TABLE DES MATIÈRES

AVANT-PROPOS 7

PREMIÈRE PARTIE

TURBINES HYDRAULIQUES

CHAPITRE 1

Evolution des turbines hydrauliques. Les types actuels

1.1 Evolution des machines transformatrices 13
1.2 L'évolution des caractéristiques 21
1.3 L'évolution des mécanismes de réglage 26
1.4 Les types actuels 28
1.5 Les tendances actuelles dans la construction des turbines hydrauliques 36

CHAPITRE 2

Etude théorique commune aux divers types de turbines

2.1 Définitions des grandeurs employées 40
2.2 Pertes d'énergie. Rendements. Caractéristiques de fonctionnement à vitesse constante 54
2.3 Similitude 67
2.4 L'expérimentation dans la construction des turbines hydrauliques 83

CHAPITRE 3

Turbine Pelton

3.1 Etude théorique de la turbine Pelton 118
3.2 Tracé et réalisation de la roue Pelton 125
3.3 Mécanismes d'alimentation 136
3.4 Dispositions des turbines Pelton. Bâtis 158

CHAPITRE 4

Turbines à réaction

4.1 Détermination des formes et dimensions caractéristiques d'une turbine à réaction 185
4.2 Méthodes générales d'étude des écoulements dans les organes cloisonnés de turbomachines 190
4.3 Calcul et tracé des roues Francis. Réalisation 201
4.4 Calcul et tracé des roues hélices et Kaplan. Réalisation 222

4.5 Dispositifs d'alimentation 243
4.6 Organes de récupération 265
4.7 Turbines Francis 270
4.8 Turbines hélices et Kaplan 293
4.9 Turbines-pompes 325

CHAPITRE 5

Mécanismes communs aux divers types de turbines

5.1 Paliers et butées 353
5.2 Dispositifs d'étanchéité 389

DEUXIÈME PARTIE

RÉGULATION DE VITESSE DES TURBINES HYDRAULIQUES

INTRODUCTION 399

CHAPITRE 1

Etude simplifiée de la régulation de vitesse

1.1 Hypothèses 401
1.2 Equations fondamentales 403
1.3 Comportement des divers types de régulateurs compte tenu des hypothèses simplificatrices précédentes 422
1.4 Influence des éléments négligés sur les équations du groupe et du mécanisme de réglage 426

CHAPITRE 2

Les effets de l'inertie de l'eau : surpressions et dépressions dans les conduites consécutives aux manœuvres de vannage (coups de bélier), oscillations dans les cheminées d'équilibre

2.1 Avant-propos 433
2.2 Surpressions et dépressions dans les conduites consécutives aux manœuvres de vannage (coups de bélier) 434
2.3. Oscillations dans les cheminées d'équilibre 451

CHAPITRE 3

Influence des surpressions sur les survitesses et sur la stabilité du réglage

3.1 Calcul des survitesses 457
3.2 Moyens propres à concilier surpression et survitesse 462
3.3 Influence du coup de bélier sur la stabilité 468

CHAPITRE 4

Etude de la stabilité du réglage automatique de vitesse

4.1 Exposé du problème 474
4.2 Fonction de transfert et schéma fonctionnel de l'installation en marche isolée ... 474
4.3 Critère de stabilité de Nyquist 480

4.4 Application numérique : étude de la stabilité de réglage d'une installation fonctionnant en marche isolée 482
4.5 Effets des variations des grandeurs indépendantes du jeu du réglage (en marche isolée) 487
4.6 Etude des conditions de stabilité dans le cas de l'installation simplifiée (en réseau séparé) 488
4.7 Notions sur la marche en parallèle des groupes turbines alternateurs 496

CHAPITRE 5

Exemples de réalisation

5.1 Généralités 510
5.2 Régleurs hydromécaniques 511
5.3 Régleurs électriques et électroniques 526
5.4 Alimentation en huile sous pression 539
5.5 Dispositifs de sécurité 541
5.6 Exemples de dispositifs de réglage de vitesse 541
Régulation de vitesse des turbines hydrauliques : liste des notations 564
Bibliographie 569

CONSERVATOIRE NAT. DES ARTS ET METIERS BIBLIOTHÈQUE

Imprimé en France. — Imprimerie JOUVE, 15, rue Racine, PARIS
Dépôt légal : N° 3751. — 1er trimestre 1966

TURBINES
HYDRAULIQUES
et leur régulation

A LA MÊME LIBRAIRIE

DU MÊME AUTEUR :

Turbines à vapeur et à gaz : théorie, construction, utilisation.

DANS LA MÊME COLLECTION :

Problèmes de Résistance des matériaux.
La Pratique industrielle des Transformateurs.

Cours de mathématiques supérieures appliquées
(Mathématiques modernes)

* Cours de Calcul opérationnel appliqué.
** Cours de Calcul matriciel appliqué.
*** Cours de Calcul tensoriel appliqué.
**** Eléments de Calcul opérationnel.
***** Cours de Calcul booléien appliqué.
****** Cours moderne de Calcul des Probabilités.

SECTION « SCIENCES ÉCONOMIQUES ET SOCIALES » :

Éléments de Logique économique.

PROCHAINS VOLUMES A PARAITRE :

Electrotechnique sous forme de problèmes.
Lignes électriques aériennes et souterraines.
Cours de Résistance des matériaux.
Thermodynamique.
Mécanique des fluides.
Aéraulique appliquée.
Cybernétique.
Energie nucléaire.
Astronautique.

Envoi franco, sur demande, du catalogue général
des éditions scientifiques et techniques ALBIN MICHEL.

8° Di 157

PROGRÈS DES SCIENCES ET TECHNIQUES

Collection dirigée par

Maurice DENIS-PAPIN * O U A. KAUFMANN * O

INGÉNIEURS DIPLÔMÉS DE L'UNIVERSITÉ DE GRENOBLE

TURBINES HYDRAULIQUES et leur régulation

THÉORIE - CONSTRUCTION - UTILISATION

PAR

Lucien VIVIER

Ingénieur A. et M.

Professeur à l'Ecole Nationale Supérieure des Arts et Métiers de Paris

et à l'École Normale Supérieure de l'Enseignement Technique

CONSERVATOIRE NAT. DES ARTS ET METIERS BIBLIOTHÈQUE

ÉDITIONS ALBIN MICHEL

22, rue Huyghens

PARIS

1966

DONS
N° 8778

© Editions Albin Michel, 1966.

Toute reproduction, même partielle, de cet ouvrage est interdite. Une copie ou reproduction par quelque procédé que ce soit, photographie, microfilm, bande magnétique, disque ou autre, constitue une contrefaçon passible des peines prévues par la loi du 11 mars 1956 sur la protection des droits d'auteur.

AVANT-PROPOS

Le but principal de cet ouvrage dont le contenu correspond sensiblement au cours que nous professons à l'Ecole Nationale Supérieure des Arts et Métiers de Paris et à l'Ecole Normale Supérieure de l'Enseignement Technique, est de donner à l'étudiant ou à l'ingénieur non spécialisé quelques notions sur la théorie, la construction et l'utilisation des turbines hydrauliques ainsi que sur le problème particulièrement important et délicat de la régulation de leur vitesse. Il est ainsi conçu dans le même esprit que nos « Turbines à vapeur et à gaz » parues dans la même collection.

La partie théorique dans laquelle sont rappelées les lois élémentaires de l'hydraulique se trouve limitée aux développements indispensables pour une bonne compréhension du fonctionnement des machines et les notions mathématiques utilisées dans le chapitre qui traite de la régulation de la vitesse demeurent autant qu'il est possible à un niveau très accessible.

Une étude spéciale est consacrée à la similitude et à ses applications aux essais sur modèles réduits dont on connaît l'importance en matière de machines hydrauliques.

La partie consacrée à la construction présente les problèmes posés par la réalisation de ces machines et la manière dont les fabricants les ont résolus. Elle est illustrée abondamment par des exemples de réalisations la plupart très récentes.

Toutes les fois que cela nous a paru nécessaire, une application concrète précise les notions théoriques exposées.

On sait l'importance du développement énergétique dans le monde moderne où l'on peut dire que la liste de la consommation totale d'énergie pays par pays donne un aperçu du niveau industriel de chaque nation.

La roue hydraulique est le plus ancien producteur d'énergie mécanique, pendant longtemps elle fut même le seul car la transformation de l'énergie thermique en énergie mécanique n'apparut qu'au XIXe siècle.

