac{6}{5} w_1 = 34^m,87.$$

La valeur exacte de  $a_2$  nous est donnée par la relation  $\sin a = \frac{w_2}{c_2}$  (échappement radial). Comme  $c_2 < w_2$ , la condition ne sera pas remplie et il faudra modifier la valeur de  $a_1$ .

En posant  $a_1 = 54^\circ$ , on aura

$$w_1 = \frac{c \sin 16^\circ}{\cos 43^\circ} = c \times \frac{0,276}{0,588} = 0,47 c$$

ou bien

$$w_1 = 0,432 \sqrt{2gh} = 25^m,62 \quad (K_2 = 0,432)$$

$$c_1 = c \frac{\cos 70^\circ}{\cos 54^\circ} = c \frac{0,342}{0,788} = 0,581, \quad c_1 = 31^m,72$$

$$w_2 = \frac{5}{6} w_1 = 30^m,78 \text{ par seconde.}$$

Et

$$c_2 = 0,95 \sqrt{c_1^2 + w_2^2 - w_1^2 + 2gh_0} = 34^m,25.$$

Le nombre de révolutions par minute serait :

$$n = \frac{w_1 \cdot 60}{2\pi r_1} = 195,$$

$$\sin a = \frac{w_2}{c_2} = \frac{30,78}{34,25} = 0,898;$$

d'où

$$a_2 = 64^\circ.$$

En se reportant à la table *B* on trouvera que l'angle  $a_1$  a une valeur de  $54^\circ$  dans la turbine considérée et que  $a_2$ , calculé en partant de cette valeur, diffère de  $6^\circ$  avec le nombre que nous avons trouvé. Le rapport  $\frac{r_2}{r_1}$  est un peu différent de celui que nous avons adopté dans les calculs précédents, ce qui modifie légèrement les autres dimensions. Ces différences n'ont qu'une faible

influence sur la marche de la turbine : la vitesse de rotation est sensiblement la même, ainsi que l'on peut s'en rendre compte en comparant les valeurs de  $k_2$ .

Il nous reste maintenant à déterminer la valeur de  $\frac{e_2}{e_1}$  :

$$\frac{e_2}{e_1} = \frac{x_1 c_1}{x_2 c_2} \left( \frac{2\pi r_1 \cos a_1 - z_1 t_1}{2\pi r_2 \cos a_2 - z_1 t_2} \right).$$

En faisant  $P = 0^m,075$  on aura pour  $z_1$

$$z_1 = \frac{2\pi r_1}{P} = \frac{2. 3,14. 0,075}{0,075} = 100.$$

Valeur exacte de  $P = 0,0775$ .

En substituant ces valeurs et en posant  $x_1 = 1$  et  $x_2 = 0,5$ , on trouve

$$\frac{e_2}{e_1} = 2,17;$$

d'où

$$e_1 = e_2 + \frac{1}{2} = 0^m,1375,$$

et

$$e_2 = 2,2. e_1 = 0^m,30$$

Dans la turbine de MM. Rieter et C<sup>ie</sup>, on obtient une vitesse d'échappement plus faible, bien que celui-ci ne se fasse pas absolument dans une direction radiale. On pourrait obtenir une plus grande similitude entre notre exemple et les dimensions de la turbine de MM. Rieter et C<sup>ie</sup> en donnant à  $a_2$  une valeur encore plus faible, 52° par exemple ; mais nous croyons inutile de répéter le calcul pour ce petit détail.



D'après la formule donnant la valeur du rapport  $\frac{e_2}{e_1}$ , un accroissement de  $a_2$  amènerait une augmentation du rapport  $\frac{e_2}{e_1}$ . Pour  $a_2 = 70^\circ$ , les autres facteurs conservant leurs valeurs, on trouverait  $\frac{e_2}{e_1} = 2,94$ .

Si l'on continuait à augmenter  $a_2$ , il arriverait un moment où les avantages que nous avons signalés seraient plus que compensés par l'action perturbatrice de la composante verticale du mouvement de l'eau. En pratique, on ne donne jamais à  $a_2$  une valeur suffisamment élevée pour amener une telle perturbation.

Comme terme de comparaison, nous pouvons finalement exprimer le travail produit par la formule :

$$W_{hp} = \frac{Mw_1c \sin a}{g75}$$

$$M = \frac{\text{poids d'eau par seconde}}{g}$$

$$W_{hp} = \frac{452,8. 25,62. 34,64. 0,94}{9,81 75} = 798 \text{ chevaux-vapeur.}$$

On aura donc comme rendement hydraulique :

$$e = \frac{W}{E} = \frac{798}{1071} = 0,745 \text{ ou } 74,5 \text{ \%.}$$

Par suite de la valeur plus grande de l'angle  $a_2$  dans la turbine que nous avons prise comme exemple, la vitesse d'échappement de l'eau étant plus faible, on aura une augmentation de rendement de 2,9 %, ce qui

met celui ci à 77,4 %. En admettant 2 % pour les pertes dues aux résistances passives, on aura un rendement total de 75,4 %. Les constructeurs garantissent un rendement de 75 %.

Dans ces turbines les pertes par frottement dépassent rarement 1,6 %, de sorte qu'en admettant 2 % on conserve une certaine marge au-delà de celle comprise dans le coefficient employé pour déterminer les vitesses du courant.



## CHAPITRE X

### MESURES RELATIVES DU DÉBIT D'UNE SOURCE HYDRAULIQUE

Méthodes diverses. — Mesure directe. — Emploi de compteurs. — Mesure à l'aide de flotteurs. — Ecoulement de l'eau par déversoir : débit théorique ; débit réel. — Facteurs influençant le débit, formule de Braschmann, Dankin et Satter, résultats expérimentaux ; Formule de Wiesbach ; formule de Francis. — Expériences de Fteley et Stearns. — Table résumant les divers résultats. — Mesures effectuées à l'aide de compteurs. — Mesure des niveaux d'eau. — Nouvelle méthode pour mesurer le débit d'une source ; compteur Venturi.

Pour déterminer l'énergie totale d'une chute, la mesure la plus importante et la plus délicate est celle du débit d'eau par seconde. On peut facilement faire des erreurs considérables si l'on ne s'entoure pas de toutes les précaution nécessaires.

Ce qui suit est l'exposé des principales méthodes employées pour déterminer le volume d'eau s'écoulant en un temps donné à travers une section connue. Nous procéderons dans l'ordre suivant :

1<sup>o</sup> Mesure directe en recevant l'eau dans un réservoir calibré.

2<sup>o</sup> Mesure de la vitesse d'écoulement en une section donnée à l'aide d'un compteur.

3° Mesure de la vitesse d'écoulement à l'aide de flotteurs.

4° Mesure par l'écoulement de l'eau sur déversoirs.

5° Mesure à l'aide de divers genres de compteurs.

#### **Mesure directe en recevant l'eau dans un réservoir calibré.**

Cette méthode n'est pratique que pour les chutes de très faible débit. Lorsqu'on peut l'appliquer, c'est certainement la plus exacte ; d'ailleurs, elle ne nécessite l'emploi d'aucun instrument plus ou moins sensible, ni l'emploi de coefficients variables.

En quittant le moteur, l'eau est reçue dans un réservoir de dimensions connues et calibré d'avance. On fait quelquefois usage de plusieurs réservoirs raccordés ensemble.

Il est parfois possible de faire usage de deux réservoirs de petites dimensions que l'on videra successivement. Pendant que l'un d'eux se remplit, l'autre est vidé et inversement.

#### **Compteurs.**

Cette méthode consiste à employer un compteur pour déterminer la vitesse d'écoulement de l'eau dans une section donnée. — Pour obtenir des résultats exacts, il convient de diviser la section totale d'écoulement en un certain nombre de parties égales, autant que possible, et d'effectuer les mesures de vitesses dans chacun de ces compartiments. La moyenne de toutes les observations

donnera la vitesse moyenne d'écoulement à travers la section en question.

Les compteurs sont constitués par une hélice mobile qui est actionnée par le mouvement de l'eau. Les hélices sont quelquefois reliées à un mécanisme électrique enregistreur.

Il est à recommander de se servir de plusieurs compteurs à la fois, et de les soumettre à un étalonnage rigoureux avant leur emploi.

On placera l'axe de chaque compteur dans la direction de l'écoulement moyen. Si on le laissait s'orienter de lui-même, il pourrait prendre une certaine direction correspondant à une vitesse d'écoulement plus grande. Dans ce cas, évidemment, cette vitesse « locale » n'agit que par sa composante parallèle à l'écoulement général sur le débit de la source, et c'est elle qu'il s'agit de mesurer.

Si l'on prend les précautions prescrites ci-dessus, cette méthode donne certainement de très bons résultats. C'est, du reste, avec la méthode des flotteurs, la seule qui soit pratique pour des débits un peu considérables.

Dans chaque section de la veine liquide on devra faire plusieurs observations séparées. Lors de l'essai de la turbine de Jonval à Goeggingen, essai que nous résumons plus loin, on fit huit observations séparées, d'une minute chacune, avec chaque appareil employé.

Comme la surface de l'eau constitue la paroi extérieure de la dernière des sections provisoires dont nous avons parlé, il faudra observer avec soin toute variation du niveau de l'eau.

### Mesure à l'aide de flotteurs.

Cette méthode consiste à mesurer la vitesse d'écoulement à l'aide de flotteurs entraînés par le courant. La vitesse de ces flotteurs est fonction du courant moyen, et l'exactitude de la méthode dépend du coefficient choisi pour déterminer cette fonction.

Comme dans la méthode précédente, il faut avoir soin de diviser la section totale en plusieurs parties ; on mesurera également la vitesse d'écoulement à trois profondeurs différentes au moins. Dans ce but, on suspend à un corps offrant peu de résistance au courant liquide une boule de grand diamètre légèrement plus lourde que l'eau ; celle-ci entraînera donc le corps qui le soutient et permettra ainsi de mesurer approximativement la vitesse du liquide à diverses profondeurs.

On peut aussi, dans le même but, réunir par un cordon très fin deux corps sphériques légèrement plus denses que l'eau. Les deux boules sont situées à des profondeurs différentes et la vitesse résultante sera égale à la vitesse de l'eau à la profondeur moyenne des deux boules. Cette méthode permettra de déterminer la vitesse moyenne d'écoulement à la surface et à une profondeur quelconque que l'on peut faire varier à volonté.

Une autre méthode, destinée à mesurer la vitesse moyenne d'écoulement, consiste à équilibrer une latte en bois de façon à la faire tenir verticalement dans l'eau et à occuper toute la profondeur de la source en question. La vitesse de cette latte donnera la vitesse moyenne du courant liquide.

**Écoulement de l'eau sur déversoir.**

Cette méthode, basée sur l'écoulement de l'eau sur déversoir, est peut-être encore une des plus employées, parce qu'elle est très commode et peut s'appliquer en presque tous les cas.

Le cours d'eau est contrarié par un déversoir et, ou bien l'eau s'écoule par un orifice rectangulaire ouvert en haut et percé dans le déversoir lui-même, ou bien elle s'écoule sur toute la longueur du déversoir. L'arête horizontale prend le nom de « seuil », et les côtés verticaux sont les « joues » du déversoir.

Si nous désignons par  $h$  la hauteur de l'eau au-dessus du « seuil », mesurée à une certaine distance de celui-ci où le niveau de l'eau est à peu près horizontal, et par  $L$  la longueur du déversoir, la quantité d'eau qui passera théoriquement s'exprimera par l'équation :

$$Q = L \frac{2}{3} \sqrt{2gh^3}.$$

L'expérience a prouvé qu'il passe en réalité moins d'eau que ne l'indique la formule. La valeur théorique de  $Q$  devra donc être multipliée par un facteur  $c_1$ , plus petit que l'unité.

De nombreuses recherches ont été faites pour déterminer ce coefficient dans les conditions les plus variées. En supposant que les résultats obtenus soient justes, il faudra néanmoins que le cas où l'on se trouve pour déterminer le débit d'une source corresponde exactement aux conditions dans lesquelles le coefficient a été déterminé.

Le coefficient  $c_1$  varie avec les facteurs suivants :

Longueur du seuil.

Hauteur d'eau au-dessus du seuil.

Largeur du canal d'amenée.

Nature et épaisseur de l'arête du seuil et des joues, suivant que l'eau s'écoule en « minces parois » ou non.

Hauteur du déversoir.

Avec une épaisseur et une forme donnée des arêtes du déversoir, le coefficient  $c_1$  varie surtout suivant le rapport existant entre la longueur du seuil et la largeur du canal, et suivant la hauteur d'eau au-dessus du déversoir. La hauteur du déversoir n'a que peu d'influence sur les résultats obtenus.

Lorsque la longueur du « seuil » est inférieure à la largeur du canal d'amenée, et que l'eau s'écoule en « minces parois », il y a *contraction* de la veine liquide.

Braschmann donne pour calculer  $c_1$  une formule tenant compte du rapport de la longueur  $L$  du seuil à la largeur  $B$  du canal, et de la hauteur  $h$  de l'eau au-dessus du déversoir. Le débit est alors donné par l'équation suivante :

$$Q = \left( 0,3838 + 0,0386 \cdot \frac{L}{B} + \frac{0,00052}{h} \right) L \sqrt{2gh^3}.$$

Les dimensions sont exprimées en mètres.

Cette formule est très employée en Allemagne ; mais, bien que donnant des résultats très corrects en certains cas, elle peut, dans d'autres, s'éloigner assez de la vérité.

C'est donc avec circonspection que l'on doit appliquer les formules de ce genre, et nous ne saurions trop recommander de bien se rendre compte si toutes les



conditions d'expérience qui ont servi à les dresser correspondent au cas auquel on veut appliquer la formule en question.

Les tables que nous donnons plus loin ont été dressées d'après la formule préconisée par MM. Donkin et Salter dans leur communication publiée au « Bulletin des Ingénieurs civils de Londres. » Vol. LXXXIII, 1885-86. Quelques renseignements supplémentaires ont été ajoutés, renseignements ayant trait à l'influence du rapport de la largeur du seuil à la largeur du canal d'amenée et au rapport de la longueur du seuil à la hauteur d'eau  $h$  au-dessus de celui-ci.

Weisbach donne la formule suivante répondant aux expériences de Poncelet et Lesbros sur l'écoulement de l'eau par déversoir :

$$Q = \mu Lh \sqrt{2gh} ;$$

d'où

$$\mu = \mu_0 (1 + 1,718n^4)$$

et

$$n = \frac{4H}{F_0}$$

$F_0$  étant la section du canal d'amenée et  $\mu_0$  un coefficient de Poncelet et Lesbros pour un déversoir de 0<sup>m</sup>,2 de long.

La formule de Francis, souvent employée en Amérique, est la suivante :

$$Q = 0,4164 \sqrt{2 \cdot gh^3}$$

lorsque l'écoulement ne se fait pas en minces parois ; dans le cas contraire il pose :

$$Q = 0,416 (L - 0,1nh) \sqrt{2gh^3};$$

$n$  est égal au nombre de joues, c'est-à-dire égale à 2, en général.

La formule précédente donne des résultats très concordants avec la formule de Braschmam. Lorsque la longueur du seuil est égale à la largeur du canal d'amenée, le coefficient  $c_1$  prend dans ces deux expressions une valeur pratiquement constante.

Avec des déversoirs de faible longueur, les expériences de Fteley et Stearns montrent que la quantité d'eau déversée varie avec  $h$ , lorsque,  $h$  est plus petit que  $0^m,13$ . Le coefficient  $c_1$  est à peu près constant lorsque  $h$  a une valeur supérieure à  $0^m,14$ .

RÉSULTATS D'EXPÉRIENCES SUR L'ÉCOULEMENT DE L'EAU  
 PAR DÉVERSOIR

Noms des expérimentateurs	Longueur du seuil $L$	Hauteur d'eau $h$	Largeur du canal d'arrivée $B$	Coefficient $c$ de la formule $Q = CL \sqrt{2gh^3}$ $c$	Épaisseur des arêtes du déversoir $d$	Hauteur du déversoir $d$	Distance en amont du déversoir ou l'on a mesuré $h$ $l$	Rapport de la longueur du seuil $L$ à la largeur du canal $B$	Rapport	
	cm	cm	mèt.	—	cm	mèt.	mèt.	—	—	
Lesbros.	1,97	7,5	7,68	0,435	très mince	0,0031	3,5	0,00543	0,1624	
	—	15,0	—	0,434		—	—	—	—	0,1312
	—	20	—	0,433		—	—	—	—	0,0656
	—	45	—	0,431		—	—	—	—	0,0457
	—	59	—	0,425		—	—	—	—	0,0555
Castel.	4,52	3,75	0,752	0,4198	0,156	0,1687	0,541	0,0405	0,787	
	—	5	—	0,4194	—	—	—	—	0,59	
	—	7,5	—	0,4181	—	—	—	—	0,393	
	—	10	—	0,4182	—	—	—	—	0,295	
	—	12,5	—	0,4183	—	—	—	—	0,236	
	—	15	—	0,4185	—	—	—	—	0,197	
	—	17,5	—	0,4186	—	—	—	—	0,169	
	—	20	—	0,419	—	—	—	—	0,148	
	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
Denkin et Solter	3,75	1,25	0,45	0,4256	0,156	0,175	0,45	0,0833	3	
	—	1,87	—	0,421	—	—	—	—	2	
	—	3,12	—	0,4174	—	—	—	—	1,2	
	—	3,75	—	0,4156	—	—	—	—	1	
	—	5	—	0,4146	—	—	—	—	0,75	
	—	6,87	—	0,4122	—	—	—	—	0,545	
	—	7,5	—	0,412	—	—	—	—	0,5	
Kennedy	4,37	1,25	0,4255	0,4666	0,156	0,175	0,5255	0,1029	0,5	
	—	1,87	—	0,435	—	—	—	—	0,333	
	—	2,5	—	0,4256	—	—	—	—	0,75	
	—	3,75	—	0,414	—	—	—	—	0,166	
	—	5	—	0,4053	—	—	—	—	0,875	
Castel.	4,9	3,75	0,736	0,4090	0,156	0,175	0,541	0,0670	0,312	
	—	5	—	0,4086	—	—	—	—	0,484	
	—	7,5	—	0,4082	—	—	—	—	0,656	
	—	10	—	0,408	—	—	—	—	0,492	
	—	12,5	—	0,408	—	—	—	—	0,393	

316 MESURES RELATIVES DU DÉBIT D'UNE SOURCE HYDRAULIQUE

Noms des expérimentateurs	Longueur du seuil $L$		Hauteur d'eau $h$		Largeur du canal d'amontée $B$	Coefficient de la formule $Q = CL \sqrt{2gh^3}$ $C$	Épaisseur des arêtes du déversoir $t$	Hauteur du déversoir $d$	Distance en amont du déversoir où l'on a mesuré $h$ $l$	Rapport de la longueur du seuil à la largeur du canal $\frac{L}{B}$	Rapport de $\frac{L}{h}$
	cm	cm	mèt.	—	—	—	cm	mèt.	mèt.	—	—
Castel. .	4,98	15	0,736	0,4082	—	—	0,156	0,1687	0,541	0,0679	0,328
—	—	17,5	—	0,4086	—	—	—	—	—	—	0,281
—	—	26,0	—	0,409	—	—	—	—	—	—	0,246
—	—	22,5	—	0,410	—	—	—	—	—	—	0,218
Smeaton.	7,5	0,625	non obs.	0,442	—	p. donné	p. donné	p. donné	—	—	12
—	—	2,5	—	0,424	—	—	—	—	—	—	3
—	—	5	—	0,412	—	—	—	—	—	—	1,5
—	—	7,5	—	0,588	—	—	—	—	—	—	1
Bidone .	7,52	8,71	0,633	0,5994	—	—	3,3	0,144	0,541	0,1204	0,878
—	—	16,65	—	0,413	—	—	—	—	—	—	0,457
Castel. .	9,84	3,12	0,737	0,411	—	—	0,156	0,1637	0,541	0,14351	3,147
—	—	3,75	—	0,403	—	—	—	—	—	—	2,624
—	—	5	—	0,398	—	—	—	—	—	—	1,968
—	—	7,5	—	0,595	—	—	—	—	—	—	1,312
—	—	10	—	0,394	—	—	—	—	—	—	0,984
—	—	15	—	0,395	—	—	—	—	—	—	0,656
—	—	20	—	0,396	—	—	—	—	—	—	0,092
—	—	23,75	—	0,396	—	—	—	—	—	—	0,414
Smeaton.	15	1,25	n. donné	0,445	—	n. donné	n. donné	n. donné	—	—	12
—	—	2,5	—	0,431	—	—	—	—	—	—	6
—	—	5	—	0,475	—	—	—	—	—	—	3
—	—	7,5	—	0,420	—	—	—	—	—	—	2
—	—	10	—	0,412	—	—	—	—	—	—	1,5
—	—	12,5	—	0,402	—	—	—	—	—	—	1,2
—	—	15	—	0,390	—	—	—	—	—	—	1
Bidone .	16,8	9,9	0,633	0,4003	—	—	3,3	0,144	0,541	0,2655	1,693
Castel. .	19,05	3,12	0,737	0,417	—	—	0,156	0,1637	0,541	0,1703	6,299
—	—	5	—	0,407	—	—	—	—	—	—	3,937
—	—	7,5	—	0,397	—	—	—	—	—	—	2,625
—	—	10	—	0,395	—	—	—	—	—	—	1,968
—	—	15	—	0,395	—	—	—	—	—	—	1,312
—	—	17,5	—	0,397	—	—	—	—	—	—	1,125
—	—	26	—	0,397	—	—	—	—	—	—	0,934

Noms des expérimentateurs	Longueur du seuil $L$	Hauteur d'eau $h$	Largeur du canal d'amenée $B$	Coefficient de la formule $Q = CL \sqrt{2gh^3}$ $C$	Épaisseur des arêtes du déversoir $t$	Hauteur du déversoir $d$	Distance en amont du déversoir où l'on mesure $L$	Rapport de la longueur du seuil $L$ à la largeur du canal $B$	Rapport de $L$ $h$
	cm	cm	mèt.	—	cm	mèt.	mèt.	—	—
Lesbros .	19,65	3,12	3,685	0,410	m. par.	0,538	3,51	0,0543	6,299
—	—	5	—	0,403	—	—	—	—	3,937
—	—	7,5	—	0,397	—	—	—	—	2,625
—	—	16	—	0,395	—	—	—	—	1,968
—	—	12,5	—	0,394	—	—	—	—	1,575
—	—	15	—	0,393	—	—	—	—	1,312
—	—	17,5	—	0,392	—	—	—	—	1,125
Castel .	38,95	3,72	0,733	0,423	0,156	0,1687	0,541	0,5406	11,453
—	—	5	—	0,417	—	—	—	—	7,874
—	—	7,5	—	0,414	—	—	—	—	5,249
—	—	10	—	0,414	—	—	—	—	3,937
—	—	12,5	—	0,415	—	—	—	—	3,149
—	59	3,12	—	0,435	—	—	—	0,8709	10,897
—	—	3,75	—	0,430	—	—	—	—	15,748
—	—	5	—	0,429	—	—	—	—	11,811
—	—	7,5	—	0,436	—	—	—	—	7,874
—	—	10	—	0,429	—	—	—	—	5,905
Boileau .	87,54	5	0,895	0,420	m. par.	6,338	—	0,9709	17,2
—	—	10	—	0,429	—	—	—	—	8,6
—	—	15	—	0,437	—	—	—	—	5,733
—	—	20	—	0,444	—	—	—	—	4,3
—	—	2,5	9,14	0,456	0,156	n. donné	n. donné	0,1	36
Blackwel.	1,5	5	—	0,446	—	—	—	—	18
—	—	7,5	—	0,456	—	—	—	—	12
—	—	10	—	0,411	—	—	—	—	9
—	—	12,5	—	0,401	—	—	—	—	7,2
Fteley et Stearns .	1,50	3,12	1,524	0,456	0,2	1,344	1,829	1	48
—	—	3,75	—	0,443	—	—	—	—	40
—	—	4,37	—	0,431	—	—	—	—	34,289
—	—	5	—	0,418	—	—	—	—	30
—	—	6,75	—	0,414	—	—	—	—	24
—	—	7,5	—	0,422	—	—	—	—	20

318 MESURES RELATIVES DU DÉBIT D'UNE SOURCE HYDRAULIQUE

Noms des expérimentateurs	Longueur du seuil $L$	Hauteur d'eau $h$	Largeur du canal d'aménagé $B$	Coefficient de la formule $Q = CL \sqrt{2gh^3}$ $C$	Épaisseur des arêtes du déversoir $t$	Hauteur du déversoir $d$	Distance en amont du déversoir où l'on mesure $l$	Rapport de la longueur du seuil $L$ à la largeur du canal $B$	Rapport de $\frac{L}{h}$
	cm	cm	mèt.	—	cm	mèt.	mèt.	—	—
Fteley et Stearns .	150	10	1,524	0,419	0,2	1,344	1,829	1	15
—	—	12,5	—	0,418	—	—	—	—	12
—	—	15	—	0,4174	—	—	—	—	10
—	—	17,5	—	0,417	—	—	—	—	8,571
—	—	20	—	0,4166	—	—	—	—	7,5
—	—	22,5	—	0,417	—	—	—	—	6,666
—	—	25	—	0,4174	—	—	—	—	6
Deacon .	243,8	10,25	—	0,4504	0,156	—	—	—	22,599
—	—	15	—	0,4343	—	—	—	—	16
—	—	16,9	—	0,4167	—	—	—	—	14,209
Francis .	30,5	17,5	4,29	0,4146	0,624	1,524	1,829(?)	0,7143	17,143
—	—	20	—	0,4146	—	—	—	—	15
—	—	22,5	—	0,414	—	—	—	—	13,333
—	—	25	—	0,414	—	—	—	—	12
—	—	30	—	0,414	—	—	—	—	10
—	—	35	—	0,4146	—	—	—	—	8,571
—	—	40	—	0,4148	—	—	—	—	7,5
—	—	45	—	0,4143	—	—	—	—	6,666
Francis .	429	22,5	4,29	0,462	0,624	1,524	1,289(?)	1	18,666
—	—	25	—	0,4163	—	—	—	—	16,8
—	—	27,5	—	0,416	—	—	—	—	15,273
—	—	30	—	0,416	—	—	—	—	14
Fteley et Stearns .	579,3	15	5,793	0,412	0,624	2	1,839	1	38
—	—	20	—	0,4114	—	—	—	—	28,5
—	—	25	—	0,411	—	—	—	—	22,8
—	—	30	—	0,4106	—	—	—	—	19
—	—	35	—	0,411	—	—	—	—	16,235
—	—	40	—	0,4111	—	—	—	—	14,25
—	—	45	—	0,4111	—	—	—	—	12,666
—	—	48,75	—	0,4103	—	—	—	—	11,692

D'après M. Francis lui-même, sa formule ne peut être juste que dans le cas où l'écoulement a lieu en minces parois. Un seuil, même légèrement arrondi, ne donnerait plus les mêmes résultats.

L'eau doit avoir une vitesse très faible avant son arrivée sur le déversoir et, dans ce but, la profondeur du canal avant le seuil doit être égale à  $\frac{1}{3}$  au moins de la longueur  $L$  de celui-ci. Sans cette condition, l'eau aurait une certaine vitesse propre qui influencerait notablement sur le débit du déversoir.

Lorsque les arêtes du déversoir ont une certaine épaisseur, le coefficient  $c_1$  a une valeur plus élevée que pour l'écoulement en minces parois. Blackwell a fait des expériences avec des déversoirs de 2<sup>cm</sup>,5 d'épaisseur ; mais, comme en général on préfère calculer le débit en se servant de déversoirs minces, nous n'avons pas enregistré ses résultats dans notre tableau.

Les dernières expériences faites sur ce point ont été effectuées par Bazin et publiées dans les « Annales des Ponts et Chaussées » en octobre 1888.

### Mesures à l'aide de compteurs.

Cette méthode, basée sur l'emploi de compteurs, n'est praticable que pour les sources de débit relativement faible. L'exactitude des résultats dépend des instruments employés, en sorte qu'il convient de les vérifier soigneusement avant leur emploi et de déterminer les causes d'erreur s'il y en a.

### Mesure des niveaux d'eau.

Pour déterminer la hauteur d'eau agissant sur une turbine ou le niveau en amont d'un déversoir, on se sert généralement de l'instrument représenté Fig. 126 bis. Une planche *X* est maintenue par un retour à angle droit d'une tige formant étrier. Sur cette tige *T* glisse un curseur *P* dont la pointe est dirigée vers le haut. On

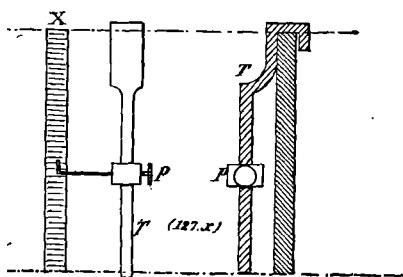


Fig. 126 bis. — Élévation Coupe.

règle le curseur de façon à le faire affleurer à la surface de l'eau dont on veut mesurer la profondeur. L'affleurement de la pointe avec le plan d'eau peut être établi avec une extrême précision, au moment où la pointe plongée toute entière dans l'eau vient en soulever la surface.

On effectue les lectures à l'aide d'un micromètre.

En mesurant la colonne d'eau agissant sur une turbine, il faudra effectuer la mesure dans le coursier d'amont, et non directement au-dessus de la turbine. Souvent, en effet, il y a une dépression due à un tourbillonnement au-dessus des guides de la turbine.

*Compteur Venturi.* — M. Clemens Herschell propose un nouveau moyen de mesurer le débit d'eau d'un tuyau. Cette méthode est basée sur le fait suivant,



étudié et approfondi par Venturi. Lorsque l'eau passe dans un tuyau dont la section diminue graduellement pour augmenter ensuite, la pression dans la section la plus petite est inférieure à la pression régnant de chaque côté dans les sections de grandeur croissante.

La différence de pression peut être supérieure à une atmosphère et peut être mesurée à l'aide d'un micromètre quelconque. La vitesse d'écoulement dans la plus petite section sera théoriquement proportionnelle à la différence de pression existant entre celle-ci et la section normale du tuyau, plus l'influence de la vitesse d'écoulement dans cette dernière qui, du reste, est généralement très faible. La vitesse théorique, calculée d'après ces données, devra être multipliée par un coefficient expérimental.

Les expériences de M. Herschel ont eu pour but de déterminer ce coefficient. Ses essais ont porté sur deux grandeurs d'ajutages du système Venturi qui ont été essayés dans des tuyaux de 0<sup>m</sup>,30 et 2<sup>m</sup>,74 de diamètre.

L'ajutage consiste simplement en un tuyau à étranglement qui constitue, avec le manomètre, l'appareil susceptible de déterminer le débit du tuyau.

Le diamètre de la section la plus faible était environ  $\frac{1}{3}$  de celui de la section la plus grande ; les angles des deux cônes étaient petits. Si nous désignons par  $D$  le plus grand diamètre, la longueur du plus petit cône était environ 1,68  $D$  et celle du plus grand cône 7,37  $D$  (Voir les Fig. 127 et 128). Dans les expériences effectuées avec le tuyau de 0<sup>m</sup>,30, l'appareil était entouré d'une chambre à air communiquant avec l'intérieur par quatre trous de 0<sup>cm</sup>,6.

Avec le tuyau de  $2^{\text{m}},74$  de diamètre, le Venturi

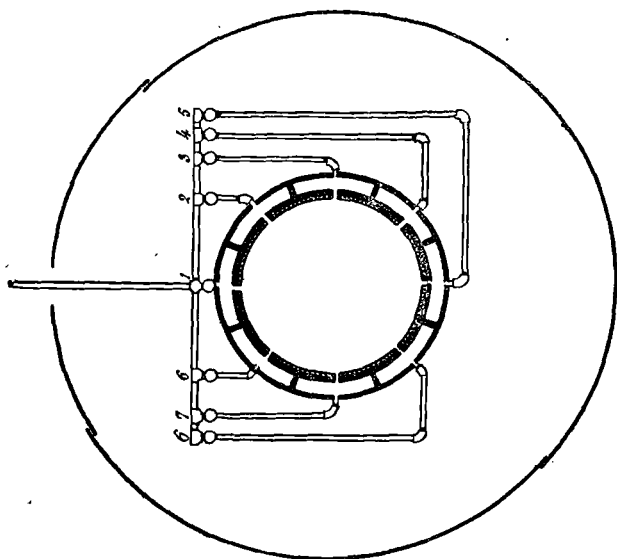


Fig. 127.

était entouré de huit chambres à air spéciales communiquant chacune avec l'intérieur. Ainsi que le montre la Fig. 128, chacune de ces chambres à air possédait un conduit spécial. Les expériences portèrent sur des vitesses d'écoulement variant de  $0^{\text{m}},60$  à  $15^{\text{m}},24$  par seconde. La dépression constatée dans les chambres à air, d'une valeur presque nulle, est montée jusqu'à  $12^{\text{m}},19$  de colonne d'eau.

Dans une série d'expériences effectuées avec le

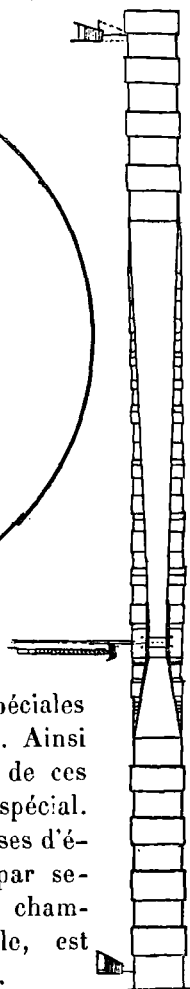


Fig. 128.

tuyau de 2<sup>m</sup>,74 de diamètre, les résultats obtenus ne variaient pas plus de 1/2 % avec la moyenne générale. En réduisant l'emploi du Venturi à des vitesses supérieures à 2<sup>m</sup>,74 par seconde dans l'appareil, ce qui correspond à la vitesse de 0<sup>m</sup>,50 par seconde dans le tuyau employé, on peut obtenir des résultats plus rigoureux encore. Dans les essais portant sur le tuyau de 0<sup>m</sup>,30 de diamètre, le débit était mesuré à l'aide d'un réservoir collecteur. On s'est servi d'un déversoir pour les essais avec le tube de 2<sup>m</sup>,74 de diamètre.

La valeur du coefficient  $c$  à multiplier par la vitesse théorique dans la formule

$$\text{vitesse} = c \sqrt{2gh}$$

a été trouvée généralement égale à 0,99.  $h$  désigne la différence de pression entre la section la plus forte et la plus faible du Venturi.

Soit  $p_1$  et  $p_2$  ces pressions respectives;  $A_1$  et  $A_2$  les sections correspondantes. L'équation de l'hydrodynamique prendra la forme suivante :

$$p_1 + \left(\frac{A_2}{A_1}\right)^2 \frac{c^2}{2g} = p_2 + \frac{c^2}{2g},$$

$c$  désignant la vitesse d'écoulement à travers la section la plus faible. On a donc

$$c = \sqrt{\frac{p_1 - p_2}{1 - \left(\frac{A_2}{A_1}\right)^2} 2g};$$

et comme

$$p_1 - p_2 = h$$

et

$$\frac{A_2}{A_1} = \frac{1}{9}, \quad 1 - \frac{A_2^2}{A_1^2} = \frac{80}{81},$$

on obtient théoriquement,

$$c = 1,0062 \sqrt{2gh}.$$

Nous avons vu que, pratiquement, il faut poser

$$c = 0,99 \sqrt{2gh}.$$

Depuis ces essais, ce nouveau compteur s'est rapidement répandu en Amérique. A l'exposition de Chicago en 1893, c'est un compteur Venturi qui mesurait le débit total de l'eau à l'Exposition.

Le compteur a été combiné avec un appareil enregistrant le volume total de l'eau débitée. Comme tous les appareils de ce genre, il se compose d'un tambour mobile sur lequel vient appuyer un stylet traçant une courbe représentant une fonction du débit et du temps, c'est-à-dire le volume total de l'eau écoulée depuis que l'appareil a été mis en marche. Nous n'entrerons pas dans les détails de ce compteur qui peut, du reste, varier de forme à l'infini.



## CHAPITRE XI

### DESCRIPTION DE TURBINES. — EXPÉRIENCES

Remarques générales. — Expériences de Ritinger avec des turbines de Jonval. — Résumé des résultats. — Turbine de Haenel. — Résumé des résultats. — Courbes. — La turbine de Jonval à Goeggingen. — Les turbines d'Olching. — Expériences de Francis ; turbines de Tremont et de Boott. — Analyse des résultats. — Station d'essai de Holyoke. — Turbine de Collin avec et sans tube de succion. — Turbine de Boyden. — Turbine Hercule. — Expériences de Francis sur les turbines de Humphrey. — Turbine Little-Giant. — Turbines de Girard à Varzin. — Turbine à impulsion et à écoulement extérieur de Terni. — Turbine de Immenstadt. — Turbines de Schaffhouse. — Roue de Pelton. — Petite turbine à impulsion pour chute élevée. — Turbine de Fourneyron à Saint-Blaise. — Installation du Niagara. — Expériences de Francis sur les turbines Swain. — Table A ; résultats expérimentaux et théoriques. — Table B et C ; dimensions des principales turbines existantes. — Vitesse de rendement maximum de turbines d'après des résultats d'expériences. — Causes des divergences entre les résultats pratiques et théoriques. — Expériences de Fliegner. — Remarques générales.

Bien qu'on ait effectué un grand nombre d'essais sur les turbines, il n'y a qu'un petit nombre de résultats publiés qui peuvent servir d'étude et de point de comparaison. Sous ce rapport, les anciennes expériences sont plus utiles que celles de nos jours ; elles sont plus générales, surtout au point de vue des variations des vitesses d'entraînement. Très souvent, les auteurs des es-

sais oublie de nous donner certaines dimensions de la turbine, telles que les inclinaisons des aubes et des guides, de sorte que toute comparaison entre des résultats de calculs et les résultats d'expériences devient impossible. Les deux facteurs principaux déterminés par les auteurs dans toutes leurs expériences sont la puissance totale disponible et le travail utile développé. Ce dernier facteur peut être déterminé avec assez d'exactitude à l'aide d'un frein. Il n'en est pas de même de la puissance totale qui nécessite des essais très minutieux pour déterminer le débit de la source hydraulique.

Dans ce qui suit, nous avons choisi les expériences où l'on trouve le plus de détails sur la mesure de la puissance totale et qui, par conséquent, offraient le plus de garantie d'exactitude. Nous avons résumé, autant que possible, toutes les dimensions des turbines citées dans le courant de ce chapitre (table A) et nous avons fait ressortir également l'influence de ces dimensions sur la vitesse de rotation et d'écoulement. La table A renferme aussi les résultats de calcul basés sur des données expérimentales. On a, par exemple, calculé la vitesse d'écoulement d'après le débit normal et la section effective des guides, d'où l'on a déduit la vitesse de rotation théorique que l'on peut ainsi comparer avec cette même vitesse déterminée expérimentalement.

Le coefficient  $K_1$ , affectant la vitesse a été également calculé d'après le rendement observé en appliquant la formule

$$K_1 = \sqrt{\frac{e}{2 \frac{A}{A_2} \sin \alpha \sin \alpha_2}}$$

On peut ainsi se rendre compte des divergences entre la pratique et la théorie.

Dans le cas des turbines de date plus ancienne, comme celles de Rittinger, dont les rendements sont très inférieurs à ceux des turbines actuelles, les valeurs que nous avons données pour  $\mu$  et  $\mu_1$  ne sont plus applicables et, si on calcule  $c$  d'après ces dernières à l'aide de la formule (VI A), la pratique et la théorie ne donneront plus des résultats concordants. Pour ces raisons, nous nous sommes servi pour déterminer  $K_1$  de la formule ci-dessus, qui donne cette valeur en fonction du rendement que l'on peut déterminer pratiquement.

La section réelle des guides  $A$  n'est pas, il faut s'en souvenir, la section effective. Il faut en retrancher une certaine quantité pour tenir compte de l'étranglement produit par les aubes en passant devant les orifices des guides.

### **Expériences de Rittinger sur des turbines de Jonval.**

Nous avons déjà eu souvent l'occasion de mentionner ces expériences dans le courant de cet ouvrage. Elles offrent de l'intérêt à plusieurs points de vue. En premier lieu, chaque série d'expériences a été effectuée avec des turbines de puissance approximativement égale et sous des hauteurs d'eau égales. On a fait varier les vitesses d'entraînement sur une grande échelle, et enfin, ce qui n'est pas le moindre avantage de ces essais, les débits d'eau ont été mesurés d'une façon rigoureuse à l'aide de réservoirs jaugés.

M. Rittinger a effectué trois séries d'expériences à

différentes époques et avec huit turbines différentes. Nous en donnons les résultats plus loin.

Les huit turbines expérimentales de Rittinger étaient de construction plus ou moins anormale ; l'angle  $\alpha_1$  était souvent négatif et les aubes possédaient quelquefois des contre-aubes. C'est probablement à cause de ces conditions que le rendement était relativement mauvais. Dans les turbines 1, 4, 5, 6, 7  $\alpha_1$  est négatif. Cet angle, au contraire, a une valeur positive assez élevée dans les turbines 2 et 3.

Les expériences ont été faites avec tous les guides ouverts et avec un certain nombre fermés. Au point de vue de comparaison, les premiers essais offrent seuls de l'intérêt et ce sont eux, seulement, que nous résumons plus loin.

La vitesse de rotation théorique a été calculée sous les hypothèses suivantes : 1° l'eau entre sur les aubes sans chocs ; 2° l'échappement est vertical ; 3° la vitesse de rendement maximum est donnée par l'équation  $\frac{1}{2} (c_2 \sin \alpha_2 + c \sin a)$ . Cette équation implique que la vitesse d'écoulement est constante pour toutes les vitesses de rotation, ce qui théoriquement parlant est inexact.

On trouvera cependant, en consultant le tableau des résultats, que les vitesses de rotation calculées d'après les conditions 1 et 2 coïncident assez bien avec les résultats d'expériences, ce qui prouve que les hypothèses admises sont assez fondées pour les turbines en question. Si l'on détermine cette vitesse d'après la condition 3° l'écart est un peu plus grand.

L'accord entre la théorie et la pratique pourrait être



meilleur encore si les inclinaisons des aubes n'étaient pas si anormales. Les raisons de ces divergences sont étudiées dans le chapitre « Sur la vitesse de rendement maximum d'une turbine » et sont dues surtout à ce que dans les turbines précitées, la condition d'entrée de l'eau sans chocs sur les aubes ne coïncide pas avec la pratique. »

Les chiffres des tables suivantes sont exprimés en mesures françaises.

### Résumé des expériences de Rittinger.

#### *Turbine n° 1.*

$a = 78^\circ$  inclinaison des guides à la sortie de l'eau

$a_1 = 61^\circ$  (—) . . . . aubes à l'entrée. . . .

$a_2 = 64^\circ$  . . . . . à la sortie. . . .

$z = 28^{\text{cm}},6$  rayon moyen de la roue

$z_1 = 12$  nombre de guides

$r_1 = 14$  nombre d'aubes

$e_1 = 11^{\text{cm}},4$  largeur des aubes en haut

$e_2 = 11^{\text{cm}},4$  . . . . . en bas

Profondeur des guides à la sortie =  $3^{\text{cm}},3$ .

Profondeur des aubes à la sortie de l'eau =  $3^{\text{cm}},94$ .

$$\frac{A}{A_2} = 0,522$$

	$h$	$Q$	$n$	$\epsilon$	Remarques
1	1m,975	0m <sup>3</sup> ,1615	160	0	
2	1, 96	0, 17	147	0,326	
3	1, 95	0, 173	144	0,395	
4	1, 945	0, 175	140	0,455	
5	1, 945	0, 178	136	0,509	
6	1, 942	0, 182	131	0,553	
7	1, 94	0, 1836	126	0,590	
8	1, 938	0, 186	122	0,626	
9	1, 936	0, 189	116	0,646	
10	1, 934	0, 192	110	0,659	
11	1, 933	0, 1955	105	0,671	
12	1, 93	0, 197	102	0,673	
<b>13</b>	<b>1, 928</b>	<b>0, 199</b>	<b>99</b>	<b>0,673</b>	Degré de réaction faible $c = 4,85$ mètres
14	1, 926	0, 201	96	0,672	
15	1, 926	0, 21	89	0,667	
16	1, 923	0, 225	87	0,656	
17	1, 92	0, 245	80	0,631	

Vitesse de rotation de rendement maximum

observée. . . . . = 2<sup>m</sup>,88

(1) Vitesse calculée pour l'entrée de l'eau

sans chocs. . . . . = 2<sup>m</sup>,78

(2) Vitesse calculée pour l'échappement ver-

tical. . . . . = 2<sup>m</sup>,16

(3) Vitesse calculée par la formule  $1/2 (c_2$

$\sin a_2 + c \sin a)$ . . . . . = 3<sup>m</sup>,32

Moyenne de (1) et (2). . . . . = 2<sup>m</sup>,47

*Turbine n° 2.*

$$a = 73^\circ$$

$$a_1 = 54^\circ$$

$$a_2 = 74^\circ$$

$$r = 28^{\text{cm}},6$$

$$z = 12$$

$$z_1 = 24$$

$$e_1 = 11^{\text{cm}},4$$

$$e_2 = 11^{\text{cm}},4$$

Profondeur des guides à la sortie de l'eau  $3^{\text{cm}},72$

Profondeur des aubes à la sortie de l'eau  $1^{\text{cm}},31$

$$\frac{A}{A_2} = 1,274 \quad A = 0^{\text{m}^2},046$$

	$h$	$Q$	$n$	$\varepsilon_0$	Remarques
1	$1^{\text{m}},98$	$0^{\text{m}^3},1722$	242	0	Grand degré de réaction  $C = 3^{\text{m}},48$
2	1, 98	0, 157	201	0,452	
3	1, 98	0, 1675	189	0,533	
4	1, 98	0, 167	177	0,601	
5	1, 98	0, 166	164	0,655	
6	1, 98	0, 166	150	0,687	
7	1, 98	0, 166	143	0,695	
8	<b>1, 98</b>	<b>0, 165</b>	<b>135</b>	<b>0,697</b>	
9	1, 98	0, 164	127	0,697	
10	1, 98	0, 1635	119	0,688	
11	1, 98	0, 163	102	0,650	
12	1, 98	0, 162	84	0,586	

Vitesse de rendement maximum observée =  $3^{\text{m}},9$

(1) Vitesse calculée pour entrée de l'eau sans

chocs . . . . . =  $4^{\text{m}},53$

(2) Vitesse calculée pour écoulement verti-

cal . . . . . =  $4^{\text{m}},1$

(3) Vitesse calculée d'après la formule

$(1/2 c_1 \sin a_1 + \sin a)$  . . . . . =  $3^{\text{m}},64$

Moyenne de (1) et (2) . . . . . =  $4^{\text{m}},315$

*Turbine n° 3.*

$a = 68^\circ$

$a_1 = 65^\circ$

$a_2 = 75^\circ$

$r = 28^{\text{cm}},6$

$z = 12$

$z_1 = 12$

$e_1 = 11^{\text{cm}},4$

$e_2 = 11^{\text{cm}},4.$

Profondeur des guides à la sortie de l'eau =  $5^{\text{cm}},26$ Profondeur des aubes à la sortie de l'eau =  $2^{\text{cm}},72$ 

$$\frac{A}{A_2} = 1,661 \quad A = 0^{\text{m}^2},0646.$$

	$k$	$Q$	$n$	$\eta$	Remarques
1	1 <sup>m</sup> ,185	0 <sup>m</sup> <sup>3</sup> ,2286	168	0	Très grand degré de réaction  $C = 3$ mètres
2	1, 9	0, 221	224	0,405	
3	1, 91	0, 2195	211	0,479	
4	1, 915	0, 214	198	0,543	
5	1, 918	0, 22	183	0,589	
6	1, 921	0, 21	168	0,622	
7	1, 925	0, 209	160	0,631	
8	<b>1, 93</b>	<b>0, 208</b>	<b>151</b>	<b>0,622</b>	
9	1, 93	0, 207	142	0,630	
10	1, 932	0, 206	132	0,618	
11	1, 94	0, 204	113	0,587	
12	1, 95	0, 202	91	0,519	

Vitesse de rendement maximum observée =  $4^{\text{m}},36$ 

(1) Vitesse calculée pour l'entrée de l'eau

sans chocs. . . . . =  $5^{\text{m}},18$

- (2) Vitesse calculée pour l'échappement vertical. . . . . =  $4^m,82$   
 (3) Vitesse calculée d'après la formule  
 $(1/2 c_1 \sin a_1 + c \sin a)$  . . . . . =  $3^m,8$   
 Moyenne de (1) et (2). . . . . = 5 mètres

Les turbines numéros 1, 2 et 3 ont été spécialement construites pour se rendre compte des divers degrés de réaction sur leur fonctionnement. Les résultats des essais effectués sur la turbine n° 3 montrent bien que le rendement diminue à mesure que le degré de réaction augmente. Cependant, il faut remarquer que dans des essais effectués avec une partie des guides fermés, le rendement se trouvait moins affecté avec la turbine n° 3 qu'avec les deux autres. Ainsi, avec la moitié des guides fermés la diminution de rendement pour les turbines 1, 2 et 3 était respectivement de 13, 19 et 10 %.

Un écart de 10 % de la vitesse normale affectait les rendements des turbines comme suit :

Réduction de 1 à 2 % : turbine n° 1.

Réduction de 1 à 2 1/2 % : turbine n° 2.

Réduction de 1/3 % : turbine n° 3.

Le rapport de la vitesse normale à la vitesse des turbines à vide était :

$$\begin{array}{ll} \text{pour la turbine n° 1 de } \frac{1}{1,61} \\ \text{» } \text{ » } \text{ n° 2 de } \frac{1}{1,79} \\ \text{» } \text{ » } \text{ n° 3 de } \frac{1}{1,77} \end{array}$$

La quantité d'eau consommée augmentait avec la vitesse dans le cas de la turbine n° 1, à cause de la valeur négative de l'angle  $a_1$ . Le contraire avait lieu pour les turbines n° 2 et n° 3, ce qui concorde avec la théorie.

*Turbine n° 4.*

$$a = 78^\circ$$

$$a_1 = -63$$

$$a_2 = 65^\circ$$

$$r = 22\text{cm}$$

$$z = 12; \frac{A}{A_2} = 0,418 \quad A = 0\text{m}^2,0168$$

$$z_1 = 24$$

$$e_1 = 8\text{cm},75$$

$$e_2 = 8\text{cm},75$$

Profondeur des guides à la sortie =  $1\text{cm},70$

— aubes — =  $1\text{cm},925$

— à l'entrée =  $2,04$

	$h$	$Q$	$n$	$\epsilon_0$	Remarques
1	2 <sup>m</sup> ,98	0, m <sup>3</sup> 1	289	0	Courbure normale des aubes
2	2, 94	0, 1225	186	0,693	
3	2, 91	0, 1265	171	0,711	
4	2, 91	8, 1284	174	0,715	$C = 7\text{m},10$
5	2, 905	0, 13	156	0,711	
6	2, 902	0, 132	141	0,705	
7	1, 901	0, 136	126	8,674	
8	2, 9	0, 14	112	—	

Vitesse de rendement maximum observée = 3<sup>m</sup>,64.

(1) Vitesse calculée pour l'entrée de l'eau sans chocs. . . . . = 4<sup>m</sup>,05.

(2) Vitesse calculée pour l'échappement vertical. . . . . = 2<sup>m</sup>,675.

(3) Vitesse calculée d'après la formule  $1/2 (c_2 \sin a_2 + c \sin a)$ . . . . . = 4<sup>m</sup>,8.

Moyenne de (1) et (2) = 3<sup>m</sup>,362.

*Turbine n° 5.*

$a = 76^\circ$

$a_1 = - 61^\circ$

$a_2 = 65^\circ$

$r = 22^{\text{cm}}$

$e_1 = 8^{\text{cm}}, 75$

$e_2 = 8^{\text{cm}}, 75$

Profondeur des guides à la sortie de l'eau = 2<sup>cm</sup>,08.

— aubes — = 1<sup>cm</sup>,865.

— — à l'entrée — = 2<sup>cm</sup>,08.

$\frac{A}{A_2} = 0,504 \quad A = 0^{\text{m}^2}, 197.$

	$h$	$Q$	$n$	$\epsilon_0$	Remarques
1	2 <sup>m</sup> ,9	0,095	289	0	La profondeur des aubes est constante $C = 5^{\text{m}}, 8$
2	2, 89	0,117	284	0,623	
3	2, 89	0,119	176	0,636	
4	2, 88	0,121	167	0,641	
5	<b>3, 88</b>	<b>0,153</b>	<b>159</b>	<b>0,645</b>	
6	2, 87	0,1245	150	0,639	
8	2, 87	0,1285	143	0,618	
8	2, 86	0,1304	115	0,575	

Vitesse de rendement maximum	= 3 <sup>m</sup> ,50
(1) Vitesse calculée pour l'entrée de l'eau sans chocs. . . . .	= 3 <sup>m</sup> ,48
(2) Vitesse calculée pour l'échappement radial. . . . .	= 2 <sup>m</sup> ,73
(3) Vitesse calculée par la formule $1/2$ ( $c_1 \sin a_2 + c \sin a$ ). . . . .	= 4 <sup>m</sup> ,145
Moyenne de (1) et (2)	= 3 <sup>m</sup> ,08

Les essais des turbines n<sup>os</sup> 4 et 5 ont été effectués à Mariazell ; ils étaient destinés à mettre en relief l'influence des diverses formes d'aubes sur le fonctionnement d'une turbine.

L'inclinaison des aubes de la turbine n<sup>o</sup> 4 était normale ; l'angle  $a_1$  était négatif. La turbine n<sup>o</sup> 5 a été construite de façon à avoir des aubes de profondeur constante sur toute leur longueur.

Rendement maximum de la turbine n<sup>o</sup> 4, 71 1/2 % ; la turbine n<sup>o</sup> 5 a donné 64 1/2 % seulement.

Avec la moitié des guides fermés, le rendement de la turbine n<sup>o</sup> 4 n'était plus que de 37 %. Dans les mêmes conditions, la turbine n<sup>o</sup> 5 avait un rendement de 35 %.

Le rapport de la vitesse normale à la vitesse à vide était :

pour la turbine n<sup>o</sup> 4, de  $\frac{1}{1,76}$  ;

— — n<sup>o</sup> 5, de  $\frac{1}{1,81}$ .



*Turbine n° 6*

$$a = 73^{\circ} 20'$$

$$a_1 = - 59^{\circ} 40'$$

$$a_2 = 63^{\circ} 50'$$

$$r = 15^{\text{cm}}, 4$$

$$e_1 = 6^{\text{cm}}, 16$$

$$e_2 = 6^{\text{cm}}, 16$$

$$z = 12$$

$$z_1 = 24$$

Profondeur des guides à la sortie de l'eau = 1<sup>cm</sup>, 575.

— aubes — = 1<sup>cm</sup>, 315.

— à l'entrée — = 1<sup>cm</sup>, 575.

$$\frac{A}{A_2} = 0,54 \quad A = 0^{\text{m}^2}, 0105.$$

	<i>h</i>	<i>Q</i>	<i>n</i>	<i>se</i>	Remarques
1	5 <sup>m</sup> , 58	0 <sup>m</sup> <sup>3</sup> , 0786	586	0	<i>C</i> = 8 <sup>m</sup> , 15
2	5, 56	0, 081	540	0, 241	
3	5, 52	0, 0832	493	0, 41	
4	5, 51	0, 0855	447	0, 544	
5	5, 51	0, 0878	400	0, 633	
5	5, 505	0, 0898	354	0, 687	
7	5, 505	0, 091	331	0, 697	
8	5, 5	0, 092	308	0, 70	
9	5, 5	0, 0935	285	0, 694	
10	5, 498	0, 0945	262	0, 679	
11	5, 49	0, 0965	216	0, 621	

Vitesse de rendement maximum observée = 4<sup>m</sup>, 78.

(1) Vitesse calculée pour l'entrée de l'eau

sans chocs. . . . . = 4<sup>m</sup>, 36.

- (2) Vitesse calculée pour l'échappement  
vertical. . . . . = 3<sup>m</sup>,95.  
 (3) Vitesse calculée d'après la formule 1/2  
 ( $c_2 \sin a_2 + c \sin a$ ). . . . . = 5<sup>m</sup>,91.  
 Moyenne de (1) et (2) . . . . . = 4<sup>m</sup>,15.

*Turbine n° 7.*

$$a = 75^{\circ} 50'$$

$$a_1 = -66^{\circ}$$

$$a_2 = 61^{\circ}$$

$$r = 15^{\text{cm}}$$

$$e_1 = 6^{\text{cm}},16$$

$$e_2 = 6^{\text{cm}},16$$

$$z = 12$$

$$z_1 = 20$$

Profondeur des guides à la sortie de l'eau = 1<sup>cm</sup>,51.

— aubes — = 1<sup>cm</sup>,88.

— — à l'entrée de l'eau = 1<sup>cm</sup>,51.

$$\frac{A}{A_2} = 0,433 \quad A = 0^{\text{m}^2},0105.$$

	$h$	$Q$	$n$	$\epsilon_0$	Remarques
1	5 <sup>m</sup> ,52	0 <sup>m</sup> <sup>3</sup> ,093	430	0,485	Aubes normales  $C = 9^{\text{m}},45$
2	5, 51	0, 0955	392	0,574	
3	5, 49	0, 098	357	0,138	
4	5, 48	0, 101	320	0,67	
5	5, 47	0, 102	302	0,678	
6	5, 56	0, 103	283	0,676	
7	5, 45	0, 106	247	0,659	
8	5, 44	0, 108	210	0,616	

Vitesse de rendement maximum observée = 4<sup>m</sup>,68.

(1) Vitesse calculée pour l'entrée de l'eau sans chocs. . . . . = 3<sup>m</sup>,98.

(2) Vitesse calculée pour l'échappement vertical. . . . . = 3<sup>m</sup>,6.

(3) Vitesse calculée d'après la formule  $1/2 (c_2 \sin a_2 + c \sin a)$ . . . . . = 6<sup>m</sup>,4.

Moyenne de (1) et (2) = 3<sup>m</sup>,77.

*Turbine n° 8.*

Les dimensions de cette turbine sont les mêmes que celles de la précédente ; seules les aubes ont une courbure différente.

	<i>n</i>	<i>Q</i>	<i>n</i>	<i>ε</i>	Remarques
1	5 <sup>m</sup> ,52	0 <sup>m</sup> <sup>3</sup> ,095	440	0,481	<i>C</i> = 9 <sup>m</sup> ,82
2	5, 5	0, 098	403	0,576	
3	5, 49	0, 101	367	0,641	
4	4, 47	0, 103	432	0,679	
5	5, 46	0, 1045	315	0,691	
6	5, 45	0, 106	297	0,691	
7	5, 445	0, 107	209	0,69	
8	5, 44	0, 1085	261	0,68	
9	5, 43	0, 112	235	0,645	

Vitesse de rendement maximum observée = 4<sup>m</sup>,60

(1) Vitesse calculée pour l'entrée de l'eau sans chocs. . . . . = 4<sup>m</sup>,13

(2) Vitesse calculée pour l'échappement vertical. . . . . = 3<sup>m</sup>,70

(3) Vitesse calculée d'après la formule 1/2

$$(c_2 \sin a_2 + c \sin a). \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . = 6^m,63$$

$$\text{Moyenne de (1) et (2)} \quad \quad \quad = 3^m,92$$

Si, en déterminant  $A$ , on ne tient pas compte de l'étranglement causé par les aubes en passant devant les guides, on trouve que toutes les turbines de Rittinger satisfont à la condition d'entrée de l'eau sans choc et d'échappement vertical; il est donc probable que M. Rittinger a négligé ce facteur. Ce qui semble confirmer ce fait, c'est que les turbines 4 et 5 donnent un débit de  $0^m^3,1284$  et de  $0^m^3,123$ . Elles avaient été calculées pour des débits de  $0^m^3,156$  et de  $0^m^3,1631$ , ce qui indique nettement que la section des guides n'était pas suffisante.

Les turbines 6, 7 et 8 ont été construites pour qu'on puisse se rendre compte de l'influence de la forme des aubes. Les aubes de la turbine 6 étaient de construction normale, mais celles de la turbine 7 avaient une profondeur décroissante jusqu'à l'échappement. Le contraire avait lieu pour la turbine 8. Les essais ont prouvé que ces différents modes de construction n'influaient que peu sur le rendement.

Le rapport de la vitesse normale à la vitesse à vide était de  $\frac{1}{119}$  pour la turbine n° 6.

L'examen de la table  $A$ , résumant et groupant les essais effectués sur les turbines de Rittinger, montre nettement l'influence du rapport  $\frac{A}{A_2}$  sur la vitesse d'écoulement et sur la vitesse de rotation.

L'accord entre les chiffres calculés et les résultats d'expériences déterminant  $K$  est assez satisfaisant, surtout si l'on considère que la section des guides est quelque peu incertaine.

Pour les turbines 1, 5, 6, 7 et 8, c'est la vitesse calculée pour l'entrée de l'eau sans chocs qui s'approche le plus des résultats d'expériences. Au contraire, pour la turbine 4, c'est la vitesse moyenne calculée pour l'entrée de l'eau sans chocs et l'échappement axial qui satisfait le mieux à l'expérience. Dans tous ces moteurs l'angle  $\alpha$  est négatif.

Avec les turbines 2 et 3, c'est la vitesse calculée pour l'échappement vertical qui s'accorde le mieux avec l'expérience. L'angle  $\alpha_1$  y a une valeur positive très élevée, ainsi que le rapport  $\frac{A}{A_2}$ . La vitesse déterminée par l'expérience est plus petite que la vitesse théorique.

En l'absence de données exactes sur l'épaisseur des parois des aubes, on a supposé que ceux-ci causaient une diminution de section de 10 % et on a multiplié la section réelle  $A$  par 0,9 pour avoir la section effective. Ce facteur 0,9 serait un peu faible pour une grande turbine ; il est assez exact pour les petites turbines qui ont servi dans ces essais, car l'épaisseur des aubes a, dans ce cas, plus d'influence sur la section effective des guides que dans les grands moteurs.

### Expériences de Haenel sur une turbine axiale.

En 1861, Edouard Haenel, à qui l'on attribue généralement les premières turbines à contre-aubes, fit une

série d'essais sur une turbine construite par lui. Ces essais sont très complets et très instructifs.

Haenel effectua ses expériences en collaboration avec Bernhard-Lehmann, de Magdebourg.

### *Description de la turbine.*

Huit turbines semblables avaient été construites pour actionner un moulin à Rothenbourg sur la Saale. C'est sur une de celles-ci que les essais ont porté. La Fig. 130 montre une section verticale du moteur.

Les guides étaient constitués par une enveloppe intérieure sur laquelle ils étaient rivés et par une enveloppe extérieure réunie aux fondations. Il y avait 32 guides dont 24 de 0<sup>cm</sup>,613 d'épaisseur, les huit autres ayant une épaisseur de 0<sup>cm</sup>,8, de façon à pouvoir recevoir huit tiges en fer qui venaient se fixer sur l'enveloppe extérieure des guides. Autour de l'enveloppe en question, on avait ménagé une chambre annulaire divisée en 32 compartiments communiquant chacun, d'une part avec les 32 canaux constitués par les guides et, d'autre part, avec un tube en fer qui s'élevait au-dessus du niveau supérieur de l'eau. Une buselure portant quatre bras en fonte se trouvait rivée sur l'enveloppe intérieure; l'espace entre chaque bras était obstrué par un secteur en fer. Au milieu se trouvait également un palier pour guider l'axe de la turbine, constitué par trois blocs de bois de Gaillac.

La roue elle-même était constituée par quatre bras en fonte réunis par un anneau également en fonte sur lequel étaient rivées les aubes en fer. Celles-ci étaient également réunies à une enveloppe extérieure en tôle

de fer. Les aubes étaient munies de 32 contre-aubes de 0<sup>cm</sup>,615 d'épaisseur.

Les surfaces des guides et des aubes avaient été soigneusement polies pour réduire autant que possible le frottement.

Le moteur était, en outre, muni d'un régulateur à rouleaux dont nous avons déjà donné la description page 170. Sur les bandes de gutta-percha on avait rivé des bandes de fer de 0<sup>cm</sup>,3 d'épaisseur, larges de 2<sup>cm</sup>,1 et écartées les unes des autres de 0<sup>cm</sup>,3.

L'axe de la turbine était creux et suspendu au-dessus de l'eau à l'aide d'un pivot en fer fixé rigidement aux fondations.

Les aubes étaient construites de façon à offrir partout une section constante au passage de l'eau. Dans ce but, on les avait munies de contre-aubes.

#### *Dimensions de la turbine.*

Diamètre extérieur des guides et des aubes à l'entrée de l'eau . . . . .	1 <sup>m</sup> ,76.
Diamètre intérieur des guides et des aubes à l'entrée de l'eau . . . . .	1 <sup>m</sup> ,37.
Diamètre moyen des guides et des aubes à l'entrée de l'eau . . . . .	1 <sup>m</sup> ,57.
Diamètre extérieur des aubes à la sortie de l'eau . . . . .	1 <sup>m</sup> ,96.
Diamètre intérieur des aubes à la sortie de l'eau . . . . .	1 <sup>m</sup> ,18.
Epaisseur intérieure des aubes à l'entrée de l'eau. . . . .	$= e_1 = 0^m,391.$

Épaisseur des aubes à la sortie de

l'eau . . . . .	$= e_2 = 0^m,783.$
Profondeur des aubes . . . . .	$= h_0 = 0^m,314.$
	$a = 67^{\circ},30'.$
	$a_1 = 43^{\circ}.$

Inclinaison des aubes à la sortie de l'eau :

Côté concave . . . . .	$a_2 = 63^{\circ},40'.$
Côté convexe . . . . .	$a_2 = 67^{\circ}.$
Section des guides à la sortie (mesurée). . . . .	$A' = 0,324.$
Section effective des guides à la sortie.	$A = 0,2836.$
Section effective des aubes à l'échappement . . . . .	$A_2 = 0,592.$
	$\frac{A}{A_2} = 0,47.$

*Mesure du travail utile.* — Le travail utile fut mesuré sur la poulie à l'aide d'un frein de Prony ordinaire. Nous ne décrivons pas ce frein bien connu du lecteur.

Pour déterminer le travail réellement effectué par la turbine, il fallait ajouter au travail effectué sur le frein celui qui était dépensé pour vaincre les résistances passives. Dans ce but, on évalua les surfaces des coussinets et, connaissant la pression qui s'exerçait dessus, on calcula approximativement les pertes par frottement d'après la formule de Morin. On ne tint pas compte de la pression exercée de haut en bas par l'écoulement de l'eau sur les aubes, pression absolument négligeable étant donné le poids de la turbine. Nous désignerons par  $e$  le



rapport du travail effectué par la roue (travail mesuré au frein plus les résistances passives) à l'énergie totale disponible. C'est ce que nous avons appelé le « rendement hydraulique » du moteur ;  $e_2$  est le rendement industriel.

*Mesure du débit de la source hydraulique.* — Pour déterminer la quantité d'eau utilisée par la turbine, on suivit la méthode basée sur l'emploi de flotteurs. Le coursier d'amont avait une section absolument rectangulaire et se prêtait bien à la mesure de la vitesse d'écoulement de l'eau.

Le flotteur était constitué par deux disques en bois de  $0^m,914$  de diamètre sur 5 centimètres d'épaisseur. Les deux disques se trouvaient réunis par 12 barreaux en bois également espacés les uns des autres et disposés sur une circonférence de  $0^m,81$  de diamètre. La profondeur totale du flotteur se trouvait être ainsi de  $0^m,76$ .

On mesura le temps que le flotteur mettait pour franchir une distance de  $16^m,64$  après avoir acquis un mouvement uniforme.

On mesura les niveaux d'eau tout près de la turbine. Le niveau d'eau dans le coursier d'aval fut mesuré à l'aide d'un tube de  $3^cm,75$  de diamètre, plongeant dans l'eau du coursier d'aval et remontant plus haut que le niveau de l'eau dans le coursier d'amont. A l'aide d'un flotteur muni d'une corde et d'un repère, on pouvait mesurer la hauteur d'eau dans ce tube sur une échelle fixe. On détermina le niveau de l'eau dans le coursier d'amont près de son entrée dans la turbine, à l'aide d'une autre échelle.

On n'observa aucune dépression, ni mouvement tourbillonnaire qui aurait pu fausser les lectures. On pou-

vait faire varier le niveau de l'eau dans le coursier d'aval à l'aide d'une vanne ordinaire.

Les expériences portèrent sur des vitesses variant depuis  $O$  jusqu'à la vitesse à vide. Le rapport entre la vitesse normale et la vitesse à vide était, dans le cas des premières séries d'expériences avec tous les guides ouverts, de 0,482. Avec 20 guides actifs, ce rapport était devenu 0,507. Il faut cependant faire observer relativement à ces chiffres que la différence des niveaux de l'eau n'était pas absolument la même lorsque la turbine fonctionnait à vide ou sous sa charge normale. La valeur vraie du rapport dans les deux cas est très voisine de  $1/2$ .

*Comparaison entre les résultats expérimentaux et les chiffres calculés.* — L'entrée de l'eau se fait sans chocs sur les aubes, si la condition :

$$\frac{w}{c} = \frac{\sin(a + a_1)}{\cos a_1} \quad (a_1 \text{ est négatif})$$

est remplie.

L'échappement vertical se produit si l'on a :

$$\frac{w}{c} = \frac{A}{A_2} \sin a_2.$$

Si l'on substitue les valeurs de  $a$ ,  $a_1$ ,  $a_2$ ,  $A$  et  $A_2$  relatives à la turbine de Haenel dans les formules précédentes, on trouve que

$$(1) \quad \frac{\sin(a + a_1)}{\cos a_1} = 0,5412$$

$$\text{et (2)} \quad \frac{A}{A_2} \sin a_2 = 0,434.$$

Les deux conditions ci-dessus ne peuvent donc pas être remplies à la fois.

L'expérience a prouvé que pour deux charges d'eau différentes, le rapport de la vitesse normale à la vitesse d'écoulement variait de

$$\begin{array}{r} 0,51489 \\ \text{à} \quad 0,57724 ; \end{array}$$

ce qui donne une moyenne de

$$0,546.$$

Ce chiffre s'accorde assez bien avec la valeur théorique déterminant l'entrée de l'eau sans chocs. Les résultats obtenus en appliquant cette condition seront suffisamment exacts pour la pratique, car une variation de 7 ou 8 % de la vitesse de la turbine influe peu sur le rendement.

Il est à remarquer que dans les turbines qui n'ont pas été calculées en même temps pour l'échappement vertical et l'entrée de l'eau sans chocs, c'est cette dernière condition qui donne les résultats s'accordant le mieux avec les résultats d'expériences. Certains auteurs proposent de prendre une moyenne entre les chiffres calculés pour les deux conditions. Dans notre cas on aurait alors

$$\frac{w}{c} = 0,4878,$$

résultat qui ne concorde pas moins avec l'expérience que le chiffre 0,54.

Le rapport de la valeur théorique de la vitesse sous

l'influence de la chute totale d'eau à la valeur de cette même vitesse calculée d'après la formule

$$K_1 = \sqrt{\frac{e}{\frac{A}{A_1} \sin a \sin a_2}}$$

est, pour le rendement maximum donné par l'expérience,  $e = 0,69\ 49$  ;

$$K_1 = 0,930.$$

L'expérience directe prouve, au contraire que pour les séries d'expériences (1) et (2)  $K_1$  a la valeur suivante

expérience (1)  $K_1 = 0,8484$

et

expérience (2) et  $K_1 = 1,1035,$

Cette dernière valeur de  $K_1$  montre que la pression entre les guides et les aubes est plus petite qu'une atmosphère, puisque la vitesse réelle est plus grande que la vitesse théorique.

La variation considérable de  $K_1$  dans ces deux séries d'expériences ne peut s'expliquer qu'en supposant que, sous des conditions spéciales, une partie de l'eau contenue dans les guides et les aubes ne participe pas ou ne participe que très-peu au mouvement général. Pour toute la série d'expériences résumées dans la table II, l'immersion de la turbine n'était que de 0<sup>m</sup>,15. Pour les expériences de la table III, cette immersion était de 0<sup>m</sup>,75. C'est probablement à cette différence que l'on

doit la modification qui se produit dans la section des guides, par la présence d'eau stagnante. Les valeurs de

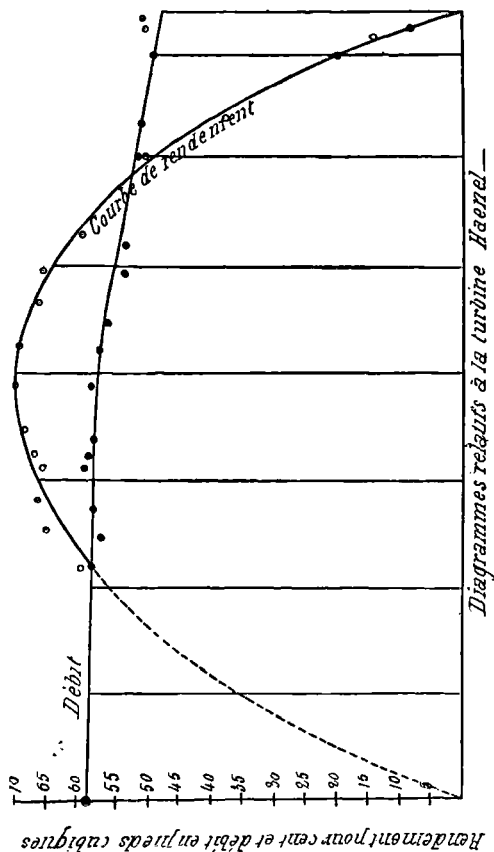


Fig. 129.

$K_1$  montrent que dans les deux cas la turbine fonctionne comme turbine à réaction. S'il n'en avait pas été

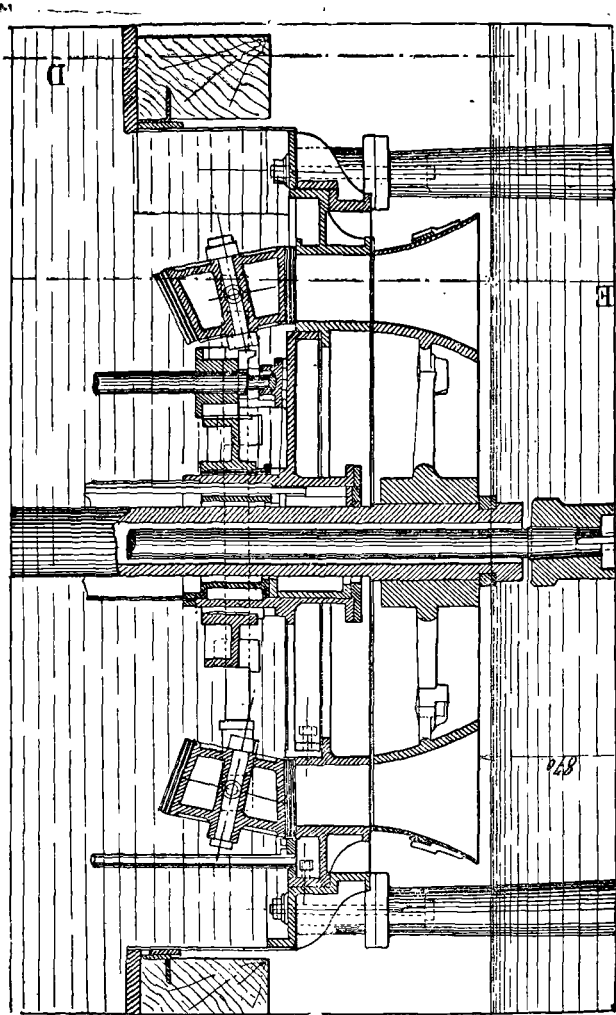


Fig. 130. — Turbine Haenel. — Section.

ainsi, le coefficient  $K_1$  aurait été plus petit que 1 et plus grand que 0,84. Avec une vitesse de rotation sensiblement supérieure à la vitesse normale et une immersion de 0<sup>m</sup>,11 seulement, on obtint une valeur de  $K_1$  qui fait pressentir que la turbine marchait comme turbine à impulsion.

A cause de la section constante des aubes dans les turbines du genre de celles de Haenel, la vitesse relative de l'eau est constante ainsi que sa pression qui est, dans ce cas, peu différente de celle de l'atmosphère. La pression de l'eau à la sortie des guides sera donc voisine de celle de l'atmosphère, et sa vitesse d'écoulement sera à peu près la même que si la turbine fonctionnait à échappement libre.

Les divers tableaux résumant les expériences montrent que la consommation d'eau décroît à mesure que la vitesse de la turbine augmente. Cette particularité, que nous avons du reste déjà rencontrée, est due à la valeur négative de  $a_1$ .

L'ouverture ou la fermeture des tuyaux destinés à ventiler les guides n'avait pas grande influence sur le fonctionnement de la turbine.

Les courbes de la Fig. 129 sont construites avec les débits et les rendements comme ordonnées. On a porté les nombres de tours en abscisse.

Les tables I, I<sub>a</sub>, II et III contiennent tous les résultats des expériences effectuées sur la turbine de Haenel.

TABLE I

RÉSULTATS D'EXPÉRIENCES. — TURBINE HAENEL

Nombre de guides ouverts	Hauteur totale de la colonne d'eau $h$	Hauteur de la turbine au-dessus (+) ou au-dessous (-) du niveau inférieur de l'eau	Débit par seconde $Q$	Nombre de tours par minute $n$	Energie totale de l'eau par seconde $E_a$	Travail utile mesuré sur le frein $W_e$	Rendement $\epsilon_e$
	mètres	mèt. (-)	mèt. cub.		kgmèt.	kgmèt.	
3	1,29	0,604	—	15,5	0	0	0
6	1,34	0,518	—	30	0	0	0
8	1,32	0,56	—	36	0	0	0
12	1,29	0,61	—	42	0	0	0
16	1,17	0,622	—	44	0	0	0
16	1,22	0,662	0,53	32,5	686	396	0,371
16	1,21	0,662	0,535	32	685	390	0,569
20	1,145	0,645	—	47	0	0	0
22	1,20	0,662	0,800	32	1020	650	0,637
22	1,22	0,662	0,753	31,5	1015	640	0,63
22	1,285	0,585	0,885	31	1165	720	0,619
22	1,12	0,71	0,98	0	1162	0	0
24	1,165	0,668	—	51	0	0	0
24	1,12	0,74	0,7	50,5	830	0	0
24	1,10	0,74	0,893	27,41	1041	637	0,611
26	1,17	0,667	0,956	32	1193	689	0,579
26	1,07	0,763	0,956	28,75	1060	667	0,650
26	1,106	0,75	0,725	52	850	0	0
28	1,165	0,71	—	54,5	0	0	0
28	1,22	0,645	1,036	32,25	1345	810	0,662
28	1,215	0,641	1,086	30,5	1335	888	0,6615
32	1,12	0,71	—	55	0	0	0
32	1,111	0,71	1,185	34,25	1392	895	0,641
32	1,207	0,61	1,32	33,5	1670	1070	0,640
32	1,209	0,61	1,32	32	1670	1115	0,667



TABLE I<sup>a</sup>

	Nombres de guides ouverts		Hauteur totale de la colonne d'eau		Hauteur de la turbine au-dessus (+) ou au dessous (-) du niveau inférieur de l'eau		Débit par seconde		Nombre de tours par minute		Energie totale de l'eau par seconde		Travail utile mesuré au frein		Rendement	
	$h$ mètres					mètres	$Q$ mètres cubes		$n$	$E_a$ kilogram- mètres		$W_e$ kilogram- mètres		$E_r$		
2	1,86		0,0507	—					20,75	0		0		0		
3	1,83		0,0507	—					49,4	0		0		0		
4	1,9		0,0507	—					50,5	0		0		0		
4	1,89		0,0253	0,139					31,5	280		154		0,555		
4	1,85		0,0386	0,141					27	276		156		0,565		
6	1,89		0,0253	0,223					34,5	446		250		0,56		
8	1,89		0,0253	—					59	0		0		0		
8	1,88		0	0,299					36,5	594		372		0,624		
8	1,89		0	0,331					32	577		374		0,64		
12	1,89		0	—					61	0		0		0		
12	1,855		0,0253	0,481					34,5	950		602		0,633		
12	1,83		0	0,54					0	1 048		0		0		
14	1,79		0,0507	0,576					49,25	1 091		514		0,47		
14	1,81		0,0735	0,58					35,25	1 110		735		0,66		
14	1,81		0,0635	0,59					33,75	1 130		734		0,65		
14	1,82		0,635	0,505					32,166	1 165		700		0,599		
14	1,805		0,635	0,631					30,166	1 210		702		0,58		
16	1,88		0	0,705					64	1 400		0		0		
16	1,83		0,507	0,681					34,25	1 320		855		0,649		
16	1,83		0,0253	0,781					0	1 396		0		0		
20	1,87		0,0253	—					66	0		0		0		
20	1,775		0,0762	0,84					33,5	1 580		1 065		0,674		
24	1,83		0,0253	—					67	0		0		0		
24	1,775		0,0762	0,831					34,5	1 650		1 050		0,634		
28	1,765		0,0858	1,11					49	2 320		1 220		0,592		
28	1,735		0,1142	1,36					33	2 485		1 820		0,636		
32	1,79		0,0636	1,31					69,5	2 484		0		0		
32	1,69		0,137	1,61					33,5	2 882		2 501		0,64		

TABLE

Nombre de guides ouverts	Hauteur d'eau totale	Hauteur de la turbine au-dessus ou au-dessous du niveau inférieur de l'eau	Débit par seconde	Nombre de tours par minute	Energie totale	Travail utile mesuré au frein	Rendement	Travail utile plus résistances passives
	$h$ mètres	mètres (-)	$Q$ mètres cubes	$n$	$E_a$ kilogram-mètre	$W_e$ kilogram-mètre	$F_e$	$W$ kilogram-mètre
4	1,96	0	0,141	29	512	202	0,647	220
8	1,95	0,031	0,338	27,5	702	463	0,661	482
12	1,92	0,0635	0,514	36,5	1 060	742	0,709	767
16	1,905	0,0635	0,7	35	1 420	965	0,681	980
24	1,83	0,115	1,135	31,5	2 160	1 420	0,666	1 485
32	1,85	0,089	1,395	71,5	2 740	168	0,661	117
—	1,84	0,089	3,382	72	2 705	230	0,085	278
—	1,835	0,094	1,32	70	2 570	406	0,158	454
—	1,805	0,101	1,37	65,5	2 620	920	0,353	965
—	1,79	0,115	1,39	60	2 630	1 180	0,464	1 251
—	1,77	0,137	1,44	55	2 700	1 540	0,57	1 576
—	1,76	0,139	1,45	49,5	2 720	1 725	0,63	1 760
—	1,75	0,1523	1,53	45,25	2 850	1 840	0,64	1 870
—	1,74	0,158	1,56	42	2 880	1 940	0,674	1 982
—	1,74	0,158	1,615	39	2 980	2 020	0,681	2 070
—	1,74	0,158	1,64	34,5	2 960	2 000	0,673	2 030
—	1,74	0,158	1,66	32,5	3 020	1 980	0,656	2 010
—	1,74	0,158	1,66	31	3 040	1 970	0,643	2 008
—	1,75	0,139	1,62	28	3 025	1 950	0,645	1 970
—	1,75	0,139	1,615	25	2 980	1 890	0,632	1 905
—	1,75	0,139	1,65	22	3 020	1 790	0,592	1 800
—	1,75	0,139	1,66	0	3 040	0	0	0

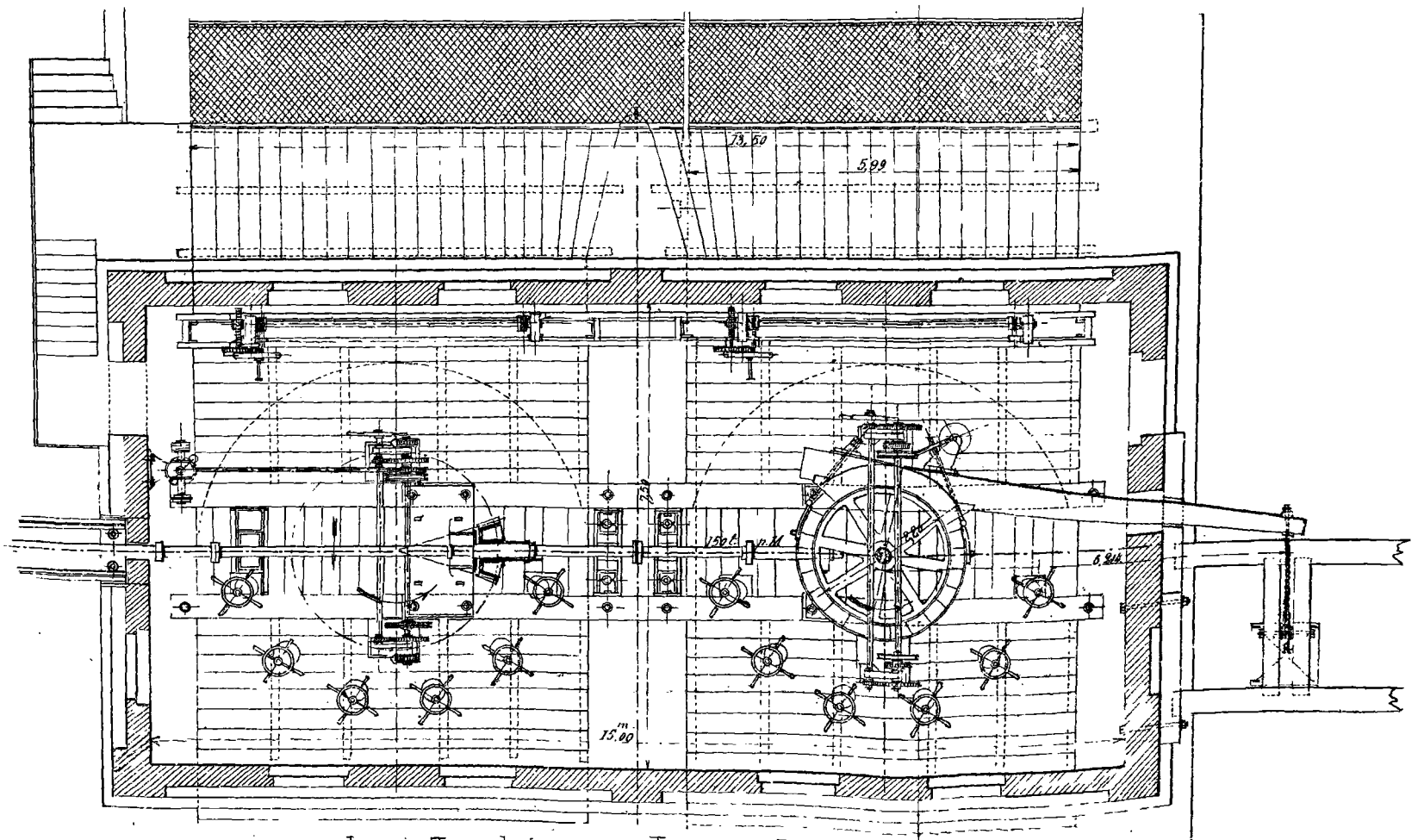
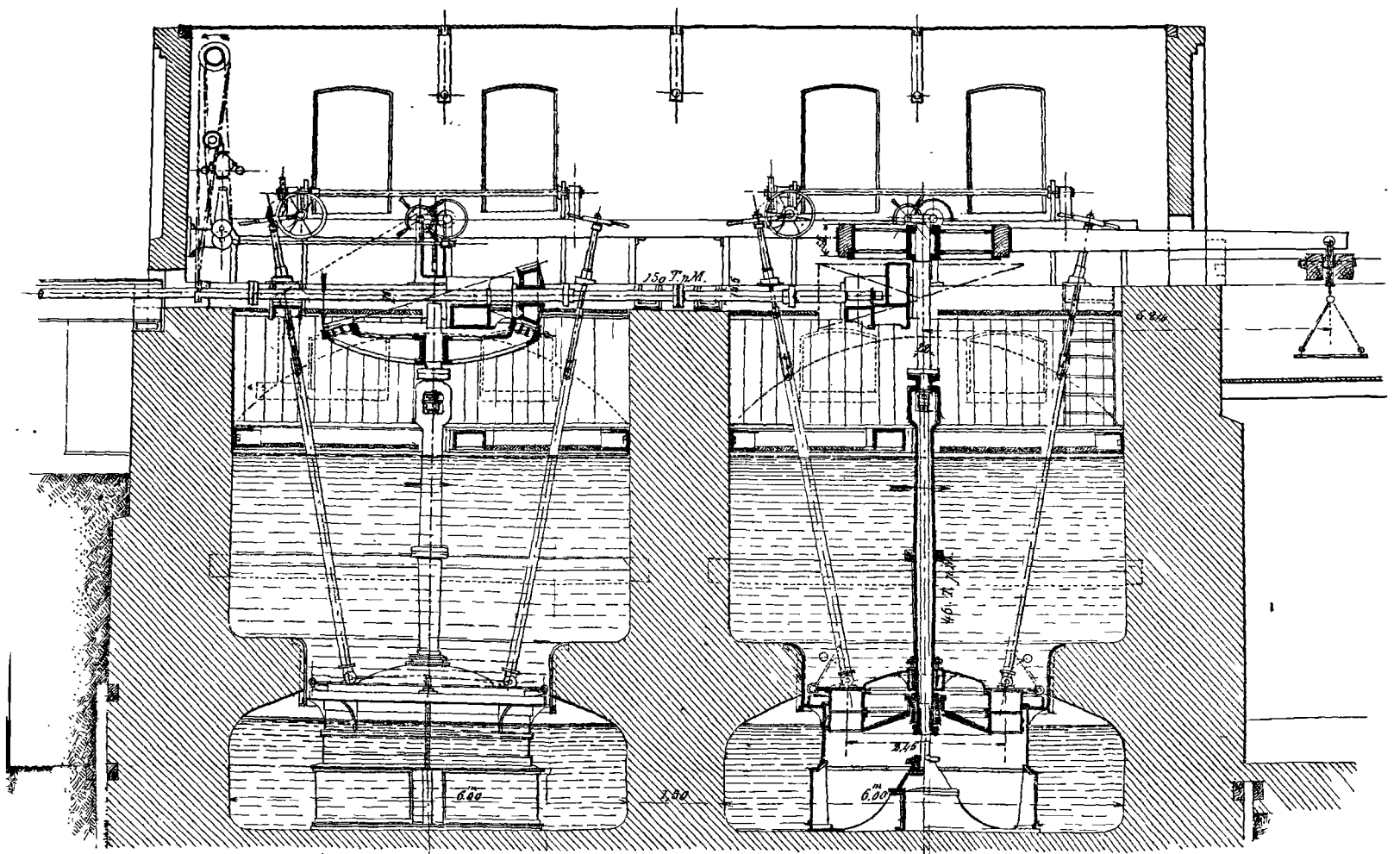


Fig. 131 les Turbines Jonval à Goeggingen







II

Rendement hydraulique	Vitesse théorique de l'eau dans les guides	Vitesse réelle de l'eau au sortir des guides	Vitesse de la circonférence moyenne de la roue	Rapport de la vitesse théorique à la vitesse réelle d'écoulement	Rapport de la vitesse moyenne d'entraînement de la source à la vitesse théorique d'écoulement	Remarques
E	V mètres par 1"	C mètres par 1"	w mètres par 1"	K <sub>1</sub>	K <sub>2</sub>	
0,71	5,6	4,47	2,38	0,8	0,414	Pour calculer $C = \frac{A}{Q}$ on a à déterminer A, la section effective des guides en tenant compte et de l'étranglement produit par les autres en passant devant les guides et de l'espace de temps pendant lequel, les autres coïncident avec les guides, cet étranglement n'avait pas lieu.
0,687	5,62	5,07	2,19	0,904	0,39	
0,753	5,62	5,14	2,93	0,914	0,519	
0,698	5,6	5,24	2,78	0,939	0,49	
0,675	5,54	5,65	2,51	1,019	0,45	
0,070	5,54	5,22	5,80	0,94	1,044	
0,103	5,52	5,18	5,64	0,938	1,04	
0,176	5,52	4,92	5,60	0,895	1,0117	
0,389	5,46	5,12	5,06	0,934	0,925	
0,479	5,46	5,18	4,80	0,946	0,874	
0,584	5,46	5,37	4,23	0,98	0,772	
0,646	5,46	5,45	3,94	0,993	0,721	
0,657	5,46	5,74	3,61	1,045	0,659	
0,684	5,46	5,85	3,35	1,067	0,612	
0,6901	5,46	6,05	3,12	1,1035	0,568	
0,682	5,46	6	2,75	1,0966	0,502	
0,663	5,46	6,10	2,60	1,113	0,473	
0,85	5,46	6,22	2,48	1,135	0,451	
0,652	5,46	5,95	2,23	1,11	0,408	
0,638	5,46	6	1,99	1,096	0,364	
0,597	5,46	6,10	1,75	1,113	0,32	
0	5,46	5,85	0	1,0688	0	

TABLE

Nombre des guides ouvertes	Hauteur totale de la colonne	Hauteur de la turbine au-dessus (+) ou au-dessous (-) du niveau de l'eau	Débit par seconde	Nombre de tours par minute	Energie totale	Travail utile	Rendement
	$h$ mètres	(-) mètres	$Q$ mètres cubes	$n$	$E_a$ kilogram-mètres	$W_u$ kilogram-mètres	$E_r$
16	1,5	0,47	0,596	22,25	935	586	0,626
16	1,51	0,47	486	25,5	920	589	0,639
24	1,53	0,451	726	55,25	1 165	144	0,124
—	1,52	0,457	735	53	1 158	308	0,166
—	1,51	0,457	730	46,5	1 150	540	0,464
—	1,525	0,457	795	41	1 268	714	0,563
—	1,5	0,47	812	31,25	1 262	842	0,665
—	1,51	0,457	851	32	1 350	930	0,689
—	1,51	0,457	851	26,5	1 350	925	0,684
—	1,507	0,464	95	37,75	1 408	965	0,647
—	1,51	0,457	1,065	0	1 682	0	0
—	1,49	0,482	—	0	—	0	0
32	1,507	0,463	1,025	60,5	1 620	155	0,095
—	1,507	0,463	1,025	58,5	1 620	340	0,209
—	1,54	0,432	0,998	53,5	1 615	620	0,384
—	1,535	0,432	1,025	48,5	1 652	845	0,510
—	1,518	0,438	1,09	44	1 735	1 020	0,589
—	1,525	0,438	1,12	41	1 780	1 190	0,667
—	1,525	0,438	1,19	36,25	1 965	1 265	0,663
—	1,528	0,438	1,23	33	1 966	1 340	0,683
—	1,51	0,45	1,23	28,25	1 960	1 310	0,671
—	1,525	0,432	1 348	26,125	2 150	1 370	0,635
—	1,525	0,432	1,41	23	2 250	1 305	0,581
—	1,525	0,432	1,435	0	2 310	0	0



III

Travail utile plus résistances passives	Rendement hydraulique	Vitesse théorique d'écoulement	Vitesse réelle	Vitesse de la circonférence moyenne	Rapport de la vitesse réelle à la vitesse théorique d'écoulement	Rapport de la vitesse de la circonférence moyenne à la vitesse théorique d'écoulement
W kilogrammètres	E	V mètres	C mètres	$\omega$ mètres	$K_1$	$K_2$
605	0.645	5.35	4,42	2,02	0,824	0.377
604	0,656	5.34	4.3	1.8	0.799	0.334
182	0.156	5.4	3.58	4.4	0.663	0.816
342	0,297	5,36	3,60	4,21	0,669	0,787
572	0.496	5.37	3.58	3,72	0,667	0,691
742	0.586	5.38	3,92	3,26	0,726	0,607
866	0.685	5.35	3,99	2,9	0,743	0,541
950	0.705	5,37	4,20	2,525	0,782	0,475
940	0,690	5,37	4,2	2,12	0,712	0,394
982	0,658	5.36	4,63	1,89	0,870	0,354
0	0	5,34	4,92	0	0,92	0
0	0	—	—	0	—	0
196	0.1207	5,36	3,8	4,83	0,709	0,901
379	0,2339	5,36	3,8	4,66	0,709	0,872
658	0,4067	5,42	3,7	4,27	0,681	0,787
980	0.53	5.41	3,8	3,88	0.702	0.71
1 050	0.606	5.87	4	3,54	0,749	0,653
1 210	0.682	5.38	4,13	3,26	0,766	0.607
1 285	0,676	5,38	4,42	2,89	0,817	0,536
1 365	0,6949	5,37	4,56	2,63	0,818	0,489
1 332	0,684	5,36	4,56	2,25	0,850	0,420
1 325	0,643	5,37	4,98	2,08	0,923	0,387
1 382	0,587	5,37	5,22	1,83	0,967	0,34
0	0	5,37	5	0	0,927	0

### Turbines de Jonval de Geoggingen.

A la suite de l'extension donnée aux manufactures de Goeggingen, on fut amené à commander deux turbines genre Jonval à la « Augsburg Maschinenfabrik » pour utiliser l'énergie hydraulique de la Wertach.

La hauteur de chute totale est de 4<sup>m</sup>,1 et le débit de 12 mètres cubes ; l'énergie totale disponible est donc de 647 chevaux-vapeur.

Les constructeurs des turbines avaient garanti un rendement de 75 % avec tous les guides ouverts et de 70 % avec la moitié des guides fermés.

D'après les études préliminaires, on pouvait compter sur un débit minimum de 3 mètres cubes, ce qui correspondait à une baisse de 0<sup>m</sup>,10 du niveau moyen de l'eau dans le coursier d'aval. Durant les époques pluvieuses, le niveau de l'eau montait quelquefois de 0<sup>m</sup>,50 au-dessus du niveau normal.

Pour se conformer à ces conditions, on construisit deux turbines dont on pouvait régler le débit par  $\frac{1}{12}$  jusqu'à l'obtention d'un débit égal à la moitié du débit normal. On crut inutile de munir la turbine d'un régulateur automatique. Le réglage s'effectuait à la main en agissant à l'aide de petits volants sur des clapets destinés à fermer les orifices des guides (Fig. 131). Les deux turbines ont les mêmes dimensions savoir :

Diamètre moyen  $d = 2^m,44$

Largeur des aubes  $e = 0^m,43 = 0,377 r$

Nombre de tours par minute $n$	$= 46$
Nombre de guides en fonte $z$	$= 36$
— — d'aubes en acier $z_1$	$= 38$
Profondeur des guides	$= 0^m,323$
Profondeur des aubes	$= 0^m,296$

La roue proprement dite est entourée d'une enveloppe en fer et elle est fixée sur l'axe creux par l'intermédiaire d'un tronc de cône en fonte.

Le support est une suspension genre Fontaine. Le pivot de soutien est en fer ; il est accessible par des ouvertures pratiquées dans l'axe creux. Ce dernier est fait de deux pièces réunies ensemble à l'aide de boulons.

En s'échappant des aubes, l'eau passe par un tuyau de faible longueur, muni d'une vanne à la partie inférieure. Ce tuyau joue le rôle de tube de suction. La vanne est réglable à la main.

Sur une moitié du cercle embrassé par les guides se trouvent, ainsi que nous l'avons dit, six clapets couvrant chacun trois guides. Un aménagement spécial permet de mettre les guides fermés en communication avec l'atmosphère.

Le poids total de la turbine, de l'appareil régulateur et de la vanne circulaire est d'environ 26 tonnes.

*Mesure du débit.* — Cette mesure fut effectuée à l'aide de compteurs, l'emploi d'un déversoir étant impraticable. On employa deux appareils, l'un fabriqué par Elliott Brothers et l'autre par Ertel and Son.

On commença par diviser la section du canal d'amenée en vingt-quatre parties rectangulaires ; huit suivant la largeur du canal et trois en profondeur. On

mesura la vitesse d'écoulement au milieu de chacun de ces compartiments. La largeur totale du canal était environ de 6<sup>m</sup>,04 et la profondeur de 1<sup>m</sup>,64.

Les appareils avaient été étalonnés avant les essais sous la direction du D<sup>r</sup> Bauernfeind, de Munich.

Pour plus de sécurité, on détermina aussi les courbes d'égalité vitesse dans la section considérée, et on en déduisit le débit par seconde à travers cette section. L'accord des deux méthodes de mesure fut très satisfaisant.

## ESSAIS AU FREIN

	Proportion des guides ouverts	Hauteur de chute $h$	Débit par seconde $Q$	Energie totale $E_a$	Nombre de tours par minute $n$	Travail utile mesuré au frein $W_e$	Rendement $\epsilon_0$
1	tous	4 <sup>m</sup> ,14	5,96	324,19	45,52	269,46	0,832
2	tous	4, 12	6,06	328,44	49,9	265,91	0,81
3	tous	4, 22	6,04	330,11	39,3	266,69	0,868
4	tous	4, 17	6,04	331,89	51,7	266,11	0,801
5	tous	4, 43	6,47	379,23	45,40	293,13	0,773
6	$\frac{9}{12}$	4, 19	4,48	246,56	45,24	196,18	0,795
7	$\frac{5}{12}$	4, 185	4,55	251,20	40,42	196,86	0,784
8	$\frac{6}{12}$	4, 15	3,66	199,92	44,35	149,82	0,749
9	$\frac{6}{12}$	4, 21	3,15	174,08	45,63	130,68	0,751
10	$\frac{9}{12}$	4, 2	3,09	169,94	40,28	123,51	0,756
11	turbine callée	4, 02	3,46		0	0	0

Les dimensions du frein sont indiquées sur la figure en millimètres. Les résultats obtenus sont donnés dans la table ci-dessus.

**Expériences effectuées avec des turbines de 480 chevaux aux scieries de la « Muenchen Dachauer Company » à Olching.**

La Fig. 132 montre un schéma de l'installation. Elle se compose de deux turbines, l'une du type Jonval, l'autre du type des turbines de Girard. Ces deux moteurs sont à axe vertical et enfermés dans des réservoirs en bois. Pendant neuf mois de l'année, la quantité d'eau ordinairement disponible est d'environ 16 à 17 mètres cubes par seconde. En temps de sécheresse, le débit tombe à 10 et 11 mètres cubes par seconde et même, en quelques rares occasions, à 7 mètres cubes. La hauteur de chute est invariablement de 2<sup>m</sup>,9.