La presque totalité de l'énergie mécanique à destination industrielle ou domestique et une part non négligeable de celle destinée aux transports est produite loin des lieux de consommation, le vecteur utilisé étant l'électricité. La part de l'électricité d'origine hydraulique varie évidemment d'un pays à l'autre suivant les ressources hydrologiques, les plus favorisées étant les régions montagneuses ou à fortes précipitations ; la France se trouve assez bien placée à ce point de vue avec une proportion de 43 % d'électricité hydraulique (1962).

La production d'énergie hydraulique d'un pays déterminé n'est pas extensible à l'infini car elle dépend de ses ressources naturelles. Les charges d'investissement représentant la part essentielle du prix de revient de l'électricité hydraulique les premiers sites aménagés sont ceux pour lesquels cet aménagement est le plus économique ce qui fait que, actuellement, les pays de vieille civilisation industrielle semblent près d'être complètement équipés. On pourrait donc croire que les perspectives de développement de la turbine hydraulique soient, pour cette raison, sensiblement amoindries. Il n'en est rien, car :

— Il existe dans de nombreux pays en voie de développement des ressources hydrauliques non exploitées considérables, mais qui le seront le jour où la demande locale d'énergie atteindra un volume suffisant. Citons comme exemples parmi beaucoup d'autres le projet de l'aménagement de Sounda sur le fleuve Kouilou au Moyen Congo qui permettrait de produire annuellement 7 milliards de kWh ou encore celui des gorges d'Ichang sur le Fleuve Bleu qui permettrait de construire à 400 km de Tchoung-King une centrale d'une puissance de 15 millions de kW. Pour donner une idée de la valeur de ces chiffres rappelons que la plus importante des centrales hydrauliques françaises produit annuellement 2 milliards de kWh avec une puissance installée de 300 000 kW.

— De nouvelles formes d'équipement peuvent permettre un jour d'utiliser des ressources qui, la veille, n'étaient pas économiquement exploitables, ainsi les groupes bulbes récemment apparus utilisent des cours d'eau de débit modeste et des chutes très faibles négligés jusque là.

La consommation d'énergie est caractérisée par des puissances appelées continuellement variables, quotidiennement les pointes du matin et du soir, les creux de midi et de la nuit, annuellement les hauts niveaux d'hiver de décembre à février et l'étiage du mois d'août.

La diversité des équipements hydrauliques facilite la réponse à ces fluctuations :

— les usines au fil de l'eau qui ne permettent qu'une très faible modulation de l'énergie de leurs apports fournissent l'énergie de base,

— les usines d'éclusée qui ont une capacité de stockage réduite permettent de disposer d'énergie aux heures les plus chargées de la journée,

— les ouvrages avec lacs permettent un stockage saisonnier, voire annuel, des apports naturels, l'énergie est livrable à la demande et de façon instantanée.

Une propriété précieuse et encore peu exploitée des machines hydrauliques est la possibilité qu'elles offrent de « stocker l'énergie ». En effet, les équipements thermiques de grande puissance demandant une grande régularité de marche et les centrales au fil de l'eau utilisant le débit qui se présente, on dispose aux heures creuses d'un excédent d'énergie que l'on peut utiliser pour pomper l'eau d'un réservoir inférieur vers un autre réservoir situé à une alti-

tude plus élevée, eau qui sera ensuite turbinée aux heures de forte demande. On transforme ainsi une énergie excédentaire de faible valeur en énergie de pointe extrêmement utile. L'idéal est évidemment de disposer de lacs naturels ou artificiels convenablement situés, en particulier on a calculé que l'équipement des lacs italo-suisses permettrait d'obtenir un milliard de kWh annuels d'énergie de pointe.

La turbine hydraulique est une machine particulièrement robuste, d'un rendement exceptionnellement élevé, elle ne nécessite qu'un entretien minime et se prête à une régulation très souple et très rapide de la charge contrairement aux machines thermiques qui doivent pour fonctionner correctement avoir un minimum de variation de charge et ne tolèrent que peu ou pas de variations rapides.

Si nous ajoutons qu'elle a bénéficié au cours des années des progrès réalisés dans l'hydrodynamique, les techniques de construction et l'automatisme, nous voyons que la turbine hydraulique est une machine perfectionnée qui tient et tiendra longtemps encore une place très honorable dans la liste des machines productrices d'énergie mécanique.

Septembre 1965.

Nous tenons à adresser nos très vifs remerciements aux entreprises (indiquées à la fin du livre), qui ont bien voulu nous communiquer les documents illustrant cet ouvrage ; qu'elles veuillent bien trouver ici l'expression de notre gratitude.

L'auteur exprime sa reconnaissance à Monsieur Noël MEYSTRE, Ingénieur en Chef à la Société Escher Wyss, pour les nombreux conseils qu'il a bien voulu lui donner.

PREMIÈRE PARTIE

TURBINES HYDRAULIQUES

CHAPITRE 1

ÉVOLUTION DES TURBINES HYDRAULIQUES LES TYPES ACTUELS

1.1. Evolution des machines transformatrices.

L'idée de transformer en énergie mécanique utilisable l'énergie contenue dans l'eau des cours d'eau sous forme cinétique $\left(\frac{c^2}{2g}\right)$ ou sous forme potentielle $\left(\frac{p}{\varpi} + z\right)$ est très ancienne. Les premières machines transformatrices furent les roues hydrauliques, lentes, utilisables seulement pour les basses chutes. La roue en dessus, figure 1.1.*a* autorisait une chute de 5 à 6 m, les chutes moyennes alimentaient les roues de poitrine, enfin les roues en dessous, figure 1.1.*b* convenaient aux chutes basses, la limite étant la roue flottante, coursier au niveau de l'eau. Elles furent employées très longtemps, on en construisait encore à la fin du siècle dernier.

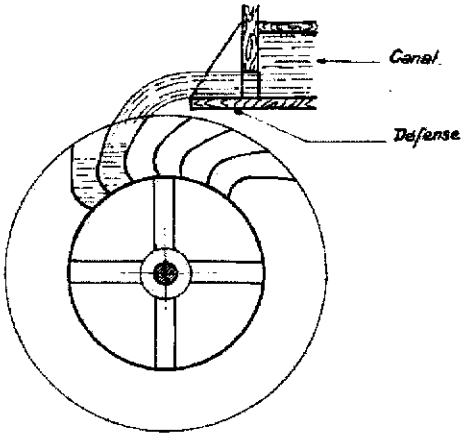


Fig. 1.1.*a*. — Roue hydraulique (type en dessus).

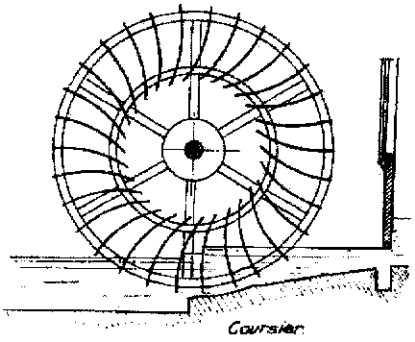


Fig. 1.1.*b*. — Roue hydraulique (type en dessous).