Pour satisfaire à ces conditions, on construisit les deux turbines de façon à ce qu'avec le débit normal les deux moteurs fonctionnent à *pleine admission*. Quand le débit venait à diminuer, la turbine Girard qui, du reste, était la plus petite, fonctionnait à admission partielle.

Le constructeur, M. J. G. Landes, de Munich, avait garanti les chiffres suivants :

	Rendement
1° Les deux turbines fonctionnant ensemble à pleine charge. . . . .	73 %.
2° La turbine de Jonval fonctionnant à pleine charge et la turbine Girard avec	
$\frac{2}{3}$ des guides ouverts. . . . .	74,6 %.

- 3° La turbine Jonval fonctionnant à pleine charge et celle de Girard avec  $\frac{1}{3}$  des guides ouverts. . . . . 73,8 %.
- 4° La turbine de Jonval fonctionnant seule à pleine admission . . . . . 75 %.

La turbine de Jonval a été construite pour développer 300 chevaux au moins; l'autre moteur devait utiliser le reste de l'énergie disponible.

DIMENSIONS DES TURBINES

	Turbine Jonval			Turbine Girard
	Divisions intérieures	Divisions extérieures	Total moyen	
Inclinaison des guides à la sortie.	70°, 40'	71°, 40'	71°, 4	66°
Inclinaison des aubes à la sortie.	73°, 25'	73°, 10'	73°, 23'	54°
Inclinaison des aubes à l'entrée.	9°, 25'	9°, 25'	9°, 25'	2 <sup>m</sup> ,91
Largeur des aubes . . . . .	0 <sup>m</sup> ,408	0, 344	0, 858	(dia. moy.)
Diamètre moyen . . . . .	2 <sup>m</sup> ,90	3, 75	3, 32	
Section des guides . . . . .	1 <sup>m</sup> <sup>2</sup> ,07	1 <sup>m</sup> <sup>2</sup> ,275	2 <sup>m</sup> <sup>2</sup> ,345	
Section des aubes à la sortie. . .	0 <sup>m</sup> <sup>2</sup> ,854	1 <sup>m</sup> <sup>2</sup> ,115	1 <sup>m</sup> <sup>2</sup> ,971	
Nombre de guides. . . . .	23	30		
Nombre d'aubes . . . . .	29	38		
Épaisseur des guides . . . . .	1 <sup>cm</sup> ,54	1 <sup>cm</sup> ,54		
Épaisseur des aubes. . . . .	1 <sup>cm</sup> ,32	1 <sup>cm</sup> ,32		

Les aubes de la turbine de Jonval sont divisées en deux parties concentriques par une cloison en fonte. — Ces deux parties sont de largeurs inégales et calculées de façon à ce que chacune effectue à peu près le même travail.

*Essai au frein.* — Pour mesurer le travail dispo-

nible sur l'arbre, on se servit d'un frein de Prony ordinaire. La poulie du frein avait un diamètre de 2<sup>m</sup>,2 et une largeur de 0<sup>m</sup>,55. On prit les précautions nécessaires pour éviter un échauffement trop considérable des sabots. Le frein fut placé sur l'arbre horizontal, et on ajouta au travail ainsi mesuré celui qui était dissipé par les frottements de cet arbre dans ses paliers et par l'engrenage intermédiaire. On admit un coefficient de 0,7 pour les paliers et de 0,13 pour l'engrenage.

*Mesure du débit.* — Cette mesure se fit à l'aide de compteurs installés dans le coursier d'amont. Le canal d'amenée fut divisé en vingt-huit compartiments rectangulaires ; quatorze suivant la largeur et deux en profondeur. On se servit de trois appareils différents qu'on installa successivement dans les divers compartiments. L'un d'eux venait de chez Elliott Brothers, l'autre de chez Estel and Son et le troisième, à avertisseur électrique, de chez Amsler.

Il n'y avait pas de vanne dans le coursier d'aval permettant de maintenir un niveau constant, malgré les variations de débit. Il s'en suivit que dans les expériences n° 1, la turbine de Girard était immergée de 5 centimètres, tandis que dans les essais n° 3 et n° 4 la turbine de Jonval était à 9 centimètres au-dessus du niveau inférieur de l'eau. Ces variations de niveau ont évidemment affecté le rendement, mais malgré cela la table suivante montre que les résultats obtenus étaient pleinement satisfaisants.

Nombre de tours de la turbine Jonval par minute $n$	Nombre de tours de la turbine de Girard par minute $n'$	Travail disponible sur l'axe de la turbine en chevaux $W_s$	Hauteur de chute en mètres $h$	Débit en mètres cubes $Q$	Energie totale en chevaux $E_a$	Rendement pour cent $\epsilon_a$	Remarques
27,10	25,55	472,24	2m,84	16m <sup>3</sup> ,67	629,35	75	Les deux turbines fonctionnaient ensemble La turbine de Jonval fonctionnait seule
27,69	26,10	481,7	2,88	16,5	624,72	77,1	
23,87	—	365,6	3,02	15,8	458,33	79,8	
28,28	—	364,4	3,02	16,82	458,92	79,4	

Si l'on avait tenu compte de la hauteur de la turbine de Jonval au-dessus du niveau inférieur de l'eau, le rendement, au lieu d'être de 79,8 %, aurait été de 83 %.

On a divisé les aubes de la turbine de Jonval en deux parties concentriques pour leur assurer une construction plus robuste et pour permettre de donner aux aubes une inclinaison voulue aux deux diamètres moyens correspondant à ces divisions.

Les inclinaisons des aubes sont presque les mêmes dans chacune de ces parties, résultat que l'on n'aurait pas pu obtenir si les aubes avaient été construites d'une pièce.

#### Expériences de Francis.

M. J. B. Francis, l'ingénieur américain bien connu, entreprit, en 1851, une série d'expériences détaillées sur deux grandes turbines. Il en donne un compte rendu complet dans son ouvrage *Lowell Hydraulic Experiences*. L'une des turbines était du genre Fourneyron,



radiale et à écoulement extérieur; l'autre était également radiale, mais à écoulement intérieur. Ces moteurs étaient destinés respectivement aux « Tremont Mills » et aux « Boot Cotton Mills; » tous deux furent construits à Lowell, Massachusetts.

*Expériences relatives à la turbine de Tremont.*

Le moteur est du genre Fourneyron à axe vertical.

La roue proprement dite était constituée par deux couronnes en fonte et une cloison centrale également en fonte sur laquelle étaient fixées les aubes.

Celles-ci étaient en fer de 0<sup>cm</sup>,36 d'épaisseur et s'engageaient dans des échancrures pratiquées dans les couronnes. Ces dernières dépassaient les aubes de 0<sup>cm</sup>,62 de façon à les protéger pendant le transport.

Les guides étaient également en tôle de fer de 0<sup>cm</sup>,25 d'épaisseur et maintenus dans des échancrures pratiquées dans l'enveloppe cylindrique extérieure en fonte. Un tube en fonte traversait cette enveloppe et avait pour but de protéger l'arbre contre le contact de l'eau.

Un anneau extérieur en fonte servait à maintenir l'écartement voulu entre les guides.

La vanne de réglage était cylindrique et passait entre les guides et les aubes. La partie supérieure de cette vanne était renforcée par une nervure sur laquelle étaient fixées des tiges articulées destinées à manœuvrer la vanne. Celle-ci, du reste, était contrebalancée par un jeu de leviers et de poids.

La vanne avait une épaisseur de 2<sup>cm</sup>,5.

Le tuyau d'amenée, de 2<sup>m</sup>,743 de diamètre, était constitué par des tôles de 2<sup>cm</sup>,1 d'épaisseur.

L'arbre en fer avait 20 centimètres de diamètre sur la plus grande partie de sa longueur. Il était suspendu à l'aide d'un collier en fer et maintenu par deux paliers en fonte revêtus intérieurement de coussinets en métal « babbit. » L'un de ces paliers se trouvait dans le tube en fonte dont nous avons déjà parlé, l'autre dans la chambre de réglage au-dessus du tuyau d'amenée. Le collier en fonte était supporté par une lanterne, fixée à la maçonnerie, à l'aide d'un cadre en fer et de tirants. Pour plus de sécurité, on avait également disposé une crapaudine de fond servant à maintenir l'arbre. Celui-ci, du reste, ne portait nullement sur cette crapaudine.

*Dimensions de la turbine.*

Inclinaison des guides à la sortie	$a_1 = 62^\circ.$
— aubes —	$a_2 = 68^\circ.$
— — à l'entrée	$a_1 = 0^\circ.$
Diamètre des aubes à l'entrée	$2r_1 = 2^m,35.$
— — à la sortie	$2r_2 = 2^m,70.$
Largeur des guides à la sortie	$e = 0^m,29.$
— aubes à l'entrée	$e_1 = 0^m,287.$
— — à la sortie	$e_2 = 0^m,286.$
Nombre de guides —	$z = 33.$
— d'aubes —	$z_1 = 44.$
Épaisseur des guides = $t = 0^{\text{cm}},25$	
— aubes $t_1 = t_2 = 0^{\text{cm}},36$	
Section des guides à la sortie	
(mesuré). . . . .	$= A'_1 = 0^{\text{m}^2},608$
Section des guides à la sortie	
(mesuré). . . . .	$A'_2 = 0^{\text{m}^2},714$

La méthode que l'on a suivie pour déterminer  $A_1$  et  $A'_1$ , demande quelques explications.

Francis détermina ces sections en mesurant les plus courtes distances  $cd$  et  $ab$  entre deux guides et deux aubes (Fig. 133), et en multipliant ces longueurs par les largeurs correspondantes à ces sections, et par le nombre de guides et d'aubes. Cette méthode donne-t-elle ou non les sections réelles d'écoulement? Les extrémités des guides, par exemple, ont une courbure relativement faible et on peut admettre que la veine liquide, en quittant les guides, suit une direction déterminée par la tangente en  $a$ , extrémité de la partie concave du guide considéré. Il s'en suit donc

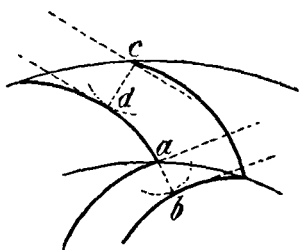


Fig. 133.

que la veine liquide se trouvera limitée à une droite  $ab$  indiquée en pointillé et il y aura contraction avant que la tranche liquide considérée n'ait quitté complètement les guides. Il est peut-être aussi raisonnable de supposer que l'eau occupe la plus grande section possible et suit la courbure convexe des aubes. La section  $A_1$  serait alors donnée par la formule :

$$A_1 = e (r \pi r \cos a - zt)$$

L'expérience, comme on le verra plus loin, semble cependant prouver que la méthode de déterminer  $A_1$  et  $A_{12}$ , préconisée par Francis, est la plus exacte ; l'auteur a donc suivi ce procédé pour dresser la table  $A$  relativement à  $A_1$  et  $A'_1$ .

Dans la turbine de Trémont, les guides étaient assez

éloignés des aubes, de façon à laisser passer une vanne circulaire. Pour cette raison, on n'a pas eu à tenir compte de l'étranglement produit par les aubes en passant devant les guides. On a adopté un coefficient de contraction égal à 0,9, de sorte que la section effective des guides devient :

$$A = 0,608 \times 0,9 = 0\text{m}^2,548 ;$$

et celles des aubes

$$A_2 = 0,714 \times 0,9 = 0\text{m}^2,641 ;$$

d'où

$$\frac{A}{A_2} = 0,85 ; \frac{r_1}{r_2} = 0,814 \text{ et } \frac{e_1}{e_2} = 1,006.$$

*Ordre suivi dans les expériences.* — Comme d'ordinaire, les facteurs à déterminer étaient, le travail utile produit, le débit et la hauteur d'eau agissante. On observa de plus la direction de l'eau à l'échappement, ainsi que sa température.

On employa un observateur spécial pour chaque genre de mesure qui notait également le temps que son observation avait duré.

*Mesure de la hauteur de chute.* — Le niveau de l'eau dans le coursier d'amont fut déterminé tout près de son entrée dans le tuyau d'amenée et le niveau du coursier d'aval dans le puits d'échappement. Ces niveaux furent mesurés à l'aide de l'appareil que nous avons décrit page 313. Les deux planches graduées avaient leur zéro au même niveau, de sorte que la différence des deux lectures donnait directement la hauteur de chute cherchée.

*Mesure de la puissance développée.* — On se servit pour cette mesure d'un frein de Prony, appliqué sur une

poulie fixée à l'axe vertical de la turbine. La poulie était en fonte de 1<sup>m</sup>,57 de diamètre, large de 0<sup>m</sup>,61 et épaisse de 7<sup>cm</sup>,5. Les sabots étaient en bois. Le levier auquel on accrochait les poids se déplaçait devant une échelle. Un dashpot empêchait tout entraînement brusque.

Pour mesurer la vitesse de rotation, on avait également installé un compteur sur l'axe vertical de la turbine. Ce compteur faisait sonner un timbre après cinquante révolutions du moteur. Les sabots étaient pourvus d'un bon graissage et quatre jets d'eau refroidissaient constamment la poulie en fonte.

*Direction absolue de l'eau à l'échappement.* — Pour déterminer la direction absolue de l'eau à l'échappement, on fit usage de l'appareil suivant. On disposa une vanne rectangulaire tout près de l'échappement, portant un axe mobile, et supporté par deux paliers fixés aux fondations. L'une des extrémités de l'axe était munie d'une aiguille se déplaçant devant une échelle circulaire divisée en 180 degrés ; on pouvait ainsi se rendre compte à chaque instant de la direction de l'eau à l'échappement.

*Mesure du débit.* — Cette mesure s'effectue à l'aide d'un déversoir installé dans ce but à proximité du trop plein du puits d'échappement. Pour calmer les eaux avant leur arrivée sur le déversoir, on disposa une grille en travers du courant.

Le seuil du déversoir était en fonte polie de 0<sup>cm</sup>,9 d'épaisseur et élevé de 1<sup>m</sup>,98 au dessus du fond du puits qui constituait le canal d'approche.

On employa la formule de Francis pour déterminer le débit d'après la hauteur  $h$  de l'eau au-dessus du seuil.

$$Q = 3,33 (L - 0,1 nh) h^{3/2}.$$

## RÉSULTATS DES EXPÉRIENCES SUR LA TURBINE DE TRÉMONT

Nombre d'expériences	Hauteur de la vanne de réglage en mètres	Nombre de tours par seconde $\frac{60}{n}$	Travail utile mesuré au frein en kilogrammètres $M_g$	Hauteur de chute totale en mètres $h$	Hauteur d'eau au-dessus du seuil	Débit du déversoir $Q$	Energie totale de l'eau en kilogrammètres $E$	Rendement $\epsilon_a$	Vitesse d'écoulement $V$	Vitesse circumferentielle de la roue $w_1$	Rapport de $\frac{K_2}{\epsilon_1}$	Direction de l'eau à l'échappement	
												degrés	minutes
4	0,372	1,596	4420	3 <sup>m</sup> ,83	0,62	4,42	16361	0,271	8,69	14	1,19	18	3
6	—	1,461	6850	3,86	0,61	4,30	16009	0,430	8,72	9,45	1,08	22	56
8	—	1,309	8861	3,89	0,595	4,16	15510	0,571	8,75	8,45	0,97	22	—
10	—	1,184	1025	3,90	0,59	4,09	15351	0,667	8,751	7,16	0,87	22	—
13	—	1,067	0	3,81	0,64	4,62	16960	0	8,65	11,5	1,33	29	—
14	—	1,067	1125	3,92	0,58	4,02	13150	0,731	8,761	6,91	0,78	29	—
16	—	0,945	1144	3,94	0,58	4	13148	0,756	8,762	6,44	0,73	35	—
18	—	0,911	1162	3,93	0,578	3,98	14951	0,774	8,760	6,11	0,69	41	—
20	—	0,897	1169	3,94	0,575	3,98	14930	0,780	8,761	5,89	0,67	46	—
22	—	1,780	0	3,79	0,635	3,95	14940	0,783	8,72	5,8	0,66	48	—
23	—	0,851	1170	3,93	0,57	4,56	16621	0	8,61	5,9	1,33	50	—
25	—	0,851	1171	3,945	0,568	3,92	14701	0,793	8,71	5,5	0,65	58	—
30	0,287	1,789	1172	3,82	0,635	4,60	16510	0	8,65	6,92	1,63	58	—
31	—	0,836	1172	3,92	0,57	3,92	14721	0,792	8,71	5,40	0,61	61	—
32	—	0,784	1168	3,95	0,568	3,92	14701	0,789	8,72	5,07	0,57	86	—
34	—	0,742	1164	3,945	0,568	3,90	14701	0,783	8,70	4,03	0,54	99	—

37	—	11220	3, 94	0,56	3,2	14510	0,769	8,72	4,15	0,474	181	18
88	—	0	3, 95	0,635	4,55	16711	0	8,65	11,5	1,33	439	45
40	—	10900	3, 82	0,561	3,1	14512	0,752	8,72	3,88	0,44	147	25
41	—	10410	3, 951	0,56	37,6	14314	0,724	8,72	3,41	0,39		
43	—	0	3, 90	0,559	3,92	14325	0	8,71	0	0		
45	—	0	3, 81	0,735	4,6	16787	0	8,65	11,5	1,33	60	62
46	—	41782	3, 95	0,57	3,9	14813	0,791	8,72	5,36	0,61	66	27
48	—	11703	3, 94	0,57	3,4	14625	0,789	8,72	5,20	0,59	89	41
50	—	11604	3, 95	0,563	3,9	14627	0,787	8,72	5	0,56	12	0
51	2,69	5290	3, 82	0,582	4,05	15260	0,345	8,71	9,6	1,09	22	19
53	—	9995	3, 94	0,563	3,88	14620	0,674	8,72	7,39	0,84	23	56
55	—	10610	3, 95	0,566	3,88	14618	0,724	8,72	6,65	0,75	37	47
57	—	10715	3, 96	0,561	3,82	14517	0,749	8,72	6	0,68	47	30
59	—	10520	3, 98	0,5504	3,8	14470	0,760	8,8	5,6	0,63	59	39
61	—	10874	4, 02	0,5303	3,7	14210	0,762	8,8	5,20	0,58	94	4
63	—	10571	4, 02	0,55	3,69	14150	0,750	8,8	4,58	0,51		
64	—	0	3, 88	0,572	4,21	1440	0	8,71	11,20	1,27		
65	1,41	0	4, 02	0,521	3,42	32720	0	8,89	10	0,87	6	30
66	—	3850	3, 99	0,513	3,34	12750	0,300	8,885	8,72	0,85	12	32
68	—	7031	4, 02	0,50	3,23	12350	0,565	8,89	8,95	0,81	21	17
70	—	7810	4, 05	0,492	3,1	12210	0,637	8,89	5,95	0,79	39	2
72	—	7810	4, 06	0,48	3,03	11800	0,655	8,9	5	0,76	69	27
74	—	7452	4, 063	0,474	2,97	11550	0,651	8,9	4,43	0,49	144	56
76	—	6130	4, 1	0,457	2,83	11150	0,547	8,91	2,8	0,32	55	62
77	2,49	11451	3, 93	0,567	3,88	1460	0,741	8,78	5,502	0,62	74	28
79	—	11440	3, 941	0,665	3,84	14500	0,783	8,76	5,1	0,58	0	30
80	0,122	0	3, 83	0,395	2,26	8850	0	8,5	8,05	0,90	4	32
82	—	2690	3, 95	0,38	2,15	8500	0,332	8,95	6,1	0,69	20	9
84	—	2700	4, 07	0,364	1,9	8112	0,463	9	4,32	0,48	81	40
86	—	3200	4, 08	0,349	1,7	7615	0,426	8,96	2,99	0,33		
88	—	0	4, 11	0,324	1,7	6750	0	9,12	0	0		
90	0,25	650	4, 18	0,235	1,08	4420	0,149	9,15	4	0,43		
91	—	455	4, 26	0,238	1,08	4450	0,101	9,15	4,45	0,48		
92	—	1040	4, 28	0,232	1,05	4700	0,240	9,15	2,5	0,27		

*Résultats d'expérience.* — La table précédente est un résumé tiré du rapport de Francis donnant les résultats les plus importants.

Il est bon de comparer la vitesse de rendement maximum déterminé d'après l'expérience, avec les valeurs calculées dans les trois hypothèses suivantes.

1) On suppose que tous les filets liquides suivent des trajectoires relatives parallèles entre elles; dans ce cas

$$A = 0^{\text{m}},71,$$

$$A_2 = 0,416 \text{ d'où } \frac{A}{A_2} = 1,705.$$

2) On détermine  $A$  suivant l'hypothèse ci-dessus et  $A_2$  suivant la méthode de Francis.

$$A = 0,71,$$

$$A_2 = 0,641 A \quad \frac{A}{A_2} = 1,105.$$

3)  $A$  et  $A_2$  sont calculés d'après la méthode de Francis

$$A = 0,548,$$

$$A_2 = 0,641 \frac{A}{A_2} = 0,85.$$

La table suivante est dressée après ces trois hypothèses.

Les angles  $\alpha_1$ ,  $\alpha_2$  etc. varient avec l'hypothèse admise, car ces angles ne mesurent pas l'inclinaison des guides, mais déterminent la *direction d'écoulement de l'eau* à la sortie des guides et des aubes.



	$\frac{A}{A_2} = 1,705$		$\frac{A}{A_2} = 1,105$		$\frac{A}{A_2} = 0,85$	
	observé	calculé	observé	calculé	observé	calculé
Coefficient d'écoulement $K_1$ . . . . . =	0,628	0,586	0,628	0,748	0,815	0,856
Coefficient de vitesse $K_2$ . . . . . =	0,6264		0,6264		0,6264	
Pour l'entrée de l'eau sans chocs $K_2$ . . . . . =		0,564		0,564		0,734
Pour échappement radial $K_2$ . . . . . =		0,848		0,523		0,523
Valeur moyenne $K_2$ . . . . . =	0,6264	0,706	0,626	0,543	0,6264	0,628
<i>Valeurs purement théoriques :</i>						
Pour l'entrée de l'eau sans chocs $K_2$ . . . . . =		0,526		0,672		0,756
Pour échappement radial $K_2$ . . . . . =		0,792		0,623		0,549
Valeur moyenne $K_2$ . . . . . =		0,659		0,647		0,552

L'examen des chiffres ci-dessus montre clairement que la troisième méthode de déterminer  $A$  et  $A_2$  donne de beaucoup les meilleurs résultats, tant au point de vue de la vitesse d'écoulement qu'à celui de la vitesse de rotation. La moyenne entre les valeurs calculées pour l'entrée de l'eau sans chocs et l'échappement radial s'accorde très bien avec l'expérience, et il est à supposer que la turbine n'a pas été calculée pour satisfaire simultanément à ces deux conditions.

La direction de l'échappement, pour certaines vitesses angulaires, confirme encore l'exactitude du troisième procédé employé pour calculer  $A$  et  $A_2$ .

Sil'on consulte, en effet, la table résumant les résultats d'expériences, on trouve que pour la vitesse de rende-

ment maximum (ligne 30), l'échappement se faisait sous un angle de  $58^{\circ} 18'$ . Si l'on détermine cet angle graphiquement en fonction de la vitesse d'écoulement et de la vitesse d'entraînement, on trouve une valeur voisine de  $64^{\circ}$ . Cet accord est très suffisant et prouve que les bases qui ont servi à déterminer la vitesse d'écoulement, c'est-à-dire les sections  $A$  et  $A_2$ , sont fondées.

Pour une vitesse de rotation égale à 0,544 de la vitesse due à la colonne d'eau agissante, l'angle d'échappement était de  $99^{\circ} 25'$ . D'après la théorie, l'échappement radial serait pour  $k_2 = 0,523$ .

Il est à remarquer du reste que les valeurs purement théoriques de  $K_2$  sont presque les mêmes, quelle que soit la méthode adoptée pour calculer  $A$  et  $A_2$ .

La troisième méthode fait prévoir un débit théorique à la turbine supérieur aux deux autres méthodes précitées.

#### Essais de la turbine Boott Cotton Mills.

Cette turbine, comme celle de Trémont, a été calculée par M. Francis en 1849. Elle devait développer 230 chevaux sous une chute de 6 mètres et était du type radial à écoulement intérieur.

La roue elle-même était en fonte et les aubes en tôle de fer de  $0^{\text{cm}},615$  d'épaisseur. Les deux couronnes supportant les guides étaient réunies par une plaque en fer clavetée sur l'axe et inclinée vers le bas pour guider l'eau à l'échappement.

Les guides étaient constitués par deux couronnes plates entourant la roue et sur lesquelles étaient placés les guides en tôle de fer de  $0^{\text{cm}},5$  d'épaisseur.

La vanne glissait sur la circonférence d'un disque supporté par quatre colonnes, formant joint étanche avec lui. Ce disque portait également un palier servant à maintenir l'axe vertical. Par suite de cet arrangement, l'eau n'exerçait pas sa pression sur les aubes, mais sur le disque.

L'eau était conduite dans le puits d'évacuation à l'aide d'un gros tube de 3<sup>m</sup>,98 de diamètre, construit avec des tôles de 0<sup>m</sup>,012 d'épaisseur.

L'axe en fer était soutenu par un collier de support en fer et guidé verticalement par deux paliers. On avait fermé le coursier d'amont pour empêcher l'eau de s'élever à son niveau normal, de sorte que l'axe avait encore à passer à travers une boîte à bourrage.

#### *Dimensions de la turbine.*

Inclinaison des guides à la sortie	$a = 78^\circ$ .
— des aubes —	$a_2 = 75^\circ$ .
Inclinaison — à l'entrée	$a_1 = 30^\circ$ .
Diamètre des aubes à l'entrée de l'eau	$2r_1 = 2^m,85$ .
— — à la sortie	$2r_2 = 2^m,43$ .
Largeur des guides à la sortie	$e = 0^m,307$ .
— des aubes à l'entrée	$e_1 = 0^m,307$ .
— — à la sortie	$e_2 = 0^m,376$ .
Nombre de guides	$z = 40$ .
— d'aubes	$z_1 = 40$ .
Épaisseur des guides	$t = 0^{\text{cm}},5$ .
— des aubes	$t_1 = t_2 = 0^{\text{cm}},62$ .
Section des guides (mesurée)	$A_1 = 0^{\text{m}^2},549$ .
Section des aubes à l'échappement (mesuré)	$A_2^1 = 0^{\text{m}^2},633$ .

Les sections  $A^1$  et  $A_2^1$  ont été obtenues en mesurant la plus courte distance entre les guides et les aubes. Les valeurs trouvées ain-i sont plus grandes que si l'on se conformait à l'hypothèse que tous les filets liquides suivent la même direction relative. Ce que nous avons appelé « inclinaison des aubes » désigne en réalité la direction moyenne d'écoulement. Ainsi que nous l'avons déjà dit, cette direction ne coïncide pas nécessairement avec l'inclinaison des aubes.

Dans notre cas, la valeur réelle de l'angle  $\alpha$  est assez incertaine, à cause du grand espace qui sépare les guides et les aubes, espace nécessaire pour laisser passer la vanne régulatrice. Si l'eau suivait la direction qu'elle a au sortir des guides, une certaine partie de cette eau, au lieu de passer dans les aubes, suivrait simplement le contour de la roue, ainsi que l'indique la Fig. 134. Ceci n'arrivera pas en pratique à cause de la présence d'eau morte qui forcera l'eau courante à passer sur les aubes.



Fig. 134.

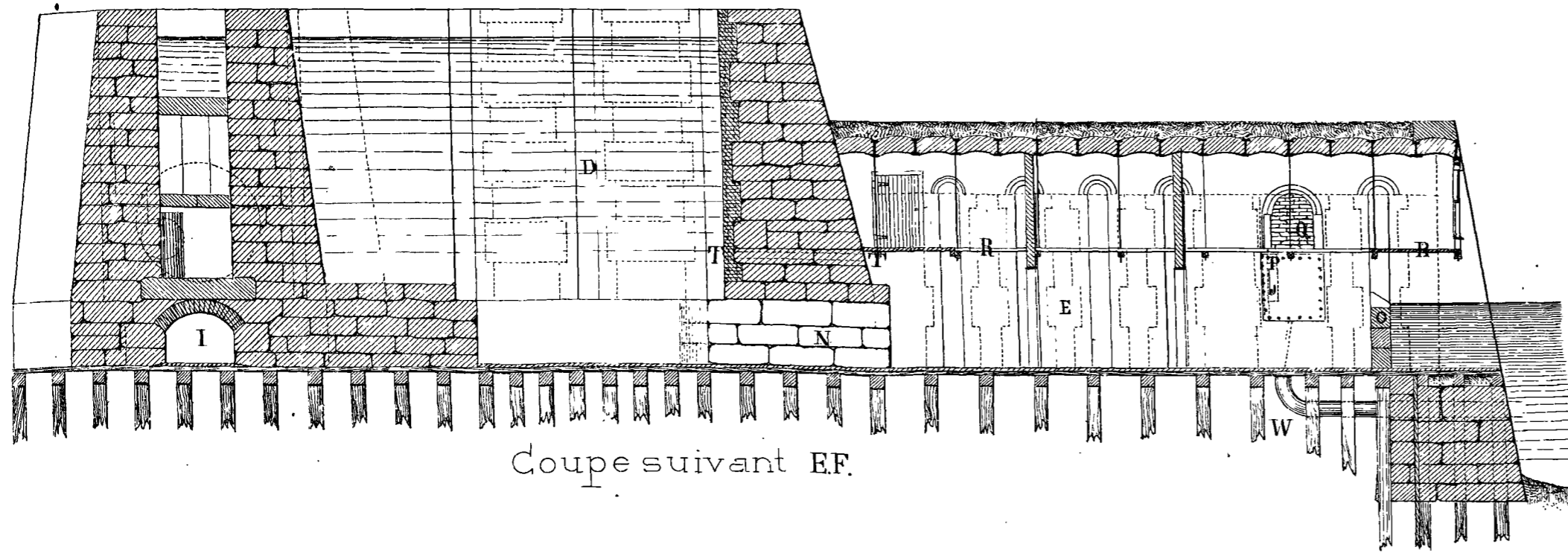
Il est assez difficile de préciser jusqu'à quel point se produit cette « déflexion », en sorte que l'angle  $\alpha$  n'est pas bien déterminé. Dans ce qui précède, nous avons supposé que cet angle est le même que celui sous lequel l'eau quitte les guides.

En tenant compte de la contraction, la section effective offerte à l'eau à la sortie des guides est la suivante :

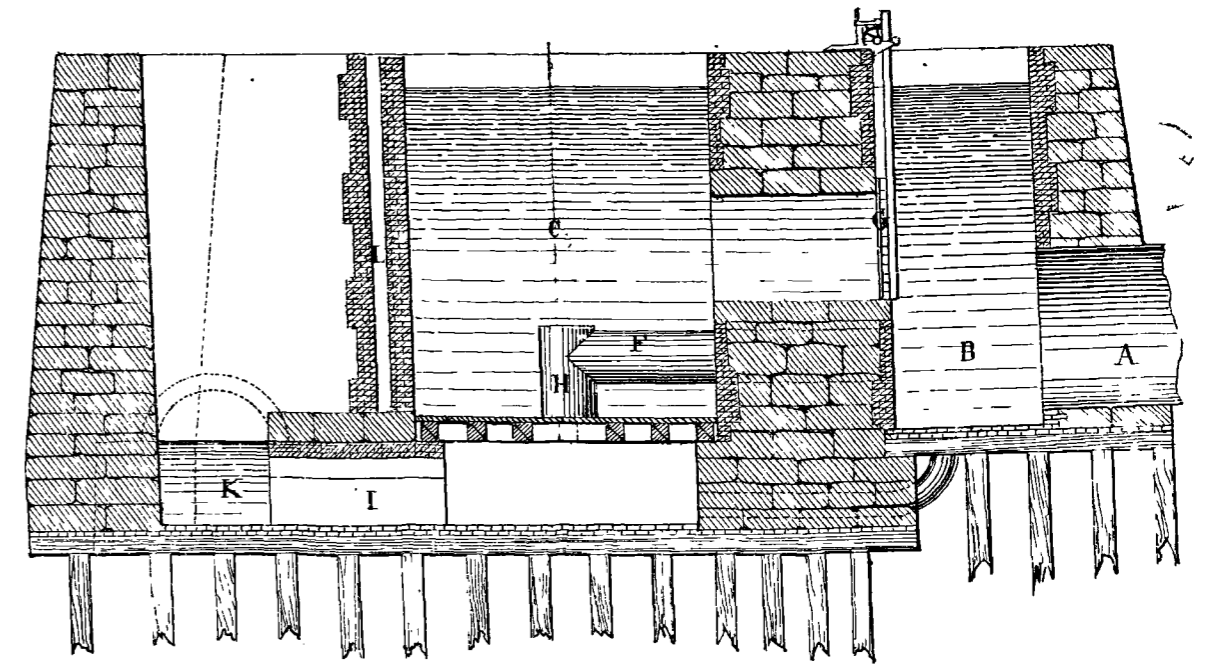
$$A = 0^{\text{m}^2},493,$$

tandis que  $A_2 = 0^{\text{m}^2},57$ .

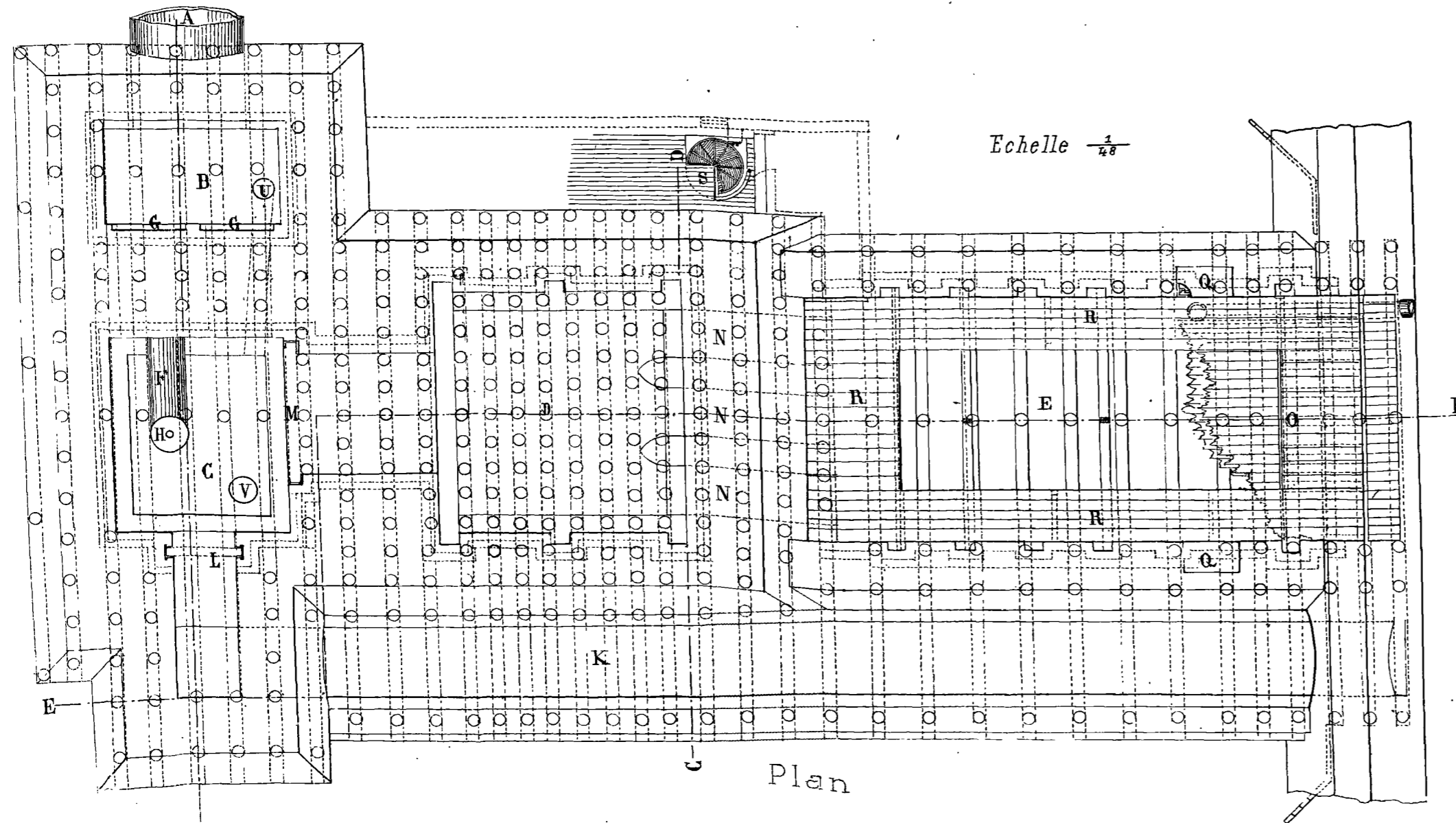
Fig. 135. STATION D'ESSAI DE HOLYOKE



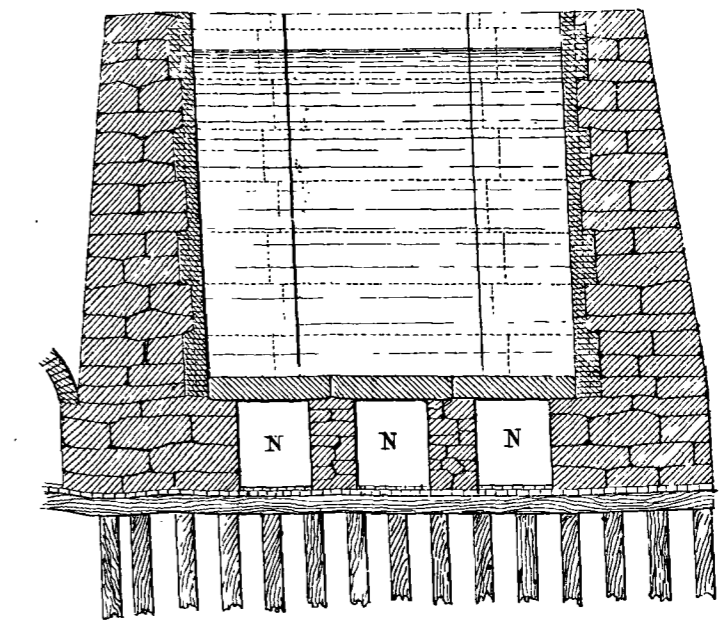
Coupe suivant EF.



Coupe suivant A.B.



Plan



Coupe suivant C.D.



Des dimensions données, il résulte que :

$$\frac{A}{A_2} = 0,867$$

$$\frac{r_1}{r_2} = 1,169$$

$$\frac{e_1}{e_2} = 0,82.$$

On a suivi le même ordre dans les essais avec la turbine Boott que pour la turbine de Trémont.

## EXPÉRIENCES SUR LA TURBINE DE BOOT

Numéro d'expérience	Nombre de tours par seconde $\frac{60}{n}$	Travail utile mesuré au frein $W^e$ en kilogrammètres	Hauteur totale d'eau agissant sur la turbine $h$	Hauteur d'eau sur le déversoir en mètres $H$	Débit $Q$	Energie totale en kilogrammètres $E$	Rendement en $\epsilon$	Hauteur de la vanne d'admission	Vitesse due à la hauteur totale de chute $V$ en mètres	Vitesse de la circonférence extérieure en mètres	Rapport de la vitesse circonferentielle à la vitesse due à la chute d'eau
1	0,59	3080	4 <sup>m</sup> ,45	0,394	1,93	8150	0,377	0 <sup>m</sup> ,75	9,34	5,29	0,567
2	0,87	1592	4,45	0,384	1,87	7850	0,203		9,35	7,84	0,838
3	0,72	2657	4,42	0,39	1,81	8020	0,331		9,34	6,45	0,698
4	0,54	2971	4,30	0,39	1,87	7800	0,381		9,20	4,85	0,529
5	0,49	3010	4,30	0,39	1,9	7861	0,381		9,25	4,45	0,484
6	0,44	1512	4,30	0,39	1,69	7823	0,373		9,20	4	0,437
7	0,25	2141	4,32	0,394	1,91	7935	0,269		9,85	2,23	0,246
8	1,01	0	4,33	0,369	1,725	7220	0	1,50	9,26	9,05	0,981
9	1,01	3020	4,32	0,46	2,40	10050	0,303		9,25	9,04	0,977
10	0,95	3831	4,32	0,466	2,44	10160	0,376		9,25	8,60	0,930
11	0,93	4221	4,30	0,466	2,48	10200	0,412		9,25	8,34	0,904
12	0,90	4571	4,30	0,47	2,48	10300	0,444		9,25	8,05	0,874



13	0,85	5080	4,	30	0,472	2,5	10380	0,489	—	9,25	7,65	0,830
14	0,69	5963	4,	18	0,48	2,55	10280	0,582	—	9,06	6,20	0,784
15	0,59	6150	4,	15	0,485	2,598	10110	0,596	—	9	5,52	0,592
16	1,17	0	4,	23	0,43	2,18	8975	0	—	9,12	10,8	1,152
17	1,10	2619	4,	11	0,50	2,71	10700	0,244	2, 25	8,96	9,85	1,099
18	0,99	4760	4,	05	0,51	2,78	10910	0,437	—	8,95	8,89	0,993
19	0,90	6392	4,	05	0,515	2,83	11120	0,515	—	8,95	8,05	0,901
20	0,82	7141	4,	05	0,52	2,88	11350	0,656	—	8,95	7,56	0,824
21	0,78	7841	4,	05	0,523	2,88	11360	0,690	—	8,9	7	0,786
22	0,74	8120	4,	05	0,526	2,90	11410	0,710	—	8,9	6,65	0,747
23	0,72	8230	4,	05	0,526	2,9	11412	0,719	—	8,9	7,47	0,726
24	0,71	8315	4,	05	0,526	2,9	11412	0,727	—	8,9	6,35	0,712
25	0,69	8391	4,	05	0,526	2,94	11440	0,730	—	8,9	5,22	0,700
26	1,25	0	4,	18	0,485	2,60	10415	0	3	9,02	1,2	1,239
27	0,70	9940	4,	08	0,56	3,17	12481	0,797	—	8,95	6,35	0,708
28	0,69	9995	4,	08	0,56	3,17	12541	0,795	—	8,95	6,25	0,7
29	0,67	9990	4,	05	0,56	3,17	12800	0,796	—	8,9	6,06	0,680
30	0,67	9990	4,	05	0,56	3,17	12500	0,796	—	8,9	6	0,671
31	0,66	9996	4,	05	0,56	3,2	12520	0,796	—	8,95	5,4	0,659
32	0,64	9996	4,	05	0,56	3,2	12520	0,796	—	8,95	5,8	0,648
33	0,63	9990	4,	05	0,562	3,2	12500	0,797	—	8,95	5,7	0,636
34	0,62	9990	4,	05	0,562	3,2	12580	0,791	—	8,95	5,6	0,624
35	0,61	9995	4,	08	0,565	3,23	12660	0,786	—	8,95	5,46	0,612
36	0,59	9800	4,	05	0,562	3,2	12555	0,781	—	8,9	5,6	0,53
37	0	0	4,	11	0,549	2,12	12380	0	—	9,00	0	0
38	0	0	4,	11	0,549	3,12	12390	0	—	9,00	0	0
39	1,28	0	4,	11	0,52	2,82	11200	0	—	9,00	11,45	1,274

*Résultats d'expériences.*

Les principaux résultats fournis par les essais avec la turbine de *Boott* sont résumés dans la table précédente.

En comparant les résultats théoriques avec les résultats fournis par l'expérience, on trouve que  $K_1$ , par exemple, est égal à 0,726 d'après l'expérience, tandis que si l'on calcule cette valeur d'après le rendement de la turbine, on trouve  $K_1 = 0,659$ .

De même  $K_2 = 8,637$  d'après l'expérience. La condition de l'entrée de l'eau sans choc sur les aubes donne  $K_2 = 0,797$ . Comme on le voit, la concordance est peu satisfaisante.

Avec l'échappement radial, on a  $K_2 = 0,711$ , ce qui est beaucoup plus près de la vérité.

La valeur purement théorique de  $K_2$  calculée d'après celle de  $K_1$  est :

Pour l'entrée de l'eau sans chocs  $K_1 = 0,724$ .

Pour l'échappement radial  $K_2 = 0,643$ .

Ce dernier chiffre est très près de la vérité et montre un accord plus parfait avec les chiffres purement théoriques, qu'avec ceux déduits de la vitesse d'écoulement observée expérimentalement.

Il est probable que la différence provient de la valeur trop élevée attribuée à  $\alpha$ . Si on faisait  $\alpha$  plus petit que  $78^\circ$ , on arriverait à une concordance bien meilleure entre les valeurs expérimentales et ces mêmes valeurs calculées théoriquement.

La différence obtenue pour  $K_2$ , en calculant sa valeur pour l'entrée de l'eau sans chocs et pour l'échappement radial, montre que la turbine n'a pas été calculée suivant

les principes préconisés par l'auteur. Dans ces conditions, il est préférable de choisir une moyenne de  $K_2$  déterminée d'après les deux conditions ci-dessus.

### Station d'essais de Holyoke.

Il y a, à Holyoke, Massachusetts (États-Unis), une grande installation permanente, destinée aux essais de turbines. C'est la seule station de ce genre au monde et nous croyons intéressant d'en donner la description suivante, extraite du fascicule publié par la « Holyoke Water Power Company » à qui appartient l'établissement.

La « Holyoke Power Company » canalise la rivière Connecticut de Holyoke sur une chute de 18<sup>m</sup>,24. A cette époque (1883) il y a environ 15 000 chevaux utilisés pendant la journée et au-delà de 8 000 pendant la nuit. Une partie de cette énergie est fournie à l'année, tandis que l'autre est variable et dépend de consommateurs qui peuvent résilier leur engagement d'un jour à l'autre. Ces derniers consommateurs paient tous les jours une somme proportionnelle à l'énergie dépensée.

Il y a actuellement 139 roues hydrauliques en usage à Holyoke, dont 59 travaillent pendant 10 heures par jour et 80 travaillant du dimanche à minuit jusqu'à samedi à minuit, soit 144 heures par semaine. Ces moteurs desservent environ 70 établissements distincts. Une fois pendant la journée et une fois pendant la nuit, on note l'ouverture de la vanne de chaque moteur et la hauteur d'eau agissante.

« Les chiffres observés sont soigneusement gardés, et, tous les trois mois on calcule l'énergie utilisée par chaque

établissement. S'il y a excès de consommation, les établissements paient une somme correspondante à cet excès.

« Ce système empêche tout gaspillage de la part des clients.

« La Compagnie, pour essayer les turbines avant de les livrer aux industriels, a construit un établissement spécialement aménagé dans ce but. Les essais portent sur l'énergie utile produite par les moteurs et sur les débits respectifs. Les turbines sont généralement essayées pour 5 ou 6 ouvertures différentes de la vanne régulatrice, depuis l'ouverture maximum jusqu'à celle correspondant à un débit égal à la moitié du débit maximum. Il résulte de ces essais que les moteurs sont en même temps de véritables compteurs, ce qui permet, ainsi que nous l'avons dit, de relever le débit d'une turbine installée d'après ces conditions moyennes de marche. L'essai permet également de se rendre compte du rendement du moteur que l'on livre à l'industriel. Cette installation permanente permet, à cause du nombre considérable de turbines à essayer, de faire ces essais à bien meilleur marché qu'à l'endroit où cette turbine doit être installée ; il en résulte que de tous côtés on expédie à Holyoke des turbines à essayer.

« La Fig. 133 représente l'installation souterraine. Les parties principales sont, le tuyau d'amenée *A*, le vestibule *B*, l'antichambre *C*, le logement des turbines *D* et le coursier d'aval *E*. Le tuyau d'amenée *A* est en fer et mesure 2<sup>m</sup>,72 de diamètre ; il passe dans toute sa longueur sous la rue principale de Holyoke. Le but du vestibule *B* est de permettre l'installation de deux vannes

de réglage *GG*. Il y a, en outre, une autre vanne à la prise d'eau du tuyau *A* dans le canal d'alimentation. Un petit tuyau *F*, de 0<sup>m</sup>,91 de diamètre, débouche également dans *B* et alimente une turbine *H* entourée d'une enveloppe en fer *C*. Cette turbine est destinée aux diverses manœuvres à effectuer et déverse son eau par *I* dans un coursier spécial *K*. La chambre *C* est pourvue de deux planches de retenue *L* et *M*. La première *L* est destinée à la vidange de la chambre *C*, si le besoin s'en fait sentir. La seconde *M* a sa raison d'être lorsque l'on veut essayer des turbines enveloppées de toutes parts et à réglage automatique. Dans ce cas on vide *D* et on fixe la turbine en question sur les planches *M* qui sont munies d'une ouverture spéciale, servant à l'alimentation. Si la turbine avait de très grandes dimensions, on l'installerait en *D* pour l'alimenter à l'aide d'un tuyau spécial débouchant en *C*.

Les moteurs ordinaires à essayer sont placés sur le plancher de *D* qui est ensuite rempli d'eau. A travers le plancher *D*, l'eau d'échappement passe par des canaux *NNN* pour se rendre sur le coursier *E*. Sur ce dernier est installé un déversoir dont le seuil est constitué par une lame en fer poli. La profondeur de l'eau au-dessus du seuil est mesurée dans un quart de cylindre *P* placé dans un renforcement étanche *Q*. On peut donc entrer dans *Q* et mesurer exactement la hauteur d'eau dans le cylindre *P*. La méthode de mesure employée est celle décrite par J. B. Francis dans les « Lowell Hydraulic Experiments ». Le coursier de sortie est entouré d'une plate-forme *R*, suspendue au toit à l'aide de tiges en fer. Le coursier d'aval passe sous une des rues de la ville.

Les turbines à essayer arrivant par cette rue, sont soulevées à l'aide d'une grue et descendues dans le puits *D*. Un escalier tournant mène dans un passage conduisant à la plate-forme *R*. Au centre de l'escalier passe un grand tube en verre permettant de mesurer la hauteur d'eau agissant sur la turbine. Il est réuni au puits *D* ou à la chambre *C* à l'aide d'un tuyau en fonte *T* pris dans la maçonnerie.

On mesure le travail développé à l'aide d'un frein de Prony, constitué par une poulie en fonte entourée d'une enveloppe creuse permettant une circulation continue d'eau froide. On peut employer 6 poulies de dimensions différentes, qui permettent de mesurer des puissances variant entre 11,4 et 230 chevaux. Les hauteurs d'eau ont varié de 1<sup>m</sup>,21 à 5<sup>m</sup>,9. Pour permettre aux observateurs placés au frein, à la vanne de réglage et au déversoir, de faire leurs observations simultanément, l'installation est munie d'une pendule électrique sonnant les minutes ou les demi minutes selon le nombre d'expériences requises.

« Le tout a été construit d'une façon durable. Le logement des turbines et le coursier sont revêtus de briques cimentées.

« La maçonnerie en pierre a été construite très soigneusement de façon à être étanche et le revêtement de briques n'est qu'une précaution supplémentaire. »

Les essais suivants effectués sur les turbines de « Collins », de « Boyden » et Hercules » ont été effectués à Holyoke et l'auteur doit la plupart des chiffres mentionnés à l'ingénieur de la « Holyoke Water Power Company » qui a bien voulu les lui communiquer.

La plus grande longueur du seuil du déversoir à Holyoke est de 6<sup>m</sup>,10.

Dans les tables suivantes relatives à ces essais toutes les dimensions sont données en mètres et les puissances en chevaux.