Pendant de nombreux siècles les appareils utilisés restèrent rudimentaires tant au point de vue construction, le bois constituant le matériau principal, qu'au point de vue hydraulique. Par exemple, la machine de la figure 1.2

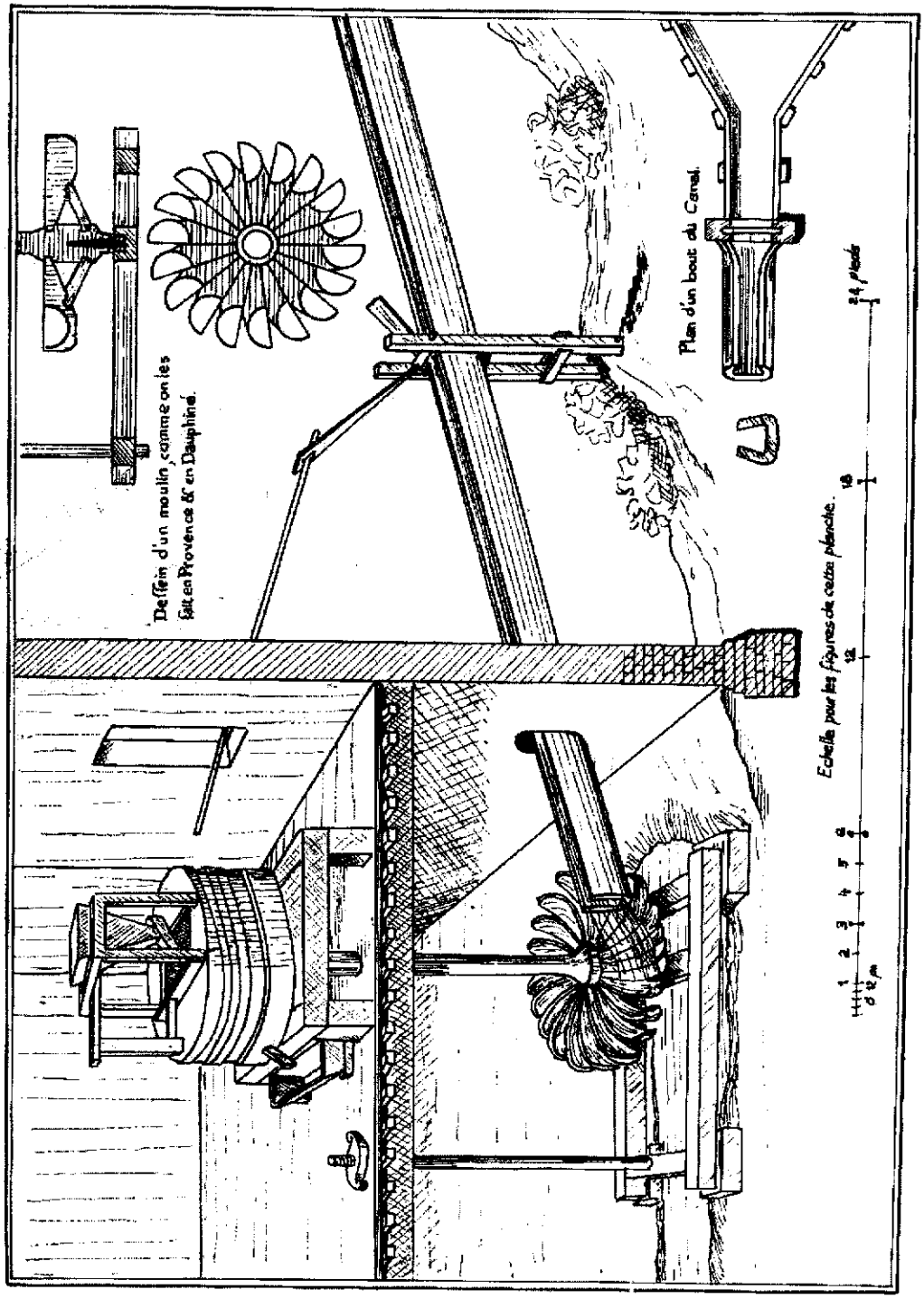


Fig. 1.2. — Roue hydraulique du XVIIIe siècle.

extraite de l'important ouvrage de l'ingénieur français Bélidor « Architecture hydraulique ou l'art de conduire, d'élever et de ménager les eaux pour les différents besoins de la vie » (1737-1750) montre l'ignorance de l'époque : la plus grande partie de la chute est perdue en raison de l'alimentation par un conduit ouvert.

Le XVIIIe siècle fut extrêmement fécond pour la science hydraulique. Vers 1730 Daniel Bernoulli (1700-1782) posa les fondements de l'hydrodynamique en présentant les premières analyses correctes des lois de l'écoulement des fluides en conduites, si le fameux théorème qui porte son nom n'est pas énoncé sous sa forme actuelle dans l'ouvrage « Hydrodynamica », sa matière n'y est pas moins contenue. L'année 1751 est celle de la publication des premiers travaux de Léonhard Euler (1707-1783) sur les turbomachines.

Mais il faut attendre le XIXe siècle pour voir apparaître la première turbine digne de ce nom. Décrite par Claude Burdin (1790-1873), professeur à l'Ecole des Mines de Saint-Etienne dans son mémoire intitulé « Des turbines hydrauliques ou machines rotatives à grande vitesse » (le mot turbine se trouvait employé pour la première fois), elle fut réalisée par son élève Benoît Fourneyron (1802-1867). Cette machine installée à Pont-sur-l'Ognon (Haute-Saône) en 1827 développait 6 ch et présentait le rendement exceptionnel de 80 %. Quelques années plus tard Fourneyron installait deux turbines de haute chute (108 et 114 m) à Saint-Blaise dans la Forêt Noire. Dans sa forme initiale cette turbine était du type radial centrifuge à injection totale, figure 1.3. La construction en roues multiples permit d'atteindre des puissances relativement importantes et ce type eut un grand succès, figure 1.4. Plus tard (1855) Fourneyron se rendit compte des possibilités d'un écoulement en charge dans un diffuseur et breveta pour sa turbine un organe de ce genre dont la forme rappelait celle des bâches spirales actuelles.

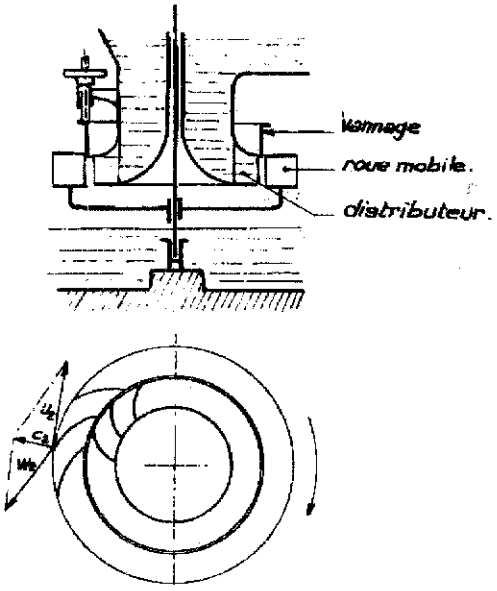


Fig. 1.3. — Turbine Fourneyron.

A partir de 1837 les turbines Fourneyron se heurtèrent à la concurrence des turbines axiales du type Jonval, figure 1.5 ou Fontaine, figure 1.6, la première du type à réaction, la seconde à action à veine moulée. Pour augmenter le débit ces roues furent constituées de plusieurs anneaux concentriques à écoulement axial, figure 1.7, ou semi-axial, figure 1.8. On cite comme exemples caractéristiques les installations de Jonage près de Lyon et de Chèvres pour la

ville de Genève, cette dernière construite en 1898 marque la fin de la turbine Jonval.

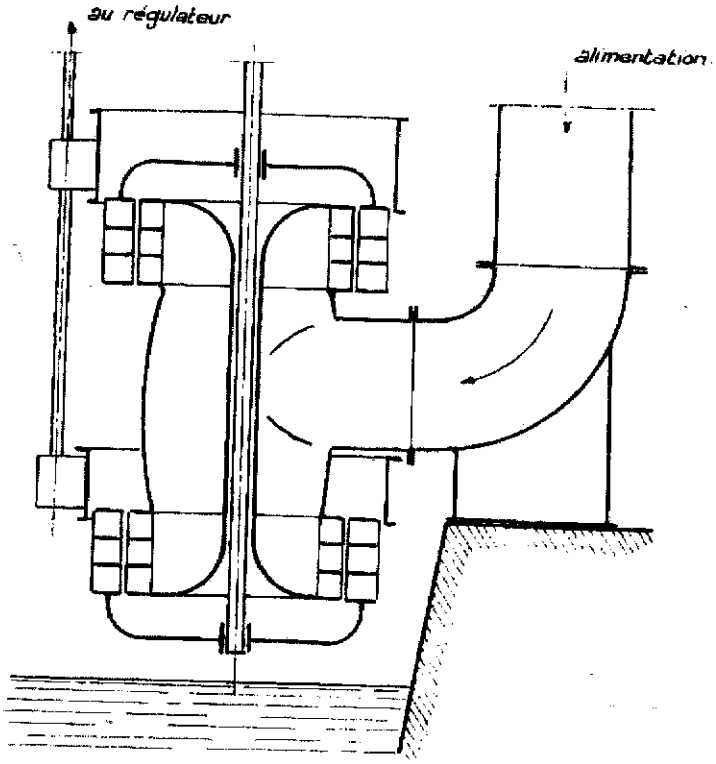


Fig. 1.4. — Turbine Fourneyron multiple.