*Essais effectués sur la turbine  
« Collins ».*

Les essais ont d'abord porté sur la turbine munie d'un tube de succion à cône intérieur (Fig. 136) destiné à augmenter graduellement la section de ce tube. Dans une seconde série d'essais ce tube a été supprimé.

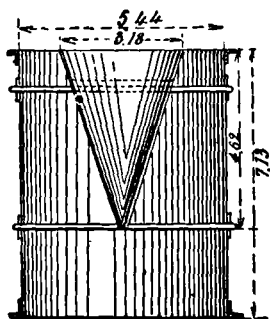


Fig. 136.

Seuil de 2<sup>m</sup>,43 de long à bords minces.

*Dimensions de la turbine.*

$a = 72^{\circ} 1/4$	$A_1 = 0,^{m^2}29$
$a_1 = 12 1/4^{\circ}$	$A_1 = 0,^{m^2}172$
$a_1 = 71^{\circ}$	$Z = 24$
$e = 0^{m}.235$	$Z_1 = 30$ (aubes en bronze)
$2^m = 1^m, 27$	

Section effective des guides en tenant compte de l'étranglement produit par les aubes,

$$A = 0^{m},2772 :$$

d'où

$$\frac{A}{A_2} = 1,023.$$

## TURBINE COLLINS AVEC TUBE A SUCCION

Proportion d'ouverture de la vanne	Hauteur totale de chute $h$	Débit $Q$	Nombre de tours par minute $n$	Puissance du frein en chevaux $W_e$	Rendement $\epsilon_e$	Rapport de la vitesse circonférentielle à $\sqrt{2gh}$ $K_2$	Hauteur d'eau au-dessus du seuil du déversoir	Remarques
1	5,06	1,81	77,5	97,12	79,46	0,521	0,574	Fuites : 0m <sup>3</sup> ,0085 par secondes
—	5,04	1,80	86	101,66	83,05	0,578	0,574	
—	5,05	1,825	90,25	102,62	<b>83,78</b>	0,606	0,575	
—	5,06	1,83	95,8	112,56	83,6	0,644	0,576	
—	5,06	1,83	106	101,73	82,92	0,712	0,576	
0,548	5,17	1,475	74	69,6	67,66	0,492	0,492	
—	5,19	1,47	79,25	70,73	70,76	0,516	0,491	
—	5,24	1,48	87,3	73,14	71,79	0,576	0,494	
—	5,2	1,46	92,2	71,62	71,54	0,612	0,4965	
—	5,2	1,626	99,5	69,95	69,85	0,660	0,491	
0,297	5,31	1,022	67	33,5	54,13	0,439	0,383	
—	5,36	1,024	75,6	39,7	54,98	0,493	0,385	
—	5,35	1,0235	82,1	39,16	54,23	0,535	0,385	
—	5,35	1,023	87,12	48,3	53,15	0,568	0,384	
—	3,36	1,024	93,25	37,05	51,26	0,608	0,385	
TUBE A SUCCION SANS CÔNE								
1	5,05	1,856	78	97,75	80,75	0,524	0,57	Fuites : 0m <sup>3</sup> ,0085 par seconde
—	5,07	1,858	85,5	106,87	83,12	0,575	0,571	
—	5,05	1,859	89,8	102,18	84,01	0,604	0,573	
—	5,04	1,861	96	102,7	<b>84,34</b>	0,646	0,574	
—	5,05	1,859	105,5	101,25	83,25	0,709	0,573	
0,548	5,20	1,446	68,8	64,83	65,97	0,457	0,485	
—	5,19	1,446	76	67,83	69,05	0,504	0,485	
—	5,18	1,44	82,5	69,09	70,45	0,548	0,484	
—	5,19	1,399	89,7	69,68	71,10	0,595	0,483	
—	5,21	1,441	98,5	69,25	70,12	0,653	0,483	
0,297	5,35	0,982	62,3	35,84	52,23	0,407	0,371	
—	5,35	0,98	69,9	36,76	53,64	0,457	0,37	
—	5,34	0,98	77	36,72	53,61	0,503	0,37	
—	5,33	0,93	82	35,09	52,73	0,536	0,37	
—	5,37	0,985	89,3	35,5	51,66	0,584	0,372	



## TURBINE COLLINS, TYPE JONVAL (1883)

Proportion d'ouverture de la vanne	Hauteur d'eau totale $h$	Débit $Q$	Nombre de tours par minute $n$	Puissance en chevaux mesurée sur le frein $W_e$	Rendement $\epsilon$	Rapport de la vitesse circumferentielle à $\sqrt{2gh}$ $K_2$	Hauteur d'eau au-dessus du seuil	Remarques
1,000	5,06	1m <sup>3</sup> ,82	82	96,24	79,71	0,551	0,57	
—	5,05	1,81	85,15	96,41	79,85	0,573	0,57	
—	5,04	1,821	89,17	97,03	<b>80,40</b>	0,6	0,571	
—	5,045	1,821	93	96,65	80,03	0,625	0,571	
—	5,045	1,83	99	95,02	78,57	0,665	0,572	
0,743	5,13	1,655	81,5	86,64	77,9	0,544	0,534	
—	5,12	1,655	85,67	87,46	78,6	0,572	0,534	
—	5,11	1,655	90	87,48	78,7	0,601	0,564	
—	5,11	1,652	95,67	87,73	78,9	0,639	0,535	
—	5,11	1,65	105	86,65	78,08	0,70	0,533	
0,6	5,65	1,53	77,9	69,53	67,93	0,519	0,503	
—	5,16	1,53	83,5	70,44	68,77	0,55	0,503	
—	5,16	1,53	86	68,87	67,17	0,572	0,503	
—	5,17	1,53	89,7	69,68	67,92	0,597	0,503	
—	5,18	1,52	94,25	70,87	68,75	0,626	0,505	
0,503	5,245	1,276	96,6	56,22	64,02	0,460	0,448	
—	5,245	1,271	75,6	57,82	65,91	0,491	0,449	
—	5,25	1,27	80,17	57,83	65,93	0,529	0,446	
—	5,25	1,27	84,75	57,51	65,57	0,559	0,446	
—	5,245	1,27	88,67	56,37	64,31	0,585	0,446	
0,303	5,32	0,971	71	34,72	51,42	0,465	0,372	
—	5,33	0,97	76	36,24	53,7	0,498	0,371	
—	5,32	0,97	79	36,22	53,7	0,518	0,370	
—	5,31	0,969	83,5	35,73	53,15	0,548	0,370	
—	5,34	0,969	88,6	35,23	52,18	0,581	0,371	
0,161	5,45	0,702	53	19,12	38,16	0,343	0,3	
—	5,45	0,70	59,17	19,53	39,11	0,383	0,3	
—	5,46	0,695	65,6	19,27	38,6	0,425	0,29	
—	5,46	0,695	71,17	18,71	37,5	0,461	0,28	
—	5,46	0,696	75,87	18,04	36,14	0,49	0,28	

 Fuites :  
 0m<sup>3</sup>,0125 par  
 seconde

En examinant les chiffres précédents, on constate que sans tube de succion le rendement de la turbine est de 80,4 %, et de 83,78 %, lorsque la turbine porte

un tube de succion muni d'un cône, et de 84,34 % avec un tube de succion sans cône.

On voit donc que l'usage d'un tube de succion a amélioré le rendement, mais que l'emploi d'un cône n'a donné aucun avantage bien que la théorie semble indiquer que le cône aurait joué le rôle de diffuseur.

Il est probable que le cône n'était pas assez allongé, ce qui amenait un changement de section trop brusque.

*Essais sur une turbine de Collins de 2<sup>m</sup>,4 de diamètre.*

Les chiffres suivants sont considérés comme représentant les meilleurs résultats obtenus jusqu'ici à Holyoke avec une turbine genre Jonval. On ne nous a pas donné de détails sur les dimensions de la turbine, mais les résultats obtenus sont intéressants comme comparaison entre les turbines axiales et les turbines mixtes d'un emploi si répandu aux États-Unis. Ces deux types de moteurs ont, en effet, été essayés exactement dans les mêmes conditions à Holyoke, ce qui rend la comparaison beaucoup plus facile et plus probante.

TURBINE COLLINS, TYPE JONVAL

Proportion d'ouverture de la vanne	Hauteur totale de chute $h$	Débit $Q$	Nombre de tours par minute $n$	Travail mesuré au frein en chevaux $W_e$	Rendement $\epsilon_e$
1	5 <sup>m</sup> , 06	3, 16	63,38	131,49	85,06
0,778	5, 12	2, 86	63	100,83	83,27
0,631	5, 17	2, 46	53,93	133,56	79,26
0,547	5, 2	2, 18	54,32	111,36	74,64
0,422	5, 27	1, 84	49,65	84,40	65,96

*Expériences sur la turbine « Boyden ».*

Les chiffres suivants ont été relevés sur une turbine « Boyden » type Fourneyron qui avait été construite pour une usine de la « Merrick Thread Company » en avril 1882.

*Dimensions de la turbine.*

$$\begin{array}{lll}
 a = 61^{\circ} & A = 0^{\text{m}^2},625 & 2r_1 = 22^{\text{m}},5 \\
 a_1 = 0^{\circ} & A_1 = 0^{\text{m}^2},52 & 2r_2 = 27^{\text{m}},5 \\
 a_2 = 61^{\circ} & & \\
 e = 0^{\text{m}},217 & & \\
 e_1 = 0^{\text{m}},229 & & 
 \end{array}$$

$$\begin{array}{l}
 z = 34 \\
 z_1 = 54
 \end{array}
 \left. \vphantom{\begin{array}{l} z \\ z_1 \end{array}} \right\} \text{bronze.}$$

Le seuil du déversoir était de 3<sup>m</sup>,36 et à peu près étanche, les fuites ne se montant qu'à 0<sup>m</sup><sup>3</sup>,0014 par seconde.

## TURBINE BOYDEN, TYPE FOURNEYRON

Proportion d'ouverture de la vanne	Hauteur totale de chute $h$	Débit $Q$	Nombre de tours par minute $n$	Travail en chevaux mesuré au frein $W_e$	Rendement $\epsilon_e$	Rapport de la vitesse circonférentielle à $\sqrt{2gh}$ $K_2$	Hauteur d'eau au-dessus du seuil du déversoir	
							Nord	Sud
1	5,07	4,12	57	216,7	79,1	0,56	0,543	0,434
—	5,06	4,13	59,3	216,5	78,8	0,58	0,5431	0,438
—	5,065	4,14	63,5	222	80,1	0,62	0,5431	0,438
—	5,071	4,16	66,5	220,2	78,7	0,65	0,5432	0,44
—	5,08	4,19	71,1	232,5	78,6	0,69	0,5433	0,442
0,883	5,082	4,02	55,6	203,1	75,7	0,45	0,536	0,426
—	5,073	4,02	58,7	207,2	76,9	0,57	0,536	0,427
—	5,08	4,05	62,5	210,8	77,9	0,61	0,536	0,429
—	5,03	4,08	65,1	209,8	76,7	0,64	0,543	0,430
—	5,073	4,11	68,3	109,7	76,2	0,67	0,546	0,43
0,773	51,2	3,16	56,0	188,9	73,1	0,54	0,521	0,412
—	51,25	3,9	58,7	181,2	72,6	0,57	0,525	0,414
—	51	3,93	62,3	191,1	73,0	0,61	0,525	0,416
—	51,2	3,95	66,1	192,2	72,7	0,64	0,530	0,420
—	51,2	3,975	69,2	193,2	72,4	0,67	0,535	0,422
0,662	51,3	3,64	55,7	169,2	68,9	0,54	0,504	0,396
—	51,35	3,68	59,6	172,0	69,0	0,58	0,504	0,399
—	51,35	3,68	62,0	171,1	68,5	0,60	0,508	0,40
—	51,3	3,74	66	172,5	68,4	0,64	0,51	0,404
—	51,25	3,77	69,6	170,9	67,5	0,68	0,512	0,408
0,442	52,2	2,98	50,6	113,6	55,3	0,49	0,442	0,342
—	52,15	3,01	54,1	114,6	55,5	0,52	0,447	0,346
—	52,1	3,84	58,5	114,8	55,2	0,56	0,447	0,35
—	52,2	3,08	59,1	116,10	55,4	0,57	0,45	0,35
—	52,1	3,08	60,3	111	52,7	0,58	0,45	0,35
—	52,1	3,11	66,5	114,2	53,2	0,64	0,455	0,356

*Essais sur une turbine Hercules de 0<sup>m</sup>,90 de diamètre.*

La turbine Hercules est du genre « mixte » à écoulement intérieur. Les résultats du premier essai furent tellement surprenants que les constructeurs eux-mêmes

demandèrent à ce qu'on fasse un nouvel essai. Comme cette seconde expérience donna des résultats analogues, les constructeurs craignant une erreur dans le fond même de la méthode employée, désignèrent le prof. Thurston pour faire un examen approfondi de leur turbine et leur confirmer, si oui ou non, on pouvait ajouter foi aux rendements trouvés dans ces expériences. Une troisième série d'essais sous la conduite de Thurston lui-même confirmèrent les résultats précédemment obtenus. Ce ne sont que les résultats de ce dernier essai qui sont rapportés dans le tableau suivant.

*Dimensions de la turbine.*

- $a = 75^{\circ} 1/4^{\circ}$  mesurée à la bissectrice des guides.
- $a_1 = - 8^{\circ}$  »
- $A_1 = 0^{\text{m}}, 441, d_1 \text{ moyen} = 0^{\text{m}}, 90$   $z = 24$
- $A'_2 = 0^{\text{m}}, 736$  »  $z_1 = 17$

*Description de la turbine.*

La turbine « Hercules » est du type « mixte » à écoulement intérieur et à échappement vertical. L'eau, en entrant sur les aubes, a une inclinaison vers le bas ; mais la composante radiale prédomine.

Pendant son passage à travers les aubes, l'eau prend une direction de plus en plus verticale, mais, les filets liquides placés près de la circonférence extérieure sortent

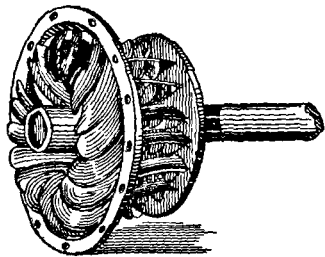


Fig. 137.

seuls dans une direction absolument parallèle à l'axe. La

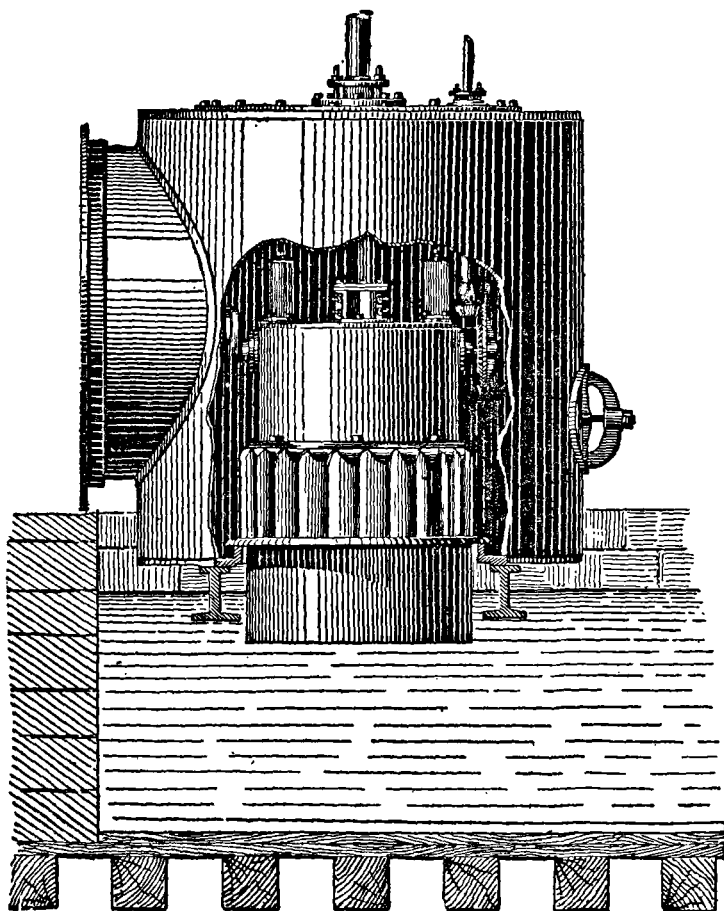


Fig. 138. — Turbine Hercules.

Fig. 137 montre une vue des aubes et la Fig. 138 une







vue générale du moteur, et particulièrement des guides et de l'enveloppe extérieure.

Une coupe des aubes est donnée dans le courant du chapitre XII traitant des turbines américaines.

L'arête extérieure des aubes est inclinée et forme une trace de cône dont le diamètre moyen est de 0<sup>m</sup>,914. Ces arêtes sont très minces.

Le réglage s'effectue à l'aide d'une vanne cylindrique s'engageant entre les guides et les aubes, qui, du reste sont divisées par des cloisons transversales formant ainsi autant de petites turbines séparées que de divisions. Cette disposition réduit les pertes lorsque l'on ne marche pas à pleine charge.

La section offerte à l'eau à la sortie des guides a été calculée avec l'hypothèse que les filets élémentaires *ne suivent pas* les mêmes directions relatives, mais que le courant de chaque aube ou guide ait la section correspondant à la plus courte distance entre deux guides consécutifs.

Comme dans toutes les turbines radiales, on a admis un coefficient de contraction égal à 0,9. Comme il existe un certain espace entre les guides et les aubes, espace nécessaire pour laisser passer la vanne, on n'a pas eu à faire entrer en ligne de compte l'étranglement produit par les aubes en passant devant les guides.

On trouvera au chapitre XII sur les « turbines américaines » une comparaison entre les résultats expérimentaux et ceux prévus par la théorie relativement à la turbine « Hercules ».

## TURBINE HERCULES

Proportion d'ouverture de la vanne	Hauteur totale de chute $h$	Débit $Q$	Nombre de tours par minute $n$	Puissance utile en chevaux $W_e$	Rendement $\epsilon_e$	Rapport de la vitesse circonferentielle à $\sqrt{2gh}$ $K_2$	Hauteur d'eau au-dessus du seuil
1,00	5 <sup>m</sup> , 13	2,83	Calée	0	0	0	0,398
—	5, 15	2,54	123,5	145,3	84,3	0,59	0,369
—	5, 17	2,525	129,1	145,5	84,5	0,61	0,369
—	5, 18	2,52	135,1	146,0	85,3	0,64	0,366
—	5, 185	2,5	140,6	145,7	<b>85,8</b>	0,66	0,366
—	5, 19	2,49	144,8	143,8	85,5	0,68	0,364
0,80	5, 14	2,37	112,3	123,7	83,7	0,53	0,342
—	5, 15	2,26	117,0	129,0	84,6	0,55	0,342
—	5, 18	2,25	123,0	129,7	85,3	0,58	0,339
—	5, 18	2,23	130,2	131,6	87	0,62	0,339
—	5, 185	2,21	137,0	130,2	<b>87,0</b>	0,65	0,335
—	5, 187	2,19	143,0	129,0	86,8	0,63	0,332
0,64	5, 20	1,94	111,5	107,3	81	0,52	0,306
—	5, 20	1,92	120,0	110,4	84,2	0,56	0,304
—	5, 21	1,91	126,5	111	85,2	0,59	0,304
—	5, 23	1,88	134,6	111,6	86,3	0,63	0,302
—	5, 235	1,86	140,4	109,5	85,6	0,66	0,298
0,48	5, 25	1,59	106,6	23,1	75,8	0,50	0,268
—	5, 265	1,57	115,6	85,2	78,5	0,54	0,268
—	5, 24	1,55	123,0	85,4	79,9	0,58	0,265
—	5, 27	1,53	130,0	84,7	80	0,61	0,263
—	5, 265	1,535	136,0	82,9	79,4	0,64	0,26
0,37	5, 37	1,295	104	64,6	70,9	0,48	0,235
—	5, 36	1,28	112,7	65,2	72,3	0,52	0,232
—	5, 38	1,26	122,6	65,6	73,0	0,57	0,232
—	5, 385	1,24	129,4	63,8	72,9	0,60	0,230
—	5, 38	1,23	135,0	61,7	71,3	0,62	0,226
1	2, 93	1,925	88,6	60	81,1	0,56	0,304
—	2, 95	1,91	93,3	60,3	82,0	0,53	0,304
—	2, 94	1,9	96,8	60,1	82,4	0,61	0,302
—	2, 945	1,88	103,3	60,4	83,3	0,65	0,302
—	2, 945	1,86	109,0	59,8	83,3	0,68	0,3

**Essais de la turbine « Humphrey »**

En décembre 1880, la « Humphrey Machine Company » de Keene, New-Hampshire, proposa de remplacer aux usines de Tremont et Suffolk l'ancienne turbine genre Fourneyron, de 160 *ch.* par un de leurs moteurs devant développer environ 270 *ch.* sous une chute de 4 mètres d'eau. Le paiement de la turbine devait dépendre des résultats obtenus aux essais effectués par l'ingénieur hydraulicien bien connu, J. B. Francis.

*Description de la Turbine.*

La turbine « Humphrey » est du type mixte et est représentée sur les fig. 139, 140 et 141.

La roue *A* porte 13 aubes *aa*, etc. qui projettent sous l'enveloppe. *B* est une enveloppe cylindrique entourant les aubes et portant 12 ouvertures servant à l'introduction de l'eau. Les guides, représentés en *C*, sont au nombre de 12 et servent de régulateurs. Ils sont entourés par l'enveloppe *w* et peuvent se déplacer sur des rouleaux *b*. La manœuvre s'effectue de l'extérieur à l'aide d'un petit volant à main *G*.

Les aubes *a* sont en bronze et sont fixées à l'enveloppe intérieure à l'aide de boulons.

L'axe de la turbine repose sur un support à collier et sur une crapaudine de fond qui est suffisante pour sup-

porter le poids de la turbine si le collier venait à manquer.

L'eau est amenée du coursier d'amont *R* dans la turbine à l'aide d'un tube en fer *T* qui avait été employé auparavant pour la turbine de Fourneyron et qui, par conséquent, est d'un diamètre un peu faible. Pendant les expériences on mesura la hauteur de chute exactement au-dessus de la turbine, de sorte que cette cause de perte se trouve éliminée.

#### *Mesure au frein.*

Durant les essais, on substitua à la roue motrice fixée sur l'axe de la turbine une poulie *H* sur laquelle venait s'appliquer un frein.

Celle-ci était en fonte et possédait plusieurs canaux de circulation d'eau pour assurer un refroidissement suffisant. Le levier *M* repose sur le couteau *N* et porte le plateau *L*.

Le poids de ce dernier et celui du levier *M* est équilibré par le poids *P* suspendu au levier *o*.

La poulie avait un diamètre de 1<sup>m</sup>,66 et une largeur de 0<sup>m</sup>,823. La longueur du levier *F* était de 4<sup>m</sup>,83, celui de *LN* de 1<sup>m</sup>,84 et celui de *Ni* de 3<sup>m</sup>,67. Le bras de levier à faire entrer dans les calculs était donc de 9<sup>m</sup>,68.

#### *Mesure du débit.*

Afin de mesurer la hauteur de l'eau dans la chambre de la turbine au-dessous des aubes où l'eau est fortement

agitée, on plaça au fond de cette chambre un tuyau *cc* de 3<sup>m</sup>,75 de diamètre et perforé de 22 trous de 0<sup>cm</sup>,5 de diamètre ; les deux extrémités, de ce tuyau étaient réunies à un tube étanche *d* contenant une échelle graduée.

Un tuyau *e* terminé par un tube en verre fut placé dans la chambre supérieure de la turbine à côté d'une échelle *f*.

La différence de niveau entre les tubes *e* et *d* mesura la chute effective introduite dans les calculs.

Le débit fut mesuré à l'aide de deux déversoirs *UU*, s'étendant tous les deux sur la largeur totale du canal d'amenée. Les deux déversoirs avaient respectivement une largeur de 3<sup>m</sup>,42 et de 3<sup>m</sup>,35. Pour diminuer l'agitation de l'eau, on intercala des grilles entre les déversoirs et l'échappement de la turbine.

Le débit fut calculé par la formule de Francis,

$$Q = 1,84 LH^{3/2},$$

dans laquelle

*L* = longueur du seuil en mitres.

*H* = hauteur d'eau au-dessus du seuil en mitres.

Les fuites durant les essais n'ont monté qu'à 0<sup>m</sup>3,00028 par seconde.

#### *Dimensions de la turbine*

Diamètre extérieur 2<sup>m</sup>,9      *r*, = 1<sup>m</sup>,236

«      intérieur 0<sup>m</sup>,61

Le diamètre moyen où se fait l'échappement est incertain à cause de la construction même de la roue qui

permet à l'eau en certains points de suivre sa trajection propre.

$$\begin{aligned} a &= 75^\circ & e &= 0^m,633 \\ a_1 &= 10^\circ & e_2 &= \text{indéfini} \\ a_2 &= \text{non donné} \end{aligned}$$

## TURBINE HUMPHREY

Degré d'ouverture de la vanne pour cent	Hauteur de chute, en mètres $h$	Débit en mètres cubes $Q$	Energie totale en kilogrammètres $E$	Nombres de tours par minutes $n$	Vitesse circumférentielle de la turbine $w_1$	Travail utile mesuré au fkein $W_e$	Rendement $e_0$	Rapport de la vitesse circumférentielle à $\sqrt{2gh}$ $K_2$
100	3,79	5,87	22410	47,4	6,15	18341	81,9	0,73
82,5	3,9	5,1	20090	51,6	6,65	15920	16,6	0,73
77,24	3,44	5,1	20220	48,0	6,2	16220	76,5	0,72
68,21	4	4,7	18551	45,0	6,92	13720	72,6	0,68
52,40	4,1	3,71	15450	50,6	6,55	7860	61,0	0,75
40,66	4,13	3,13	13150	45,5	5,9	7315	56,1	0,67
27,94	4,26	2,21	8350	55,6	7,20	2325	26,6	0,80
19,15	4,25	1,647	7141	9,7	6,42	1145	16,8	0,72
11,38	4,26	1,05	4710	37,2	4,75	415	9,0	0,53

La table précédente a été dressée d'après le rapport officiel des expériences. Nous n'avons donné que les meilleurs résultats pour chaque ouverture de la vanne.

Ainsi que nous l'avons dit, il avait été convenu que la hauteur d'eau serait mesurée directement au-dessus de la turbine pour éviter de tenir compte des pertes dans le tuyau d'amenée qui était trop petit pour cette dernière.

Cependant, il est à remarquer qu'en opérant ainsi on a négligé la vitesse propre de l'eau à l'endroit où l'on me-

sura la pression, vitesse qui correspondait à une hauteur de chute de 0<sup>m</sup>,06 et qui, par conséquent, aurait dû être ajoutée à la hauteur de chute mesurée. Si l'on en tient compte, le rendement maximum, au lieu d'être de 81,9, devient 80,59.

### Expériences relatives à la turbine « Little Giant »

Cette série d'essais est la seule, à la connaissance de l'auteur, qui ait été effectuée en Europe sur une turbine américaine. Les essais ont été dirigés par les prof. Weith et Kronauer, de Zürich.

La turbine est du type mixte; l'eau entre radialement sur la circonférence extérieure et quitte la turbine parallèlement à

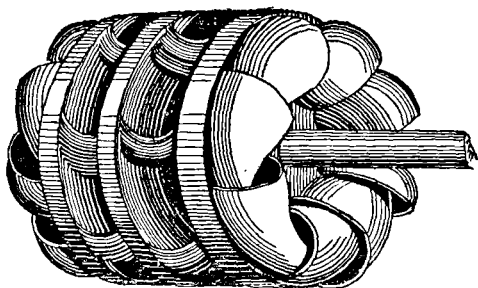


Fig. 142.

l'axe. Elle est séparée en son milieu par une cloison perpendiculaire à l'axe qui sépare l'eau en deux parties, ce qui lui permet de s'échapper sur deux côtés opposés de la roue. La construction de cette dernière est représentée sur la Fig. 142. L'eau, après avoir pris une direction verticale, suit l'aube qui prend une courbure semi-circulaire.

D'après la construction de la turbine, il nous semble que le changement de la direction radiale à la direction axiale que prend l'eau s'effectue un peu brusquement,

## TURBINE OUVERTE EN PLEIN

Hauteur totale de chute $h$	Débit $Q$	Hauteur d'eau au-dessus du seuil $H$	Nombre de tours par minute $n$	Travail utile $W_e$	Energie totale en chevaux $E$	Rendement $\epsilon_e$	Rapport de la vitesse circonférentielle à $\sqrt{2gh}$ $K_2$
1,64	0 <sup>m</sup> 3,027	0,07	424	0,244	0,582	0,42	0,55
1,72	0,0253	0,035	390	0,420	0,652	0,65	0,50
1,71	0,031	0,039	310	0,397	0,690	0,57	0,40
1,71	0,031	0,039	294	0,406	0,690	0,58	0,38
1,71	0,0325	0,0915	264	0,392	0,720	0,55	0,34

Avec un poids de 0<sup>kg</sup>606 sur le levier du frein, la turbine se calait et le débit de l'eau devenait de 0<sup>m</sup>3,013 par seconde sous une colonne d'eau de 1<sup>m</sup>,66.

## TURBINE A MOITIÉ OUVERTE

Chute totale $h$	Débit $Q$	Hauteur d'eau au-dessus du seuil $H$	Nombre de tours par minute $n$	Travail utile $W_e$	Energie totale en chevaux $E$	Rendement $\epsilon_e$	Rapport de la vitesse circonférentielle à $\sqrt{2gh}$ $K_2$
1 <sup>m</sup> ,67	0 <sup>m</sup> 3,0115	0 <sup>m</sup> ,046	340	0,156	0,250	0,62	0,44
1,67	0,0126	0,049	323	0,163	0,274	0,60	0,42
1,7	0,0115	0,046	370	0,151	0,250	0,60	0,48
1,7	0,0101	0,0426	386	0,118	0,243	0,48	0,50

On calait le moteur avec une charge de 1<sup>kg</sup>,35 sur le



levier du frein. Le débit était alors de 0,0552 sous une hauteur d'eau de 1<sup>m</sup>,66.

*Mesure du débit.*

Le débit de la turbine fut mesuré à l'aide d'un déversoir dont le seuil occupait toute la largeur. On employa la formule suivante.

$$Q = 0,431 LH \sqrt{2gH}.$$

On avait  $L = 0^m,602$ .

La hauteur d'eau au-dessus du seuil était de 0<sup>m</sup>,26. pendant les expériences.

**Essais des turbines de Girard à Varzin.**

A la Campmühle, à Varzin (propriété du prince de Bismark), on emploie deux turbines de Girard de 200 *ch.* chacune pour actionner une manufacture de pulpe de bois. Les turbines furent construites par la « Gräflich Stolberg'schen Maschinenfabrik » à Magdebourg.

La hauteur totale de chute est de 4<sup>m</sup>,017 et la quantité d'eau pour chaque turbine de 5 mètres cubes. Les constructeurs garantissent un rendement de 75 0/0 à pleine charge et de 72 0/0 à demi-admission. Les expériences furent conduites par le prof. Zeuner, et le soin et la minutie de la méthode employée font de ces essais un véritable modèle à suivre dans de semblables expériences.

*Description de la turbine.*

Les deux turbines sont exactement semblables et placées dans une chambre en bois séparée en deux par une cloison. — On peut arrêter chacun des moteurs séparément à l'aide d'une vanne placée sur le coursier d'amont.

Les axes des moteurs sont verticaux et attaquent l'arbre de transmission horizontal à l'aide d'engrenages à cône.

Les turbines sont à écoulement vertical et ont des aubes ventilées.

Les guides reposent sur un cadre circulaire en fonte soutenu par 8 colonnes reposant sur un lit de maçonnerie. L'eau est amenée sur les guides à l'aide d'un réservoir cylindrique en fer supporté également par des colonnes (Fig. 143).

Les guides sont en acier et pris dans l'enveloppe en fonte qui les entoure.

Cette enveloppe s'élargit à la partie supérieure et est divisée en huit segments qui peuvent être fermés chacun séparément par des clapets de retenue. L'intérieur de l'enveloppe est muni de bras en fonte sur lesquels viennent se fixer des plaques en fer. Au milieu de celles-ci se trouve un palier servant de guide à l'axe vertical de la turbine. Ce palier est constitué par 4 blocs de bois de gaillac réglables à volonté et c'est l'eau qui sert de lubrifiant.

La roue elle-même consiste en une enveloppe en fonte dans laquelle sont prises les aubes en acier. L'enveloppe porte également des bras en fonte rivés séparément et se

terminant par une busclure dans laquelle se trouve claveté un axe en fonte.

Ce dernier est creux ; il est supporté par un palier au-dessus du niveau supérieur de l'eau. Il est terminé par un prolongement en fer, vissé et maintenu à l'aide de boulons. On peut ainsi rappeler tout jeu entre les guides et les aubes provenant de l'usure du palier de soutien placé sur le prolongement en fer.

Le réglage se fait, ainsi que nous l'avons dit, à l'aide des clapets de retenue placés sur les guides. Ces clapets sont manœuvrés à l'aide de tiges et de volants à main.

*Dimensions de la turbine.*

Damètre moyen des guides et des aubes	=	2 <sup>m</sup> ,73.
Largeur radiale des guides à la sortie	=	0 <sup>m</sup> ,703.
— — des aubes à l'entrée	=	0 <sup>m</sup> ,213.
— — — à la sortie	=	0 <sup>m</sup> ,647.
Profondeur des aubes	=	0 <sup>m</sup> ,346.
Nombre de guides	=	64.
— d'aubes	=	70.
Épaisseur des guides	=	0, <sup>cm</sup> 5.
— des aubes	=	0, <sup>cm</sup> 78.
Nombre de révolutions par minute (calculé)	=	30.

*Engrenages.*

Nombre de dents sur la roue, l'engrenage fixé sur l'axe de la turbine.	. . . . .	136.
Nombre de dents du pignon	. . . . .	54.
Largeur d'une dent	. . . . .	0, <sup>m</sup> 348.
Nombre de tours par minute de l'arbre de transmission	. . . . .	75.

*Essai du frein.*

Comme d'habitude on emploie le frein de Prony. La poulie du frein fut clavetée sur l'arbre de transmission. Son diamètre était de 2<sup>m</sup>,49 et sa largeur de 0<sup>m</sup>,593.

L'eau servait à refroidir et à lubrifier le frein, et la quantité d'eau dépensée de ce chef fut très considérable pendant les essais à pleine charge.

Le poids de la poulie était de 3330 kilogs, et celui du levier, des blocs, et de la bande en fer du frein, de 1170 kilog. Une partie de ce dernier poids était supporté par l'arbre et l'autre par le couteau fixe soutenant le levier. On détermina avant les expériences la répartition des charges.

Pour obtenir le travail utile réel produit par la turbine, il fallait tenir compte des pertes par frottement dans l'engrenage de transmission et dans les palliers supportant l'arbre principal.

On détermina, dans ce but, la répartition des charges sur les divers paliers et on en déduisit les pertes par frottement d'après la formule

$$L_1 = f_1 \frac{\pi n}{60} P.d.$$

dans laquelle  $P$  est la pression totale s'exerçant sur le coussinet,  $n$  le nombre de tours par minute,  $d$  le diamètre du tourrillon et  $f$  un coefficient de frottement égal à 0,07 environ.

La puissance dépensée par les engrenages fut calculée par la formule :

$$L_2 = f_2 \frac{l}{a} W.$$

$W$  = Puissance transmise.

$l$  = largeur d'une dent.

$a$  = la moitié de l'arc de contact d'une dent.

$f_2$  = coefficient de frottement = 0,1.

### *Mesure du débit.*

L'énergie nécessaire aux deux turbines est fournie par la rivière « Wipper ». Un barrage en contrarie le cours et sur ce barrage sont établies deux vannes d'admission pour chacune des turbines. Une seule de ces vannes fut ouverte pendant les expériences et l'eau à l'échappement dirigée dans un canal spécial de 2<sup>m</sup>,23 de large et de 2<sup>m</sup>,49 de profondeur sur une longueur de près de 7 mètres. C'est dans ce canal, à une distance d'environ 0<sup>m</sup>,50 de la vanne, qu'on mesura le débit à l'aide d'un compteur de « Woltmann » soigneusement étalonné. On divisa la section totale en 16 parties, quatre suivant la largeur et quatre en profondeur, et c'est la moyenne des vitesses observées dans ces 16 sections qui servit à déterminer le débit moyen.

Lorsque la turbine marchait à pleine admission, la vitesse moyenne était de 0<sup>m</sup>,96 par seconde. Cette vitesse tombait à 0<sup>m</sup>,451 par 1" lorsque le moteur marchait à demi-charge.

Le niveau de l'eau dans le canal d'amenée varia légèrement pendant la durée des expériences (1 h. 20'); pour tenir compte de cette variation, on mesurait tous les quarts d'heure environ la hauteur de l'eau dans le canal et c'est de cette hauteur dont on se servait pour déterminer la section d'écoulement.

Comme les différences de niveau observées étaient

très faibles, Zeuner négligea l'influence de ces variations sur la vitesse d'écoulement.

La hauteur de chute d'eau, d'après des conventions établies d'avance, devait être mesurée à partir de l'extrémité inférieure des aubes. Théoriquement, pour se rendre compte du rendement réel de la turbine, il aurait été plus exact de mesurer la hauteur totale à partir du niveau inférieur de l'eau.

Celle-ci n'entrant que d'un côté dans la chambre des turbines, il se formait des tourbillons qui rendaient difficile la mesure du niveau de l'eau au-dessus des guides, ainsi qu'on le fait d'ordinaire. On préféra mesurer ce niveau avant l'entrée de l'eau dans le réservoir.

### *Résultats.*

Les chiffres suivants résument les expériences effectuées à pleine admission et à demi-admission. L'auteur a ajouté aux données officielles deux colonnes supplémentaires, donnant, l'une la hauteur *totale* de chute du niveau inférieur au niveau supérieur de l'eau, et l'autre, le rendement correspondant *e*. Quelques expériences supplémentaires ont également été faites par Zeuner pour se rendre compte : 1° de l'effet d'une immersion partielle de la turbine ; 2° de la diminution de rendement causée par des vitesses s'écartant plus ou moins de la vitesse normale.

On verra, d'après les chiffres que nous donnons, que la puissance de la turbine est diminuée par tout accroissement de l'immersion. C'est du reste, ce que fait prévoir la théorie des turbines à impulsion.

Les expériences sur les variations de vitesses montrent

également que la vitesse pour laquelle la turbine avait été calculée (30 tours par 1'), est réellement la vitesse de rendement maximum, puisque tout écart de cette vitesse diminue la puissance disponible.

EXPÉRIENCES SUR L'EFFET DE L'IMMERSION DE LA TURBINE

Profondeur d'immersion $h_2$	Nombre de tours par minute $n$	Travail utile en chevaux $W_e$	Remarques
- 0m, 136	29,5	105,57	demi-admission
- 0, 136	29	101,61	
- 0, 148	29	99,44	
- 0, 0662	33	108,12	
+ 0, 036	30	109,60	
+ 0, 114	30	111,84	
+ 0, 154	30	113,64	

INFLUENCE DES VARIATIONS DE VITESSE

Profondeur d'immersion $h_2$	Nombre de tours par minute $n$	Travail utile en chevaux $W_e$	Remarques
+ 0m, 116	25,5	216,5	demi-admission
+ 0, 118	30	221,1	
+ 0, 113	34,5	215,5	
+ 0, 116	36	213,4	

## ESSAIS DE LA TURBINE (PLEINE ADMISSION)

Hauteur de chute totale $h$	Hauteur de la turbine au-dessus de l'eau $h_2$	Hauteur de chute effective (1) $h_1$	Débit $Q$	Énergie totale déduite de la chute effective en chevaux $E_a$	Nombre de tours par minute $n$	Travail utile en chevaux $W_e$	Rendement par rapport à la chute effective $\epsilon_a$	Rendement réel $\epsilon$
3m,97	0m,067	3m,9	4m <sup>3</sup> ,94	253,9	29	202,8	0,79	0,78
4	0,025	3,94	5,02	259,5	30,77	209,3	0,80	0,73
4,09	0,107	3,96	5,1	266,7	30	209,1	0,78	0,76
4,12	0,116	4	5,16	273,6	30,62	216,3	0,79	0,76
						201,4	0,79	0,77

(1) La hauteur de chute effective est mesurée à partir de l'extrémité inférieure des aubes.

## ESSAIS DE LA TURBINE (DEMI-ADMISSION)

Chute totale	Hauteur de la turbine au-dessus de l'eau	Hauteur de chute effective	Débit	Énergie totale en chevaux déduite de la chute effective	Nombre de tours par minute	Travail utile en chevaux	Rendement déduit de la chute effective	Rendement réel
4,14	0,021	4,11	2,54	137,4	29,62	109,0	0,79	0,78
4,14	0,018	4,12	2,55	132,1	30,37	111,3	0,805	0,801
4,15	0,018	4,13	2,56	139	30	111,8	0,804	0,800
4,13	0,021	4,14	2,56	139,2	29,83	111,8	0,803	0,807
						111,0	0,801	0,80



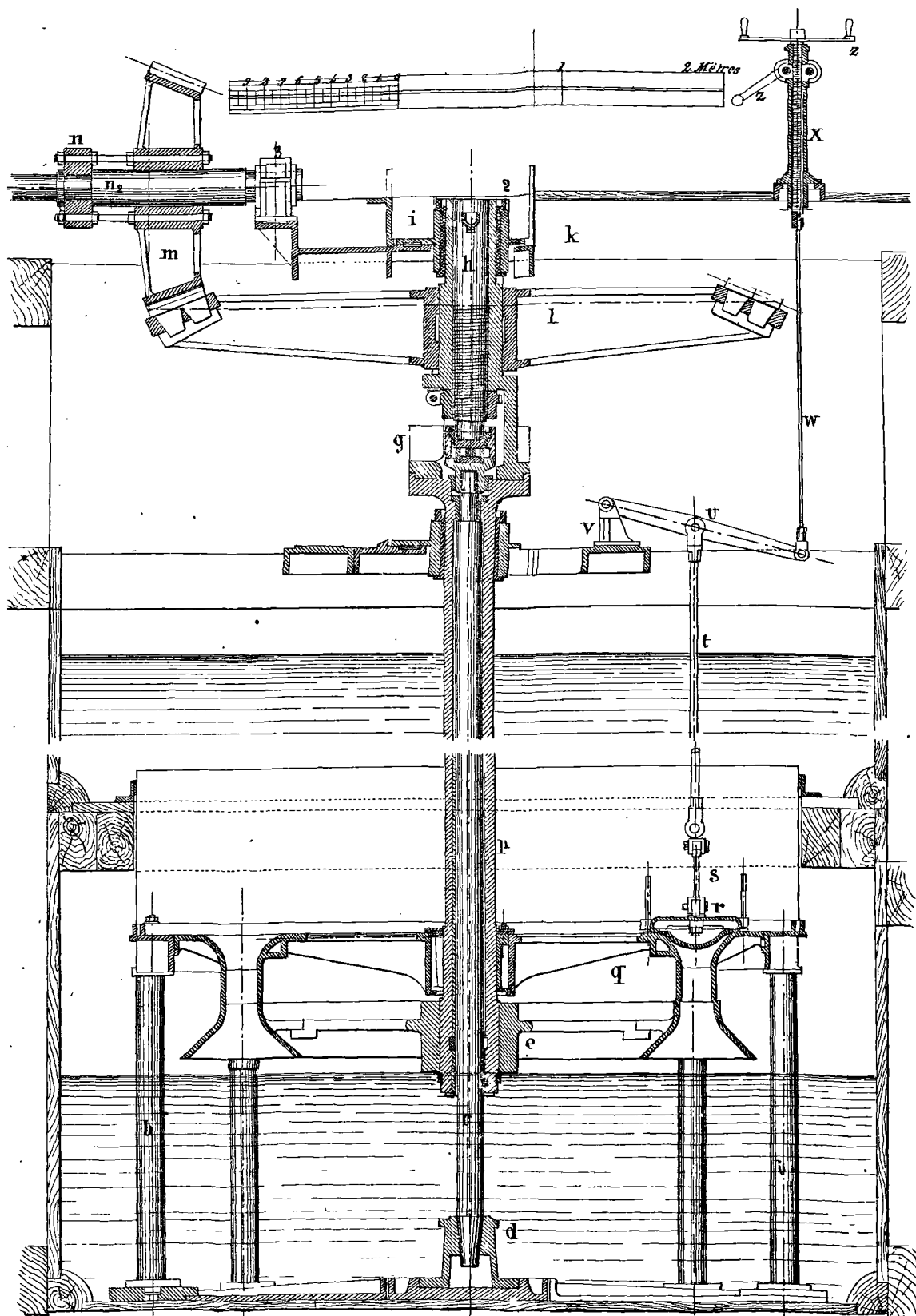


Fig. 143. — Turbine Girard, installée à Varzin.



### Turbine radiale à impulsion de Terni, à écoulement extérieur.

A Terni, en Italie, toutes les machines-outils d'une grande aciérie sont actionnées par des turbines travaillant sous une hauteur d'eau de 182 mètres. Tous ces moteurs, fabriqués par J.-J. Rieter et C<sup>ie</sup>, de Winterthur (Suisse), sont du type radial à impulsion et à écoulement extérieur ; leur puissance varie entre 20 et 1000 chevaux. Les principales données, relatives à ces turbines, sont consignées dans le tableau suivant :

Puissance en chevaux	Chute totale en metres	Débit	Nombre de tours par minute	Diamètre intérieur
1000	181,5	0m <sup>3</sup> ,657	180 à 240	2m,34
800	—	0, 448	200	2, 51
500	—	0, 278	240	1, 98
350	—	0, 198	200	2, 39
150	—	0, 085	250	1. 95
50	—	0, 028	850	0. 42
50	—	0, 028	850	0, 42
40	—	0, 0227	450	1, 06
40	—	0, 0227	450	1, 06
30	—	0, 017	600	0, 70
20	—	0, 0113	450	1, 00

La fig. 144 montre une vue d'un des plus petits moteurs. — Les fig. 145 et 146 représentent en section et en plan une turbine de 800 chevaux. Les dimensions principales de ce dernier moteur sont les suivantes :

- Direction de l'eau à la sortie des guides . . .  $a = 70^\circ$ .  
 — — l'entrée sur les aubes . . .  $a_1 = 54^\circ$ .  
 — — la sortie des aubes . . .  $a_2 = 70^\circ$ .  
 Diamètre intérieur de la roue . . . . .  $2r_1 = 2^m,49$ .  
 — — extérieur de la roue . . . . .  $2r_2 = 2^m,84$ .

Largeur des guides . . . . .	$e = 0^m,1225$ .
Largeur des aubes à la sortie. . . . .	$e_3 = 0^m,1025$ .
Nombre de guides. . . . .	$z = 2$ .
— d'aubes. . . . .	$z_1 = 100$ .
Proportion max. de la circonférence sur	
laquelle l'eau est admise . . . . .	$\omega = \frac{1}{36}$
Diamètre du tuyau d'amenée . . . . .	$0^m,61$
— — — — —	$0^m,205$

La vitesse de l'eau à l'échappement est de  $10^m,35$ , ce qui représente une perte de 3,6 % de l'énergie totale.

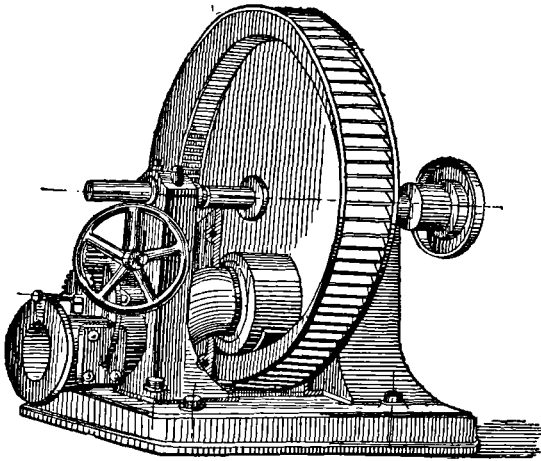


Fig. 144.

On compte que le débit réel est égal à 85 % du débit théorique dû à la hauteur de chute totale, et que la vitesse de l'eau à la sortie des guides est de 92 % de la vitesse

théorique d'écoulement. La différence entre 92 et 85 est

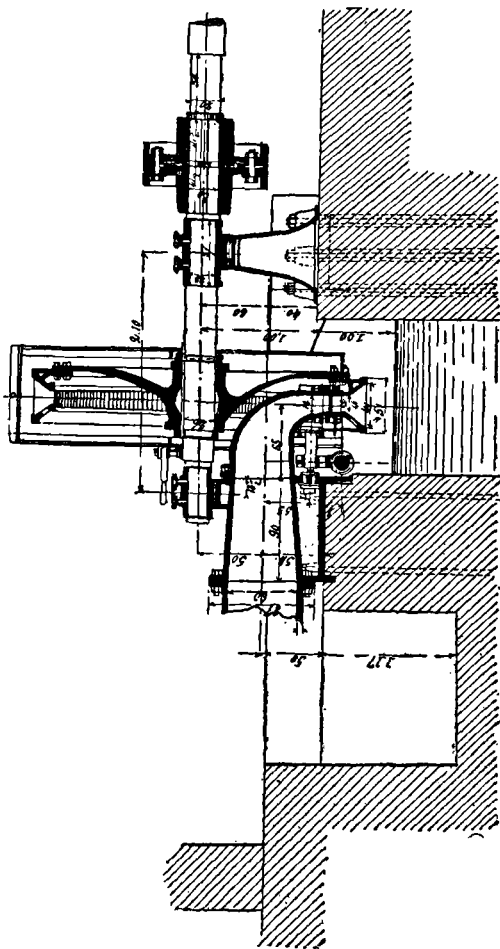


Fig. 145. — Section de la turbine de 800 chevaux de Terni.

due à l'étranglement produit par les aubes en passant devant les guides.