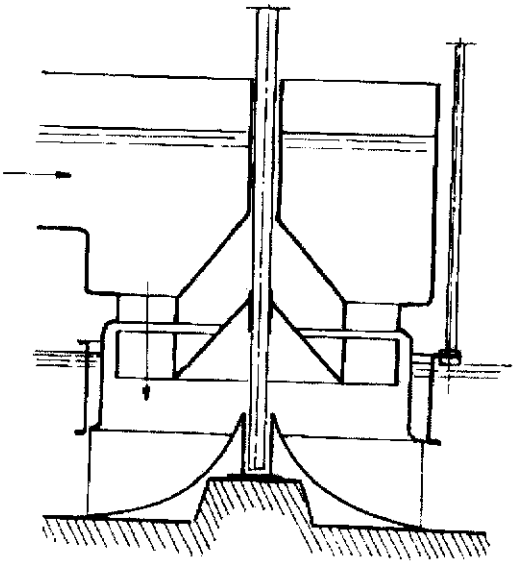


Fig. 1.5. — Turbine Jonval.

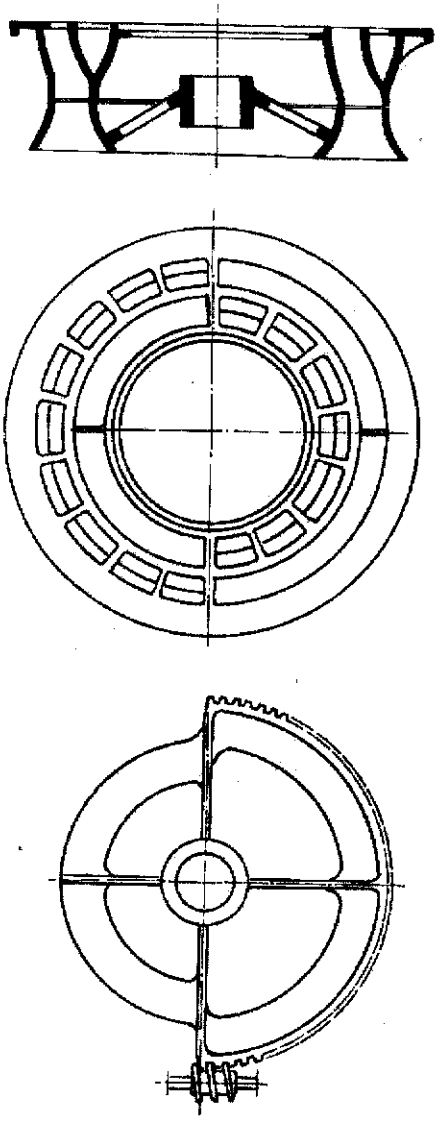


Fig. 1.6. — Roue Fontaine, distributeur et obturateur.

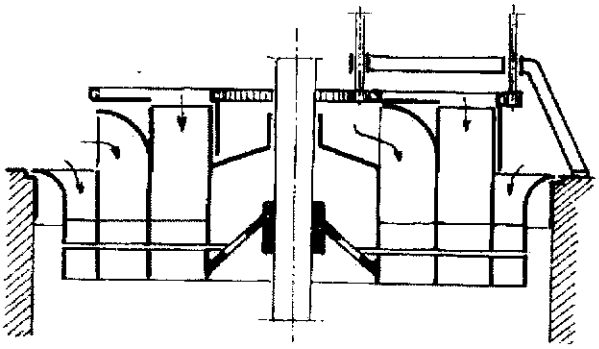


Fig. 1.7. — Turbine Jonval à triple couronne.

Par une rotation de 180° l'anneau de réglage obture les deux couronnes intérieures de distribution.

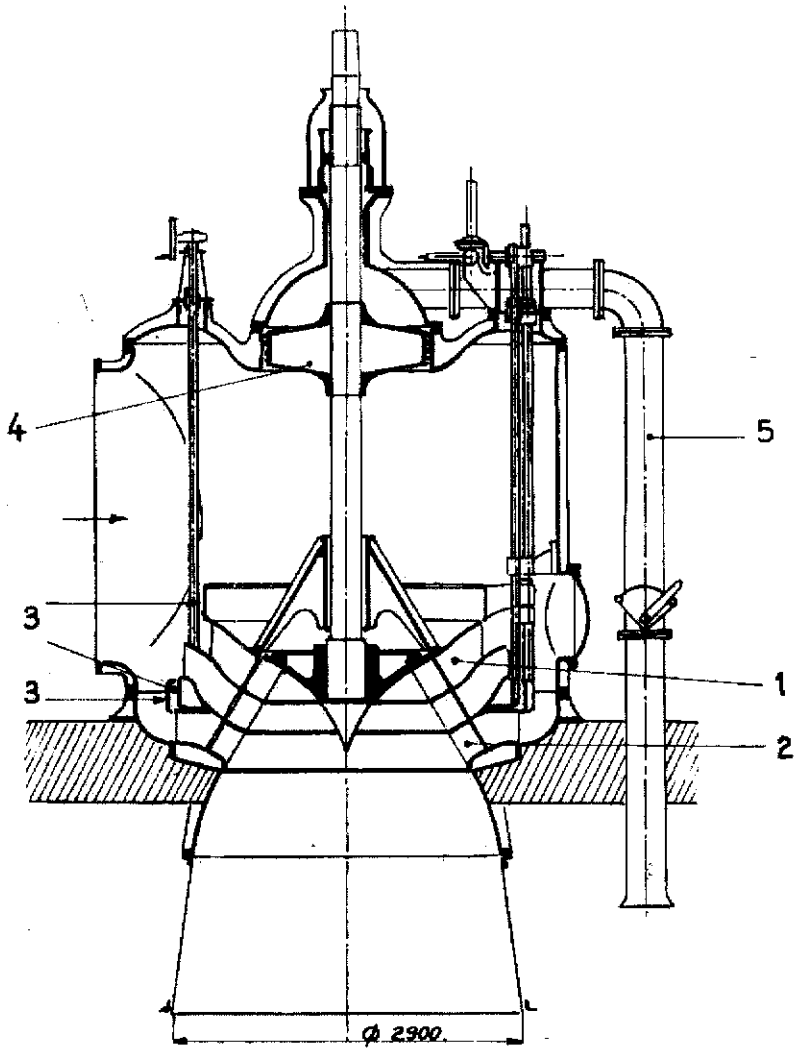


Fig. 1.8. — Turbine Jonval conique de Jonage (1896). 1 250 ch, 120 t/mn, 9,5 à 12 m.
1 : distributeur. 2 : roue. 3 : anneaux de vannage. 4 : tambour et 5 : tuyau d'équilibrage de poussée axiale.

Pour exploiter les hautes chutes à faible débit Escher Wyss construit dès 1840 les turbines tangentielles Zuppinger à injection partielle. Le jet est rectangulaire, la forme des aubes rappelle celle des turbines Pelton actuelles, figure 1.9. Egalement destinée à l'exploitation des chutes élevées, la turbine Girard apparut en 1851, c'était une turbine axiale à injection partielle. Elle fut également très employée.

James Bicheno Francis (1815-1892), né en Angleterre, émigré aux Etats-Unis, devint ingénieur d'un groupe de compagnies industrielles qui utilisaient

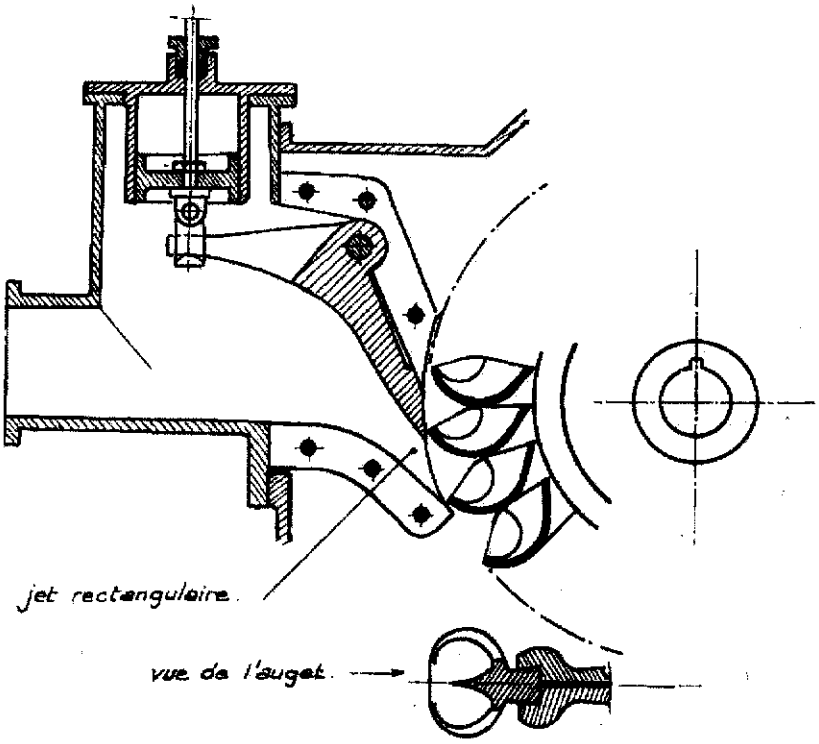


Fig. 1.9. — Turbine tangentielle Zuppinger.