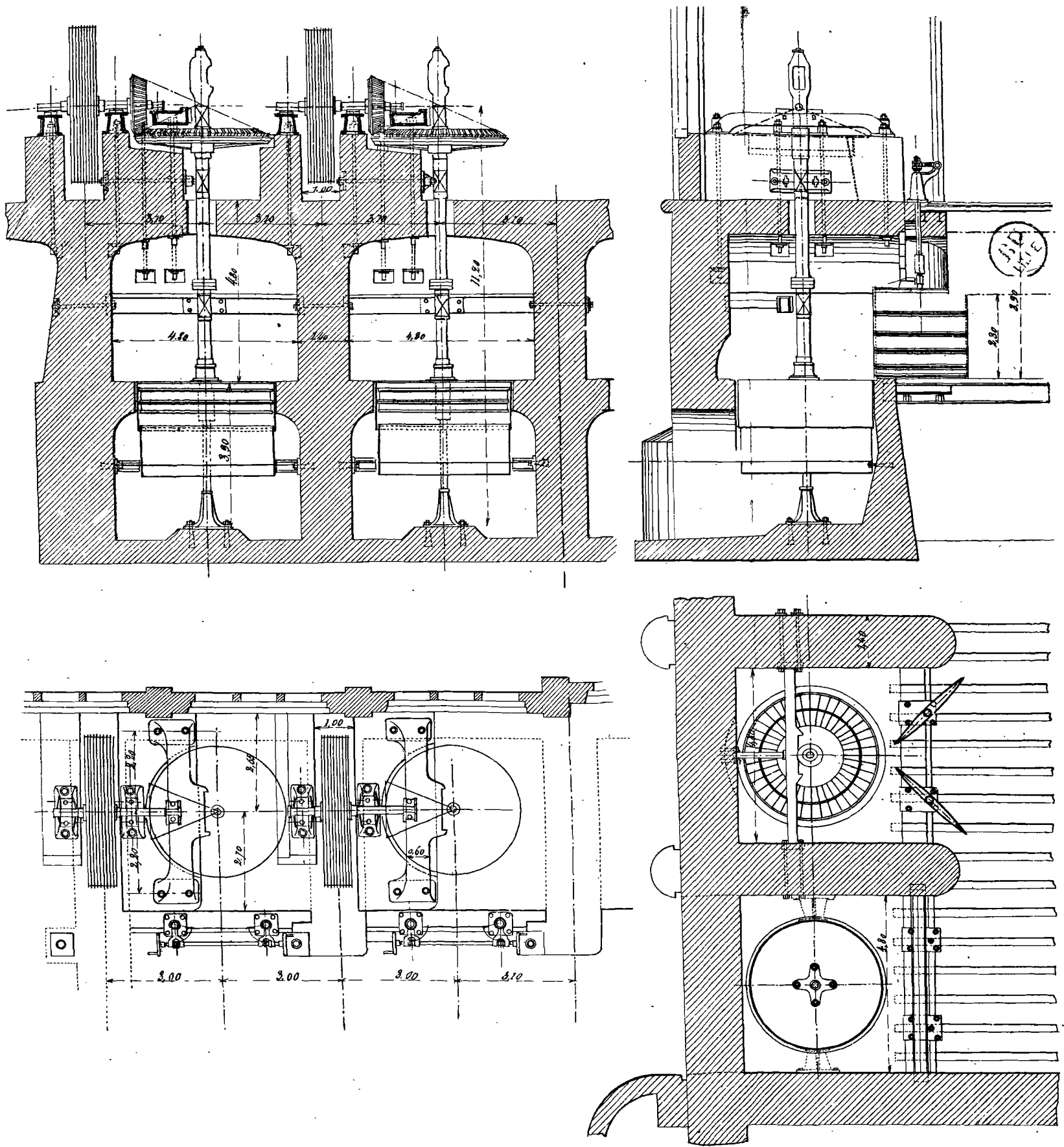


Fig. 147. -- Turbines de MM. Rieter et C<sup>o</sup>, de Winterthur.





du genre de travail que l'on demande à la turbine. L'arrêt de l'écoulement de l'eau dans le tuyau d'aménée amènerait souvent la rupture du tuyau à cause de la grande inertie de cette colonne d'eau en mouvement. On a donc été obligé, pour pouvoir arrêter le moteur, de brancher à la partie inférieure du tuyau d'aménée un tube supplémentaire qui est ouvert automatiquement chaque fois que l'on ferme l'arrivée de l'eau sur la turbine.

#### **Essais de la turbine d'Immenstaat, à impulsion radiale et à écoulement extérieur.**

Ce moteur, du même type que ceux de Terni, fut construit pour actionner une manufacture de cordes à Immenstaat. Sa puissance maximum sous une chute de 171 mètres devait être de 400 chevaux. Le débit pouvait atteindre  $0^m^3, 24$  par seconde.

Les aubes sont presque toutes en acier de  $0^{cm}, 5$  d'épaisseur et prises de fonte avec l'enveloppe latérale de la roue. Quelques-unes des aubes sont venues de fonte avec les deux côtés de l'enveloppe, de façon à maintenir l'écart voulu et consolider celle-ci aux endroits où viennent se fixer les bras de la roue.

Le réglage s'effectue à l'aide d'une vanne qui est mise en mouvement par une tige filetée passant dans un tourillon à cannclure situé derrière la vanne. Cette dernière glisse sur la partie supérieure des guides qu'elle peut ainsi fermer plus ou moins. Le réglage peut se faire automatiquement ou à la main.

*Dimensions principales.*

Diamètre intérieur	$2r_1 = 2^m, 29.$
— extérieur	$2r_2 = 2^m, 70.$
Largeur des guides	$e = 0^m, 108.$
— des aubes à l'échappement	$e_2 = 0^m, 394.$
— — à l'entrée	$e_1 = 0^m, 118.$
Nombre d'aubes	$z_1 = 110.$

L'eau est amenée au moteur à l'aide d'un tuyau de 1415<sup>m</sup> de long, partie en fonte et partie en fer. Le tuyau en fonte a un diamètre de 0<sup>m</sup>,513 et une épaisseur de 0<sup>m</sup>,0178. Celui en fer est de 0<sup>m</sup>,47 de diamètre, avec une épaisseur de 0<sup>m</sup>,008.

*Mesure du débit.*

Le débit pendant les expériences fut mesuré à l'aide d'un déversoir pour lequel on appliqua la formule de Braschmam voir page (305).

$$Q = \left( 0,3838 + 0,0386 \div \frac{L}{B} + \frac{0,000532}{h} \right) LH \sqrt{2gH}.$$

Comme vérification, on appliqua également la formule de Castel et celle de Weisbach.

*Mesure du travail utile.*

Le travail fourni par la turbine fut mesuré comme d'ordinaire à l'aide d'un frein de Prony. On détermina séparément les pertes dues au frottement de l'arbre de la turbine.

*Résultats des expériences.*

Ces résultats sont consignés dans la table suivante. Au moment des essais, le débit de la chute n'atteignait pas  $0^m^3,24$ , de sorte que le moteur ne put être essayé à pleine charge.

Le compte rendu des expériences ne donne pas la valeur des angles déterminant l'inclinaison des guides et des aubes. Comme la turbine est construite pour une chute de hauteur à peu près égale à celle de la turbine de 800 chevaux de Terni, il est probable que l'inclinaison des guides et des aubes est la même que pour ce dernier moteur. Soit :

$$a = 70^\circ$$

$$a_1 = 54^\circ$$

$$a_2 = 70^\circ$$

TURBINE DE GIRARD A AXE HORIZONTAL (IMMENSTAAT)

Hauteur de chute en mètres $h$	Ouverture de la vanne	Débit en mètres cubes $Q$	Énergie totale en chevaux $E$	Nombre de tours par seconde	Travail utile en chevaux $W_e$	Rendement	Puissance en chevaux absorbée par les frottements de l'axe $W_f$
171	10	0,0569	136,8	211	81,5	0,59	5
—	15	0,0941	217,1	211	144,3	0,66	4,8
—	20	0,109	283,4	214	196,8	0,69	4,7
—	25	0,129	336	216	253,9	0,755	4,5
—	15	0,0385	204,5	240	129,2	0,632	5,6
—	15	—	—	213	137,5	0,672	4,9
—	15	—	—	194	140,2	0,686	4,4
—	31	0,170	440,9	210	336,8	0,764	

Les expériences montrèrent que la vitesse d'écoulement à la sortie des guides peut être représentée par la formule.

$$c = 0,948 \sqrt{2gh} = \sqrt{\frac{2gh}{1 + 0,113}}$$

Pour calculer la section effective des guides, le coefficient précédent doit être réduit à cause de l'étranglement produit par les aubes en passant devant les guides.

#### **Turbines de Schaffhouse pour le transport électrique de l'énergie.**

On a ajouté récemment à l'installation hydraulique de Schaffhouse cinq nouvelles turbines pour utiliser les chutes du Rhin. Les anciennes turbines continuent toujours à transmettre de l'énergie sur la rive opposée du Rhin à l'aide de câbles électriques.

Les cinq nouveaux moteurs actionnent des dynamos servant à transmettre l'énergie électrique en divers points. Chaque turbine a une puissance minimum de 300 chevaux.

Deux des nouveaux moteurs ont été construits par M. Rieter et C<sup>ie</sup> et sont destinés à transmettre de l'énergie à une filature sur la rive opposée du Rhin à l'aide d'une transmission électrique. Les trois autres moteurs, construits par MM. Escher, Wyss et C<sup>ie</sup>, de Zurich, actionnent des dynamos destinées à l'électrométallurgie de l'aluminium qui s'effectue dans un bâtiment voisin.

Les dynamos sont toutes construites à l'aide de trans-

missions par câbles. Les Fig. 147 et 148 montrent la disposition générale adoptée par MM. Rieter et C<sup>ie</sup>.

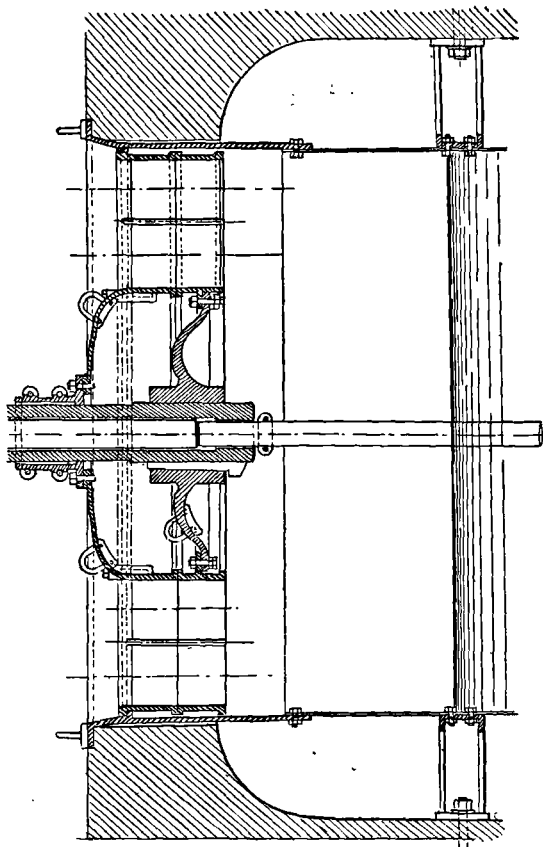


Fig. 148.

Pendant la durée des hautes eaux, la hauteur de chute est d'environ 3 mètres et le débit de  $10^{\text{m}^3},95$  par seconde. Lorsque les eaux sont basses, la hauteur de

chute devient  $4^m,51$  et le débit  $6^m,8$ . L'accroissement de la hauteur de chute provient de l'abaissement du niveau de l'eau dans le coursier d'aval. Il y a deux rangées d'aubes, et la rangée extérieure est seule ouverte pendant les basses eaux. Quand le débit augmente, on ouvre les deux rangées simultanément.

Les guides sont entourées d'une enveloppe en fonte prise dans la maçonnerie et portant également un tube d'aéragé en fer.

Les extrémités inférieures des aubes se trouvent à  $1^m,44$  au dessus du niveau inférieur de l'eau pendant les temps de sécheresse.

Chaque roue de turbine est clavetée sur un arbre creux suspendu au dessus du niveau supérieur de l'eau. L'arbre est construit en deux parties et a une longueur totale de  $9^m,80$ . Son diamètre extérieur est de  $0^m,33$  et son diamètre intérieur de  $0^m,187$ .

A l'intérieur de l'arbre creux se trouve un axe en fer qui sert de pivot à cet arbre. La fig. 149 montre clairement le dispositif employé. Pour maintenir l'arbre dans une direction bien verticale, on le fait passer dans quatre paliers, deux sous l'eau, en bois de gaillac, et deux au dessus en fonte doublés de coussinets faits de métal anti-friction.

La roue d'engrenage clavetée à la partie supérieure de l'arbre porte 132 dents, écartées de  $8^m,35$ . Le diamètre de la roue d'angle est de  $3^m,57$  et sa largeur de  $0^m,343$ . Le pinion claveté sur l'arbre de transmission a un diamètre effectif de  $1^m,51$ .

Chaque poulie à gorge attaquant les dynamos a un diamètre de 4 mètres et porte 10 gorges.

L'eau est admise dans les turbines par des vannes équilibrées, représentées sur la fig. 147.

Les trois turbines de MM. Escher, Wyss et C<sup>ie</sup>, ayant été construites pour remplir les mêmes conditions que celles de M. Rieter, sont à peu près semblables. Elles font 48 tours par minute, sont de même diamètre, mais elles ont des aubes un peu plus larges.

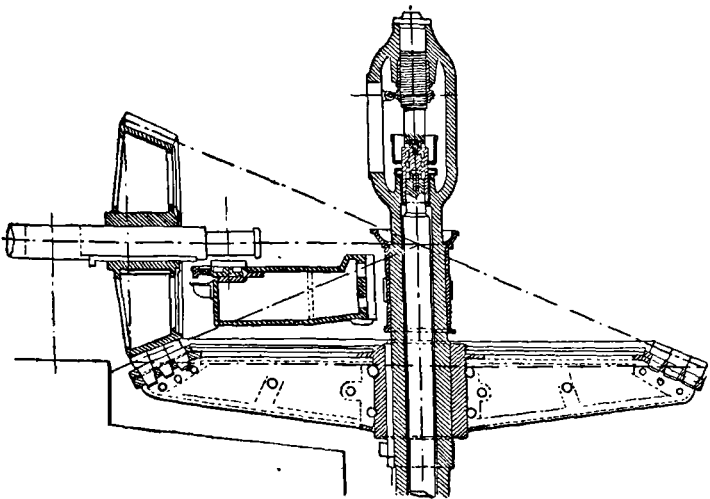


Fig. 149.

Les turbines ne sont pas pourvues de tube à suction ; elles sont simplement placées à la partie supérieure d'un cylindre en fonte formant corps avec l'enveloppe de la turbine. Lorsque les eaux sont basses, la turbine plonge à peine dans l'eau ; lorsqu'elles sont hautes, l'eau s'élève à une certaine hauteur autour de l'enveloppe cylindrique.





DIMENSIONS DES TURBINES BIEN INSTALLÉES A SCHAFFHOUSE

	Anneau extérieur		Anneau intérieur		Anneau intérieur et extérieur combinés
	extérieur	moyen	intérieur	moyen	
$P_{hp}$ — puissance effective . . . . .		396		3	296
$h$ — hauteur d'eau (mètres) . . . . .		4 <sup>m</sup> ,5		5,60	3 millimètres cubes
$Q$ — débit, en mètres cubes . . . . .		7, 65		59 1/2°	11,9 — (à minimum)
$\alpha$ — inclinaison des guides à la sortie . . . . .	66°	63°	60°	64°	
$\alpha_1$ — inclinaison des aubes à l'entrée . . . . .	40°	36° 1/2	33°	20°	54°
$\alpha_2$ — inclinaison des aubes à la sortie . . . . .	71 1/2	69°	66° 1/2	67° 1/2	14°
$d$ — diamètre (mètres) . . . . .	3,41	3,04	2,64	2,59	59° 1/2
$e$ — $e_1 = e_2$ — largeur (mètres) . . . . .		0,38		0,40	1,79
$r$ — nombre de guides . . . . .		40		40	
$z_1$ — nombre d'aubes . . . . .		42		42	
$t$ — épaisseur des guides . . . . .		0 <sup>cm</sup> ,48		1 <sup>cm</sup> ,48	
$t_1$ — épaisseur des aubes . . . . .		1, 37		1, 37	
$h_0$ — profondeur des guides (m.) . . . . .		0,265		0,265	
$h_0'$ — profondeur des aubes (m.) . . . . .		1,39		1,15	
$A_1$ — mètres carrés . . . . .		1,052		0,97	2,338
$A_2$ — mètres carrés . . . . .		1,29		1,048	2,022
$A_3$ — mètres carrés . . . . .		1,052		0,97	1,15
$\bar{A}_2$ — mètres carrés . . . . .		4,227		1,081	46
$n$ — nombre de tours par minute . . . . .		46		46	
$V$ — vitesse théorique d'écoulement . . . . .		9 <sup>m</sup> ,44		7,67	0,663 (moyenne)
$K_1$ — coefficient de vitesse . . . . .		0, 63		0,697	0,814
$K_2$ — coefficient de vitesse circumférentielle . . . . .		0, 774		0,688	6,26
$w$ — vitesse de rotation . . . . .		7, 29		5,3	5,1 (à minimum)
$c$ — vitesse d'écoulement . . . . .	7,9	5, 94	6,35	6,25	
$c_2$ — vitesse relative d'échappement . . . . .		7, 29		5,79	

L'anneau extérieur a été calculé pour fournir le rendement maximum sous une chute de 3 mètres et un débit de  $5\text{m}^3\text{12}$ .

Il est clair que, dans une turbine de ce genre, une fois l'anneau intérieur calculé, l'anneau extérieur ne peut plus dépasser certaines limites et sa vitesse angulaire est fixée. La méthode à suivre diffère un peu dans ce cas de celle que nous avons exposée pour une turbine ordinaire.

On peut choisir l'angle  $\alpha$  ; mais, les autres dimensions telles que  $\alpha_1$ ,  $\alpha_2$ , et le rayon moyen des aubes ne peuvent être déterminés que par une série de tâtonnements.

Si pour l'anneau intérieur  $\frac{A}{A_2} = 1$  et si  $\alpha_1$  a une faible valeur, ce qui est le cas ordinaire, on devra donner au rapport  $\frac{A}{A_2}$  pour l'anneau extérieur une valeur plus considérable ;  $\alpha_1$  aussi devra être plus grand de façon à assurer l'entrée de l'eau sans chocs ainsi que l'échappement vertical.

Lorsque l'eau est admise sur les deux anneaux sous une hauteur de chute minimum et un débit maximum, l'anneau intérieur travaille seul à sa vitesse de rendement maximum. Comme, dans ces conditions, la puissance hydraulique est supérieure à celle fournie lorsque la hauteur de chute est maximum et le débit minimum, on pourra obtenir la puissance utile stipulée dans le contrat avec un rendement moyen de 68 %. Lorsque l'anneau extérieur fonctionne seul (hauteur de chute maximum), on devra, au contraire, atteindre un rendement de 73,5 % pour pouvoir fournir la puissance requise.

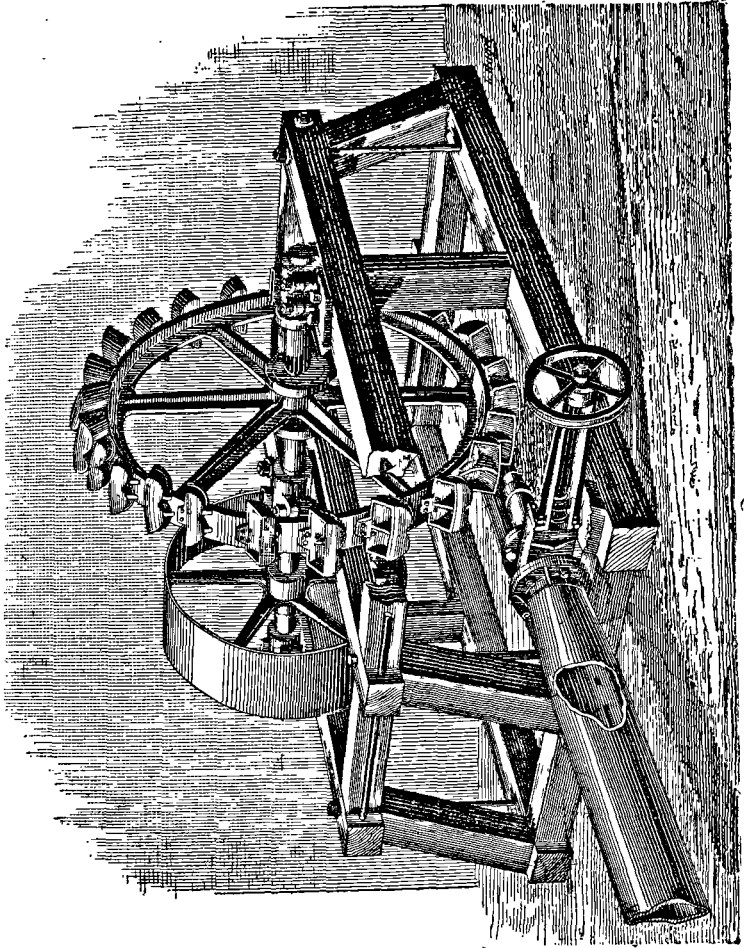


Fig. 151. — Roue de Pelton

## Roue de Pelton.

Ce genre de moteur jouit maintenant d'une grande faveur en Californie et dans d'autres parties de l'Amérique. La fig. 151 donne une vue du moteur. Il consiste essentiellement en une série d'augets fixés sur la circonférence extérieure d'une roue. L'eau passe du tuyau d'amenée dans un ajutage qui la lance sur les augets ; là, elle se divise en deux parties et suit la courbure de l'auget.

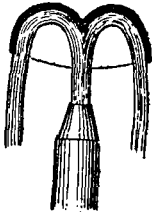


Fig. 152.

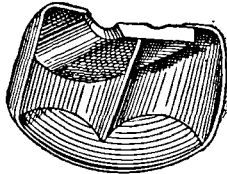


Fig. 153.

La direction du jet est tangente à la circonférence moyenne. Un examen un peu approfondi montre de suite que l'on a simplement à faire à une turbine à *impulsion axiale* pour laquelle  $\alpha = 90^\circ$  et  $\alpha_2 = 90^\circ$  approximativement. Les fig. 152 et 153 montrent une vue et une coupe transversale d'un des augets. La vitesse relative de l'eau à l'entrée est  $c_1 = c - w$ , et la vitesse relative à la sortie,  $c_2 \approx c_1$ , puisqu'il n'y a pas de chute de niveau et puisque la vitesse de rotation est la même à l'entrée et à la sortie de l'eau. Pour obtenir la vitesse minimum d'échappement, il faut que  $c_2 \approx w = c_1$ , d'où  $c = 2w$  ou bien  $w = \frac{c}{2}$ .

En pratique, l'angle  $\alpha_1$  est un peu inférieur à  $90^\circ$ , bien que cette dernière valeur serait celle qui correspondrait à l'entrée de l'eau sans chocs sur la roue.

On a, dit-on, obtenu de très bons résultats avec ces moteurs et des rendements allant jusqu'à 87 %. Sans affirmer ces résultats, l'auteur ne voit pas pourquoi on n'obtiendrait pas des rendements très satisfaisants avec des roues de Pelton, bien que leur mode d'action entraîne certaines causes supplémentaires de pertes. Dans les premiers moteurs de ce genre, on avait donné à  $\alpha_2$  une valeur exactement égale à  $90^\circ$ , de sorte qu'en quittant les augets, l'eau n'ayant aucune vitesse absolue, se trouvait entraînée pendant un certain temps avant de quitter la roue sous l'action de la gravité. Cette observation a été faite par Hamilton Smith dans un rapport lu à la *Société américaine des Ingénieurs Civils*.

Dans les moteurs plus récents, on a remédié à cet inconvénient en faisant  $\alpha_2$  un peu plus petit que  $90^\circ$ .

Une autre cause de perte consiste, non seulement dans l'étranglement produit par la nervure centrale de l'auget en passant devant le jet liquide, mais encore dans l'étranglement produit par les nervures extérieures de ces mêmes augets au moment où l'eau commence à y être admise.

On a récemment adopté, pour régler la puissance de ces moteurs, l'emploi d'un cône intérieur venant obstruer l'ajutage d'admission, ainsi que le représentent les fig. 154 et 155. Pour de grandes puissances, on emploie souvent plusieurs jets sur une même circonférence, suffisamment espacés pour que les augets aient le temps de se vider d'un jet à l'autre. La roue elle-même est générale-

ment en bronze, ainsi que les augets. Dans les roues de faible diamètre, ceux-ci sont polis de façon à réduire le frottement.

Les roues de Pelton, d'après les constructeurs, peuvent être construites pour des puissances variant entre  $\frac{1}{40}$  et 2000 chevaux, avec un rendement garanti variant de 80 à 85 %.

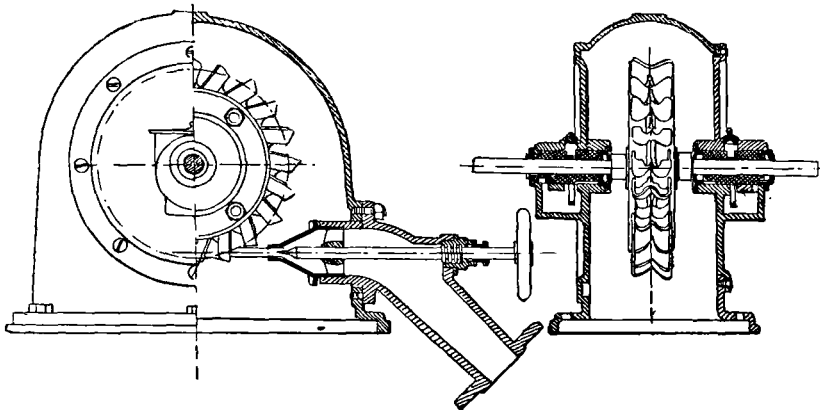


Fig. 154.

Fig. 155.

Dans le projet d'un moteur de ce genre, il est évidemment recommandable de choisir un écartement aussi grand que possible entre les augets, de façon à réduire les pertes par choc contre les arêtes des augets au moment où l'eau commence à entrer.

D'un autre côté, si on donne un trop grand écart aux augets, il est impossible de leur donner une forme convenable pour l'utilisation de l'énergie de l'eau au moment où elles sont le plus éloignées de l'ajutage. Une trop

grande distance entre les augets augmente aussi le trajet que l'eau a à effectuer dans l'air et, par conséquent, le frottement. L'expérience seule peut fixer sur la valeur convenable à donner à cette dimension. En Amérique, on donne 24 augets à une roue de 1<sup>m</sup>,84 de diamètre.

Les arêtes des augets sont placées dans une direction telle que l'eau, en venant les frapper, ait une tendance à s'éloigner du centre de la roue plutôt que de s'en rapprocher. L'angle du jet liquide avec le plan moyen des augets est plus petit que 90°. La largeur des aubes doit être au moins égale à 7 fois l'épaisseur du jet liquide au sortir de l'ajutage. Pour un angle d'échappement donné  $\alpha_2$  et un écart donné, il faut que la veine s'échappant de chaque côté soit assez mince pour ne pas venir en contact avec l'auget suivant.

Il est à remarquer que dans les moteurs de ce genre l'eau entre toujours sur les augets sans chocs, quelle que soit la vitesse de la roue, bien que l'échappement ne soit axial que pour une seule vitesse.

Parmi les installations utilisant les roues de Pelton, nous citerons les suivantes : les mines de Idaha, à Nevada, où ces moteurs ont d'abord été adoptés sur une grande échelle. Il y en a maintenant 18 en fonctionnement.

Aux mines de Tradwell, à Alaska, il y a une roue de 2<sup>m</sup>,14 fonctionnant sous une chute d'eau de 150<sup>m</sup> et un débit de 0<sup>m</sup><sup>3</sup>,289 ; elle développe 500 chevaux. On peut employer un ajutage de 8<sup>cm</sup>,2 ou de 10<sup>cm</sup> de diamètre, suivant le débit de la chute. Avec le débit maximum, on obtient environ 735 chevaux.

Une des plus grandes roues de ce genre est celle des

mines de Costa-Rica qui actionne des compresseurs d'air. Son diamètre est de  $4^m,43$  ; elle tourne à une vitesse de 95 tours par minute et développe une force d'environ 120 chevaux.

La « Pelton Water Wheel Company » vient d'installer un de ces moteurs devant fonctionner sous une chute de 642 mètres. Il a une vitesse circonférentielle de 56 mètres par seconde, et les bras et la roue elle-même ont dû être construits en acier pour résister à la force centrifuge et à l'effort de l'eau combinés.

En 1891 la « Chester Hydraulic Engineering Company » a effectué une série d'essais sur un petit moteur de ce genre marchant sous une pression de 61 kilog. par centimètre carré. Le diamètre de la roue était de  $0^m,45$  et elle tournait à une vitesse de 1 600 tours par minute. On a obtenu un rendement de 70 %.

Des essais analogues ont été faits en Californie par M. E. Browne. Le diamètre de la roue était de  $0^m,372$  et la hauteur de chute de 17 mètres. Avec un ajutage de 10 millimètres de diamètre intérieur, on obtint un rendement de 82,6 %, d'après le « Engineering and Mining Journal ». En réduisant le diamètre de l'ajutage à 9 millimètres on obtient, dit-on, un rendement de 82,5 %.

### **Installation hydraulique des chutes du Niagara.**

Depuis longtemps déjà on s'était préoccupé d'utiliser les chutes du Niagara ; mais, ce n'est que tout récemment qu'un projet a été définitivement adopté et mis en cours d'exécution.

Le projet en question consiste à construire près des



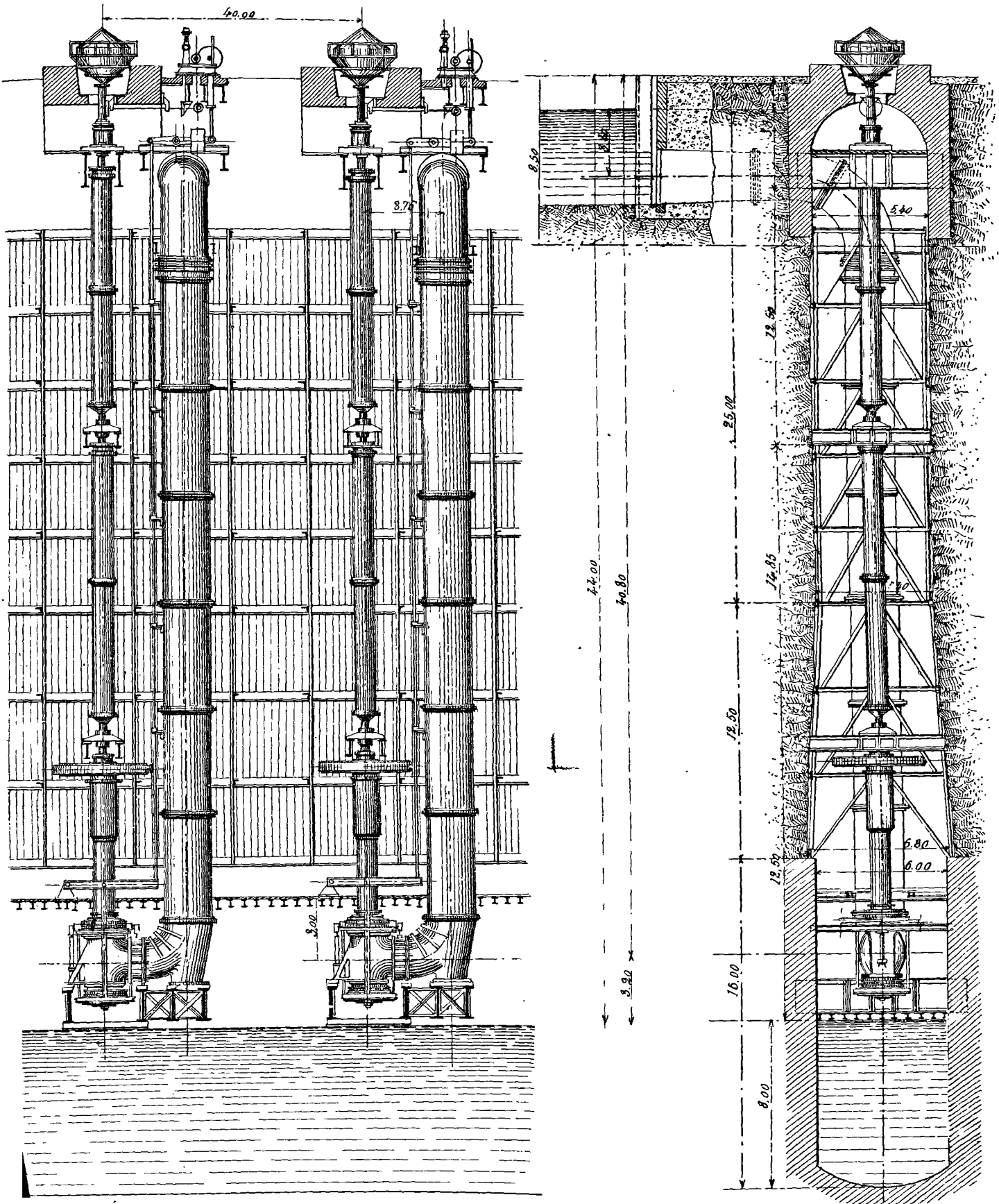


Fig. 156 et 157. — Installation des Turbines du Niagara.







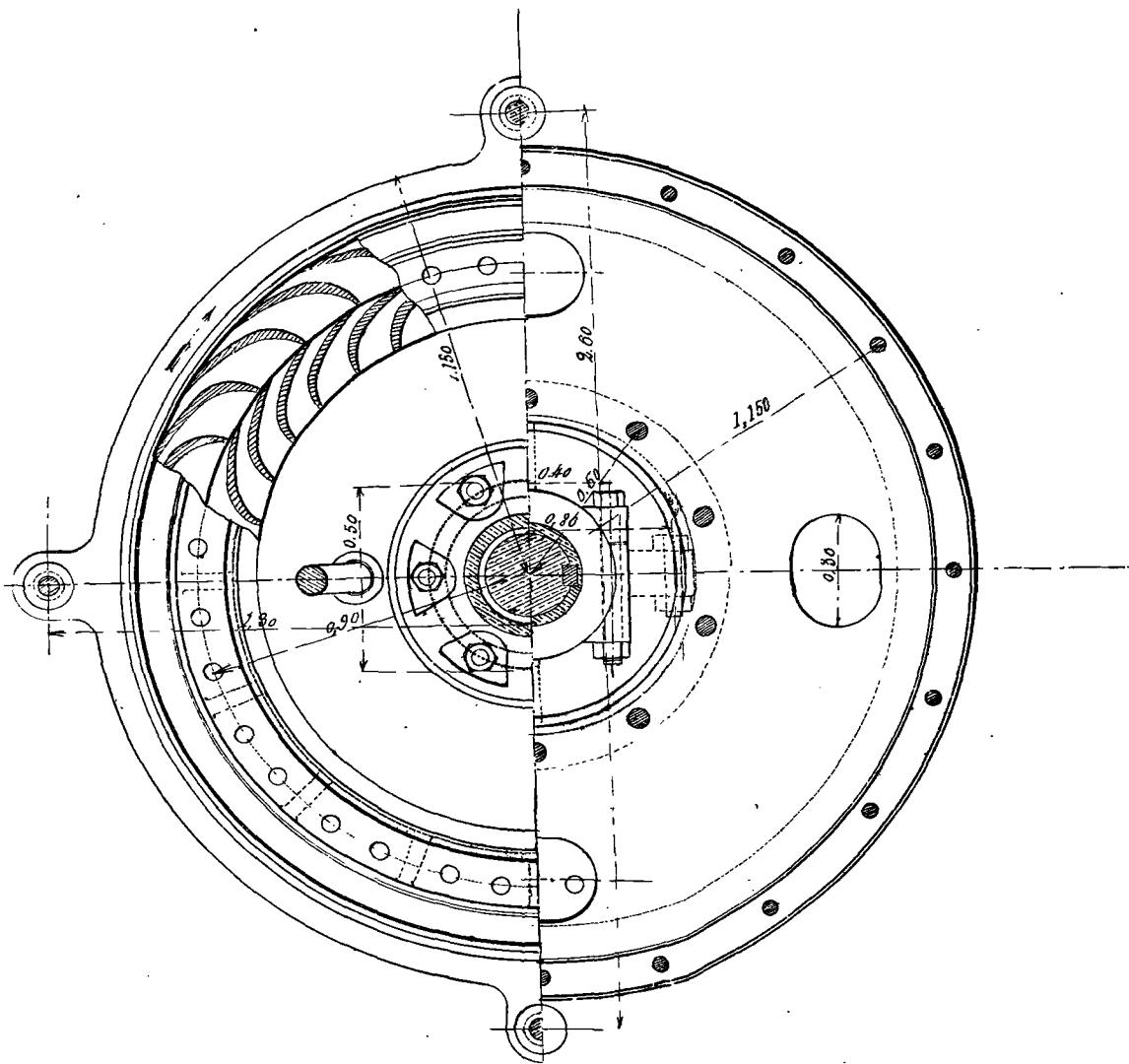
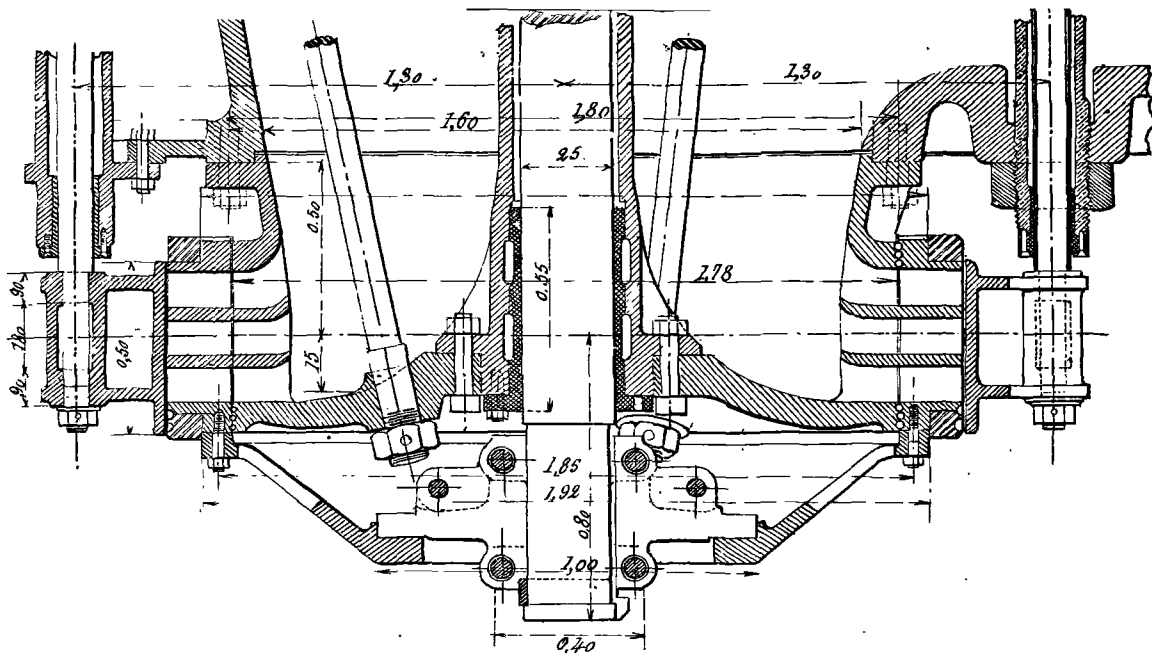


Fig. 160, 161 et 162



chutes une Station Centrale où le travail fourni par des turbines sera transformé en énergie électrique qui, sous cette forme, sera distribuée aux usines des alentours pour l'éclairage et pour sa transformation en travail utile à l'aide de moteurs électriques.

Le point principal du projet est la construction d'un grand tunnel qui servira de coursier de sortie pour l'eau d'échappement provenant des diverses turbines installées et qui y seraient raccordées par des petits coursiers indépendants.

Les usines installées près des chutes pourraient, si elles utilisent une grande quantité d'énergie, avoir chacune une turbine spéciale sans avoir besoin de se servir de l'énergie électrique. L'installation a été prévue pour utiliser un débit de 295 mètres cubes d'eau sous une chute de 42<sup>m</sup>,8. Le rendement moyen des turbines a été supposé de 75 %, de sorte que l'on aurait une force de 120 000 chevaux.

Le canal d'aménée commence à un mille et demi en amont des chutes : il a une largeur de 152 mètres, une profondeur de 3<sup>m</sup>,68 et a une longueur de 458 mètres. Le long du canal sont disposés des puits de 49 mètres de profondeur destinés à recevoir les turbines. Tous ces puits sont branchés sur le tunnel de sortie. Le tunnel est taillé dans des roches en pierre calcaire. On avait cru que les parois en seraient ainsi assez dures pour ne pas se désagréger. L'expérience a prouvé qu'il n'en n'était pas ainsi et l'on s'est vu obligé de garnir ces murs d'une triple épaisseur de briques cimentées. Le tunnel a une section en fer à cheval de 6<sup>m</sup>,4 de haut sur une largeur de 5<sup>m</sup>,8, ce qui correspond à une section de 35<sup>m</sup><sup>2</sup>,8.

Il s'étend sur une longueur de 2040 mètres avec une pente de 0, mètre 7 par 1000 mètres. On obtiendra ainsi une vitesse d'échappement très élevée (7<sup>m</sup>,63 par seconde.)

Les deux premières turbines qui seront installés aux chutes sont presque terminées. Elles ont été calculées par M. Faesch et Piccard, de Genève et sont en construction chez I. P. Morris et C<sup>ie</sup> à Philadelphie.

Ces turbines sont représentées sur les fig. 136 et 137. Elles doivent développer chacune 3 000 chevaux sous une chute moyenne de 413 mètres.

Chaque moteur est constitué par deux roues de Fourneyron calées sur le même arbre. L'écoulement se fait de haut en bas sur une de ces roues et de bas en haut sur l'autre. L'eau est amenée aux turbines par un tuyau en acier de 2<sup>m</sup>,50 de diamètre (fig. 138 et 139) terminé par une embouchure en fonte.

La roue inférieure est construite de façon à ce que la pression de l'eau s'exerce, non sur la roue, mais sur l'enveloppe des guides. La pression de l'eau s'exerce toute entière sur la turbine supérieure de façon à équilibrer son poids.

Les guides et les aubes de chaque moteur sont divisés en trois compartiments perpendiculaires à l'axe, et le réglage s'effectue à l'aide d'une vanne circulaire qui glisse entre les aubes et les guides. Cette vanne est équilibrée et manœuvrée du haut du puits à l'aide de câbles et de leviers dont le dispositif spécial a été breveté par MM. Faesch et Piccard. Les proportions principales des moteurs sont cotées sur le dessin. Le débit de chaque turbine double est de 4 mètres cubes par seconde, sous



la chute de 41<sup>m</sup>,5, ce qui donnera une puissance utile de 5 000 chevaux si le rendement de la turbine est bien de 75 %. Les moteurs tourneront à 250 tours par minute, ce qui donnera un coefficient de vitesse  $K_2 = 0,734$ .

L'arbre principal de chaque turbine est un tube d'acier de 0<sup>m</sup>,925 de diamètre. Pour donner à la vitesse une grande régularité, on montera sur l'arbre de chaque turbine un volant de 10 tonnes et de 4<sup>m</sup>,45 de diamètre. Ce volant sera en fer.

Avant d'arriver à une décision définitive relativement au type de turbine à adopter, les promoteurs des installations du Niagara soumièrent la question à une commission spéciale. Celle-ci invita les principaux constructeurs du monde à leur soumettre un projet d'installation. C'est celui de MM. Escher Wyss et C<sup>ie</sup>, de Zurich, qui fut considéré comme le meilleur ; on ne le mit pas en exécution, parce que ces constructeurs refusèrent de laisser construire les machines en Amérique.

MM. Escher Weyss et C<sup>ie</sup> avaient proposé d'adopter une turbine de Jonval double, calée sur le même axe. La roue inférieure devait avoir une circulation d'eau de bas en haut et la roue supérieure de haut en bas. L'échappement des deux roues était ramené à une direction horizontale par une forme appropriée de l'enveloppe extérieure. Cet arrangement permettait d'équilibrer la turbine de façon à neutraliser presque entièrement son poids. Le palier de soutien devait être une suspension du genre Fontaine. La turbine devait être réglée à l'aide d'une vanne circulaire mise en mouvement par un régulateur hydraulique ; la vitesse préconisée était de 250 tours par minute et la puissance utile de la turbine 6 000 chevaux.

Les trois premiers moteurs actuellement en marche aux chutes du Niagara ont été fournis à la « Niagara Falls Paper Company » par MM. R. D. Wood et C<sup>ie</sup>, de Philadelphie.

Ils ont été construits pour fournir chacun une puissance de 1.100 chevaux sous une chute de 43 mètres. Le type adopté est une turbine double de Jonval, renversée de façon encore à équilibrer le poids de la turbine et du régulateur. Le réglage est effectué par une vanne circulaire. Chaque roue a un diamètre de 1<sup>m</sup>,42 et tourne à une vitesse de 260 révolutions par minute.

#### **Essai d'une turbine Swain, aux « Boott Cotton Mills. »**

En 1874, M. J. B. Francis effectua une série d'essais sur une turbine « Swain », dont une couple devait remplacer les anciens moteurs en usage depuis 1849.

On employa pour ces essais les mêmes appareils qui avaient servi à mesurer la puissance des anciens moteurs et de la turbine de Trémont, dont nous avons déjà parlé. Un déversoir ordinaire servit à mesurer le débit ; son seuil avait une longueur de 4<sup>m</sup>,94. Sous tous les autres rapports, on suivit la même méthode que dans les essais précédents. Dans toutes les expériences le niveau de l'eau au-dessous du déversoir n'était pas inférieur à 0<sup>m</sup>,76. Pour déterminer le débit, on adopta la formule suivante :

$$Q = 1,74 L H^{\frac{2}{3}}$$

Les expériences, résumées dans la table ci-contre, ont été faites avec beaucoup de soin sous tous les rapports et nullement sous l'influence des constructeurs.

*Description de la turbine.*

La turbine en question était du type mixte à écoulement intérieur. L'entrée de l'eau à la partie supérieure de la turbine se faisait radialement et prenait une composante verticale croissante en s'approchant de la partie inférieure des aubes. L'échappement n'était axial qu'à la circonférence extérieure.

Le rebord des aubes près de la sortie se trouvait dans un plan vertical sur une longueur de  $21^{\text{cm}},28$ .

Le réglage s'effectuait à l'aide de l'enveloppe extérieure des guides, sur laquelle ces dernières venaient pivoter : en élevant ou en abaissant cette enveloppe on diminuait ou on augmentait la section d'entrée de l'eau.

Vingt et un guides étaient en bronze de  $0^{\text{cm}},5$  d'épaisseur et avaient une longueur de  $0^{\text{m}},474$  ; les trois autres guides étaient en fonte et d'une épaisseur suffisante pour recevoir sans danger à leur extrémité les câbles destinés aux manœuvres de réglage.

A la sortie de l'eau, les guides étaient écartés radialement de  $3^{\text{cm}},74$ . Après avoir quitté les aubes, l'eau entrait dans un tube de succion divergent, de  $1^{\text{m}},74$  de diamètre moyen et de  $0^{\text{m}},534$  de long. La crapaudine de fond était constituée par un support en fonte fixé rigidement au tube de succion. Le moteur s'appuyait sur un cylindre en chêne blanc, qui pouvait tourner avec la turbine ou rester mobile. Le diamètre de ce coussinet était de  $0^{\text{m}},305$ , ce qui est trop considérable, vu les dimensions de la turbine. Les aubes étaient en bronze.

## RÉSULTAT DES EXPÉRIENCES EFFECTUÉES SUR LA TURBINE SWAIN

Nombre d'expériences	Hauteur de la vanne d'admission en mètres		Travail utile en chevaux $N_0$	Hauteur totale de chute en mètres $h$	Hauteur de l'eau en mètres au-dessous du seuil du déversoir $H$	Débit total par tierce en mètres cubes $Q$	Energie totale de l'eau en kilogrammes $E_a$	Rendement $\epsilon_0$	Rapport de la vitesse de la circonférence extérieure à $\sqrt{2gh}$ $K_2$
		Nombre de tours par seconde $n$ (60)							
3	0,081	1,043	5270	4,24	0,36	2	8600	0,613	0,658
14	0,162	1,05	10644	4,06	0,49	3,28	13250	0,779	0,677
19	0,325	1,111	14810	3,86	0,64	4,67	18051	0,828	0,734
29	0,05	1,003	2931	4,35	0,89	1,44	6320	0,473	0,627
34	0,075	1,052	4821	4,25	0,55	1,92	8200	0,588	0,662
49	0,10	1,002	6610	4,17	0,41	2,37	9933	0,666	0,647
51	0,125	1,02	8203	4,12	0,45	2,76	11350	0,721	0,653
69	0,15	1,036	9615	3,9	0,49	3,12	12650	0,76	0,668
78	0,175	1,105	10651	4	0,51	3,38	13500	0,79	0,718
90	0,20	1,068	11751	3,94	0,55	3,7	14610	0,80	0,697
103	0,225	1,081	12723	3,9	0,57	3,9	15425	0,828	0,709
113	0,25	1,072	13256	3,86	0,595	4,1	15730	0,836	0,708
118	0,275	1,094	13751	3,84	0,6	4,28	16613	0,832	0,722
123	0,30	1,126	14210	3,82	0,615	4,42	16930	0,838	0,749
128	0,325	1,30	2300	3,99	0,52	3,4	12600	0,206	1,17
129	—	1,629	7650	3,92	0,568	3,9	15300	0,499	1,068
130	—	1,461	11200	3,84	0,6	4,23	16235	0,69	0,968
131	—	1,3	13715	3,82	0,62	4,5	17153	0,80	0,86
132	—	1,21	14325	3,79	0,63	4,55	17200	0,829	0,808
133	—	1,15	14510	3,77	0,631	4,6	17356	0,835	0,77
134	—	1,136	14600	3,78	0,636	4,63	17331	0,834	0,758
135	—	1,168	14500	3,76	0,636	4,63	17357	0,832	0,741
136	—	1,087	14580	3,76	0,638	4,65	17453	0,829	0,727
137	—	1,055	14380	7,78	0,638	4,65	17471	0,82	0,705
138	—	1,061	14450	3,78	0,639	4,66	17612	0,822	0,709
139	—	1,012	14150	3,77	0,638	4,65	17574	0,806	0,631
140	—	0,993	14100	3,78	0,638	4,66	175953	0,749	0,663
141	—	0,937	13730	3,781	0,639	4,66	175952	0,742	0,626
142	—	0,853	13163	3,79	0,64	4,67	17643	0,745	0,57
143	—	0,655	10920	3,79	0,51	4,6	17400	0,627	0,437
144	—	1,84		4,02	0,402	3,3	1635		1,19
145	—	0		3,83	0,602	4,28	16458		0
146	—	0		3,82	0,602	4,278	16381		0

*Dimensions de la turbine.*

Diamètre extérieur		$2r_1 = 1^m,83.$
Plus petit diamètre intérieur		$2r_2 = 0^m,81.$
Largeur des guides à l'entrée		$e = 0^m,327.$
— des aubes	—	$e_1 = 0^m,33.$
Nombre de guides	—	$z = 24.$
— d'aubes	—	$z_1 = 25.$
Épaisseur des guides	—	$t = 0^{cm},5.$
— des aubes	—	$t_1 = 0^{cm},1$ aux extrémités
Section des guides à la sortie (mesuré)		$A_1 = 0^{m^2},917.$
— des aubes	—	$A_2^1 = 0^{m^2},89.$
Direction de l'eau à la sortie des guides		$a = 65^\circ.$
— —	à l'entrée des aubes	$a_1 = 0.$
— —	à la sortie des aubes	$a_2 = 65^\circ.$

Il est à remarquer que, suivant que l'échappement est axial ou radial, l'angle  $a_2$  varie de  $64^\circ$  à  $68^\circ$ . Du diamètre extérieur au diamètre intérieur, la largeur des aubes diminue, de sorte qu'une beaucoup plus grande quantité d'eau quitte les aubes près de l'extérieur des aubes que vers l'intérieur. En tenant compte de cette distribution inégale, on voit que  $a_2$  doit être plus près de  $64$  que de  $68$ ; c'est pour cela qu'on lui a assigné une valeur moyenne de  $65^\circ$ .

Pour apprécier la valeur du diamètre moyen sous lequel se fait l'échappement, il faut aussi tenir compte de la distribution de l'eau, en supposant que la vitesse relative  $c_1$  est la même dans toute l'épaisseur d'une section. L'auteur a calculé que le diamètre moyen était approximativement de  $1^m,41$ , de sorte que  $\frac{r_1}{r_{2m}} = 1,3.$

On peut admettre pour l'eau à la sortie des guides un coefficient de contraction plus petit que celui applicable à l'échappement. Dans les deux cas on pourra, par exemple, donner à ce coefficient les valeurs 0,9 et 0,98, ce qui fait que le rapport de  $A$  à  $A_1$  sera approximativement égal à 1, puisque

$$A = 0,917 \times 0,9 = 0,825$$

$$A_2 = 0,89 \times 0,95 = 0,843.$$

En se basant sur cette valeur de  $A$  et sur celle du débit, qui est de  $4^{\text{m}^3},66$  à la vitesse normale, on trouve que

$$c = 5^{\text{m}},52 \text{ par seconde,}$$

et

$$K_1 = 0,644.$$

La valeur théorique de  $K_1$  déterminée d'après les dimensions précédentes, en admettant une perte de 3,4 % par frottement, est :

$$K_1 = 0,638.$$

Cette concordance est parfaite, vu l'incertitude de la distribution de l'eau et du coefficient de contraction à adopter.

Au lieu d'être constituée par une bande étroite, comme dans la turbine Hercules, l'enveloppe descend jusqu'à la partie la plus basse des aubes. Il s'en suit que  $A_2$  peut être pris presque égal à la surface mesurée, puisque l'eau, en quittant les aubes, trouve un espace où elle peut s'étendre librement.

La vitesse pratique de rendement maximum était :

$$w_1 = 6^{\text{m}},62.$$

La vitesse théorique pour l'entrée de l'eau sans chocs serait :

$$w_1 = 5 \text{ mètres};$$

et pour l'échappement vertical

$$w_1 = 6^m,50.$$

Cette dernière valeur s'accorde très bien avec la pratique. La turbine n'avait certainement pas été calculée pour remplir ces deux conditions à la fois.

### **Le moteur de Purdon-Walters.**

Pour utiliser l'énergie cinétique de cours d'eau qui n'ont pas de chute, mais dont le courant est rapide, on emploie encore des roues hydrauliques ou des turbines de l'ancien système.

A cause de la petite quantité d'énergie disponible de ce chef, ces moteurs ont d'ordinaire de très grandes surfaces pour une puissance relativement faible; leur diamètre est d'ailleurs limité par la profondeur du cours d'eau.

Pour obvier à ces inconvénients, MM. Purdon et Walters ont imaginé un nouveau dispositif. A proprement parler, ce nouvel appareil est une turbine dans laquelle les aubes, au lieu d'être clavetées sur une roue, sont fixées à deux chaînes sans fin. Ces chaînes tournent sur 4 roues dentées dont deux clavetées sur le même axe. Les figures 163 à 166 en montrent le dispositif. A l'une des extrémités se trouve une embouchure par où l'eau pénètre dans l'appareil à travers les guides, destinés à lui

donner une certaine direction. L'embouchure est placée de façon à recevoir l'eau en plaçant l'appareil avec son grand axe normalement à la direction du courant.

Sous l'eau les chaînes sont dirigées par des galets qui maintiennent le tout dans la direction voulue.

Le premier moteur de ce genre construit par MM. Purdon et Walters avait des aubes droites et faisait un angle de  $60^\circ$  avec la direction du courant. Les essais effectués par le prof. Unwin ont montré que le rendement de l'appareil n'était que de 11 % dans un courant de  $1^m,30$  par seconde. Le rendement théorique étant de 32 %, c'est aux résistances mécaniques de l'appareil qu'il faut attribuer un si mauvais résultat.

D'après les conseils du prof. Unwin, le moteur fut calculé de nouveau et construit tel qu'il existe aujourd'hui. De nouveaux essais effectués à Chepstow ont montré que le moteur pouvait atteindre un rendement de 25 %, même avec un courant relativement faible. Il est probable que quelques petites modifications amélioreront encore le rendement. Un tel moteur ne peut évidemment être comparé à une turbine au point de vue économique ; il n'est à recommander que dans les cas où l'installation d'une turbine est rendue difficile ou impossible.

Le but des inventeurs a été d'offrir une grande section d'entrée à l'eau, sous la forme la plus pratique possible.

Ainsi que nous l'avons dit, le moteur agit sous l'influence de la force vive de l'eau. Il peut cependant arriver qu'un appareil de ce genre, installé au travers d'un cours d'eau, produise une légère différence de niveau,



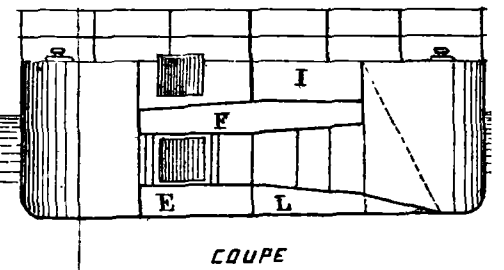
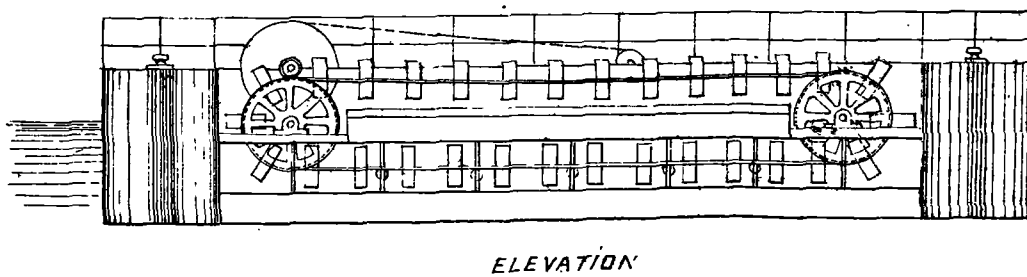
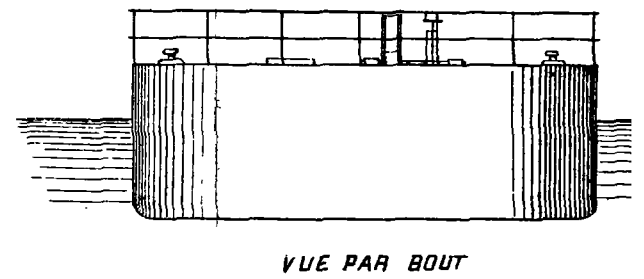
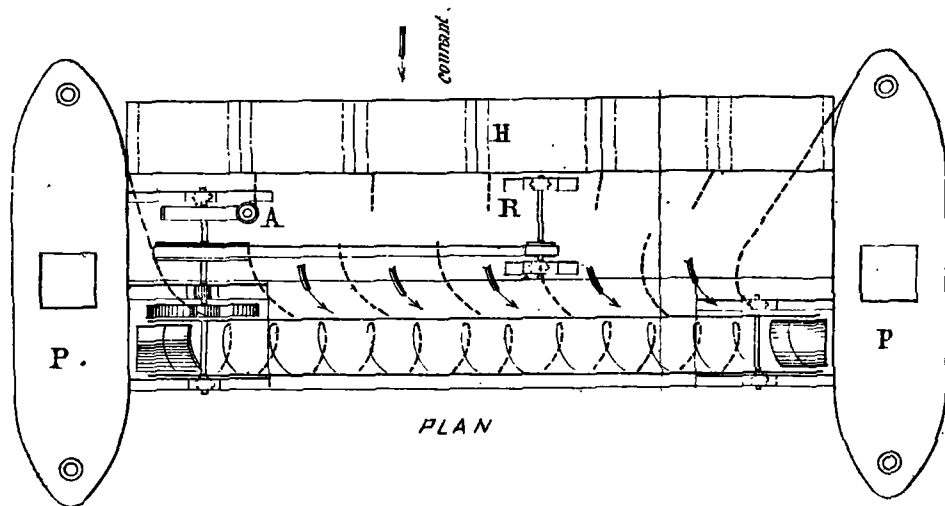


Fig. 163, 164, 165 et 166. Moteur Hydraulique Purdon Walter



mais cette chute sera proportionnelle à la vitesse du courant.

Dans ses lignes essentielles, la théorie de ces moteurs est la même que celle des turbines ; mais, à cause du manque de données expérimentales et de l'incertitude qui règne au sujet de l'entrée et de la sortie de l'eau, il est impossible de calculer d'avance un de ces moteurs avec quelque exactitude.

Le tableau suivant donne la valeur de la chute et l'énergie correspondant à une vitesse donnée de l'eau.

Vitesse du courant en mètres par seconde	Hauteur de chute équivalent en mètres	Energie totale en chevaux par m <sup>2</sup> de section active
0,447	0 <sup>m</sup> ,01075	0,059
0,895	0,0405	0,48
1,34	0,09	1,61
1,77	0,161	3,83
2,23	0,268	7,49
2,68	0,36	12,9

### Turbine de Fourneyron à Saint-Blaise.

Au point de vue de ses dimensions inusitées, la turbine installée par Fourneyron à Saint-Blaise (Forêt Noire), mérite une mention spéciale.

C'est une turbine à écoulement extérieur et fonctionnant sous une chute de 108 mètres et à une vitesse de 2.300 tours par minute pour développer 30 chevaux utiles. La roue avait un diamètre extérieur de 0<sup>m</sup>,325 et un diamètre intérieur de 0<sup>m</sup>,187. Un peu plus tard, Fourneyron construisit deux nouvelles turbines pour la même chute ; leur diamètre extérieur était de 0<sup>m</sup>,342, elles tournaient à une vitesse de 2.300 tours par minute et développaient

chacune 60 chevaux. A cause de la grande vitesse de rotation, les coussinets des crapaudines et des paliers devaient être renouvelés tous les dix ou quinze jours.

L'échappement de ces moteurs se faisait au-dessus de l'eau ; il est donc probable qu'elles agissaient réellement comme des turbines à impulsion. Ces moteurs furent remplacés dans la suite par des turbines de Girard.

#### **Vitesse de rendement maximum d'une turbine.**

La table A (p. 446 et suiv.), résume les résultats d'expériences relatives à la vitesse de rendement maximum des diverses turbines, et les compare avec les résultats donnés par la théorie. Souvent la concordance n'est pas très bonne ; il est cependant à remarquer que les divergences constatées ne sont pas de nature à influencer sérieusement le rendement. L'écart maximum du rendement n'est que de 2 ‰. Ceci est dû à ce que, dans le voisinage de la vitesse normale, le rendement ne varie que peu relativement à la vitesse. Les divergences entre la théorie et la pratique sont dues à diverses causes que nous allons passer rapidement en revue.

Il est d'abord à remarquer que les conditions qui ont servi à déterminer la vitesse de rendement maximum, à savoir, l'entrée de l'eau sur les aubes avec le moins de résistance possible et la réduction à un minimum de la vitesse d'échappement, ne sont pas les seuls facteurs qui influent sur le rendement. Les résistances passives sont fonction de la vitesse d'écoulement et, par conséquent, de la vitesse de rotation. Il en est de même des pertes aux coudes et aux changements brusques de section, pertes qui diminueront avec la vitesse

d'écoulement de l'eau, et qui par conséquent ne passeront pas par un minimum pour l'entrée de l'eau sans chocs et l'échappement vertical. En second lieu, parmi les turbines en question, il y en a plusieurs qui n'ont pas été construites pour satisfaire simultanément aux conditions d'entrée de l'eau sans chocs et d'échappement vertical. Troisièmement, enfin, il peut très bien arriver que la condition d'entrée de l'eau sans chocs ne soit pas celle qui assure la résistance minimum offerte à l'eau à l'entrée. C'est sans doute cette dernière cause de divergence entre la théorie et la pratique qui est la plus importante.

Le prof. A. Fliegner, de Zurich, effectua une série d'expériences très intéressantes pour se rendre compte jusqu'à quel point l'entrée de l'eau sans chocs différait de l'entrée de l'eau avec une résistance minimum. Les guides étaient fixes, et l'eau à leur sortie passait à travers une série d'aubes mobiles, de façon à pouvoir faire varier la direction de l'eau à son entrée. Les expériences portèrent sur 9 formes de guides différentes et sur chacune on essaya 10 embouchures différentes que nous appellerons les « aubes. »

On mesura dans chaque cas la pression  $E$  de l'eau à son entrée dans l'embouchure, ainsi que la quantité d'eau débitée par seconde. Connaissant la section de l'embouchure, on pouvait calculer la vitesse d'écoulement  $c_r$ . Si l'on désigne par  $h_0$  la hauteur des orifices d'échappement au dessus ou au-dessous du niveau de l'eau dans le coursier d'aval, on pourra poser :

$$h = \frac{c_r^2}{2g} + E + h_0$$

Toute cette énergie était employée à imprimer à l'eau

la vitesse d'échappement  $c_2$  et à surmonter les diverses résistances passives ; de sorte que

$$c \frac{c_1^2}{2g} + E + h_0 = (1 + \mu) \frac{c_2^2}{2g} .$$

$\mu$  était un coefficient de perte par frottement. Puisque  $c_2$  pouvait être déterminé d'après la section de l'embouchure à l'échappement, l'équation précédente pouvait servir à déterminer  $\mu$  dans chaque cas. On effectua plus de 1.000 expériences. Pour chaque embouchure on expérimenta avec des hauteurs de chute variant entre 1 mètre et 30 mètres. Des courbes furent dressées avec les valeurs  $\mu$  en ordonnées et les hauteurs de chute en abscisses. Le prof. Flienger déduisit de ces essais que  $\mu$  diminuait à mesure que  $h$  augmentait et que, pour une hauteur de chute donnée, la valeur minimum de  $\mu$  n'avait jamais lieu pour l'entrée de l'eau sans chocs. L'angle  $\alpha_0$  de l'embouchure différait toujours de l'angle  $\alpha_1$  des aubes.

La table suivante résume quelques-uns des résultats obtenus par le prof. Flienger :

	$\alpha_2$	$\alpha_1$	$\alpha_0$
I	75°	30°	21°
II	60	30	19
III	75	0	15
IV	60	0	12
V	75	— 30	8 1/2
VI	75	— 30	— 5
VII	75	— 30	— 10
VIII	75	— 60	— 4
IX	60	— 45	— 17

Dans les essais N° VI et VII les aubes avaient une largeur plus grande à l'échappement qu'à l'entrée.

Les résultats groupés dans la table A prouvent que dans les turbines existantes les choses se passent *à peu près* comme le font prévoir les expériences du prof. Fliegner. Pour les turbines pour lesquelles  $\alpha_1$  est positif, la vitesse de rendement maximum est plus petite que celle correspondant à l'entrée de l'eau sans chocs ; par conséquent, l'angle relatif d'entrée le plus favorable  $\alpha_0$  est plus petit que  $\alpha_1$ . Lorsque l'angle  $\alpha_1$  est négatif, la vitesse normale est plus grande que ne l'indique la théorie ; l'angle  $\alpha_0$ , en valeur absolue, est donc encore plus petit que  $\alpha_1$ .

Les turbines de Jonval, telles qu'on les construit en Europe avec  $\alpha_1 = 0$  et  $\alpha_2$  variant  $64^\circ$  à  $75^\circ$ , donnent des résultats s'accordant très bien avec les prévisions théoriques. Les turbines radiales et mixtes sont moins satisfaisantes à ce point de vue. Cela tient souvent à ce que ces moteurs n'ont pas été calculés pour satisfaire simultanément aux conditions d'entrée de l'eau sans chocs et d'échappement radial.

Une autre cause du désaccord que l'on rencontre quelquefois entre la théorie et la pratique provient de ce que les valeurs réelles de  $A$  et  $A_2$  sont incertaines. Celles-ci dépendent du coefficient de contraction employé et de l'étranglement produit par les aubes en passant devant les guides. Dans certains moteurs surtout, lorsqu'il y a un espace considérable entre les guides et les aubes, ces deux facteurs sont souvent problématiques.

Les expériences de Fliegner montrent que les pertes par chocs à l'entrée sont moins importantes que ne le

faisait prévoir la théorie de Carnot ; une turbine est donc moins influencée par les variations de vitesse que ne l'indiquait la théorie.

En général, pour les turbines qui n'ont pas été calculées pour l'entrée de l'eau sans chocs et l'échappement radial, la moyenne des vitesses obtenues pour ces deux conditions est assez rapprochée de la vérité au point de vue pratique. On pourrait néanmoins facilement modifier le calcul pour tenir compte des résultats obtenus par le prof. Fliegner. Si, par exemple,  $\alpha_1$  était égal à  $\alpha_0$  avec  $\alpha_2 = 60^\circ$ , au lieu d'introduire la valeur de  $\alpha_1$  dans les formules, on prendrait celle de  $\alpha_0$  qui est approximativement de  $12^\circ$ . Mais, il faudrait un plus grand nombre d'expériences pour pouvoir généraliser cette méthode. le prof. Fliegner préconise la formule empirique :

$$\alpha_0 = \frac{\alpha_1 + \alpha_2}{5} - 30 \frac{e_2 - e_1}{e_1}.$$

Dans la plupart des turbines radiales ou mixtes considérées dans la table A, la vitesse normale s'approche davantage de la vitesse obtenue pour la condition d'échappement vertical que de celle d'entrée de l'eau sans chocs, même si on tient compte de la différence entre les valeurs de  $\alpha_2$  et de  $\alpha_0$ . Ceci provient évidemment de ce que, pour un écart donné de la vitesse déterminée pour l'échappement vertical, la perte d'énergie est plus grande de ce chef que pour un même écart relatif à l'entrée de l'eau sans chocs.

Dans la petite table suivante nous avons résumé les vitesses normales (expérimentales et calculées) des diverses turbines considérées dans la table A, la turbine de



Rietinger excepté. La vitesse calculée est la moyenne entre la vitesse déterminée pour l'entrée de l'eau sans chocs et celle déterminée par l'échappement vertical ou radial.

On a fait moins d'expériences relatives aux turbines à impulsion que sur les turbines à réaction. Il est cependant permis de supposer que l'accord entre la théorie et la pratique serait bon, vu que les conditions de fonctionnement de ces moteurs sont relativement plus simples que celles des turbines à réaction.

Désignation des turbines	Vitesse expérimentale	Vitesse théorique (1)
Turbine « Haenel » — axiale . . . . .	3 <sup>m</sup> ,20	3,03
Turbine de Olching — axiale . . . . .	5, 10	5,29
Turbine « Collins » — axiale . . . . .	6, 14	6,8
Turbine de Trémont — radiale, écoulement extérieur . . . . .	5, 5	5,52
Turbine « Boyden » — radiale, écoulement extérieur . . . . .	6, 2	6,38
Turbine de Boott — radiale, écoulement intérieur. . . . .	5, 69	6,75
Turbine « Hercule » — mixte . . . . .	6, 75	6,6
Turbine « Swain » — mixte . . . . .	6, 62	5,74
Turbine « Humphrey » — mixte . . . . .	6, 11	5,34

(1) Vitesse déterminée pour l'entrée de l'eau sans chocs.

TABLE

RÉSULTATS CALCULÉS ET

	Désignation de la turbine	Hauteur de chute en mètres $h$	Débit en mètres cubes $Q$	Energie totale en chevaux $E_a$	Direction de l'eau à la sortie des guides degré minute	Direction de l'eau à son entrée sur les aubes $\alpha_1$	Direction de l'eau à la sortie des aubes $\alpha_2$	Diamètre en mètres		
								$r_m$	$r_2$	
1		1,93	0,193	4,89	78	64 0	64,0	0,23		
2		1,97	0,159	4,13	73	54	74	—		
2		1,931	0,21	5,11	68	65	75	—		
3	Turbine de Rettinger	2,91	0,124	4,75	78	63	65	0,22		
5		2,89	0,119	4,51	76	61	65	—		
6		5,50	0,089	6,44	75,20	59,40	63,50	0,152		
7		5,47	0,099	7,08	75,50	66	61	—		
8		5,47	0,102	7,43	75,50	66	61	—		
7		Turbine de Haenel	1,36	1,34	27,3	67,30	45	63,40	0,785	
9 <sub>A</sub>			1,79	1,76	41,6	—	—	—	—	
10		Turbine de Geoggingen	4,12	5,94	524	—	—	—	1,22	
11	Turbine de Olehing	3,04	11,4	458,3	71,10	9,25	73,23	1,7		
11 <sub>A</sub>	Anneau extérieur	—	—	—	—	—	73,20	1,88		
11 <sub>B</sub>	Anneau intérieur	—	—	—	—	—	73,25	1,45		
12	Turbine Collins	5,04	1,82	120,9	72,15	12,15	71,0	0,63		
12 <sub>A</sub>	—	5,04	1,84	122	—	—	—	—		
13 <sub>B</sub>	—	5,04	1,85	122,8	—	—	—	—		
13	Turbine de Trémont	3,92	3,9	202,2	62	0	68	1,03	1,26	
14	Turbine Boyden	5,06	4,16	277,1	61	0	61	0,94	1,14	
15	Turbine Boot	4,06	3,20	171,3	78	30	75	1,42	1,22	
16	Turbine « Hercules »	5,17	2,5	169,8	75,15	8	70 (2)	0,45	0,25,2)	
16 <sub>A</sub>	—	5,17	2,21	—	—	—	—	—	—	
17	Turbine Swain	3,76	4,6	227,6	65,0	0	65	0,91	0,7	
18	Turbine Humphrey	3,8	5,87	294	75,0	10	—	0,23		

A

RÉSULTATS D'EXPÉRIENCES

Largeur des guides à la sortie $e$	Largeur des aubes à l'entrée $e_1$	Largeur des aubes à la sortie $e_2$	Nombre de guides $z_2$	Nombre d'aubes $z_1$	Epaisseur des guides à la sortie $t$	Epaisseur des aubes à l'entrée $t_1$	Epaisseur des aubes à la sortie $t_2$	Section des guides (mesurée) $A_1$	Section des aubes (mesurée à la sortie) $A_2$	Section effective des guides $A$	Section effective des aubes à la sortie $A_3$
0,114	0,014	0,114	12	24				0,0445	0,077	0,04	0,077
—	—	—	12	24				0,051	0,0351	0,0454	0,351
—	—	—	12	12				0,0715	0,039	0,064	0,039
0,088	0,088	0,088	12	24				0,0185	0,04	0,0166	0,04
—	—	—	12	24				0,0213	0,039	0,0195	0,039
0,062	0,062	0,062	12	24				0,0112	0,0195	0,0103	0,0195
—	—	—	12	20				0,0112	0,023	0,0102	0,023
—	—	—	12	20				0,0112	0,023	0,0102	0,023
0,196	0,196	0,196	32	32	0 <sup>m</sup> ,006(24)	0 <sup>m</sup> ,006	0 <sup>m</sup> ,006		0,59	0,283	0,59
—	—	—	—	—	0,010(8)	—	—		—	—	—
—	0,45	0,45	36	38	0,012	—	—		—	—	—
—	0,765	0,765	—	—	—	0,012	0,012	2,35	1,97	2,24	1,97
—	0,35	0,35	30	38	—	—	—	1,28	1,11	1,22	1,11
—	0,415	0,415	23	29	—	—	—	1,06	0,86	1,02	0,86
0,255	0,255	0,248	24	30	—	—	—	0,27	0,26	0,267	0,26
—	—	—	—	—	—	0,001	0,005	—	—	—	—
—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
0,285	0,285	0,284	33	44	0 <sup>m</sup> ,0025	0,005	0,006	0,605	0,63	0,545	0,64
0,251	0,132	0,228	34	54	—	0,002	0	0,63	0,524	0,560	0,472
0,306	0,306	0,375	40	40	0,003	0,004	0,004	0,546	0,538	0,492	0,567
0,40	0,40	0,855	24	17	0,006	0,006	0,006	0,44	0,733	0,405	0,59
—	—	0,564	—	—	—	—	—	0,355	—	0,31	0,84
0,333	0,337	—	24	25	0,001	0,007	0,007	0,915	0,885	0,83	—
—	0,525	—	13	13	0,003	—	—	1,23	—	1,1	—

TABLE A

Hauteur des arêtes inférieures des aubes au-dessus du niveau de l'eau dans le coursier d'aval $h_1$	Diamètre du tube de succin $d_3$	Hauteur de la turbine au-dessus de l'eau lorsqu'elle ne fonctionne pas noyée $h_2$	Rapports			Travail utile en chevaux $W_e$	Rendement industriel $\epsilon_e$	Vitesse circonférentielle à l'entrée de l'eau ou à la circonférence majeure	
			des sections de sortie $\frac{A}{A_2}$	des diamètres $\frac{r_1}{r_2}$	de la section d'entrée à la section de sortie $\frac{e_1}{e_2}$			expérimentale $w_1$ ou $w$	calculée $w_1$ ou $w$
2 <sup>m</sup> ,18	1 <sup>m</sup> ,66	0,098	0,52	1	1	3,29	0,67	2,98	2,84
			1,27	—	—	2,88	0,69	4,03	4,7
			1,66	—	—	3,23	0,63	4,52	5,35
			0,41	—	—	3,39	0,71	3,76	4,18
			0,50	—	—	2,91	0,64	3,6	3,6
			0,54	—	—	4,51	0,70	4,95	4,5
			0,43	—	—	4,80	0,67	4,85	4,12
			0,43	—	—	5,06	0,69	4,75	4,27
			0,47	1	0,5	18,9	0,69	5,74	2,48
			—	—	—	28,7	0,69	3,20	3,36
			—	1	1	269,4	0,83	5,84	—
			1,14	1	1	365,6	0,79	5,13	5,06
			1,10	—	—	—	—	5,65	—
			1,19	—	—	—	—	4,36	—
			1,02	—	—	97	0,80	5,93	6,9
			—	—	—	102,7	0,84	6,14	6,56
			—	—	—	102,6	0,83	6,14	6,8
			—	—	—	—	—	6,01	6,83
			—	—	—	—	—	—	—
			—	—	—	0,85	0,81	1,006	0,79
—	—	—	1,16	0,81	1,016	0,80	6,2	4,58	
—	—	—	0,86	1,16	0,82	0,79	5,67	6,5	
—	—	—	0,67	1,84	$\frac{1}{2,105}$	0,85	6,71	6,16	
—	—	—	—	—	—	0,87	—	7,1	
—	—	—	—	—	—	—	—	6,35	
—	—	—	—	—	—	—	—	5,85	
—	—	—	—	—	—	—	—	7,32	
—	—	—	1	1,30	$\frac{1}{1,703}$	0,83	6,62	4,93	
—	—	—	—	—	—	0,81	5,34	6,47	
—	—	—	—	—	—	—	—	5,34	

TABLE A

Rapport de la vitesse circonférentielle à $\sqrt{2gh}$ $K_2$	Vitesse d'écoulement à la sortie des guides (expérimentale) $C$	Rapport de la vitesse d'écoulement à $\sqrt{2gh}$		Vitesse théorique $\sqrt{2gh}$	Nombre de tours par minute $n$	Remarques	Rayon à la largeur des aubes à l'entrée $\frac{r_1}{e_2}$	
		expérimentale $K_1$	calculée $K_1$					
0,48	4,75	0,77	0,87	6,1	99		2,5	1
0,64	3,45	0,55	0,56	6,23	165		—	2
0,73	3,66	0,50	0,47	6,14	151		—	3
0,49	7,32	0,97	1,06	7,55	164		—	4
0,48	6	0,80	0,87	7,5	159		—	5
0,47	8,45	0,79	0,88	1,04	308		—	6
0,46	9,8	0,94	0,98	1,03	302		—	7
0,46	10,3	0,98	0,99	10,3	297		—	8
0,48	4,7	0,84	0,93	5,52	33		4,00	9
0,53	6,22	1,04	0,93	5,92	39		—	9A
0,64				9	45,52		2,72	10
0,66	5,07	0,65	0,64	7,23	28,87		2,23	11
0,73							5,36	11A
0,56							3,50	11B
0,60	6,78	0,68	0,65	9,95	89,17		2,49	12
0,64	6,83	0,68	0,67	9,95	96	Turbine à succion	—	12A
0,60	6,9	0,69	0,67	9,95	90,25	Turbine à succion avec cône intérieur	—	12B
0,62	7,15	0,81	0,85	8,8	51,064		3,6	13
0,62	7,42	0,74	0,75	9,98	63,50			14
0,63	6,49	0,72	0,65	8,94	38,182			15
0,66	6,3	0,62	0,62	10,2	140,61	Pleine admission		16
0,65	6,9	0,68		10,2		0,806 d'admission		16A
0,77	5,5	0,64	0,63	8,6	69,09		2,71	17
0,73	5,28	0,61		8,65	47,424		1,94	18

TABLE B

## DIMENSIONS DES TURBINES CONSTRUITES

Numéros	Désignation des turbines	Hauteur totale de chute en mètres $h$	Débit par seconde en mètres cubes $Q$	Direction de l'eau à la sortie des guides $\alpha$	Direction de l'eau à l'entrée sur les aubes $\alpha_1$	Direction de l'eau à la sortie des aubes $\alpha_2$	Diamètre de la roue à l'entrée ou diamètre moyen des aubes $d_1$ ou $d_m$	Diamètre des aubes à l'échappement $d_2$	
1	Turb. à réaction Jonval. . . . .	5,98	5,98	68°	0°	68°	2,25	—	
2		9,8	3,48	72	0	72	1,8	—	
3		anneau extérieur . . . . .	2,2	4	66	0	66	2,35	—
4		anneau intérieur . . . . .	2,68	5,18	66	—	68	1,8	—
5		13	0,19	71	0	71	0,85	—	
6		9,8	3,12	59, 30	0	71	2,6	—	
7		3,7	5,98	70	0	73	3	—	
8	Turbines à impulsion axiales. . . . .	3,01	4,98	64	40	66	2,5	—	
9		2,77	2,98	64	40	68	2,05	—	
10		3,55	3,23	64	—	68	1,05	—	
11	Turbines à impulsion Radiale et à écoulement extérieur . . . . .	1,65	2	62	32	71	2	—	
12		44	0,7	72	56	75	1,27	1,55	
13		177	0,237	73	57, 20	76	2,40	2,75	
14		180	0,55	72, 30	48	68	2,40	2,77	
13		552	0,00085	62	40	73	0,3	0,39	
14		181	0,448	70	54	70	2,5	2,87	

(1) Mesuré parallèlement à l'axe dans les turbines axiales et radialement dans les turbines radiales.

TABLE B

 PAR J. RIETER ET C<sup>O</sup> (SUISSE)

Largeur effective des aubes à l'entrée $e_1$	Largeur effective des aubes à la sortie $e_2$	Largeur effective des guides à la sortie $e$	Nombre des guides $z$	Nombre d'aubes $z_1$	Epaisseur des guides à la sortie $t$	Epaisseur des aubes $t_1$	Profondeur des guides $h_0$	Profondeur des aubes $h_0^1$	Remarques
mèt.	mèt.	mèt.			cent.	cent.	mèt.	mèt.	
0,37	0,37		36	38	1,07	2,8	0,25	0,25	Vanne cylindrique
0,265	0,265		28	28	0,9	2,6	0,215	0,215	—
0,33	0,33		36	36	0,9	1,07	0,24	0,24	Clapets sur les guides
0,165	0,165		—	—	—	—	—	—	—
0,067	0,067		12	14	0,8	2	0,07	0,07	Valve modératrice
0,296	0,48		30	36	0,2	1,2	0,317	0,317	—
0,245	0,255		36	40	0,6	0,8	0,246	0,246	Vanne verticale
0,275	0,086		64	60	0,75	0,7	0,21	0,21	Valve
0,195	0,393		54	66	—	—	0,266	0,266	Fonctionne noyée et au-dessus de l'eau
—	—		—	—	—	—	—	—	—
0,275	0,335		70	60	0,75	—	0,3	0,3	Vannes semi circul.
0,0825	0,235		2 × 10	54	0,78	0,6	0,083	0,083	Vanne ordinaire
0,107	0,393		1	110	0,34	0,5	0,112	0,112	Axe horizontal
0,123	0,39		3	90	—	0,7	0,127	0,127	—
0,015	0,0575		1	85	0,9	0,01	0,3	0,3	—
0,137	0,403	0,125	2	100	—	—	—	—	—

TABLE B

## DIMENSIONS DES TURBINES CONSTRUITES

Numéros	Désignation des turbines	Diamètre du tube de succin	Section de sortie des guides	Section de sortie des aubes	Jeu entre les aubes et les guides	Hauteur de la turbine	Rapport du diamètre à l'entrée	Rapport de la longueur des aubes
		$d_3$	(mesuré) $A_1$	(mesuré) $A_2$		au-dessus du niveau de l'eau dans le coursier d'aval $H_3$	et à la sortie de l'eau $\frac{d_1}{d_2}$	à la sortie et à l'entrée de l'eau $\frac{e_1}{e_2}$
			mèt. car.	m. car.	cent.	cent.		
1	Turbines à réaction Turb. à réaction Jonval . . . . . anneau extérieur . . . . . anneau intérieur . . . . . Turb. à réaction axiales . . . . . Turbines à impulsion Radiale et à écoulement extérieur . . . . .	2m,7	0,85	0,84	0,25		1	1
2		2, 15	0,395	0,395	0,2		1	1
3			0,88	0,88	0,25		1	1
4			0,33	0,33			1	1
5			0,018	0,0176	0,1		1	1
5			1,14	0,98	0,3		1	1,63
5			1,07	1,03	0,3		—	1,04
7			0,84	—	0,5	9,9	1	2,5
8			0,43	—	0,3	9,9 a 0	1	2
9			—	—	—	—	—	—
9			0,47	—	0,5	9,9	1	2,72
10			0,0296	—	0,3	24,6	$\frac{1}{1,22}$	2,82
11			0,0046	—	0,3		$\frac{1}{1,14}$	3,63
12			0,012	—	0,3		$\frac{1}{1,15}$	3,20
13		0,000045	—	0,1		$\frac{1}{1,25}$	4	
14		—	—	—		$\frac{1}{1,14}$	2,9	



TABLE B

 PAR J. RIETER ET C<sup>o</sup> (SUISSE)

Rapport du succin des guides et des aubes à la sortie (mesuré) $\frac{A_1}{A_2}$	Nombre de tours par minute $n$	$\sqrt{2gh}$	Rapport de la vitesse circumférentielle de la roue à l'entrée de l'eau à $\sqrt{2gh}$ $K_2$	Rapport de la vitesse d'écoulement (section mesurée) calculée à $\sqrt{2gh}$ $K_1$	Rapport de la vitesse d'écoulement (sections effectives) calculées à $\sqrt{2gh}$ $K_1$	Travail utile $W_e$	Hauteur des aubes au-dessus du niveau inférieur de l'eau (tubes à succin)	Remarques	
1,01	58	10,7	0,62	0,64	0,67	360	très petit	Vanne cylindrique	
1	94	13,9	0,64	0,63	0,67	340		Clapets sur les guides	
1	36,5	6,55	0,63	0,69	0,71	100		—	
1	—	—	0,52	—	—	—		—	
1,04	550	16	0,64	0,61	0,67	20		4	Valve modératrice
—	22	4,42	0,68	0,61	0,67	30		—	—
1,14	33	8,5	0,62	0,65	0,66	222		—	Vanne verticale
1,03	27	7,7	0,50	0,77	0,94	150		—	Valve
—	35,5	7,4	0,51	0,84	0,96	100		—	Fonctionne noyée et au-dessus de l'eau
—	24,5	5,7	0,48	0,74	—	33		—	Vannes semi circul.
—	200	29,3	0,46	0,77	0,94	300	—	Vanne ordinaire	
—	210	58,4	0,45	0,81	0,90	400	—	Axe horizontal	
—	180	59,3	0,38	0,75	—	1000	—	—	
—	2500	107	0,37	—	—	4,5	—	—	
—	200	59,5	0,43	0,85	0,92	800	—	—	

## CHAPITRE XII

### TURBINES AMÉRICAINES

Remarques générales. — Particularités dans la construction américaine. — Les essais de Holyoke : Degré d'exactitude, accord entre la formule de Francis et celle de Braschmann. — Comparaison entre les turbines mixtes et les turbines axiales. — Manque d'essais comparables effectués suivant la même méthode. — Turbines Hercules et Humphrey ; écoulement libre impossible. — Explication de leur fonctionnement d'après leur mode de construction. — Dimensions des turbines américaines. — Particularités dans la forme des aubes. — Diamètres. — Nombre d'aubes. — Comparaison numérique entre une turbine mixte et une turbine axiale. — But des recherches. — Dimensions supposées. — Vitesse d'écoulement. — Vitesse de rotation. — Vitesses résiduelles en divers points. — Pertes en énergie résiduelle. — Vitesse résiduelle moyenne. — Conclusions. — Résultat d'une hypothèse différente au point de vue de l'échappement. — Rendement des turbines mixtes. — Calculs théoriques de la turbine Hercules et comparaison avec les résultats d'expériences. — Calcul d'une turbine de Jonval. — Explication de la supériorité du rendement d'une turbine Hercules à demi-admission. — Valeur probable des coefficients de résistance.

Nous avons déjà eu l'occasion de parler des turbines américaines dans le courant de cet ouvrage. Leur construction diffère beaucoup de celle des turbines qui sont encore en majorité en Europe. Comme il y a une tendance marquée à introduire les turbines américaines de ce côté de l'Atlantique, à cause des rendements extraordinaires que préconisent leurs constructeurs, nous

croyons utile d'examiner de plus près leurs particularités, autant que nous le permettent les informations que nous avons pu obtenir.

Les turbines américaines sont généralement du type mixte à écoulement intérieur. Les turbines genre Fourneyron ont eu autrefois une certaine vogue aux Etats-Unis, et il y en a encore beaucoup qui y fonctionnent aujourd'hui. Francis introduisit plus tard la turbine radiale à écoulement intérieur qui, par une transformation facile, conduisit à la turbine mixte. Un des premiers moteurs de ce genre fut la turbine Leffel.

Les particularités que l'on rencontre dans les turbines américaines sont les suivantes : Un plus petit diamètre et un plus grand nombre de révolutions pour une puissance et une chute données ; une largeur plus grande des aubes à l'entrée et à la sortie ; un plus petit nombre de guides et d'aubes ; un réglage à l'aide d'une vanne circulaire s'engageant entre les guides et les aubes ou en faisant pivoter les guides sur des charnières, de façon à modifier la section d'entrée de l'eau.

La grande majorité des turbines américaines sont à réaction et fonctionnent noyées. Certains constructeurs américains paraissent cependant vouloir assurer à l'eau à l'échappement la possibilité de suivre sa direction propre. En examinant deux turbines construites pour remplir ces conditions, nous verrons cependant qu'elles n'ont pas d'échappement libre dans le sens réel du mot.

Dans certaines turbines l'eau, au lieu de s'échapper parallèlement à l'axe, a aussi une composante radiale. Dans d'autres moteurs, au contraire, le chemin suivi par l'eau présente des courbes brusques et on pourrait croire

que les constructeurs ont cherché à donner à l'eau le chemin le plus accidenté possible ; il serait difficile de dire dans quel but.

C'est en Amérique qu'on a fait le plus grand nombre d'essais de turbines ; la plupart de ces essais ont été effectués à Holyoke dans l'installation que nous avons décrite page (38).

D'après toutes probabilités, les essais effectués à Holyoke doivent être corrects ; du reste, il ne serait pas de l'intérêt de la Compagnie de garantir à ses clients des rendements trop élevés pour ses turbines au point de vue de leur dépense d'eau.

Il est cependant à remarquer que toutes les turbines essayées en Amérique ont des rendements extrêmement élevés à côté de ceux que l'on peut obtenir en Europe. On a attribué ce fait, avec quelque apparence de raison, à la méthode employée pour mesurer le débit, et on a supposé que les coefficients employés dans les calculs nécessités par l'emploi d'un déversoir étaient trop faibles. La formule employée à Holyoke est celle de Francis, et comme celle-ci conduit à très peu de chose près aux mêmes résultats que la formule de Braschmam en usage en Allemagne, il est peu probable qu'il y ait là la cause d'erreur. D'un autre côté, il est à remarquer que dans les principaux essais effectués en Europe on s'est servi de compteurs pour mesurer le débit et, par conséquent, ces essais ne sont plus comparables avec ceux effectués en Amérique.

Les turbines américaines ont été un peu brutalement attaquées par un écrivain bien connu en Europe et il sera bon de comparer d'une façon impartiale les types de moteurs américains avec les nôtres.

1° Dans les turbines mixtes, l'eau peut entrer sans chocs sur toute la largeur d'une aube, ce qui n'a pas lieu dans les turbines axiales que nous employons en Europe.

2° A cause de la grande largeur des aubes relativement au diamètre, dans les turbines mixtes, l'eau à l'échappement s'écartera plus de la verticale que dans les turbines axiales. Il n'en résulte pas nécessairement une perte plus grande que dans les turbines genre Jonval, à cause de l'avantage inhérent à l'écoulement intérieur que nous avons examiné (page 186).

Dans des conditions identiques, la vitesse résiduelle d'une turbine mixte à aubes étroites sera beaucoup plus faible que la vitesse résiduelle d'une turbine axiale ordinaire. Il s'en suit donc que, malgré un accroissement considérable de la largeur des aubes d'où résulte nécessairement une vitesse moyenne d'échappement plus grande, il y a encore avantage à ce point de vue à employer le type mixte. Nous le prouverons plus loin par un exemple numérique.

3° On a reproché aux turbines mixtes une déflexion double de l'eau en entrant dans les guides et sur les aubes. C'est vrai, sans doute ; mais les pertes de ce chef sont très faibles pour une turbine bien construite. Certains constructeurs américains font cependant changer trop brusquement la courbure au point où l'eau de la radiale prend une direction verticale.

4° Comme l'eau suit une direction radiale sur une certaine longueur des aubes, la pression sur la crapaudine ou le palier de soutien sera plus faible que pour une turbine axiale. A égalité de puissance, les dimen-

sions d'une turbine mixte étant plus faibles, la pression sur les appuis sera encore diminuée de ce chef.

5° Pour un rapport donné de  $\frac{A}{A_2}$ , la vitesse moyenne d'écoulement sera plus faible dans une turbine mixte que dans une turbine de Jonval; il en résulte que les pertes par frottements seront également moindres si les mêmes coefficients sont applicables aux deux cas. Cependant cet avantage est partiellement neutralisé par les changements brusques de direction de l'eau dans les turbines mixtes. Nous reviendrons plus loin encore sur ce point et nous donnerons des exemples numériques à l'appui.

De tout ce que nous venons de dire il s'en suit que, s'il est prouvé que les pertes par vitesses résiduelles ne sont pas plus grandes dans les turbines mixtes que dans les turbines de Jonval, les turbines américaines ont un avantage théorique marqué sur le type adopté en Europe, premièrement à cause de l'absence de chocs à l'entrée de l'eau, deuxièmement à cause de la diminution de pression sur les appuis.

Les Américains ont adopté un plus petit nombre d'aubes que ne l'indiquait la pratique européenne. Ceci est un avantage, si l'eau est suffisamment guidée et comme cette dernière condition dépend beaucoup du rapport entre la longueur et la profondeur d'un canal, la pratique américaine semble justifiée puisque, dans les turbines mixtes, le trajet de l'eau est plus grand, ce qui permet d'adopter un écartement plus considérable entre les aubes.

Comme le diamètre de l'axe est, pour une puissance

donnée, inversement proportionnel à la racine cubique de la vitesse, la puissance dépensée en frottement pour une pression donnée sur les appuis sera plus grande dans les turbines mixtes que dans les turbines axiales. L'avantage qu'ont les turbines mixtes d'exercer une pression plus faible sur les appuis se trouve donc neutralisé, au moins partiellement.

Cependant, d'après les résultats des expériences de Bernhard-Lehmann sur le frottement des arbres de turbines, il est facile de constater que la perte de ce chef, qui est de 0,9 à 1,7 % dans les turbines mixtes, monte à 1,4 et 3,4 % et même plus dans les turbines axiales.

Si l'on suppose que le meilleur rendement d'une turbine axiale est de 83 % (on a même obtenu des rendements plus élevés), une turbine mixte pourra avoir un rendement de 83 %, à cause de la moindre friction de l'arbre. Si le rendement hydraulique d'une turbine mixte est supérieur à celui d'une turbine axiale, ainsi qu'il est permis de le supposer d'après ce que nous avons dit, il n'y a pas de raison pourquoi les premières n'atteindraient pas un rendement de 87 %.

Mais, tout en reconnaissant une certaine supériorité aux turbines américaines, on ne peut s'empêcher de reconnaître que les résultats des essais de Holyoke paraissent un peu élevés ; il serait donc très désirable qu'on pût essayer en Europe quelques-unes des turbines qui donnent des rendements si extraordinairement élevés et de pouvoir ainsi les comparer, dans des conditions exactement semblables, aux meilleures turbines de Jonval fabriquées sur l'ancien continent. Quoi

qu'il en soit, il n'est pas douteux, que l'on ne puisse obtenir des résultats *au moins aussi élevés* avec les turbines du type mixte qu'avec des turbines axiales, tout en gagnant sur le poids et par conséquent sur le prix de revient.

Les aubes des moteurs américains sont généralement plus minces que celles des turbines européennes, et leurs arêtes sont amincies en lame de couteau; elles sont généralement en bronze.

Dans le cours de cet ouvrage, nous avons donné les résultats d'expériences effectuées sur les turbines Humphrey et Hercules, toutes deux du type américain. Il y a des raisons de croire que les constructeurs ont cherché à obtenir un échappement libre de l'eau. Si nous examinons les valeurs de  $K_1$ , nous voyons que ce coefficient est de 0,625 pour la turbine Hercules, et de 0,621 pour la turbine Humphrey. Ces chiffres montrent que ces moteurs doivent fonctionner avec « réaction », ou bien que leur rendement doit être très mauvais, puisque la vitesse d'écoulement  $c$  ne pourrait être réduite dans une turbine à impulsion que par des frottements contre les parois.

Or, les expériences prouvent que le rendement est excellent; il est donc certain que ces moteurs sont réellement des turbines à *réaction*.

Dans la turbine Humphrey, les aubes projettent au-dessous de l'enveloppe mobile qui les entoure et ne sont maintenues que par un anneau très étroit.

L'enveloppe extérieure fixe entoure encore cette partie des aubes, mais laisse un espace considérable entre elle et ces dernières. On pourrait croire au premier abord



que l'eau s'échapperait latéralement sans agir sur les aubes, mais tel n'est pas le cas. L'eau morte qui entoure cette partie des aubes joue le rôle d'un véritable mur et ne participe nullement au mouvement de l'eau dans les aubes.

Si la turbine fonctionnait à écoulement libre, le coefficient  $K_1 = 0,621$  indiquerait que l'eau, en quittant les guides, a déjà perdu environ 69 pour cent de son énergie. Dans une turbine à réaction, la plus grande partie de cette énergie est transformée en pression utile qui peut se transformer de nouveau en énergie cinétique pendant son passage sur les aubes.

#### **Dimension des turbines américaines.**

Les inclinaisons des aubes et des guides des turbines américaines varient à peu près dans les mêmes limites qu'en Europe. Il paraît y avoir une tendance à donner à l'angle  $\alpha_2$  une valeur élevée, afin de réduire la vitesse résiduelle ; dans certains cas, cet angle a une valeur si grande que l'échappement se fait presque normalement à l'arc. C'est pousser les choses trop loin, car, dans ce cas, il faut un certain accroissement de pression pour déterminer l'échappement de l'eau. Cette pression est équivalente à une certaine quantité d'énergie qui est perdue pour le travail utile.

Dans bien des turbines mixtes, les arêtes inférieures des aubes ne se trouvent pas dans un même plan ; elles sont courbes et affectent la forme d'un croissant. L'angle  $\alpha_2$  doit alors être mesuré par rapport à une normale à un plan déterminé par la tangente à la circonfé-

rence menée au point considéré et à la tangente à la courbure de l'arête de l'aube au même point.

Le rayon extérieur d'une turbine mixte varie dans les limites suivantes :

$$r_1 = 0,7 \sqrt{A} \quad \text{et} \quad 1,11 \sqrt{A}.$$

D'après ces chiffres, on voit que le rayon maximum des moteurs de ce genre est égal au rayon moyen minimum de Jonval. En revanche, la largeur des aubes des turbines américaines est, en général, supérieure à celle des turbines axiales.

Ainsi que nous l'avons dit, les Américains adoptent un plus petit nombre d'aubes pour une turbine donnée qu'on ne le fait en Europe ; de ce chef le frottement est moindre, mais cet avantage se trouve compensé par des parties supplémentaires aux coudes brusques que l'on rencontre dans leur construction.

#### **Comparaison entre les turbines mixtes et les turbines axiales.**

Nous allons essayer de montrer jusqu'à quel point le désavantage d'une grande largeur d'aubes dans les turbines mixtes est compensé par une meilleure utilisation de l'énergie disponible que dans les turbines axiales. Nous examinerons d'abord ce qui est relatif aux pertes par énergie résiduelle.

Comme cas extrême, nous prendrons le cas d'une turbine mixte ayant les proportions suivantes :

$$\frac{r_1}{r_2} = \frac{6}{5} = \frac{\text{rayon extérieur}}{\text{plus grand rayon intérieur}}$$

$$\frac{r_1}{r_2^m} = \frac{12}{7} \frac{\text{rayon extérieur}}{\text{rayon intérieur moyen}}$$

$$\frac{r_1}{r_2^1} = \frac{3}{1} = \frac{\text{rayon extérieur}}{\text{rayon intérieur minimum}}$$

$$\frac{\text{largeur des aubes à la sortie}}{\text{rayon moyen à la sortie}} = \frac{e_2^m}{r_2^m} = \frac{6}{7}$$

$$a_2 = 68^\circ.$$

La distribution de l'eau n'est donc pas constante, mais proportionnelle au rayon correspondant au point considéré.

La perte relative en énergie résiduelle ne sera pas alors représentée simplement par le carré de la vitesse d'échappement; mais, il faudra multiplier cette quantité par le rayon correspondant. On pourra prendre comme unité la quantité d'eau s'écoulant au diamètre moyen et en déduire la perte moyenne pour vitesse résiduelle.

Si nous posons  $a = 69^\circ$ , nous aurons :

$$\frac{A}{A_2} = 0,75.$$

La turbine de Jonval avec laquelle nous allons comparer la turbine mixte aura les mêmes angles  $a$  et  $a_2$  et le même rapport  $\frac{A}{A_2}$ .

Pour calculer la vitesse d'écoulement des deux turbines, nous pourrions supposer que les rendements des deux moteurs sont égaux. Nous aurons donc :

$$c = K_1 \sqrt{2gh} = \sqrt{\frac{e}{2 \frac{r_1}{r_2} \frac{A}{A_2} \sin a \sin a_2}}$$

$$\frac{C_p}{C_m} = \frac{\text{vitesse d'écoulement de la turbine axiale}}{\text{vitesse d'écoulement de la turbine mixte}}$$

$$= \sqrt{\frac{2 \frac{r_1}{r_2} \frac{A}{A_2} \sin a \sin a_2}{2 \frac{r_1}{r_2} \frac{A}{A_2} \sin a \sin a_2}}$$

Or, comme  $a$ ,  $a_2$  et  $\frac{A}{A_2}$  sont égaux pour les deux turbines,

$$\frac{c_p}{c_m} = \sqrt{\frac{r_1}{r_2^m}} = \sqrt{1,714} = 1,316.$$

Cette formule n'est vraie que dans le cas d'une distribution d'eau proportionnelle au diamètre. Si la distribution était rendue uniforme à l'aide d'aubes hélicoïdales, c'est la moyenne de  $\frac{r_1}{r_2}$  pour toutes les valeurs de  $r_2$  qu'il faudrait prendre. La valeur du rapport  $\frac{c_n}{c_m}$  serait alors égale à 1,82.