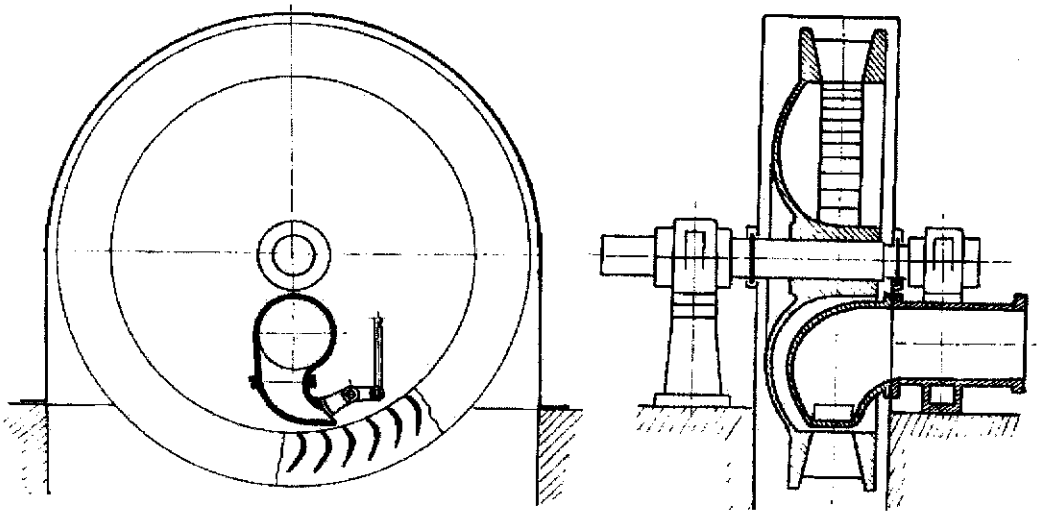


Fig. 1.10. — Turbine Schwamkrug à injection partielle.

les eaux aménagées de la rivière Merrimac, c'est à ce titre qu'il fut chargé d'étudier une turbine et que son choix finit par se fixer sur un type de roue centripète. Francis ne prit pas de brevet pour cette machine car il en existait déjà un obtenu par Samuel Dowd en 1838, mais les perfectionnements qu'il apporta à la turbine centripète furent tels qu'on lui attribua définitivement son nom.

Lester Allen Pelton (1829-1908), chercheur d'or malheureux, s'occupa entre autres activités de la construction de roues hydrauliques à coupelles d'usage alors courant en Californie. Il essaya diverses formes d'aubes (confectionnées à partir de boîtes de conserves, dit-on) et la forme améliorée de la roue fut brevetée en 1880, les droits vendus à la compagnie créée pour son exploitation. La turbine Pelton est caractérisée par un jet cylindrique et des augets en forme de double coupelle avec échancrure médiane, la vanne qui initialement réglait le débit fut par la suite remplacée par un pointeau central.

Les vitesses spécifiques relativement modestes des turbines Francis, même équipées de roues Dubs, rendaient difficile l'exploitation des faibles chutes à grand débit en utilisant un nombre raisonnable de groupes. Ce fait conduisit l'ingénieur Victor Kaplan (1876-1934), professeur à l'Université Technique de Brno, à se livrer à l'étude systématique des turbines pouvant avoir une vitesse spécifique très élevée. Ses recherches théoriques et expérimentales l'amenèrent à concevoir un nouveau type de turbine axiale à hélice avec roue comportant des pales orientables. Kaplan dut lutter de nombreuses années pour faire admettre son invention par les constructeurs qui la jugeaient utopique et irréalisable, on connaît maintenant le développement considérable qui attendait ce type de turbine.

Systèmes distributeurs.

Ils furent d'une grande variété. Le réglage de débit s'est effectué en divers endroits : entre le distributeur et la roue mobile, figure 1.3, à la sortie de la roue, figure 1.4 et même à la sortie du tube d'aspiration, figure 1.5. Un artifice de construction souvent employé fut la déviation de la moitié des conduits constitués par les aubes du distributeur, en faisant tourner un obturateur de 180° on passait de l'ouverture complète à la fermeture de la turbine, figures 1.6 et 1.7. Les premiers distributeurs des turbines Francis étaient compliqués,

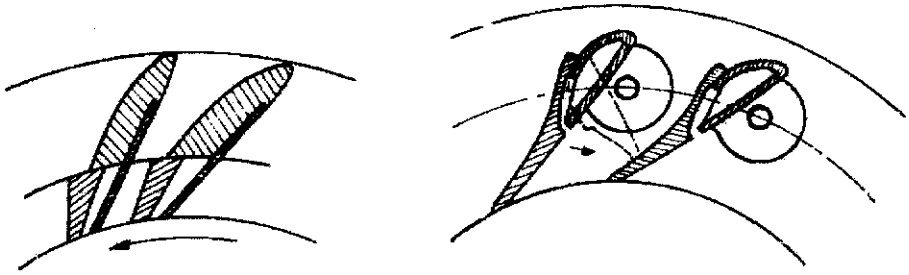


Fig. 1.11. — Distributeurs.

figure 1.11, aux charges réduites la sortie présentait un épanouissement brusque défavorable à l'écoulement dans une turbine à réaction. Le distributeur à aubes pivotantes proposé par le professeur Fink en 1877 élimine ces inconvénients.

1.2. **L'évolution des caractéristiques** (Figure 1.12).

1.2.1) *Puissance.*

Pendant la période de transmission de puissance par voie purement mécanique c'est-à-dire jusqu'en 1893, la puissance unitaire dépasse rarement 600 ch. La situation se modifia lorsqu'il fut possible de transporter l'énergie électrique à haute tension et de séparer spatialement la source d'énergie de son lieu d'utilisation. Les turbines Girard furent à leur époque les plus puissantes et ne furent concurrencées vers 1900 que par les turbines Jonval coniques dont la puissance unitaire plafonna vers 1 500 ch. Concurrencées dès 1895-1900 par les types Francis et Pelton ces turbines cessèrent d'être construites vers 1905.

Les puissances maximales des Francis et Pelton puis, à partir de 1925, des turbines Kaplan, n'ont cessé d'augmenter et cette croissance ne paraît d'ailleurs pas terminée. A titre d'exemple nous pouvons citer pour l'époque actuelle.

en Pelton : 113 500 kW à Kemano (Canada) sous 760 m de chute,
en Francis verticale : 200 000 kW à Bratsk (URSS) sous 100 m de chute.
en Kaplan : 106 000 kW à Ice Harbor (U. S. A.) et Kuibyshev (U. R. S. S.) respectivement sous 30 m et 20 m de chute.

1.2.2) *Hauteur de chute.*

A l'origine (1845) les hautes chutes qui ne pouvaient être exploitées par la turbine Jonval furent équipées de turbines tangentielles qui permirent d'atteindre 300 m avec des puissances maximales de l'ordre de 200 ch. A partir de 1870 ce type fut détrôné par la turbine Girard, qui, elle-même limitée à 400 m et 1 500 ch fut supplantée trente ans après par la roue Pelton qui, grâce à la section circulaire de la tuyère d'injection et au réglage du débit par pointeau, permit dès 1905 de dépasser 900 m. Par la suite la turbine Pelton a encore progressé, le record est actuellement 1 765,3 m (23 000 kW) à Reisseck (Autriche).