Comme il n'y a que des rapports qui entrent en jeu dans notre comparaison, nous pouvons supposer une valeur quelconque pour l'écoulement  $c_m$ , 10 par exemple

$$c_m = 10.$$

La vitesse relative d'échappement sera alors pour la turbine mixte

$$c_{2m} = \frac{A}{A_2} c_m = 0,75 \times 10 = 7,5.$$

La vitesse de rotation  $w_1$ , l'angle  $a_1$  et les vitesses résiduelles aux divers diamètres pourront maintenant être déterminés graphiquement.



Comme d'habitude, nous supposons que la direction de l'eau à l'échappement au rayon moyen est parallèle à l'axe  $Aa = Bb = Cc = c_2 = 7,5$  et  $Ea$  perpendiculaire à  $AE$ , la direction d'entraînement représentera la vitesse absolue d'échappement au rayon moyen  $r_2^m$ . Le prolongement de  $OE$  coupe  $BF$ ,  $CG$  et  $DH$  en  $F$ ,  $G$  et  $H$ , et ces longueurs représentent les vitesses de rotation aux rayons  $r_2'$ ,  $r_2$  et  $r_1$ .  $Fb$  et  $CG$  sont les vitesses résiduelles absolues  $u'$ , et  $u$  en  $B$  et en  $C$ .

En mesurant ces diverses grandeurs, on trouvera que :

$$Ea = u_m = 2,87$$

$$Fb = u' = 4,12$$

$$Gc = u = 4,12.$$

Le carré de chacune de ces valeurs représentera la perte par vitesse résiduelle et par unité de poids d'eau en chacun de ces points ; mais, pour tenir compte de la distribution inégale de l'eau, on devra multiplier ces valeurs par le rapport correspondant du rayon du point considéré, au rayon moyen. On aura ainsi :

$$\text{Energie résiduelle, en } A = u_m^2 \frac{r_2^m}{r_2^m} = (2,875^2) \times 1$$

$$- \quad \text{en } B = u'^2 \frac{r_2^1}{r_2^m} = (4,12)^2 \times 0,57$$

$$- \quad \text{en } C = u_2^2 \frac{r_2}{r_2^m} = (4,12)^2 \times 1,43.$$

On pourra facilement calculer ces valeurs pour un plus grand nombre de points et construire la courbe  $XY$ . On trouvera que l'ordonnée moyenne de cette courbe aura pour valeur  $u^2 = 11$ .

D'où la vitesse résiduelle moyenne sera

$$u = \sqrt{11} = 3,32$$

La vitesse et la direction de l'eau à l'entrée seront déterminées comme suit. On fait  $IDZ = a = 39^\circ$  et  $DI = e^m = 10$ ;  $DH$  représentera la valeur de la vitesse de rotation  $w_1$  à la circonférence extérieure, et  $HI = c_1$  la vitesse relative à l'entrée et  $HIK = a_1 = 37 \frac{1}{2}^\circ$ .

En ce qui regarde la turbine axiale, nous supposons que les aubes sont assez étroites pour pouvoir négliger les variations de vitesse d'entraînement;  $u$  sera alors constant dans toute l'étendue d'une réaction. Cette hypothèse est évidemment très favorable aux turbines axiales.

Comme  $\frac{c_p}{c_m} = 1,316$ , on aura  $c_p = 10 \times 1,316 = 13,16$  et  $C_{2p} = 0,75, 13,16 = 9,87$ .

On trouvera par construction que :

$$u = 3,75;$$

d'où

$$u^2 = 14,06.$$

Il est donc évident que, malgré la grande largeur des aubes d'une turbine mixte, la perte en énergie résiduelle sera plus faible dans celle-ci que dans les turbines de Jonval.

Comme dans ces derniers moteurs la vitesse  $c$  représente environ la moitié de l'énergie totale ( $K_1 = 0,7$ ), celle-ci sera représentée dans notre cas par  $2 (13,16)^2 = 346,4$ , et le rapport de cette énergie totale à la perte

par énergie résiduelle sera, pour une turbine axiale, de :

$$\frac{14}{346,4} = 0,04 \text{ ou } 4 \%,$$

et pour une turbine mixte

$$\frac{11}{346,4} = 0,031 \text{ } 3,2 \%.$$

Il y a donc un accroissement de rendement de 0,8 % en faveur des turbines mixtes.

Outre ce léger avantage, les turbines américaines ont encore celui plus important d'utiliser, pour une hauteur de chute donnée, une vitesse d'écoulement plus faible que les turbines axiales, d'où résulte une diminution des diverses pertes par frottements et autres qui sont proportionnelles au carré de cette vitesse.

En prenant les mêmes données que précédemment, on trouvera que pour une turbine axiale

$$\text{les pertes dans les guides s'élèvent à } \frac{1}{2g} \cdot 0,125 \cdot (13,16)^2 = \frac{21,6}{2g}$$

$$\text{les pertes dans les aubes s'élèvent à } \frac{1}{2g} \cdot 0,2 \cdot (9,87)^2 = \frac{1,95}{2g}$$

$$\text{total . . . } \frac{41,1}{2g};$$

et pour une turbine mixte

$$\text{les pertes dans les guides s'élèvent à } \frac{1}{2g} \cdot 0,125 \cdot (10)^2 = \frac{12,5}{2g}$$

$$\text{les pertes dans les aubes s'élèvent à } \frac{1}{2g} \cdot 0,2 \cdot (7,5)^2 = \frac{11,25}{2g}$$

$$\text{total. . . } \frac{23,75}{2g}.$$



La différence en faveur des turbines mixtes est donc de

$$\frac{41,1 - 23,75}{2g} = \frac{17,35}{2g}$$

dans les pertes en frottement, ce qui correspond à environ 5 % de l'énergie totale.

On voit donc qu'il y a un avantage net de 5,8 % en faveur des turbines mixtes, sans faire entrer en ligne de compte l'absence de chocs à l'entrée de l'eau sur les aubes et la diminution de pression exercée sur les paliers. Si nous admettons une augmentation de 1 % de rendement de ce chef, nous arrivons de suite à un avantage de 6,8 % en faveur des turbines mixtes. Si, à cause des changements brusques des directions d'écoulement, on diminue ce chiffre de moitié, on aura encore un gain net de 3,4 % en rendement en faisant usage des moteurs américains.

Si l'angle  $\alpha_2$ , au lieu d'avoir une valeur constante, varierait suivant une certaine fonction par l'adoption d'une aube hélicoïdale, la distribution de l'eau pourrait être rendue presque uniforme. Les pertes dues à la vitesse résiduelle seraient sensiblement les mêmes et seraient représentées par la courbe en pointillé de la Fig. 167. La perte moyenne serait de 10,95, correspondant à une vitesse de  $u = 3,309$ .

La vitesse de l'eau à l'échappement est un peu moindre que dans le cas où  $\alpha_2$  a une valeur constante, à cause de la valeur moyenne de  $\frac{r_1}{r_2}$  qui devient un peu plus grande. Les avantages afférents aux turbines mixtes se trouvent donc encore accrus de ce chef.

Tous les essais montrent un avantage bien marqué de 4 % en faveur des meilleures turbines mixtes sur les meilleurs moteurs genre Jonval, ce qui confirme assez exactement nos prévisions théoriques.

Toutes choses égales d'ailleurs, le rendement d'une turbine mixte est d'autant meilleur que le rapport entre le diamètre extérieur et le diamètre intérieur moyen est plus grand.

Nous avons déjà fait prévoir la supériorité théorique des turbines mixtes en traitant des divers genres de turbines ; mais nous avons cru devoir revenir sur ce point pour bien montrer que ces avantages n'étaient pas neutralisés par la largeur des aubes à la sortie de l'eau.

Si une turbine mixte est calculée de façon à ce que l'échappement axial s'effectue sur le diamètre extérieur  $r_2$  au lieu de s'effectuer sur le diamètre moyen, la perte par énergie résiduelle n'augmente pas beaucoup et la vitesse de la turbine se trouve considérablement réduite. Il serait souvent avantageux de pouvoir diminuer ainsi la vitesse avec une faible diminution de rendement ; mais, en même temps la vitesse d'écoulement augmente, ce qui nécessite une diminution des diverses sections de passage. Cet accroissement de vitesse d'écoulement s'explique comme suit :

La formule que nous appliquons ordinairement pour déterminer cette vitesse n'est exacte que dans le cas où l'échappement est axial. Cette condition est approximativement remplie dans les moteurs qui nous occupent lorsque l'échappement est axial au diamètre moyen ; mais tel n'est pas le cas quand l'échappement axial a lieu sur le diamètre extérieur  $r_2$  : la vitesse d'entraîne-

ment moyenne sera alors plus petite que celle qui correspondrait à l'échappement radial au diamètre moyen. Comme la vitesse d'écoulement de l'eau augmente à mesure que la vitesse d'entraînement diminue, il est clair que dans une turbine mixte calculée pour l'échappement axial sur la circonférence de rayon  $r_2$ , la vitesse d'écoulement de l'eau augmentera.

Or, l'accroissement de la vitesse d'écoulement entraîne nécessairement une augmentation des pertes par frottements hydrauliques, etc., ce qui diminue encore le rendement. Il ressort donc de ce que nous venons de dire qu'une turbine mixte fonctionnera dans les meilleures conditions possibles lorsque l'échappement sera axial sur la circonférence moyenne ; une variation relativement considérable de la vitesse de rotation n'entraînera cependant qu'une diminution assez faible de rendement.

Cette dernière particularité est propre aux turbines mixtes.

Le rendement d'une turbine mixte étant au moins égal à celui de la meilleure turbine de Jonval, on pourra estimer son rendement d'après la formule usuelle, quels que soient les angles  $\alpha$  et  $\alpha_2$  et le rapport  $\frac{A}{A_2}$ .

D'après ce que nous venons de dire au sujet des turbines américaines, il est évident qu'il y a un certain rapport entre l'énergie résiduelle moyenne et cette même énergie réduite au minimum à la circonférence moyenne d'échappement. Dans notre cas, ce rapport est de  $\frac{4}{3}$  et, dans la formule du rendement, on devra multiplier par cette valeur le terme  $\left(\frac{A}{A_2}\right)^2 \cos^2 \alpha_2$ , tenant compte de ces pertes.

Prenons comme exemple la turbine Hercules dont les essais ont été résumés page 403. Toutes les dimensions nécessaires sont données, excepté cependant l'angle  $\alpha_2$  sous lequel l'eau quitte la turbine. On peut attribuer à cet angle une valeur moyenne de  $70^\circ$ , valeur qui, du reste, influe peu sur le coefficient de vitesse  $K_1$ .

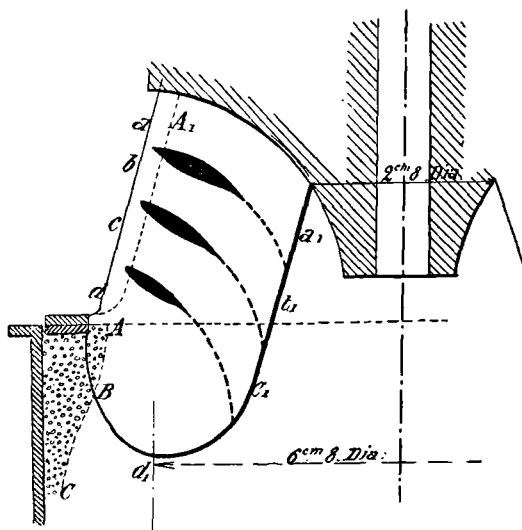


Fig. 168.

En parlant des essais de Holyoke, nous avons donné une description générale de la turbine. Au point de vue du calcul que nous voulons faire, il sera bon, croyons-nous, d'examiner de plus près certains détails de construction de ce moteur.

La Fig. 168 en montre une section passant par l'axe

de la turbine ; les dimensions cotées sur le croquis nous ont été gracieusement communiquées par Clemens Herschell, l'ingénieur principal à Holyoke.

L'eau, en quittant les aubes, a une direction verticale et radiale, mais la composante radiale prédomine. A son entrée sur les aubes, elle a déjà une petite inclinaison vers le bas ; cette inclinaison n'augmente que très graduellement pendant son passage à travers les aubes seulement, et une très faible partie du liquide située près de la partie inférieure des aubes prend une direction axiale. La courbure donnée aux arrêtes intérieures des aubes est destinée à assurer une grande section d'échappement à l'eau, ce qu'il serait impossible d'obtenir autrement.

M. Clemens Herschell nous a exprimé l'opinion qu'il ne croyait pas que toute la section des aubes à l'échappement pouvait être remplie par l'eau. Comme cependant le coefficient de vitesse  $K_1$  est égal à 0,625, la turbine fonctionne certainement avec « réaction » et la pression à l'intérieur des aubes est supérieure à la pression atmosphérique. Il s'en suit donc que si l'eau courante ne remplit pas complètement les aubes, il doit se former comme un mur intérieur d'eau « morte » qui ne participe pas au mouvement général. Ce phénomène n'est pas rare et il n'y a rien d'étonnant à ce qu'il se rencontre dans la turbine Hercules.

L'eau s'écoule à la sortie des aubes par un petit bout de tuyau représenté sur la Fig. 168. La partie ombrée représente l'emplacement de l'eau dormante. Si cette eau morte n'existait pas, certains filets liquides prendraient une direction radiale et extérieure, et vien-

draient faire choc contre les parois du tube à succion, ce qui serait très désavantageux.

Si nous supposons que l'arrête intérieure d'une aube se trouve dans le plan de la figure,  $AA_1$  représentera la projection sur ce plan de l'arrête extérieure de la même aube. Si l'on rabattait cette arrête autour de l'axe principal, elle viendrait prendre la position  $abcd$ .

Si l'eau suit le chemin probable indiqué sur la figure, 0,89 % seulement de la section totale seraient occupés par le liquide et  $\frac{A}{A_2} = 0,673$ , au lieu 0,309.

D'après les dimensions qui nous sont données, le rapport des rayons  $\frac{r_1}{r_2} = 1,84$ . On arrive à cette valeur en supposant la turbine divisée en quatre parties distinctes et en mesurant le rapport moyen de  $\frac{r_1}{r_2}$  pour chacune de ces parties en  $a$  et  $a_1$ ,  $b$  et  $b_1$ ,  $c$  et  $c_1$ ,  $d$  et  $d_1$ .

Si l'on admet 3 % pour les pertes de frottement de l'axe sur ses appuis, le rendement hydraulique du moteur devra être de 89 %.

Nous aurons donc en résumé :

$$a = 75 \frac{1^\circ}{4} = a_2 = 70^\circ \frac{A}{A_2} = 0,673.$$

$$\frac{r_1}{r_2} \text{ (valeur moyenne)} = 1,84, e = 0,89,$$

$$\sin a = 0,967, \sin a_2 = 0,94, r \text{ (moyen)} = 1,3.$$

En substituant ces valeurs dans la formule donnant la valeur de  $K \frac{2}{4}$ , on a :

$$K_1 = \sqrt{\frac{0,89}{2 \times 1,84 \times 0,673 \times 0,967 \times 0,94}} = 0,629$$

Expérimentalement on a trouvé  $K_1 = 0,625$ . Cet accord est remarquable.

Calculons maintenant le rendement théorique de la turbine, en admettant que les pertes par vitesse résiduelles sont de 50 % supérieures dans la turbine en question que si l'échappement se faisait radialement dans toute la largeur de la section.

Nous aurons alors comme rendement :

$$e = \frac{2 \frac{r_1}{r_2} \frac{A}{A_2} \sin a \sin a_2}{2 \frac{r_1}{r_2} \frac{A}{A_2} \sin a \sin a_2 + \mu_1 + \left(\frac{A}{A_2}\right)^2 (\mu_2 + 1,5 \cos^2 a_2)}$$

et, en substituant on trouve

$$e = 0,881,$$

valeur très rapprochée du chiffre expérimental.

D'après les données d'expériences, la valeur de  $K_2$  est :

$$K_2 = 0,669.$$

Si l'on calcule ce coefficient pour l'entrée de l'eau sans chocs sur les aubes, en adoptant pour  $K_1$  sa valeur expérimentale 0,625, on trouve :

$$K_2 = 0,582,$$

Il est probable que pour calculer  $K_2$  on ne doit pas employer la valeur de  $K_1$  donnée ci-dessus, à cause de l'espace compris entre les guides et les aubes, car la section et la direction de l'eau changent certainement avant qu'elle n'arrive sur les aubes.

Le diamètre sous lequel l'eau pénètre sur les aubes étant plus petit que le diamètre sous lequel elle sort des guides, il en résulte pour le courant une diminution de section ; mais, cet effet est un peu atténué par suite de l'absence de parois, ce qui a pour effet d'augmenter la section offerte à l'eau. En même temps, l'angle  $\alpha$  est probablement un peu moindre que celui sous lequel l'eau quitte les guides, ce qui tend à augmenter la section  $A$ . Dans ces conditions, il est absolument impossible de calculer avec quelque exactitude la section occupée par l'eau ou sa vitesse d'écoulement à son entrée sur les aubes.

Il est probable cependant que la section  $A$  a une valeur plus faible que celle que nous lui avons attribuée, de sorte que la vitesse d'écoulement de l'eau serait plus grande qu'en quittant les guides. Pour tenir compte de ce fait il faudrait également donner à  $w_1$  une valeur plus élevée que celle que nous trouvons en faisant  $K_2 = 0,582$ .

La vitesse de rotation de la circonférence intérieure moyenne, correspondant à l'échappement radial serait égale à  $0,727 \sqrt{2gh}$ , d'où l'on tire

$$K_2 = 0,727.$$

La valeur moyenne de  $K_2$  résultant des conditions d'entrée de l'eau sans chocs et d'échappement radial, est donc

$$K_2 = \frac{0,582 + 0,727}{2} = 0,655.$$

Cette valeur se rapproche assez du chiffre expérimental 0,669.



Si on calculait le rendement d'une turbine de Jonval pour les mêmes valeurs de  $a$ ,  $a_2$  et  $\frac{A}{A_2}$ , on trouverait

$$E = 0,818 \quad .$$

en employant les mêmes coefficients  $\mu_1$  et  $\mu_2$  et en supposant que l'échappement est axial dans toute la largeur d'une section.

Dans le cas considéré on voit donc que la turbine mixte offre un avantage de 5, 4 % sur la turbine radiale, sans tenir compte de l'avantage qui résulterait encore de l'entrée de l'eau sans chocs dans la turbine mixte. Il faut cependant remarquer que l'on obtient souvent avec une turbine axiale un rendement supérieur à celui que nous avons trouvé. Cela tient aux valeurs de  $\mu_1$  et  $\mu_2$  qui sont un peu trop élevées. On a pu obtenir avec de bonnes turbines de Jonval des rendements hydrauliques allant jusqu'à 88 %.

Une des particularités de la turbine Hercules est qu'elle a un rendement plus grand avec une admission égale à 0,806 de l'admission maximum qu'avec pleine admission.

Ceci tient à ce que, lorsqu'elle marche à pleine charge, l'eau qui arrive par le compartiment supérieur des aubes se trouve ramenée brusquement vers le bas et gêne un peu l'eau qui sort des compartiments inférieurs. Cet effet ne se produit naturellement pas lorsque la vanne circulaire a fermé ce compartiment supérieur, et c'est probablement à cela que tient l'augmentation de rendement constatée. La section du tube de sortie paraît aussi être un peu faible pour la pleine charge.

Ce tube n'a, en effet, que quatre pieds de diamètre et, il résulte nécessairement de cette construction que l'eau se trouve étranglée lorsque la turbine marche à pleine charge. Le même inconvénient n'a pas lieu lorsque la turbine ne débite pas son volume d'eau maximum. En calculant la turbine on n'avait pas tenu compte de cet étranglement qui, s'il n'avait pas existé, aurait permis d'obtenir un rendement bien plus élevé à pleine charge.

L'auteur est d'avis qu'on pourrait obtenir des résultats encore meilleurs avec ce genre de moteur en augmentant un peu les diamètres extérieur et intérieur de la turbine, de façon à amener son bon fonctionnement en pleine charge et en augmentant le tube d'évacuation de façon à éviter tout étranglement de l'eau à l'échappement.

Il n'y a aucune raison pour supposer que les coefficients  $\mu_1$  et  $\mu_2$  soient plus grands pour les moteurs du genre Hercules que pour une turbine axiale, attendu que la courbure des aubes est moins brusque et que, la largeur des aubes étant plus grande, le frottement éprouvé par un volume d'eau donné est moins considérable que dans une turbine axiale.

On peut objecter que la double déflexion de l'eau, qui cependant est faible dans la turbine Hercules, et la présence des parois transversales augmenteront un peu le coefficient de frottement. Dans la turbine Hercules, les parois transversales non seulement facilitent le réglage, mais permettent de donner une très grande largeur aux aubes. L'inconvénient de cette grande largeur que les Américains adoptent pour diminuer le diamètre extérieur de leur turbine est l'étranglement de l'eau à l'échappe-

ment, inconvénient qui existe également pour la turbine Hercules ainsi que nous l'avons vu.

Une méthode plus précise pour se rendre compte de la marche de ce moteur consisterait à analyser séparément le fonctionnement de chaque compartiment de la turbine. Ceci exigerait la connaissance exacte de la section de sortie de chaque compartiment, renseignements que ne possède pas l'auteur. Il est probable que le rapport  $\frac{A}{A_2}$  pour chaque compartiment n'ait pas exactement la même valeur, et c'est la moyenne des quatre vitesses d'échappement ainsi déterminées qu'il faudrait introduire dans le calcul des divers éléments du moteur.

A l'exposition Continentale de Philadelphie on effectua un grand nombre d'essais sur les moteurs hydrauliques. C'est la turbine Risdon qui l'emporta.

Ce moteur, d'après les essais, atteignait un rendement industriel de 87 %. Des expériences ultérieures prouvèrent même qu'on pouvait arriver à un rendement de 90 %. L'auteur croit que même le chiffre de 87 % ne doit être accepté qu'avec réserve; quant à celui de 90 %, il est incompatible avec les dimensions du moteur en question. Le rapport effectif de  $\frac{A}{A_2}$  était égal à 1 environ. Aucun renseignement n'est donné sur le rapport du diamètre extérieur au diamètre intérieur; mais, d'après les vues de la turbine, ce rapport paraît devoir être d'environ  $\frac{4}{3}$ . Même en admettant pour  $\mu_1$  et  $\mu_2$  des valeurs très faibles, le rendement hydraulique ne peut dépasser théoriquement 90 % environ avec les dimensions données. En admettant 3 % de perte pour

les frottements de l'axe sur ses appuis, on arrive à un rendement industriel de 87 % au maximum. Il est très probable qu'à cause de la double déflexion de l'eau, les faibles valeurs qu'on est obligé d'adopter pour  $\mu_1$  et  $\mu_2$  de façon à obtenir ce rendement, ne sont pas justifiées.

### Mesure du débit.

Comme on pourrait être tenté d'attribuer les résultats exceptionnellement bons obtenus à Holyoke sur la turbine Hercules, à une erreur dans la mesure du débit, nous croyons bon de comparer la formule employée à Holyoke avec celle de Braschman.

Pendant les essais en question, le seuil du déversoir occupait toute la largeur du canal d'approche sur une longueur de 6<sup>m</sup>,10.

A pleine admission et pour la vitesse normale de la turbine, la hauteur de l'eau au-dessus du seuil était de 0<sup>m</sup>,366 et le débit correspondant fut trouvé être de 2<sup>m</sup>³,49. Si, d'après ces données, on calcule le coefficient  $c$  employé dans la formule

$$Q = CL\sqrt{2gh^3},$$

on trouve que :

$$c = 0,4179.$$

D'après la formule de Braschmann

$$c = 0,3838 + 0,0386 \frac{L}{B} + \frac{0,00174}{H};$$

puisque  $\frac{L}{B} = 1$ , on trouve

$$c = 0,4238.$$

Il n'y a donc qu'une différence de 1,4 % entre les deux coefficients, ce qui est dans les limites des erreurs d'expériences.

Fteley et Stearns trouvèrent pour  $c$  avec un seuil de 5<sup>m</sup>,80 de long une valeur 0,4106. La différence entre cette valeur et celle adoptée à Holyoke n'est que de 1,7 %.

Avant de quitter le sujet des turbines américaines, rappelons encore une fois que, pour un angle  $\alpha_2$  d'échappement donné, la perte par vitesse résiduelle est plus petite dans une turbine mixte que dans une turbine axiale. Les constructeurs américains ont profité de cet avantage pour donner à l'angle  $\alpha_2$  une valeur plus faible que celle adoptée en Europe, afin d'assurer une section d'échappement suffisante à l'eau, même avec un petit diamètre extérieur. En diminuant  $\alpha_2$  on évite également un changement trop brusque dans la direction d'écoulement, et le gain qu'on en retire au point de vue du rendement compense souvent la perte due à l'accroissement de la vitesse résiduelle.

Les tables suivantes donnent les valeurs des coefficients d'écoulement et les rendements correspondants à diverses valeurs des sections de sortie de l'eau, des rayons et des angles  $\alpha$  et  $\alpha_2$ . Les chiffres de la table II n'ont pas une valeur absolue, ils ont pour objet de montrer comment le rendement est influencé par certaines variations des dimensions principales, les coefficients de frottement étant supposés constants.



TABLE I (suite)  
 $\alpha_2 = 80^\circ$

$\frac{A}{A_2}$		1						0,75						
		2	4	1	5	3	2	4	1	5	3	2		
$r_1$	$r_2$													
$\alpha$														
75°		0,795	0,730	0,665	0,605	0,558	0,912	0,847	0,771	0,700	0,646			
70°		0,793	0,738	0,673	0,612	0,565	0,921	0,856	0,780	0,709	0,654			
65°		0,805	0,749	0,684	0,622	0,574	0,934	0,869	0,792	0,720	0,665			
60°		0,819	0,762	0,696	0,631	0,586	0,950	0,885	0,807	0,734	0,678			
55°		0,836	0,779	0,713	0,649	0,600	0,971	0,904	0,827	0,753	0,695			
50°		0,857	0,800	0,733	0,668	0,618	0,996	0,929	0,849	0,774	0,716			

$\frac{A}{A_2}$		0,75						0,25						
		2	4	1	5	3	2	4	1	5	3	2		
$r_1$	$r_2$													
$\alpha$														
75°		1,107	1,029	0,939	0,854	0,788	1,480	1,386	1,274	1,164	1,092			
70°		1,118	1,041	0,950	0,864	0,798	1,495	1,400	1,288	1,179	1,096			
65°		1,134	1,056	0,966	0,879	0,811	1,514	1,419	1,307	1,198	1,112			
60°		1,151	1,075	0,983	0,894	0,827	1,537	1,443	1,330	1,219	1,133			
55°		1,178	1,099	1,005	0,917	0,847	1,565	1,463	1,358	1,247	1,159			
50°		1,208	1,128	1,033	0,943	0,872	1,600	1,507	1,392	1,280	1,191			

TABLE I (suite)  
 $\alpha_3 = 75^\circ$ 

$\frac{A}{A_2}$		1					1,75				
$r_1$	$r_2$	4	5	1	5	4	2	3	1	5	3
$\alpha$		0,489	0,413	0,450	0,418	0,530	0,566	0,536	0,488	0,446	0,414
75°		0,522	0,413	0,450	0,418	0,530	0,566	0,536	0,488	0,446	0,414
70°		0,526	0,418	0,455	0,378	0,536	0,569	0,536	0,493	0,451	0,418
65°		0,532	0,424	0,462	0,394	0,543	0,572	0,543	0,500	0,458	0,415
60°		0,546	0,432	0,469	0,401	0,552	0,578	0,552	0,508	0,466	0,433
55°		0,550	0,441	0,477	0,410	0,563	0,599	0,563	0,519	0,476	0,443
50°		0,562	0,452	0,491	0,421	0,576	0,612	0,576	0,532	0,488	0,455
$\frac{A}{A_2}$		1,5					1,25				
$r_1$	$r_2$	4	5	1	3	4	2	3	1	5	5
$\alpha$		0,581	0,486	0,533	0,451	0,644	0,691	0,651	0,590	0,538	0,497
75°		0,621	0,486	0,533	0,451	0,644	0,691	0,651	0,590	0,538	0,497
70°		0,627	0,492	0,539	0,456	0,651	0,697	0,660	0,596	0,544	0,503
65°		0,635	0,499	0,546	0,463	0,660	0,707	0,672	0,605	0,553	0,511
60°		0,646	0,509	0,556	0,472	0,672	0,719	0,686	0,616	0,563	0,521
55°		0,658	0,520	0,568	0,473	0,686	0,733	0,703	0,630	0,576	0,532
50°		0,673	0,534	0,583	0,496	0,703	0,750	0,719	0,647	0,592	0,549



TABLE I (suite)  
 $\alpha_2 = 75^\circ$

		1						0,75									
$\frac{A}{A_2}$		2	4	1	5	3	2	4	1	5	3	2	4	1	5	3	2
$r_1$	$r_2$																
$\alpha$																	
75°		0,782	0,728	0,665	0,606	0,560	0,910	0,847	0,773	0,703	0,649	0,649	0,910	0,847	0,773	0,703	0,649
70°		0,790	0,736	0,673	0,613	0,566	0,919	0,855	0,784	0,711	0,657	0,657	0,919	0,855	0,784	0,711	0,657
65°		0,801	0,747	0,683	0,623	0,576	0,933	0,869	0,794	0,722	0,668	0,668	0,933	0,869	0,794	0,722	0,668
60°		0,815	0,760	0,696	0,635	0,587	0,949	0,884	0,809	0,737	0,681	0,681	0,949	0,884	0,809	0,737	0,681
55°		0,831	0,776	0,712	0,650	0,601	0,968	0,904	0,826	0,754	0,698	0,698	0,968	0,904	0,826	0,754	0,698
50°		0,852	0,776	0,731	0,668	0,619	0,992	0,927	0,850	0,775	0,718	0,718	0,992	0,927	0,850	0,775	0,718
		0,5						0,25									
$\frac{A}{A_2}$		2	4	1	5	3	2	4	1	5	3	2	4	1	5	3	2
$r_1$	$r_2$																
$\alpha$																	
75°		1,109	1,033	0,943	0,858	0,793	1,486	1,394	1,292	1,175	1,097	1,097	1,486	1,394	1,292	1,175	1,097
70°		1,119	1,043	0,953	0,868	0,802	1,499	1,407	1,295	1,187	1,102	1,102	1,499	1,407	1,295	1,187	1,102
65°		1,135	1,059	0,968	0,882	0,815	1,519	1,426	1,314	1,205	1,119	1,119	1,519	1,426	1,314	1,205	1,119
60°		1,156	1,080	0,988	0,899	0,831	1,542	1,449	1,337	1,225	1,140	1,140	1,542	1,449	1,337	1,225	1,140
55°		1,179	1,101	1,009	0,920	0,852	1,579	1,476	1,364	1,253	1,165	1,165	1,579	1,476	1,364	1,253	1,165
50°		1,208	1,130	1,035	0,946	0,876	1,604	1,510	1,397	1,285	1,198	1,198	1,604	1,510	1,397	1,285	1,198

TABLE I (suite)

 $\alpha_2 = 70^\circ$ 

$\frac{A}{A_2}$	2					1,75				
	2 3	4 5	1	5 4	3 2	2 3	4 5	1	5 4	3 2
$\alpha$										
75°	0,512	0,482	0,446	0,410	0,382	0,558	0,524	0,484	0,444	0,418
70°	0,517	0,487	0,451	0,415	0,386	0,562	0,529	0,489	0,449	0,417
65°	0,52	0,492	0,456	0,420	0,392	0,569	0,536	0,495	0,455	0,423
60°	0,530	0,500	0,464	0,428	0,399	0,577	0,544	0,503	0,463	0,431
55°	0,539	0,509	0,473	0,437	0,408	0,583	0,554	0,514	0,473	0,441
50°	0,549	0,520	0,484	0,443	0,418	0,600	0,567	0,526	0,485	0,453

$\frac{A}{A_2}$	1,5					1,25				
	2 3	4 5	1	5 5	3 2	2 3	4 5	1	5 4	2 3
$\alpha$										
75°	0,614	0,576	0,530	0,485	0,451	0,685	0,641	0,588	0,538	0,498
70°	0,610	0,581	0,535	0,491	0,451	0,694	0,647	0,594	0,544	0,504
65°	0,627	0,589	0,543	0,493	0,463	0,700	0,656	0,603	0,552	0,512
60°	0,637	0,593	0,552	0,507	0,471	0,711	0,667	0,614	0,562	0,522
55°	0,648	0,610	0,564	0,518	0,482	0,725	0,680	0,627	0,575	0,534
50°	0,663	0,625	0,577	0,532	0,495	0,741	0,697	0,643	0,591	0,549

TABLE I (suite)  
 $\alpha_2 = 70^\circ$

$\frac{A}{A_2}$	1						0,75					
	2	4	1	5	3	2	4	1	5	2	4	3
$\frac{r_1}{r_2}$	5	5	1	4	2	3	5	1	4	3	5	2
$\alpha$	75°	0,773	0,723	0,665	0,607	0,562	0,909	0,847	0,775	0,706	0,653	0,601
	70°	0,785	0,734	0,672	0,614	0,568	0,913	0,856	0,784	0,714	0,661	0,609
	65°	0,796	0,744	0,683	0,625	0,578	0,931	0,869	0,796	0,726	0,671	0,619
	60°	0,809	0,757	0,695	0,633	0,589	0,946	0,884	0,810	0,739	0,685	0,633
	55°	0,825	0,773	0,710	0,650	0,603	0,965	0,903	0,830	0,756	0,701	0,649
	50°	0,844	0,792	0,729	0,670	0,624	0,988	0,926	0,850	0,777	0,721	0,669

$\frac{A}{A_2}$	0,5						0,25					
	3	4	1	5	8	2	4	1	5	2	4	3
$\frac{r_1}{r_2}$	2	5	1	4	2	3	5	1	4	3	5	2
$\alpha$	75°	1,112	1,037	0,948	0,864	0,799	1,493	1,403	1,292	1,184	1,100	1,026
	70°	1,123	1,048	0,959	0,874	0,809	1,509	1,417	1,306	1,198	1,113	1,039
	65°	1,138	1,063	0,973	0,888	0,822	1,527	1,435	1,324	1,216	1,131	1,057
	60°	1,157	1,082	0,991	0,904	0,837	1,549	1,457	1,346	1,237	1,151	1,077
	55°	1,181	1,104	1,013	0,926	0,858	1,578	1,486	1,371	1,264	1,175	1,101
	50°	1,209	1,131	1,040	0,951	0,882	1,612	1,520	1,407	1,296	1,208	1,134

TABLE II  
Rendements théoriques pour  $a_2 = 70^\circ$  pour diverses proportions des turbines

$\frac{A}{A_2}$	1,75				1,5				1,25			
	2		3		2		3		2		3	
$r_1$	1	2	1	3	2	3	1	3	2	3	1	3
$r_2$	3	2	3	2	3	2	3	2	3	3	2	2
$\alpha$	0,722	0,659	0,743	0,813	0,684	0,765	0,829	0,709	0,785	0,846	0,709	0,846
75°	0,717	0,653	0,738	0,809	0,678	0,760	0,826	0,703	0,781	0,842	0,703	0,842
70°	0,710	0,644	0,731	0,803	0,670	0,753	0,820	0,695	0,774	0,837	0,695	0,837
65°	0,700	0,634	0,722	0,796	0,660	0,744	0,813	0,681	0,766	0,831	0,681	0,831
60°	0,688	0,621	0,711	0,786	0,648	0,733	0,805	0,674	0,756	0,823	0,674	0,823
55°	0,674	0,605	0,697	0,775	0,632	0,720	0,794	0,659	0,743	0,813	0,659	0,813
50°												
$\frac{A}{A_2}$	0,75				0,5				0,25			
	1		3		2		3		1		3	
$r_1$	1	2	1	3	2	3	1	3	2	3	1	3
$r_2$	3	2	3	2	3	2	3	2	3	3	2	2
$\alpha$	0,804	0,749	0,818	0,871	0,747	0,816	0,869	0,677	0,758	0,824	0,677	0,824
75°	0,800	0,744	0,813	0,867	0,742	0,812	0,866	0,670	0,753	0,820	0,670	0,820
70°	0,794	0,737	0,808	0,863	0,745	0,806	0,862	0,662	0,746	0,815	0,662	0,815
65°	0,786	0,728	0,801	0,858	0,727	0,799	0,856	0,652	0,731	0,808	0,652	0,808
60°	0,777	0,717	0,792	0,851	0,715	0,790	0,850	0,639	0,727	0,799	0,639	0,799
55°	0,764	0,703	0,780	0,842	0,701	0,779	0,840	0,623	0,713	0,788	0,623	0,788
50°												

Les courbes de la Fig. 169 montrent clairement l'influence du rapport  $\frac{r_1}{r_2}$  sur l'énergie cinétique de l'eau à la sortie des guides et sur diverses causes de pertes.

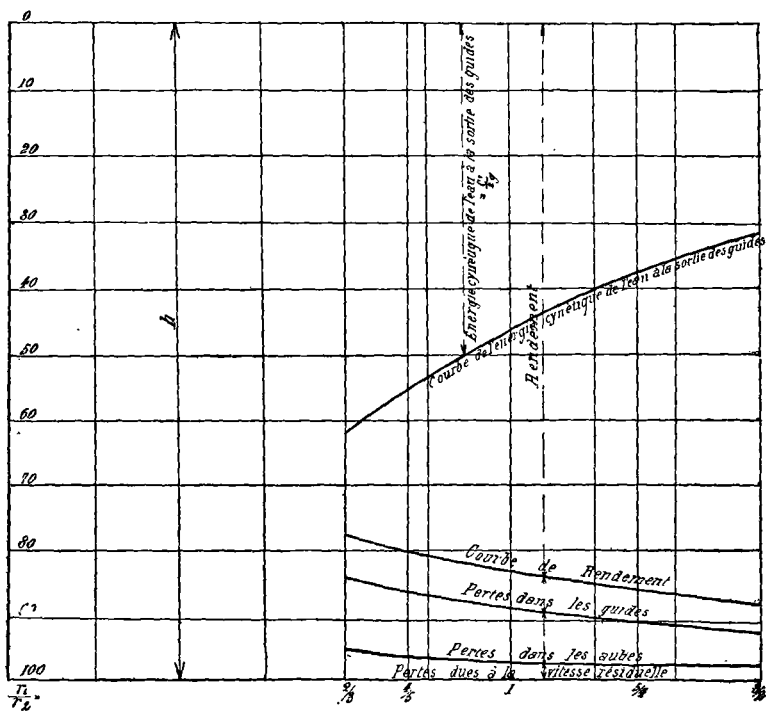


Fig. 169.

On voit, par exemple, que les pertes dues à la vitesse résiduelle diminuent à mesure que le rapport de  $\frac{r_1}{r_2}$  augmente.

Si l'on néglige les pertes dans les guides, les ordonnées de la courbe d'énergie cynétique, mesurées à partir de la dernière ligne horizontale, représentent la quantité d'énergie disponible sous forme de pression à la sortie des guides,  $h - \frac{c^2}{2g}$ .

---

## CHAPITRE XIII.

### MACHINES A PRESSION HYDRAULIQUE.

Définition. — Mode d'action. — Mouvement du piston. — Influence des masses animées d'un mouvement alternatif. — Pression sur le piston. — Energie totale. — Travail utile. — Pertes. — Rendement. — Moteurs d'Armstrong, de Rigg, de Schmid, de Wyss et de Stucke, H. de Haag, de Meyer et de Hastie. — Remarques générales.

Dans les moteurs à pression hydraulique l'eau agit par sa pression hydrostatique sur un piston se mouvant dans une enveloppe rectiligne et quelquefois curviligne (moteurs rotatifs).

Ces moteurs sont à simple ou à double effet et fonctionnent sous des pressions atteignant 160 kg par centimètre.

Dans le cas des turbines, la pression de l'eau est d'abord transformée en énergie cynétique avant de pouvoir se transformer en travail utile sur l'axe de la turbine. Les moteurs dont nous nous occupons utilisent directement la pression de l'eau. La résistance offerte au piston est égale et contraire à la pression de l'eau. Une certaine partie de l'énergie de l'eau est encore et inévitablement dépensée pour communiquer à l'eau la vitesse nécessaire pour suivre le piston ; cette vitesse doit être aussi faible que possible.

Le moteur idéal serait donc celui dans lequel l'énergie

représentée par la force vive de l'eau en mouvement serait un infiniment petit par rapport au travail effectué. On s'approchera d'autant plus de ce desideratum que la pression de l'eau destinée à effectuer du travail sera plus grande et que la vitesse du moteur sera plus faible.

Dans les machines à pression comme dans les autres moteurs hydrauliques, l'énergie totale de l'eau est utilisée : 1° sous forme de travail utile, 2° pour vaincre les résistances de frottement, 3° pour communiquer à l'eau une certaine vitesse résiduelle.

Si le mouvement du piston était uniforme, la pression exercée sur le piston serait constante, la pression de l'eau resterait invariable. Tel n'est évidemment pas le cas pour les moteurs à mouvement alternatif, car la vitesse du piston, nulle au commencement de la course, passe par un maximum vers le milieu de cette dernière pour redevenir nulle ensuite. L'eau dans le cylindre et dans le tuyau d'amenée, ainsi que toutes les pièces à mouvement alternatif sont donc forcées de participer à ces variations de vitesses. Au commencement de la course, la pression entière de l'eau agit sur la manivelle qu'attaque le piston ; mais, au milieu de sa course, cette pression se trouve diminuée d'une quantité proportionnelle à l'énergie nécessaire pour communiquer à l'eau et aux pièces alternatives la vitesse correspondante à cette position du piston. Pendant la dernière partie de la course, cette énergie est récupérée en partie et produit un accroissement de pression. La pression sur le piston varie de ce chef, à peu près comme le montre la Fig. 170. Sur le pivot de la manivelle vient s'ajouter, outre ces va-



riations de pression d'eau, l'effet perturbateur des pièces animées d'un mouvement alternatif.

Outre la pression atmosphérique, une contre-pression due au travail nécessaire pour expulser l'eau vient s'ajouter sur la face opposée du piston, et tout le travail dépensé pour vaincre cette contre-pression est perdu. Comme elle augmente proportionnellement à la section du piston, à sa vitesse, et inversement à la section de l'orifice d'échappement, il sera toujours avantageux de donner au moteur une vitesse très faible relativement à la vitesse due à la pression, et de donner à l'orifice d'échappement une section aussi grande que possible.

L'étude approfondie des variations de pressions dues à l'influence des diverses masses animées d'un mouvement alternatif nous

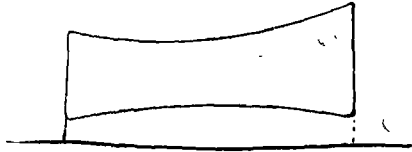


Fig. 170.

conduirait à une équation extrêmement compliquée qui n'a pas grande utilité en pratique. Nous n'insisterons donc pas sur ce point.

La formule bien connue

$$E = W + L$$

où, comme d'habitude,  $E$  désigne l'énergie totale,  $W$  le travail utile, et  $L$  les diverses causes de pertes, s'applique aussi bien aux moteurs à pression hydraulique ; il nous reste à déterminer quels sont les facteurs qui entrent dans ces trois termes.

### Énergie totale.

Dans le cas des petits moteurs utilisés sur la canalisation d'eau des villes, l'énergie totale disponible est égale au débit de ces petits moteurs multiplié par la pression utile de l'eau mesurée en hauteur d'eau. La pression doit être mesurée au point situé derrière l'orifice d'admission de l'eau dans le moteur.

Cette énergie, dans des conditions déterminées, n'est nullement constante, mais dépend de la position du robinet branché sur le conduit principal. Soit  $F$  la section du tuyau,  $f$  la section variable du robinet et  $\alpha$  le coefficient de contraction. La vitesse d'échappement sera :

$$(1) \quad e = \sqrt{\frac{2gh}{1 + \left(\frac{F}{af} - 1\right)^2}}$$

$\alpha$  varie également suivant les différentes conditions.

Le débit du robinet est proportionnel à  $fc$ . — Si  $p$  désigne la pression de l'eau à l'entrée du robinet, l'énergie totale prendra la forme

$$E = csfp = Qsp,$$

$s$  étant le poids en kg de l'unité de volume adopté. La valeur de  $p$  dépend beaucoup de celle de  $f$ ; elle passe par un minimum lorsque le robinet est grand ouvert et atteint sa valeur maximum lorsque le robinet est fermé. D'un autre côté, comme le débit augmente avec la section de  $f$ , il s'ensuit que  $W$  passera par un maximum lorsque le robinet  $f$  occupera une certaine position intermédiaire.

L'étude mathématique de la question n'a pas grand intérêt; on trouvera des renseignements précieux dans les expériences effectuées sur ce point par Schaltenbrand et publiées par la « Zeitschrift des Vereins Deutscher Ingenieure » en 1881. — Les expériences ont porté sur un robinet de 8 millimètres de diamètre branché sur la canalisation d'eau de la ville de Berlin.

Lorsque le robinet était fermé, la pression s'élevait à  $3^{\text{kg}},25$  par centimètre carré; lorsqu'il était ouvert, cette pression tombait à  $0^{\text{kg}},05$  par centimètre carré.

Les résultats des expériences sont représentés graphiquement, sur le diagramme de la Fig. 171. Les pressions en kg sont portées en abscises et les débits en litres en ordonnées.

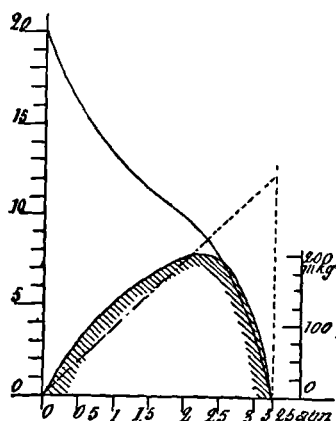


Fig. 171.

La courbe ombrée représente le produit du débit par la pression, c'est-à-dire l'énergie disponible  $E$ . Comme on le voit, celle-ci atteint, ressa valeur maximum pour une pression de  $2^{\text{kg}},3$ , correspondant à un débit de  $8^{\text{l}},9$ , ce qui donne  $W = 205$  kilogrammètres par minute. L'énergie disponible par litre d'eau est évidemment proportionnelle à la pression d'échappement.

Toutes choses égales du reste, un moteur alimenté par ce robinet consommera d'autant plus d'eau qu'il

tournera plus vite. Le moteur devra marcher à une vitesse telle que l'énergie disponible  $W$  soit maximum. Il ne s'en suivra pas que le travail fourni par le moteur sera également maximum, car, ainsi que nous l'avons dit, le rendement du moteur augmente à mesure que sa vitesse diminue.

Si nous désignons par  $h$  la hauteur totale d'eau disponible sur la canalisation, on aura la relation suivante entre la vitesse d'écoulement  $c$  et la pression  $p$  :

$$(A) \quad h = \frac{c^2}{2g} + p + \text{pertes} = (1 + \mu) \frac{c^2}{2g} + p.$$

Dans le coefficient sont comprises toutes les pertes. Mais, d'après l'équation

$$(2) \quad E = c f s p,$$

on a

$$c = \sqrt{\frac{(h - p) 2g}{1 + \mu}};$$

$$(2a) \quad E = f s p \sqrt{\frac{(h - p) 2g}{1 + \mu}}.$$

Cette équation montre clairement que l'énergie totale n'est pas simplement proportionnelle à  $p$ . L'énergie disponible par unité de poids d'eau sera évidemment

$$E_u = p$$

ou bien

$$(2b) \quad E_u = f s c \left\{ h - \frac{c^2}{2g} (1 + \mu) \right\}$$

**Travail utile.**

Soit  $A$  la surface effective du piston,

$S$  la longueur de la course,

$P$  la pression moyenne effective sur le piston par centimètre carré,

$p$  la pression réelle moyenne,

$p_0$  la contre-pression,

$a$  la pression atmosphérique,

$n$  le nombre de courses effectuées par le piston par seconde,

on aura alors  $P = p_m - p_0$  et, si la surface du piston est la même sur les deux faces, le travail fourni sera exprimé par  $PAS = (p_m - p_0) AS$ , et le travail utile par seconde par

$$W = nPAS = n(p_m - p_0) AS;$$

ou bien, en posant  $v = nS$ ,

$$W = v(p_m - p_0) A = vPA.$$

Si la vitesse  $v$  était uniforme, la pression  $p$  de l'eau à la sortie du robinet serait égale à la pression  $p_m$  si on ne tenait pas compte des diverses pertes par frottements. En pratique,  $p$  et  $p_m$  ne sont égaux qu'au commencement de la course, quand la vitesse  $v$  est nulle. A mesure que  $v$  augmente, la pression  $p$ , au lieu de se transformer directement en travail, sert à communiquer une certaine accélération à la masse d'eau comprise entre le robinet et le piston et à toutes les masses à mouvement alternatif de

la machine. L'effet immédiat est de diminuer la pression agissant sur le piston, qui devient inférieure à la pression dans la canalisation et suit la marche indiquée sur la Fig. 170. A l'extrémité de la course du piston, à mesure que la vitesse diminue, la pression sur le piston augmente et arrive, lorsque  $v$  redevient nul, à dépasser la pression  $p$ . En pratique, on se contente de tenir compte de la pression moyenne  $p_m$  pendant la course entière, qui est plus petite que la pression  $p$  à cause des diverses pertes par frottements hydrauliques.

En général,  $p$  n'est pas absolument constant, puisque la vitesse d'écoulement n'est elle-même pas constante. Comme on peut s'en rendre compte, les conditions qui déterminent cette pression sont très compliquées à cause surtout des variations incessantes de la vitesse  $v$  du piston.

### Pertes d'énergie.

Les pertes d'énergie qui se produisent dans les moteurs dont nous nous occupons sont à peu près les mêmes que celles que nous avons signalées dans les turbines ordinaires. Elle sont dues au frottement de l'eau dans les tuyaux, au passage de l'eau à travers des orifices à bords tranchants, à des variations brusques de section, aux coudes de la canalisation et à l'énergie résiduelle emportée par l'eau sous forme de vitesse.

En général, l'eau pénètre dans le cylindre par des orifices dont la somme des sections est moindre que la surface du piston. L'eau éprouve donc un changement

brusque de section, d'où résulte une perte par unité de poids égale à :

$$L_1 = \frac{1}{2g} (v_1 - v)^2,$$

$v$  étant la vitesse de l'eau dans le cylindre et  $v_1$  sa vitesse en passant à travers les orifices d'amenée. Si nous désignons par  $h_1$  le rapport de la section du cylindre à celle des orifices, nous aurons encore

$$L_1 = \frac{(R_1 - 1)^2 v^2}{2g}.$$

Les pertes par frottement de l'eau en passant à travers les orifices, sont représentées par

$$L_1 = \frac{\mu_1 v_1^2}{2g} = \frac{1}{2g} \mu_1 R_1^2 v^2.$$

Avant son entrée dans le cylindre, l'eau éprouve une perte analogue, ainsi que dans le cylindre pendant la course directe et rétrograde du piston.

On néglige cette dernière perte à cause de la faible longueur du cylindre. Dans les tuyaux d'amenée, la perte est représentée par la formule bien connue

$$L_0 = \frac{l}{d_0} \mu r \frac{v_0^2}{2g}$$

dans laquelle  $l$  représente la longueur du tuyau,  $d_0$  son diamètre,  $v_0$  la vitesse d'écoulement de l'eau et  $\mu r$  le coefficient de frottement. Si le tuyau d'échappement de l'eau a une longueur quelque peu considérable, il faudra

également tenir compte des pertes dans ce dernier. Si l'on désigne par  $R_0$  le rapport de la section du cylindre à celle du tuyau, la formule précédente devient

$$L_0 = \frac{l}{d_0} \mu_r R_0^2 \frac{v^2}{2g}.$$

Nous arrivons maintenant aux pertes par vitesse résiduelle. Elles sont variables à chaque instant, car, étant proportionnelles au carré de la vitesse d'échappement, elles varient comme le carré de la vitesse du piston. La

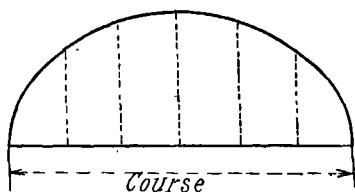


Fig. 172.

courbe de la figure 172 montre à chaque position du piston quelle sera la valeur du carré de sa vitesse. L'ordonnée moyenne de cette courbe représentera donc la perte par énergie résiduelle par unité de poids d'eau. La racine carrée de cette valeur nous donnera la vitesse moyenne d'échappement; cette vitesse sera supérieure à la vitesse moyenne du piston, et c'est cette vitesse que l'on devrait introduire dans les calculs des diverses pertes.

Les pertes par vitesse résiduelle prendront alors la forme :

$$L_3 = R^2 \frac{c^2 v^2}{2g}.$$

$R$  est le rapport de la section du cylindre à celle des orifices d'échappement, et  $c$  un coefficient par lequel il



faut multiplier la vitesse moyenne du piston pour obtenir la vitesse égale à la racine carrée du carré moyen de la vitesse.

Les diverses pertes que nous avons examinées peuvent se résumer dans la formule suivante :

$$L = \frac{v^2}{2g} \left\{ R_0^2 \frac{l}{d_0} \mu_2 + (R_1 - 1)^2 + R_1^2 \mu_1 + R_3^2 C^2 + \right.$$

Si nous désignons par  $\mu$  tous les facteurs compris entre la parenthèse, ou encore

$$L = \mu \cdot \frac{v^2}{2g},$$

nous aurons pour la pression moyenne effective

$$P = \left( \frac{p}{s} - \mu \frac{v^2}{2g} \right) s.$$

Les pertes dues aux fuites n'ont pas été comprises dans les formules ci-dessus, parce qu'elles doivent être excessivement faibles dans un moteur bien construit.

### Rendement.

Le rendement de ces moteurs s'exprime par

$$E = \frac{W}{E} = \frac{QP}{Qp} = \frac{P}{p}.$$

En substituant à  $P$  la valeur que nous avons trouvée précédemment

$$E = \frac{p - \mu \frac{v^2}{2g}}{p} S$$

pour une vitesse donnée  $v$ , le rendement augmentera évidemment avec la valeur de la pression  $p$ .

### Moteur de Sir William Armstrong.

C'est à Sir W. Armstrong que nous devons, paraît-il, le premier moteur à pression hydraulique. Son idée originale était de trouver un moteur rotatif. Il y arriva et en envoya le projet au « *Mechanic's Magazine* », qui le publia en entier en décembre 1838. La Fig. 173 montre la forme du moteur qui, d'après l'inventeur, peut se

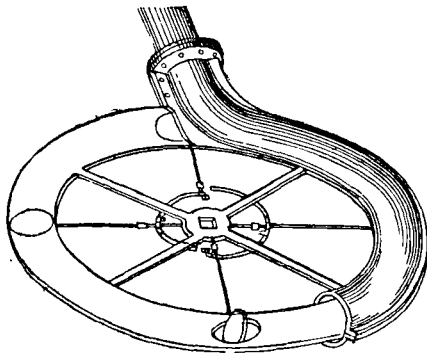


Fig. 173. — Moteur rotatif de Sir William Armstrong.

décrire en peu de mots. C'est un anneau plat, muni de quatre clapets à rabattements logés dans des orifices circulaires et passant dans un canal courbé ouvert à sa partie inférieure, tandis que de l'autre, il est en communication avec un tuyau d'a-

menée. Chaque clapet s'ouvre en pénétrant dans le tube courbé et se referme à sa sortie, après avoir subi la pression de la colonne d'eau agissante. Au moment de la sortie d'un clapet, il y en a un autre qui entre dans le canal courbé. L'ouverture et la fermeture des clapets s'effectue à l'aide de cames.

On construisit un modèle de ce moteur et on l'essaya à Newcastle et Gateshead sur la conduite d'eau de la ville.

Le rendement a, paraît-il, atteint 95 %. La pression correspondait à une hauteur de chute de 40 mètres et à une vitesse de 30 tours par minute ; le moteur fournissait environ 5 chevaux-vapeur.

Ce moteur rotatif semble ne jamais avoir été appliqué en pratique, et le premier moteur construit par Sir W. Armstrong qui soit entré dans le domaine commer-

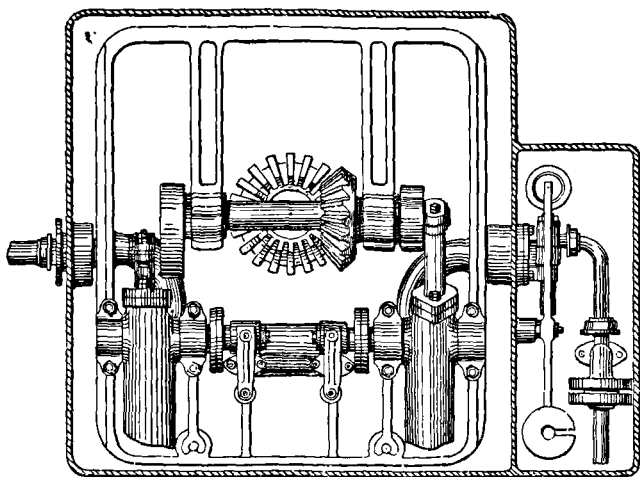


Fig. 174. — Moteur de Sir William Armstrong.

cial est un moteur alternatif composé de deux cylindres calés à 90° et attaquant le même arbre. Ce moteur était muni de valves cylindriques équilibrées, à très larges orifices, et de clapets de sûreté pour éviter tout choc du piston à extrémité de course. Il remplaça les turbines Allenhead pour le lavage et le laminage du plomb. La hauteur de chute d'eau était environ de 61 mètres. Plus

tard, ce genre de moteur fut construit pour fonctionner sous de très hautes pressions avec accumulateurs hydrauliques. Le modèle actuellement préconisé par Sir W. Armstrong a deux pistons oscillants calés sur le même arbre sous un angle de  $90^\circ$ . A cause de la présence de la tige de piston, la surface supérieure de celui-ci est plus faible que sa surface inférieure. Pour égaliser, pendant la course directe et rétrograde la partie supérieure du cylindre est mise en communication constante avec certaine pression d'eau, tandis que la partie inférieure communique alternativement avec le tuyau d'amenée et avec les orifices d'échappement. C'est donc par différence de pression que le moteur agit pendant la course directe, tandis que c'est la pression totale agit sur la petite face du piston pendant la course rétrograde. Les efforts peuvent aussi être rendus égaux dans les deux sens. La Fig. 174 montre une vue d'ensemble de ce moteur.

### Moteur hydraulique de Riggs

L'inventeur a cherché à réunir les avantages du moteur rotatif et alternatif, tout en évitant les inconvénients de l'un et de l'autre. La Fig. 175 montre une vue de ce moteur. Le schéma de la Fig. 176 en fait comprendre aisément le fonctionnement. Le moteur est composé de 4 cylindres calés sur un même manchon et pouvant tourner librement autour d'un arbre. Ces cylindres sont munis de pistons qui attaquent un disque en quatre points équidistants. Le disque est calé sur l'arbre principal excentré par rapport au centre de rotation du manchon sur lequel se trouvent fixés les cylindres. Il s'en suit donc

que le disque en tournant entrainera les cylindres avec lui. Les pistons auront un mouvement alternatif dont la course sera égale au double du rayon d'excentricité. L'in-

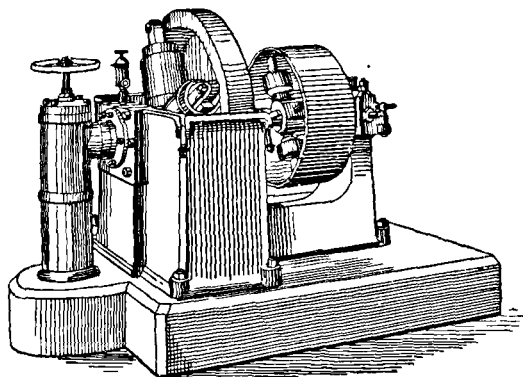


Fig. 175. — Moteur Riggs.

fluence des pièces à mouvement alternatif se trouve annulée par suite de ce dispositif. Le couple moteur sera très constant et égal au couple moyen dû aux quatre cylindres. Il n'y a pas de point mort, de sorte que le moteur peut partir en n'importe quelle position.

Si l'on admet que le mouvement de l'arbre principal est uniforme, il y aura forcément une variation dans la vitesse angulaire des cylindres. De la

position 3 à la position 1 représentée sur le diagramme, il y aura une certaine accélération du mouvement, tandis

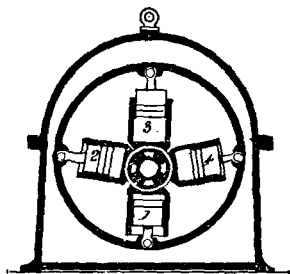


Fig. 176.

que de 1 à 3 cette accélération deviendra négative. La puissance dépensée d'un côté est rendue de l'autre.

Pour proportionner la dépense d'eau à la puissance requise, le centre de rotation des cylindres peut se déplacer de façon à diminuer ou à augmenter le rayon d'excentricité. Cette manœuvre est effectuée à l'aide d'un piston fixe agissant sous pression d'eau. Normalement, l'eau ne fait que passer dans le cylindre ; un régulateur à force centrifuge, en fermant plus ou moins ses orifices d'échappement, maintient la vitesse à une valeur constante.

C'est sur le fond de chacun des cylindres que se trouvent les orifices servant à l'admission et à l'échappement de l'eau. Les cylindres sont à simple effet.

Ce genre de moteur, étant parfaitement équilibré, peut marcher à une grande vitesse. Pour actionner des dynamos, elles fonctionnent couramment à une vitesse de 250 tours par minute et même plus. Plus l'excentricité est faible, moins il y aura de variations dans la vitesse angulaire des cylindres.

#### **Moteur hydraulique de Schmid.**

C'est un des premiers moteurs du genre qui aient été créés, et sous bien des rapports c'est le meilleur. Les Fig. 177, 178 et 179 en représentent l'ensemble.

Le cylindre en fonte est fermé à son extrémité par un couvercle muni d'une longue boîte à bourrage qui sert en même temps de guide pour la tige du piston.

Le cylindre est oscillant et repose sur une surface cylindrique au centre de laquelle se trouve l'axe qui soutient le cylindre. C'est sur cette surface que se trouvent les

orifices d'admission et d'échappement. Tout s'effectue

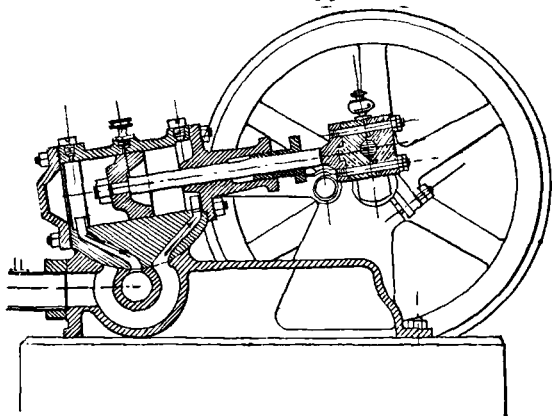


Fig. 177.

exactement comme pour un tiroir ordinaire, avec cette

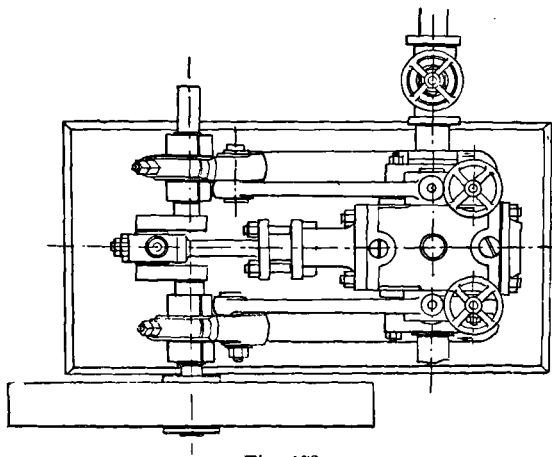


Fig. 178.

différence que, dans notre cas, c'est le tiroir qui est fixe

et le cylindre mobile. La glace de la surface cylindrique porte trois orifices : celui du milieu est en communication constante avec le tuyau d'amenée et admet alternativement l'eau sur chacune des faces du piston à chaque extrémité de course. Les deux autres orifices sont réunis au tuyau d'échappement. La Fig. 179 montre quelques détails de la disposition générale.

Sur chaque côté du cylindre se trouve un tourillon reposant dans des têtes de fourches réunies rigidement aux paliers qui supportent l'arbre de commande. A l'aide

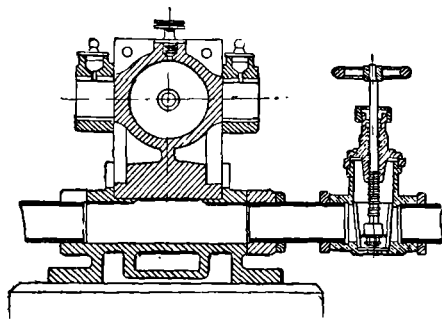


Fig. 179.

de tendeurs, on peut appuyer plus ou moins le cylindre sur la surface cylindrique qui le soutient.

Le piston lui-même est massif. Il est tourné au diamètre exact du cylindre pour les

petits moteurs. Dans les moteurs un peu considérables, le piston est muni d'une garniture en cuir.

Le moteur est souvent pourvu d'une petite pompe à air pour parer aux pertes dues aux fuites et éviter les coups de bélliers. Le réservoir d'air est d'environ 2 à 2 1/2 fois le volume du cylindre.

Les expériences effectuées par les prof. Zeuner et Kronauer prouvent que ces moteurs peuvent atteindre des rendements de 90 %. Les constructeurs garantissent 80 %.



**Moteur hydraulique de Wyss et Stada.**

Les Fig. 180, 181, 182 et 183 montrent l'ensemble de

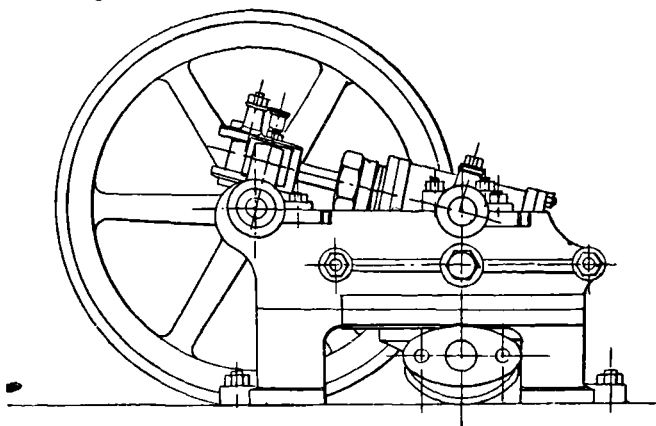


Fig. 180.

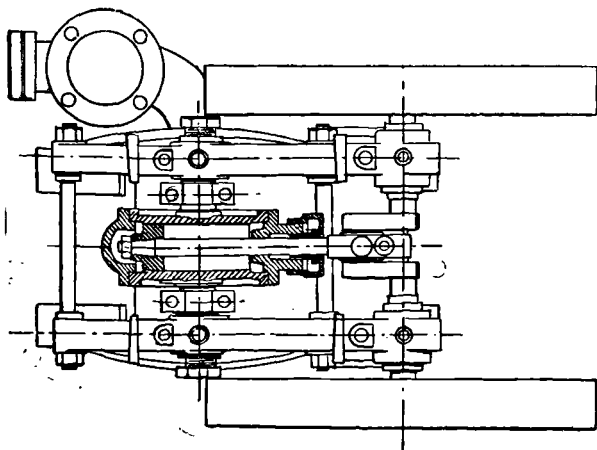


Fig. 181. — Moteur hydraulique de Whyss et Stada.

ce moteur. Comme celui de Schmid, il est oscillant,

mais la surface sur laquelle se fait l'admission est rectiligne au lieu d'être courbe.

Le cylindre pivote sur deux paliers faisant corps avec le cadre en fonte qui supporte le moteur ; sous le cylindre se trouve une chambre sur les côtés verticaux de laquelle se fait la distribution d'eau. Le liquide entre dans la chambre simultanément par les deux côtés opposés de façon à éviter tout effort latéral. Une cloison verticale partage la chambre en deux parties dont chacune est en communication avec l'extrémité correspondante du

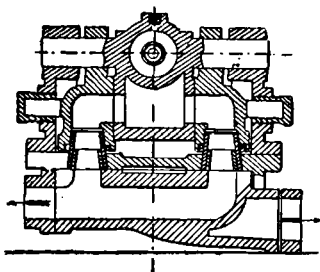


Fig. 182.

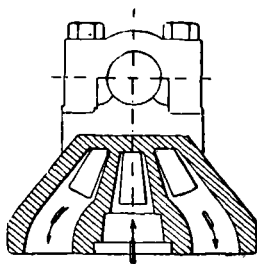


Fig. 183.

cylindre. Deux orifices latéraux mettent alternativement chacune de ces parties en communication avec les orifices d'échappement ou d'admission. Les faces verticales de la chambre sont prises entre deux surfaces latérales dans lesquelles sont pratiqués les orifices d'échappement et d'admission. La fig. 183 montre une section transversale d'une de ces cloisons, qui est divisée intérieurement en trois parties. Celle du milieu sert à l'admission et les deux autres à l'échappement. La section de chaque orifice de la chambre faisant corps avec le cylindre a une section

égale à 0,3 environ de la surface du piston. Les deux cloisons latérales qui pressent sur la chambre mobile peuvent être réglées à l'aide de vis de pression, de façon à assurer l'étanchéité du joint. Les tuyaux d'amenée et d'échappement sont logés dans une boîte en fonte placée à la partie inférieure du cadre et peuvent tourner à 180°, de façon à ce que l'on puisse faire arriver les tuyaux d'un côté ou de l'autre, suivant les besoins de l'installation.

On a disposé sur les surfaces frottantes des garnitures en bronze qui, sous l'effet de la pression de l'eau, forment un joint de plus en plus étanche à mesure que cette pression augmente.

#### **Moteur hydraulique de Haag.**

Dans ce moteur représenté par les Fig. 184 et 185, les tourillons sur lesquels le moteur oscille servent eux-mêmes d'organes de distribution. Comme dans le moteur de Schmid, l'eau entre et sort en passant à travers le bâti de la machine ; mais les tourillons portent sur les paliers par l'intermédiaire de coussinets en bronze dans lesquels sont pratiqués les orifices de distribution. On peut facilement remplacer ces coussinets lorsqu'ils sont usés. Le cylindre et le bâti de la machine sont en fonte ; le piston est en bronze et muni d'une garniture en cuir.

La tige du piston est guidée dans une glissière faisant corps avec le cylindre par l'intermédiaire d'une crosse sur laquelle est articulée la manivelle commandant l'arbre principal.

Ce moteur a, dit-on, sur celui de Schmid l'avantage d'offrir de plus petites surfaces de frottement ; mais,

comme le travail dépensé de ce chef dépend surtout du

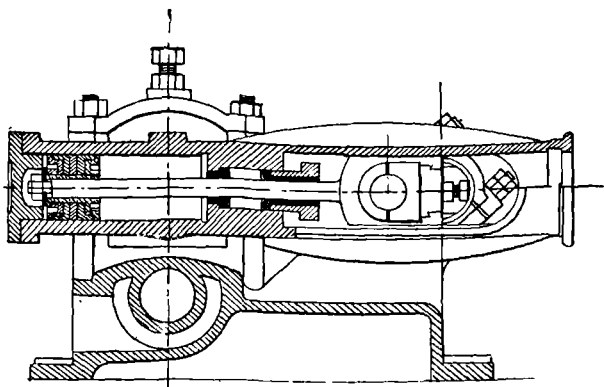


Fig. 184.

poids à supporter et très peu de l'étendue des surfaces

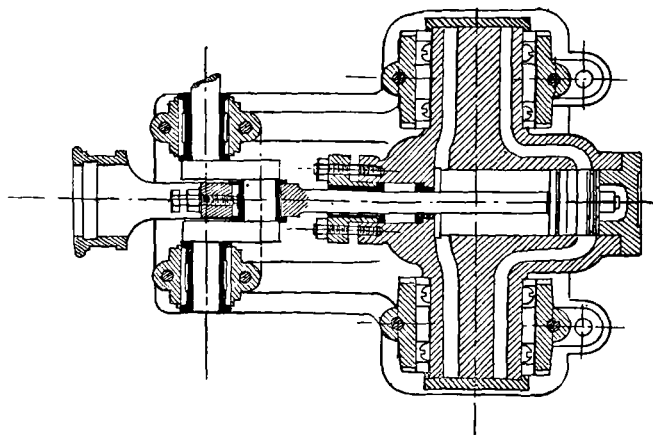


Fig. 185.

d'appui, nous ne partageons pas tout à fait cet avis.

Les chiffres suivants résument des essais effectués sur un de ces moteurs à Erfurt en 1878. Le cylindre avait un diamètre d'alisage de 50 millimètres et une course de 78 millimètres.

Nombre de tours par minute	Travail utile	Pression en hauteur d'eau	Débit en mètres cubes	Energie totale	Rendement
351	0,406	29 <sup>m</sup> ,6	0,11	0,728	0,56
372	0,451	35	0,119	0,9	0,50
335	0,406	37, 5	—	—	—

### Moteur de Philipp Meyer.

Ce moteur est d'une construction absolument spéciale qui permet de supprimer l'admission de l'eau avant la fin de la course du piston.

Le cylindre, qui ressemble à celui d'une machine à vapeur ordinaire, est muni à ses deux extrémités d'une chambre dans laquelle l'air, à fin de course, se trouve comprimé à une pression égale à la pression d'admission de l'eau. Ce dispositif assure l'entrée de l'eau dans le cylindre sans chocs.

La Fig. 186 représente le moteur. Le cylindre, les chambres à air et l'appareil de distribution sont fondus en une pièce. Une des extrémités du cylindre se continue pour former le bâti qui reçoit les deux paliers et la glissière servant à guider la tige du piston ; l'autre extrémité est fermée par un couvercle. Le tiroir équilibré est poli sur ses deux faces et maintenu sur la glace inférieure du cylindre par une plaque fixe. Cette dernière

porte des canaux en regard de chacun des orifices de la glace, canaux qui ont pour but d'augmenter la section offerte à l'eau pendant l'admission, et en même temps d'équilibrer plus ou moins le tiroir. Bien que ne

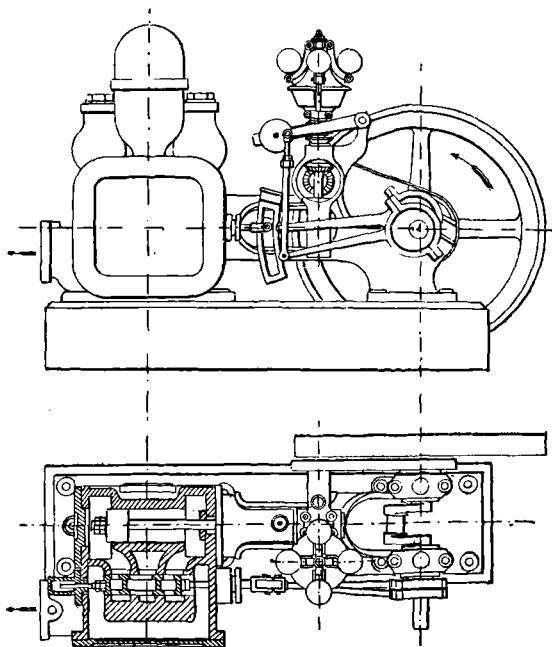


Fig. 186. — Moteur de Philipp Meyer.

donnant pas de très bons résultats avec la vapeur, ce dispositif est très pratique pour les moteurs hydrauliques lorsque l'eau est bien propre.

Le tiroir est actionné par l'intermédiaire d'un excentrique et d'une coulisse de Stephenson. Un régulateur

puissant à force centrifuge attaque la coulisse et règle le degré de détente, qui est une des particularités de ce moteur et dont nous donnerons l'explication dans ce qui va suivre.

Pour emplacer l'air perdu en fuites ou par absorption, on emploie le dispositif suivant : sur chacune des chambres à air se trouve branché un petit tuyau contenant un clapet d'aspiration qui permet l'entrée de l'air dans la chambre à air, lorsque la pression tombe au dessous d'une atmosphère. A l'extrémité de chacun de ces tubes se trouve également une soupape de sûreté permettant à l'air de s'échapper dans le réservoir principal d'air (destiné à éviter les coups de bélier) lorsque la pression dépasse celle de l'eau dans le tuyau d'amenée qui remplace ainsi l'air perdu par fuites ou par absorption.

Examinons maintenant le fonctionnement du moteur. Supposons que l'air dans la chambre à air au commencement de la course soit à une pression égale à la pression d'admission de l'eau : celle-ci entre dans le cylindre et agit sur le piston. Au commencement de la course rétrograde, pendant l'échappement, la pression tombe rapidement à celle de l'atmosphère. Avant la fin de la course l'orifice d'échappement se trouve fermé et, au moment où *l'espace mort* est de nouveau réduit à celui de la chambre à air, la pression a atteint la pression initiale d'admission. Lorsque l'eau est admise pendant toute la course, ce travail de compression est entièrement perdu ; mais tel n'est pas le cas lorsque le moteur marche à détente. Pendant l'admission, l'eau effectue alors un certain travail et, à partir du moment où l'eau cesse d'entrer, l'air

comprimé continue à se détendre jusqu'à la fin de la course. Si le moteur est bien calculé, la pression tombe alors à une valeur voisine de celle de l'atmosphère, de sorte que tout le travail de compression se trouve récupéré. On voit donc que le moteur de Meyer est, à proprement parler, une machine mixte à air et à eau. L'air comprimé dans la course rétrograde se détend pendant la course directe.

### *Théorie du moteur de Meyer.*

Comme ce moteur agit à la fois par l'expansion de l'air et par la pression de l'eau, nous croyons nécessaire d'insister un peu sur la théorie de son fonctionnement.

Soit  $p$  la pression initiale,  $v_1$  le volume de la chambre à air,  $V_1$  le volume balayé par le piston avant la détente,  $V$  le volume total balayé par le piston, et  $V_2$  le volume au moment où commence la compression (non compris  $v_1$ ).

Par suite du contact de l'air avec une grande quantité d'eau, on peut dire que toute détente ou compression s'effectue à une température constante, suivant la loi de Mariotte :

$$p v = k.$$

Au moment où l'émission cesse et où commence la compression, il n'y a plus que de l'air dans le cylindre à la pression atmosphérique  $p_0$  et sous le volume  $V_2 + v_1$ . On comprime ce gaz à la pression initiale  $p$  pour le réduire au volume  $v_1$  de la chambre à air ; par suite, on a la relation

$$p_1 v_1 = p_0 (V_2 + v_1)$$

et

$$r_1 = \frac{p_1}{p_0} = \frac{V_2 + v_1}{v_1}.$$



On voit donc que, dans des conditions déterminées, pour une pression  $p_1$  la compression devra toujours commencer au même point.

Le travail nécessaire pour effectuer cette compression est

$$W = (p_1 - p_0)v_1 \log' \frac{V_2 + v_1}{v_1}$$

$$W = (p_1 - p_0) v_1 \log' \frac{p_1}{p_0}.$$

Quand l'admission de l'eau a lieu pendant toute la course, ce travail de compression est absolument perdu et il convient de faire  $v_1$  (Fig. 187) aussi petit que possible. C'est donc au détriment du rendement que l'on parvient à éviter les chocs dans ce cas. Le rendement est exprimé par la formule

$$e = \frac{(p_1 - p_0) V - W}{(p_1 - p_0) V} = 1 - \frac{v_1}{V} \log' \frac{V_2 + v_1}{v_1}.$$

Lorsque le moteur marche à détente, on a les relations suivantes entre les pressions et les volumes :

$$\begin{aligned} p_1 v_1 &= p_0 (v_1 + V - V_1) \text{ course directe.} \\ \text{et } p_0 (V_2 + V_1) &= p_1 v_1 \text{ course rétrograde.} \\ \text{d'où } V - V_1 &= V_2; \end{aligned}$$

On a donc

$$v_1 = \frac{V - V_1}{p_1 - p_0} p_0 = \frac{p_0}{p_1 - p_0} (1 - E) V.$$

$E$  étant égal au rapport  $\frac{V_1}{V}$ . La formule montre clairement que  $v_1$ , le volume d'air de la chambre dépend du

degré de détente  $E$ . Lorsque celui-ci s'écartera d'une certaine valeur, le moteur ne fonctionnera plus absolument dans les meilleures conditions.

Si la détente se fait au point voulu, tout le travail ab-

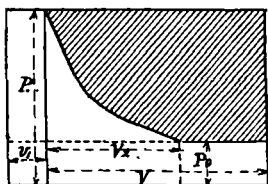


Fig. 187.

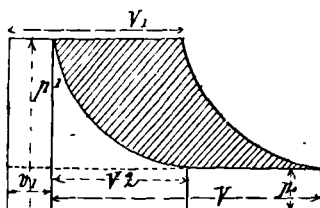


Fig. 188.

sorbé pendant la compression est intégralement rendu pendant la détente.

Supposons, par exemple, que le point où doit commencer la détente soit donné par  $E = 0,5$ , et que la

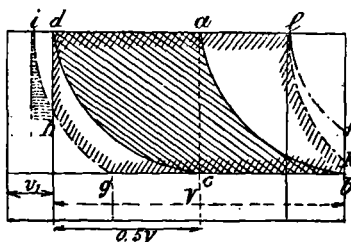


Fig. 189.

pression  $p_1$  soit de  $21^{\text{kg}}1$  par centimètre carré. Si l'on fait  $E = 0,8$ , l'air, au lieu de se détendre d'un volume  $v_1 + 0,5V$ , ne pourra plus se détendre que jusqu'à

$v + 0,2V$ . La pression à la fin de la course sera donc supérieure à celle de l'atmosphère et il y aura une perte pendant l'émission. La compression, pendant la course rétrograde, commencera également plus tard et n'aura lieu que sur un volume d'air de  $v_1 + 0,2V$ ; la pression finale sera alors plus petite que  $21^{kg,1}$  par centimètre carré. Au moment de l'entrée de l'eau, l'air est comprimé davantage et le travail de cette compression supplémentaire est perdu pour le travail utile.

Le diagramme de la Fig. 189 montre le changement qui s'est opéré. *abcd* est le diagramme de la machine en marche normale avec un degré de détente de 0,5; pour un degré de détente égal à 0,8, la courbe *cf* représente la détente et *hg* la compression pendant la course rétrograde.

Lorsque l'admission cesse plus tôt que ne le veut la théorie, la pression à la fin de la compression dépasse la pression d'admission de l'eau. L'air s'échappe, d'après ce que nous avons déjà dit, par des clapets ou soupapes en communication avec le réservoir d'air de la canalisation principale.

#### Moteur Hastie à course variable.

En 1879 J. Hastie, de Greenock, créa un nouveau type de moteur destiné à parer à l'inconvénient principal

des machines à pression d'eau, et qui est d'obtenir un réglage économique.

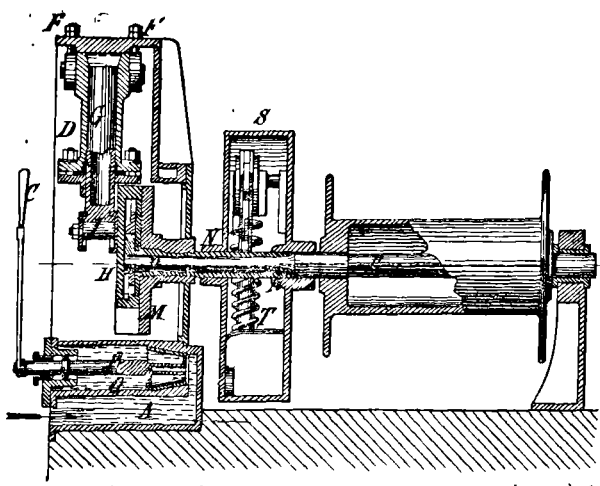


Fig. 190.

Les Fig. 190, 191, 192, 193, 194 et 195, représentent le moteur en question accouplé à un treuil. Il est composé de trois cylindres oscillants *D* dans lesquels l'eau entre par des orifices *E*, agissant alternativement pour l'admission et pour l'échappement. Les cylindres sont donc à simple effet. Le tuyau d'aménée est mis en communication avec la valve *B*, actionnée par le levier *C*. On peut renverser la marche (positions extrêmes du levier) ou arrêter le moteur (position moyenne).

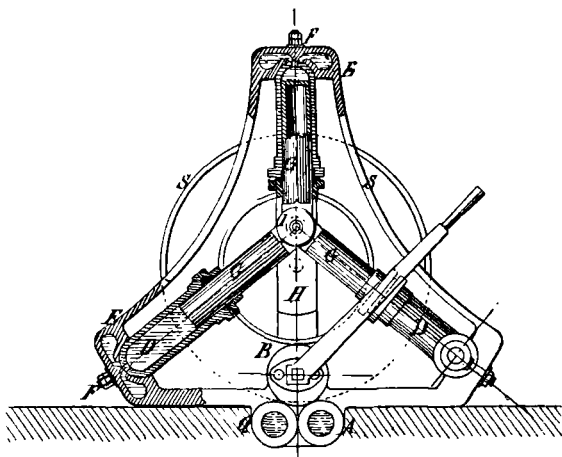


Fig. 191.

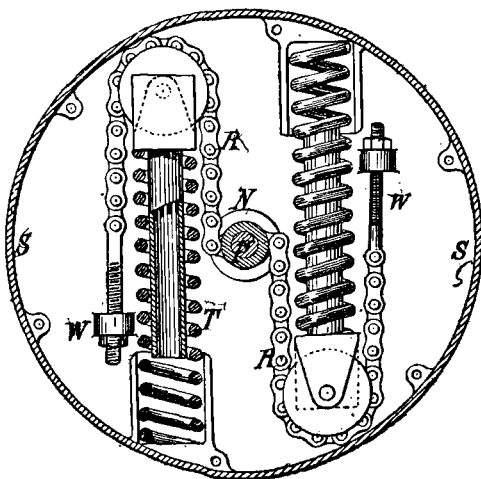


Fig. 192.

Les trois pistons attaquent le même bouton de manivelle *I* qui, cependant, n'est pas rigidement fixé sur le disque *M* commandant l'arbre principal, mais claveté sur

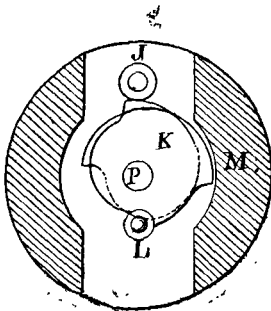
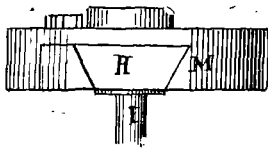
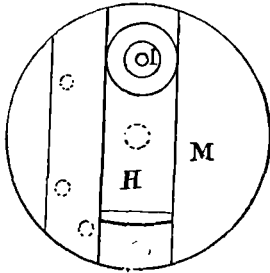


Fig. 193-194-195.

un bloc *H* pouvant se déplacer dans une rainure radiale pratiquée dans le disque. Sur la face opposée du bloc *H* se trouvent deux boutons *J* et *L* munis de deux gallets qui roulent sur la circonférence d'une came spéciale *K*. Cette came est clavetée sur un axe *P* passant dans l'intérieur de l'arbre creux *N* sur lequel est fixé le disque. Si nous admettons que l'axe *P* est maintenu immobile, la came fera varier alternativement le rayon du bouton de la manivelle en déplaçant le bloc dans la rainure. Une enveloppe cylindrique *S* est clavetée sur l'arc *P* et tourne sur *N*; à l'intérieur de *S* se trouvent deux gallets maintenus par deux fourches qui sont repoussées vers la circonférence extérieure par deux ressorts à boudins *T*. Une chaîne *R* passe sur les gallets et se trouve fixée d'une part à l'arbre creux *N* et d'autre part sur la circonférence de l'enveloppe en *W*.

tre part sur la circonférence de l'enveloppe en *W*.

Lorsque l'eau est admise dans les cylindres, l'arbre creux *N* se met à tourner, tandis que l'axe fixe *P*, sur lequel est attelé le tambour du treuil, reste fixe à cause du couple résistant qui lui est appliqué. Il s'en suit donc que les chaînes *R* viendront s'enrouler sur *N* et

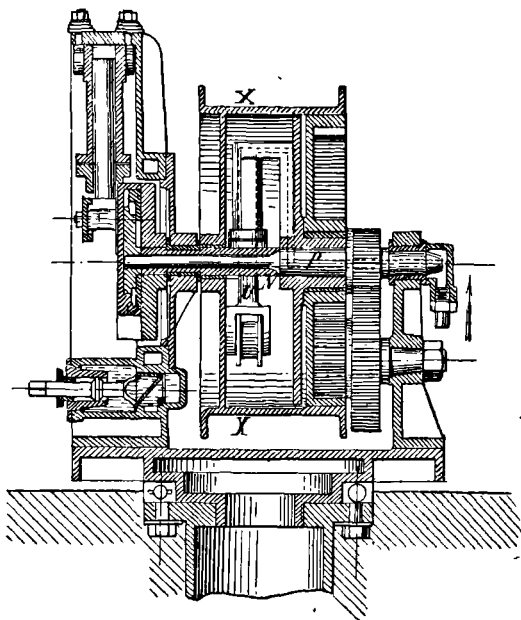


Fig. 190.

qu'en même temps, à cause du mouvement relatif du bloc *H* par rapport à la came, le rayon de la manivelle augmentera. Les ressorts se tendant de plus en plus, il arrive un moment où l'effort résistant est égal à la tension des ressorts ; l'axe *N* est alors entraîné et le treuil se

met à tourner. Toute variation de charge entraînera un déplacement correspondant de la came sous l'action des ressorts, de façon à équilibrer exactement le couple résistant.

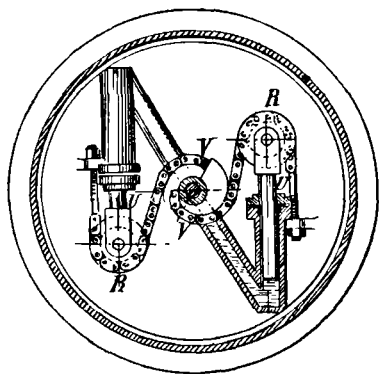


Fig. 197.

Pour des moteurs marchant à une très haute pression d'eau, les ressorts sont remplacés par deux cataractes *U* (Fig. 196 et 197), qui sont en communication avec l'eau de distribution.

Les chiffres suivants résument les expériences de M. Kinniple, ingénieur du port de Greenock. La pression de distribution était de 28 kg par centimètre carré.

Poids soulevé.	— 427	— 633	— 745	— 857	— 969	— 1081	— 1193.
Débit.	7 1/2	— 10	— 14	— 11	— 17	— 20	— 21.

Le débit est donc bien proportionnel au travail fourni.

#### Remarques générales.

Les moteurs à pression hydraulique sont destinés surtout à utiliser l'énergie contenue dans l'eau à une pression supérieure à celle généralement employée pour les turbines. Tandis que la vitesse d'une turbine est déterminée par la vitesse d'écoulement de l'eau, la vitesse des moteurs à pression hydraulique est, au contraire,



déterminée par la pression exercée sur le piston. Dans des conditions déterminées, plus la course de ces moteurs est petite et la surface du piston considérable, plus la vitesse de rotation sera élevée. Une faible vitesse de l'eau est une des conditions essentielles pour l'obtention d'un bon rendement; cette vitesse peut être d'autant plus grande que la pression de distribution est plus forte. Comme nous l'avons vu, on peut obtenir avec ces moteurs des rendements très élevés (90 %); leur seul inconvénient sérieux réside dans l'impossibilité d'obtenir généralement un réglage économique. Le réglage s'effectuant d'ordinaire en étranglant l'eau à son arrivée dans le cylindre, il en résulte une perte considérable de puissance et un abaissement correspondant du rendement. On étrangle l'eau pour réduire la pression d'admission, et la valeur de cette réduction représente la perte par unité du poids d'eau débitée au moteur.

Les moteurs de Rigg et de Hastie précédemment décrits, ont été construits pour remédier à cet inconvénient. On fait varier la puissance du moteur en variant la longueur de la course du piston, qui a pour effet d'augmenter ou de diminuer le débit de l'eau.

En Europe, ces moteurs sont assez souvent employés sur les canalisations d'eau d'une ville. On emploie aussi de gros moteurs du même genre pour les travaux à l'intérieur des mines à cause du peu de danger qu'ils offrent. Sous haute pression, l'eau peut devenir un agent très commode pour le transport de force à distance; mais, l'examen de cette question n'entre pas dans le cadre de cet ouvrage.

Il y a encore bien des variétés de moteurs à pression

hydraulique en dehors de ceux que nous avons décrits, mais nous croyons en avoir cité les types principaux. Nous n'avons pas parlé des pompes à eau qui ne peuvent être rangées dans la catégorie des moteurs hydrauliques.

FIN

# INDEX ALPHABÉTIQUE

---

## A

- Action de l'eau sur les surfaces courbes. 12 à 22  
Action de la force centrifuge dans les turbines axiales à impulsion et à réaction. 237-242

## B

- Boyden (Expériences sur la turbine de). 389 390

## C

- Comparaison entre les turbines à impulsion et à réaction. 253-255  
Crapaudines de fond. 260  
Colliers de support. 261  
Collises (essais effectués sur la turbine de). 335 338  
Conditions nécessaires pour la production de l'énergie. 4  
Classification des turbines. 24-25  
Comparaison avec un ensemble de tuyaux. 46  
Coefficient de vitesse  $K_1$ , turbines à réaction. 104-107  
Calcul d'une turbine à réaction. 126-135  
Construction des guides et des aubes, turbines à réaction. 135-142-153  
Courbure des aubes turbines à réaction, — axiales. 143-147

- Courbures des aubes, turbines à réaction, radiales. 147-152  
Comparaison entre les turbines axiales et radiales à réaction. 182-185  
Comparaison entre les turbines mixtes et radiales à réaction. 185-189 et 462-480  
Construction propre à corriger l'effet de la force centrifuge. 142-245

## D

- Définition des turbines. 23  
Différences de pression. 98-99  
Distribution de l'eau dans les turbines à réaction. 177-181  
Diffuseur Boyden. 189-193  
Définition des moteurs à pression hydraulique. 491-493

## E

- Energie disponible dans une turbine à réaction. 47-48  
Effet de la largeur croissante des aubes sur la marche des turbines axiales. 226-227  
Exemples numériques, turbines à réaction. 269-283  
Exemples numériques, turbines à impulsion. 283-299  
Ecoulement de l'eau sur déversoirs. 304-387  
Ecoulement de l'eau sur déversoirs, tables. 308-301

Expériences effectuées sur les turbines de 480 ch. à Olching. 361-364  
 Essais de la turbine de Boot. 374-381  
 Energie totale, moteurs à pression hydraulique. 494-496

**F**

Fourneyron (turbine de). 174-439  
 Formules applicables aux turbines de Girard. 225-226  
 Forme des aubes d'une turbine à impulsion. 227-228  
 Fontaine (suspension genre). 261-263  
 Francis (expériences de). 364-374  
 Fourneyron (turbine de). 439

**G**

Girard (essais des turbines de). 401-408

**H**

Hypothèses, turbines à réaction. 93-96  
 Humphrey (turbine de). 173  
 Hauteur maxima d'un tube de succion. 198-199  
 Hydropneumatisation. 265-266  
 Haenel (expériences de). 334  
 Hercules (essais d'une turbine). 300-394  
 Humphrey (essais de la turbine). 395-399  
 Haag (moteur hydraulique de). 511-513  
 Hastie (moteur à course variable de). 520-524

**I**

Influence de la vitesse d'une turbine à réaction sur la vitesse d'écoulement de l'eau. 64-67  
 Influence des diverses proportions d'une turbine à réaction sur sa marche. 157-163

Inclinaison des aubes à divers diamètres des turbines à impulsion. 229-231

**J**

Jonval (turbine de) 173. 346-349  
 Immenstaad (essais de la turbine radiale à impulsion d'). 413-416

**L**

« Little Giant » (expériences relatives à la turbine). 399-401

**M**

Moyens de transformer l'énergie en travail utile. 4  
 Mesures relatives au débit d'une source hydraulique. Chap. X  
 Mesure directe. 301  
 Mesure à l'aide de compteurs. 301-302  
 Mesure à l'aide de flotteurs. 303  
 Mesure à l'aide d'un déversoir. 304-307  
 Mesure des niveaux d'eau. 313  
 Mesure du débit en Amérique. 480-481

**N**

Notations. 44-45  
 Niagara (Installation hydraulique aux chutes du). 428-432

**P**

Philippe Meyer (moteur de). 513-519  
 Premiers moteurs hydrauliques. 1  
 Principes généraux de l'hydraulique. 6-7-8-9  
 Pertes d'énergie, turbines à réaction. Chap. IV  
 Pertes par frottement dans les tuyaux, turbines à réaction. 81-83  
 Pertes par frottement dans les guides, turbines à réaction. 83-84

Pertes dues au choc, turbines à réaction. 84-85  
 Pertes dues au fuites, turbines à réaction. 85-86  
 Pertes sur les aubes, turbines à réaction. 87  
 Pertes dues à la vanne, turbines à réaction. 88  
 Pertes dues à la vitesse résiduelle, turbines à réaction. 88-89  
 Pertes dans les tubes de succion et les diffuseurs. 193-198  
 Principes fondamentaux, turbines à impulsion. 200-202  
 Poncelet (roue de). 255-259  
 Pelton (roue de). 424-428  
 Purdon Walters (le moteur de). 437-439  
 Pertes d'énergie dans les moteurs à pression hydraulique. 498-502

**R**

Rôle de l'eau comme source d'énergie. 3  
 Rendement, turbine à réaction. 67-75, 108-110  
 Rapport entre les diverses dimensions d'une turbine à réaction. 110-121  
 Résumé des relations fondamentales entre les diverses dimensions d'une turbine à réaction. 121-123  
 Réglage d'une turbine à réaction. 163-172  
 Réglage par vanne. 164-165  
 Réglage par robinet modérateur. 165  
 Réglage obtenu en obstruant les guides. 166-167  
 Réglage obtenu par clapet sur les guides. 163  
 Réglage à rouleaux. 170  
 Réglage par vanne circulaire. 170  
 Réglage par guides articulés. 171  
 Réglage (le meilleur système de). 175  
 Rendement des turbines à impulsion. 210-214  
 Remarques sur les aubes, turbines à impulsion. 251-253  
 Résistances passives. 263-265

Régulateurs. 267-268  
 Remarques générales sur les résultats d'expériences. 318-319  
 Rittinger (expériences de). 320-334  
 Trémont (expériences sur la turbine de). 364-374.  
 Riggs (moteur hydraulique de) 504-506  
 Remarques générales sur les moteurs à pression hydraulique. 524-526

**S**

Supports des arbres de turbines. 260-263  
 Station d'essais de Holyoke. 381-385  
 Schaffhouse (description et essais des turbines de). 416-422  
 Swain (essais d'une turbine). 432-437  
 Sir William Armstrong (moteur de). 502-504  
 Schmid (moteur hydraulique de). 506-508

**T**

Théorie du tube de succion. 49-52  
 Turbine radiale arrivée d'eau par l'intérieur. 27-31  
 Turbine radiale arrivée d'eau par l'extérieur. 31  
 Turbine mixte. 32  
 Turbine axiale. 33-34  
 Turbine à impulsion radiale arrivée d'eau par l'intérieur. 37-41  
 Turbine à impulsion axiale. 42  
 Travail utile (turbines à réaction). 53-58  
 Travail sur les aubes (turbines à réaction). 97-98  
 Turbines axiales à réaction (applications des formules aux). 124-126  
 Trajectoire absolue de l'eau, turbine à réaction. 153-156  
 Tube de succion, son emploi. 189-193  
 Théorie des turbines à impulsion. 202

Travail utile (turbine à impulsion). 204-207  
 Travail utile (moteurs à pression hydraulique). 497-498  
 Théorie du moteur de Meyer. 516-519  
 Turbines axiales à impulsion. 214-225  
 Trajectoire absolue de l'eau, turbines à impulsion. 231-232  
 Turbines pouvant fonctionner comme turbines à réaction et à impulsion. 232-236  
 Turbines radiales à impulsion. 245-249  
 Turbines compound. 259-260  
 Tube à vide de Girard. 266-267  
 Terni (description de la turbine radiale à impulsion de). 409-413  
 Tables résumant les résultats théoriques et expérimentaux sur les turbines. 446-453  
 Turbines américaines, remarques générales. 454-461  
 Turbines américaines, dimensions. 461-490  
 Tables relatives à  $k_1$  pour les turbines américaines. 482-488

## U

Utilisation des sources d'énergie hydraulique. 5

## V

Vitesse absolue et vitesse relative. 10  
 Vitesse d'écoulement (turbines à réaction). 58-64, 101-103  
 Vitesse de régime (turbine à réaction). 67-75, 107  
 Ventilation des aubes (turbines à impulsion). 201  
 Vitesse d'écoulement (turbines à impulsion). 202-204  
 Vitesse relative d'écoulement (turbines à impulsion). 207-209  
 « Venturi » (compteur). 313-317  
 Vitesse de rendement maximum d'une turbine. 440-445

## W

Wyss et Stada (moteur hydraulique de). 509-511

# TABLE



I. — Introduction . . . . .	1
II. — Des turbines en général. . . . .	23
III. — Théorie générale des turbines à réaction. . . . .	44
IV. — Pertes d'énergie dans les turbines à réaction . . . . .	76
V. — Calcul des turbines à réaction . . . . .	93
VI. — Calcul des turbines à réaction (suite) . . . . .	156
VII. — Turbines à impulsion . . . . .	200
VIII. — Turbines à impulsion (suite). . . . .	237
IX. — Résumé des lois et des formules. Applications numériques . . . . .	276
X. — Mesure du débit d'une source. . . . .	307
XI. — Expériences et descriptions de turbines . . . . .	325
XII. — Turbines américaines . . . . .	454
XIII. — Machines à pression d'eau . . . . .	491
INDEX . . . . .	527



---

SAINT-AMAND (CHER). — IMP. DESTENAY, BUSSIÈRE FRÈRES