La turbine Francis a suivi une évolution analogue, la chute maximale étant passée de 120 m en 1900 à 455 m en 1955 et 522 m en 1964 (Ferrera, Suisse, 72 300 kW). Si la Francis tend à remplacer la Pelton pour les chutes inférieures à 300 m, la turbine Kaplan empiète dans le domaine Francis pour l'équipement des basses chutes, elle est maintenant susceptible d'être utilisée jusqu'à environ 80 m.

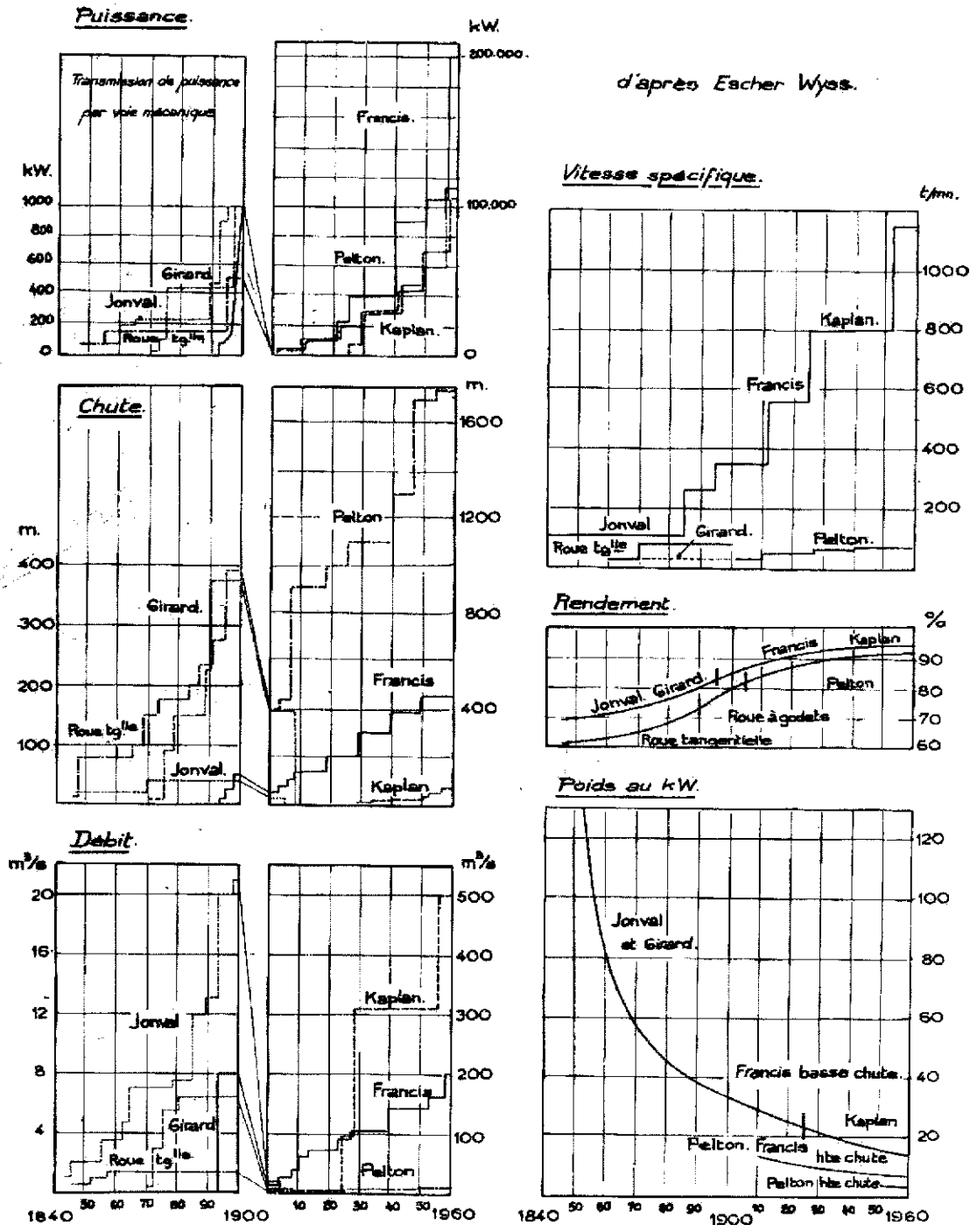


Fig. 1.12. — Turbines hydrauliques : à gauche progression des caractéristiques ; à droite progression des valeurs spécifiques.

1.2.3) *Débits.*

Les roues tangentielles à injection partielle n'utilisaient au maximum que 1 500 l/s alors que la turbine Girard à injection totale permettait 6 000 l/s. Les turbines Pelton actuelles dépassent 10 m^3/s.

Les turbines à réaction ont, dès le début, absorbé des débits plus élevés, en 1900 la turbine Jonval dépassa 20 m^3/s par adoption de roues coniques jumelées. La capacité d'absorption maximale de la Francis est passée de 60 m^3/s en 1910 (4 roues) à 90 m^3/s en 1920 et environ 200 m^3/s actuellement tandis que celle des Kaplan voisine 550 m^3/s.

1.2.4) *Vitesses spécifiques.*

En prenant comme expression de cette vitesse : (voir § 2.3.5).

$$ns \text{ t/mn} = N.P^{1/2}.H^{-5/4} \quad N \text{ t/mn} \quad P \text{ ch} \quad H \text{ m}.$$

on constate que la turbine Jonval à une couronne d'aubages atteignait environ 110, celles à trois couronnes arrivaient à 275. La roue Francis quadruple permit 560 par groupe. Valeur largement dépassée par les Kaplan qui atteignent actuellement 1 150 pour les groupes marémoteurs.

Rappelons que pour des caractéristiques d'installation données (débit, chute) le coût est généralement d'autant plus réduit que la vitesse spécifique est élevée.

La turbine Girard à injection totale atteignait un *ns* de 58 t/mn, les Pelton actuelles peuvent arriver aux mêmes valeurs en multipliant le nombre des injecteurs (jusqu'à six sur une même roue en disposition verticale).

1.2.5) *Rendements.*

Les rendements des premières turbines hydrauliques ne dépassaient pas 70 % pour les Jonval et 60 % pour le type à action. Une amélioration fut apportée par l'apparition de la turbine Girard (75 %). Vers la fin du siècle ces valeurs augmentèrent encore un peu, le type Girard atteignit 80 % ainsi que les grandes Jonval à couronnes multiples et faibles vitesses spécifiques, par contre les turbines de vitesses spécifiques élevées restèrent toujours d'un rendement médiocre (72 % à Jonage pour $ns = 240$ t/mn).

Le rendement de la turbine Francis s'est constamment amélioré, de 86 à 87 % au début du siècle il atteint maintenant 93-94 % indépendamment de la hauteur de chute et de la vitesse. La turbine Kaplan présente des rendements analogues et leur courbe en fonction de la charge prend une allure très aplatie en raison du réglage simultané des pales de la roue motrice et des ailettes du distributeur.

En passant de l'ancienne roue tangentielle à la roue à godets, vers 1890, le rendement a pu être porté à 80 % environ. L'adoption d'un jet circulaire

et d'un réglage de débit par pointeau a contribué à améliorer le rendement de la Pelton de 87 % en 1910 à 90 % actuellement.

1.2.6) *Poids et encombrement.*

Ces deux facteurs ont évidemment une influence directe sur le montant des investissements et la rentabilité d'une installation hydraulique.

Le poids des machines, rapporté à l'unité de puissance, a diminué par suite de l'adoption de vitesses de rotation plus élevées (liées elles-mêmes à l'accroissement des vitesses spécifiques possibles), de puissances unitaires plus fortes, de chutes plus hautes. Toutes ces possibilités sont les conséquences du progrès technique dont les facteurs sont d'ordres très divers, citons :

— amélioration des tracés hydrauliques (aubages, aspirateurs) fruit de l'expérimentation sur modèles,

— évolution des mécanismes vers la simplicité et l'efficacité, nous avons déjà cité l'injecteur Pelton et le distributeur Fink, il convient d'ajouter également l'évolution des pivoteries qui du pivot annulaire souvent immergé des turbines Jonval ou Girard a conduit au pivot à patins mobiles actuel capable de supporter des charges qui dépassent 1 500 t. Perfectionnement aussi des mécanismes de réglage et des dispositifs anti-bélier,

— utilisation de matériaux de construction mieux appropriés au service exigé, en particulier remplacement de la fonte par l'acier forgé ou moulé, du bronze par les aciers inoxydables.

Il convient d'ailleurs de noter que la substitution récente de la construction chaudronnée et soudée à la construction moulée ainsi qu'une étude rationnelle des formes des pièces complexes ont contribué puissamment à la réduction du poids des machines. C'est ainsi que les fonds des turbines verticales sont constitués de coques tronconiques reliées par des anneaux, formes qui se prêtent à un calcul précis des flèches et des contraintes. Pour des formes trop complexes ces dernières peuvent d'ailleurs être déterminées expérimentalement grâce aux progrès de l'extensométrie.

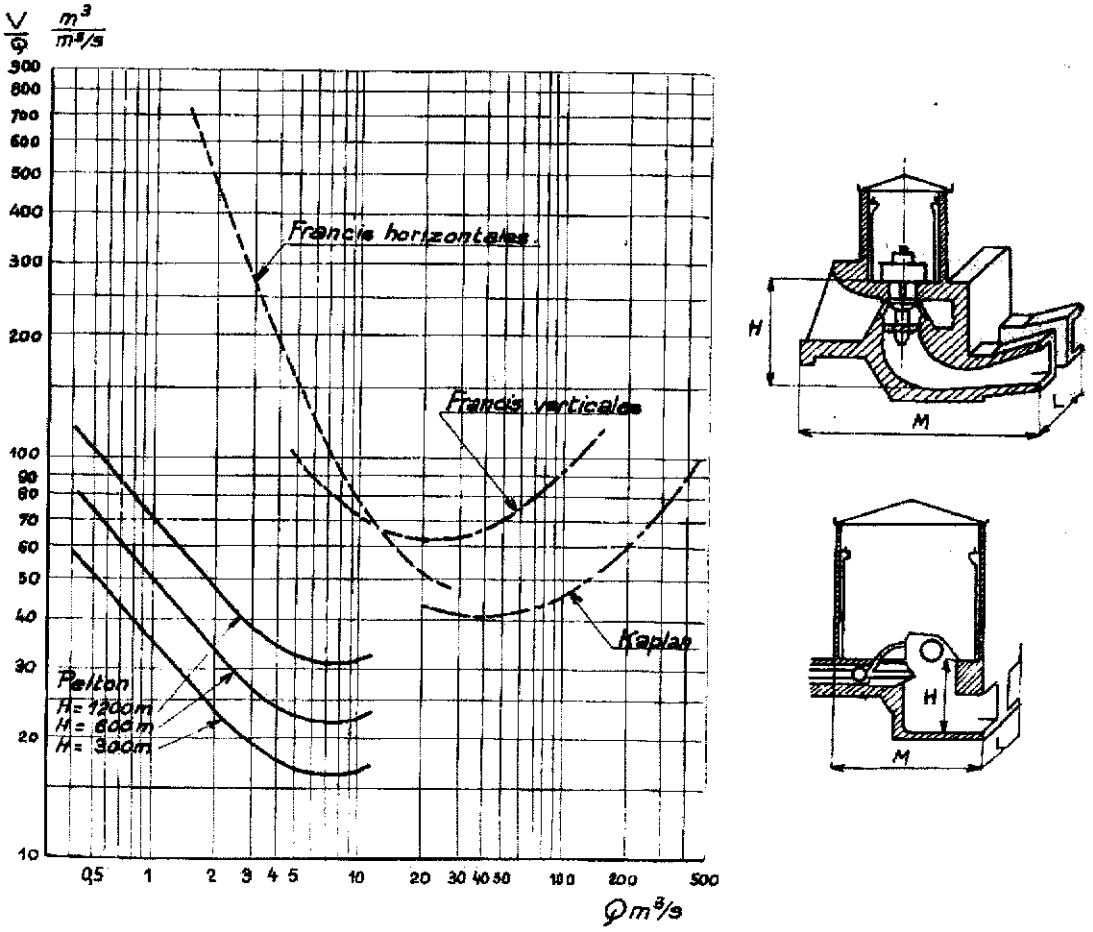
Les premières turbines Jonval ou Girard pesaient de 40 à 200 kg au kW. L'apparition des types modernes a provoqué une réduction sensible de poids et les valeurs actuelles se situent entre 7,5 et 14 kg/kW pour les Kaplan de 20 à 40 m de chute, 3,5 à 7 kg/kW pour les Francis de 50 à 300 m de chute et s'abaissent à 3,1 kg/kW pour certaines Pelton.

On ne peut mieux mettre en relief les réductions d'encombrement réalisées qu'en citant des exemples :

— à Jonage (Rhône), en 1933, des turbines Kaplan de 6 000 ch ont remplacé les turbines Francis de 1 580 ch installées en 1913 qui avaient elles-mêmes remplacé les turbines Jonval de 1892 développant 1 250 ch, le tout sans aucune modification de l'encombrement en surface,

— les groupes à axe vertical de Tuilières (Dordogne) installés en 1908 avec deux roues Francis sur le même arbre, absorbant 26 m^3/s sous 10 m ont été remplacés en 1950 par des groupes Kaplan absorbant 52,8 m^3/s sous 12 m.

La réduction de l'encombrement des groupes entraîne celui de la centrale, le facteur principal de cette réduction, qui a d'ailleurs assez peu varié dans le temps, est l'augmentation du débit unitaire. Il semble toutefois que le rapport volume des travées au débit unitaire présente un minimum pour une certaine valeur du débit ce qui tendrait à prouver qu'au point de vue volume des installations, on n'a pas toujours intérêt à prévoir des groupes trop puissants. Ce fait apparaît sur le diagramme de la figure 1.13 qui résume une étude de M. de Verdelhan qui a porté sur 80 usines françaises.



V = M.H.L.

Fig. 1.13. — Volume des travées rapporté à l'unité de débit en fonction du débit du groupe (d'après M. de Verdelhan).

1.3. L'évolution des mécanismes de réglage.

Pendant des siècles les machines hydrauliques se sont passées de régulateur ce qui est très compréhensible si l'on considère les récepteurs entraînés et leurs conditions de travail. Avant l'avènement des machines électriques le moteur hydraulique entraîne directement les appareils utilisateurs : meules, marteaux, qui présentent des couples résistants peu variables, d'autre part les vitesses d'emballement des machines hydrauliques sont peu élevées. Il n'en fut plus de même lorsqu'il fallut entraîner des machines à tisser et surtout des générateurs électriques, leurs exigences au point de vue régularité de la vitesse conduisirent à créer, développer et perfectionner les mécanismes de réglage.

Le réglage direct avec pendule centrifuge, créé en 1874 pour les machines à vapeur par James Watt fut pratiquement le premier employé. Dans ce système où existe une liaison entre le détecteur et l'organe de réglage, la vitesse est fonction de la puissance développée par le moteur, la loi qui relie ces deux grandeurs est nommée statisme et c'est elle qui réalise la stabilité du régulateur en établissant une relation bien définie entre la grandeur à régler (la vitesse) et les fluctuations de la grandeur qui provoque le réglage (la puissance motrice).

Ce réglage direct fut appliqué sur certaines machines, en particulier les turbines Crozet-Fourneyron (descendant de Benoît Fourneyron) construites au cours des années 1920-1926. Ces machines dont un modèle est représenté figure 1.14 étaient destinées à alimenter de petits réseaux ruraux ou à équiper de petites entreprises, leur rendement atteignait 85 % à pleine ouverture et 72 % à demi charge, leur simplicité et leur automaticité les rendaient particulièrement intéressantes. Elles disparurent avec le développement des grands réseaux.

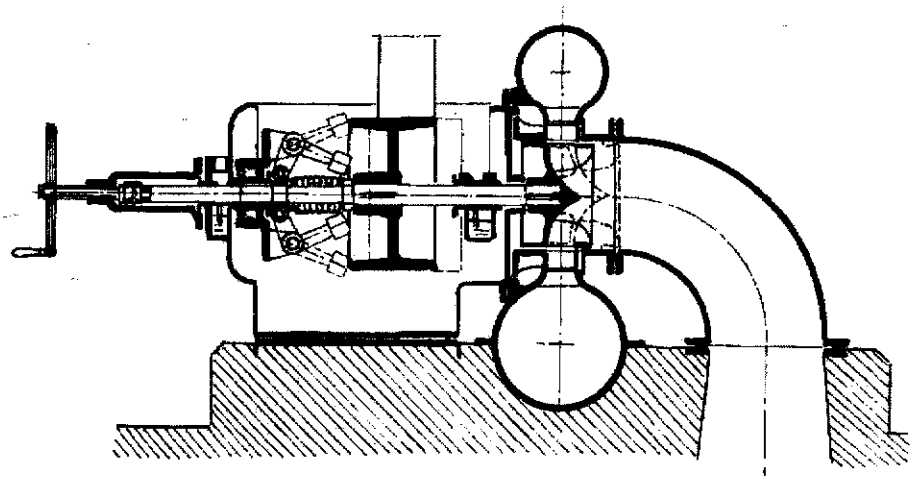


Fig. 1.14. — Turbine auto-régulatrice Crozet-Fourneyron.

Dans le domaine des machines hydrauliques le réglage direct ne prit jamais un grand développement en raison de l'importance des efforts nécessaires aussi on eut rapidement recours au réglage indirect dans lequel le travail de vannage est effectué par un moteur empruntant l'énergie de fonctionnement soit à une pression d'huile soit directement à la turbine, le tachymètre se bornant à déclencher ou à arrêter le mouvement. Mais si le réglage direct est stable car il introduit une relation charge vitesse, le réglage indirect supprime cette relation car l'amplitude du mouvement de vannage dépend non seulement du déplacement du tachymètre mais aussi du temps, ce réglage se trouve par conséquent instable et inutilisable tel que.

C'est au Français Farcot que l'on doit la découverte d'un mécanisme particulier qui réintroduit la relation charge vitesse dans le réglage indirect. Ce mécanisme dit asservissement constitue l'élément de stabilité, Farcot créa le nom de servomoteur ou moteur asservi pour désigner l'ensemble moteur et mécanisme d'asservissement.

Les premiers mécanismes de réglage indirect asservi furent purement mécaniques, figure 1.15. Plus tard ils devinrent hydrauliques, d'abord à pression d'eau, mais les servitudes imposées par ce fluide (propreté, pression) le firent rapidement abandonner au profit de l'huile.

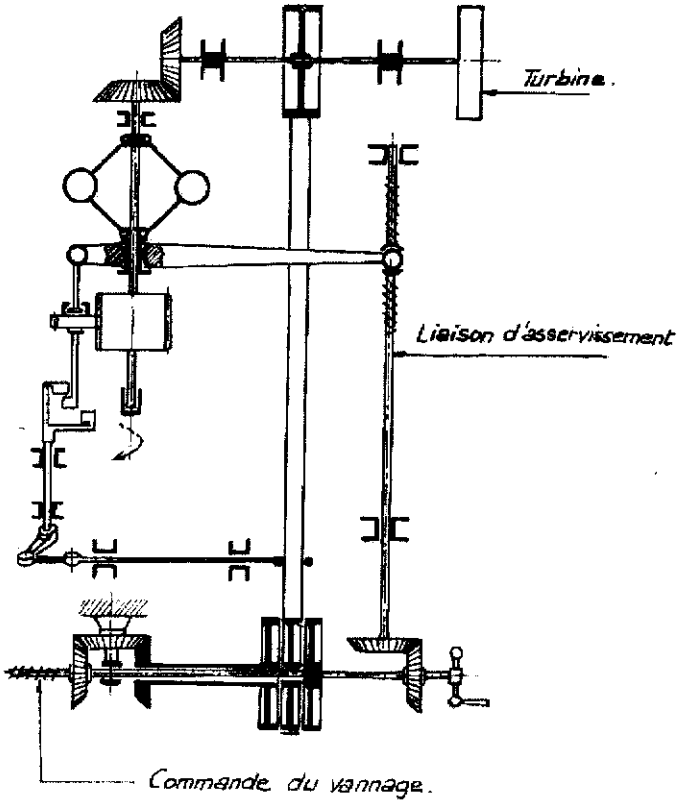


Fig. 1.15. — Schéma d'un régulateur mécanique indirect asservi.

Le degré d'asservissement nécessaire pour stabiliser la vitesse d'une turbine hydraulique étant élevé, d'autant plus élevé que les effets de coup de bélier sont accentués, l'écart de vitesse résiduel introduit par le réglage devient rapidement incompatible avec les exigences des réseaux électriques d'où la nécessité d'introduire un mécanisme qui en compense les effets en rendant l'asservissement temporaire : le stabilisateur à dash-pot.

La dérivée première du paramètre à régler étant un élément stabilisateur (quelle que soit d'ailleurs la grandeur à régler), l'introduction d'un accéléromètre permet un réglage stable et isodrome. D'où l'apparition de deux types de régulateurs encore utilisés, à fonctionnement hydromécanique, le régulateur tachymétrique à asservissement temporaire (Neyrpic, Escher Wyss, K. M. W) et le régulateur accéléro-tachymétrique (Charmilles, Vevey).

Le développement des grands réseaux interconnectés entraînant la commande à distance à partir d'un centre de dispatching de centrales hydro-électriques de plus en plus nombreuses amène naturellement à l'introduction de l'électricité et de l'électronique dans les mécanismes régulateurs des turbines. C'est ainsi que la plupart des constructeurs ont actuellement en étude ou en essais des appareils faisant appel à ces techniques récentes ; nous en décrirons quelques-uns dans le chapitre réservé à l'étude des mécanismes de réglage.

1.4. Les types actuels.

1.4.1) *Eléments constitutifs d'une turbine hydraulique.*

Une turbine hydraulique se compose des trois organes essentiels :

— un distributeur fixe qui donne aux particules d'eau une vitesse de grandeur et de direction convenables pour aborder la roue dans les conditions voulues avec le minimum de pertes,

— une roue mobile munie d'ailettes ou d'augets qui a pour rôle de transformer l'énergie hydraulique en énergie mécanique,

— un aspirateur diffuseur dont l'objet est de récupérer sous forme d'énergie de pression l'énergie cinétique que peut posséder l'eau à sa sortie de la roue et de l'évacuer dans le bief aval. Il crée par sa fonction une dépression à la sortie de la roue de sorte que l'on récupère non seulement la plus grande partie de l'énergie cinétique mais encore la hauteur géométrique entre la roue et le niveau aval. Cet organe n'existe que dans les turbines à réaction.

1.4.2) *Turbines à action. Turbines à réaction.*

Si les pressions à l'entrée (p_1) et à la sortie (p_2) de la roue sont égales la turbine est dite *à action* : $p_1 = p_2$.

Elle est à veine libre lorsque $p_1 = p_2 = p$ atmosphérique, le seul type actuel est la roue Pelton. Les turbines Girard et Zuppinger ont appartenu à cette catégorie.

Si $p_1 = p_2 > p$ atmosphérique la turbine est dite à veine moulée, il n'existe plus de turbine de ce genre depuis la disparition de la roue Fontaine.

A la sortie du distributeur l'énergie mise à la disposition de la machine et caractérisée par la chute nette H_n est entièrement sous forme cinétique (aux pertes dans le système d'alimentation près) :
$c_0 = Kc_0 \sqrt{2gH}$ avec $Kc_0 = 0{,}96$ à $0{,}98$ (c_0, vitesse à la sortie du distributeur).

Lorsque $p_1 > p_2$ la turbine est *à réaction* ou à veine forcée. On peut toujours poser $c_0 = Kc_0 \sqrt{2gH}$ mais Kc_0 varie de 0,2 à 0,8 suivant la chute et la vitesse spécifique, à la sortie du distributeur l'énergie mise à la disposition de la machine est donc en partie sous forme cinétique en partie sous forme potentielle. Les turbines Francis et hélice sont les types actuels de turbines à réaction. Les roues Fourneyron et Jonval appartenaient aussi à cette catégorie.

La figure 1.16 montre la répartition des pressions et des vitesses absolues dans les deux types de machines.

1.4.3) *Description sommaire des types usuels.*

Turbine Pelton.

Utilisée pour les hautes chutes et faibles débits elle est réalisée avec axe horizontal, figure 1.17 ou, de plus en plus fréquemment, vertical, figure 1.18. La roue mobile comporte un certain nombre d'augets, variable avec la chute et

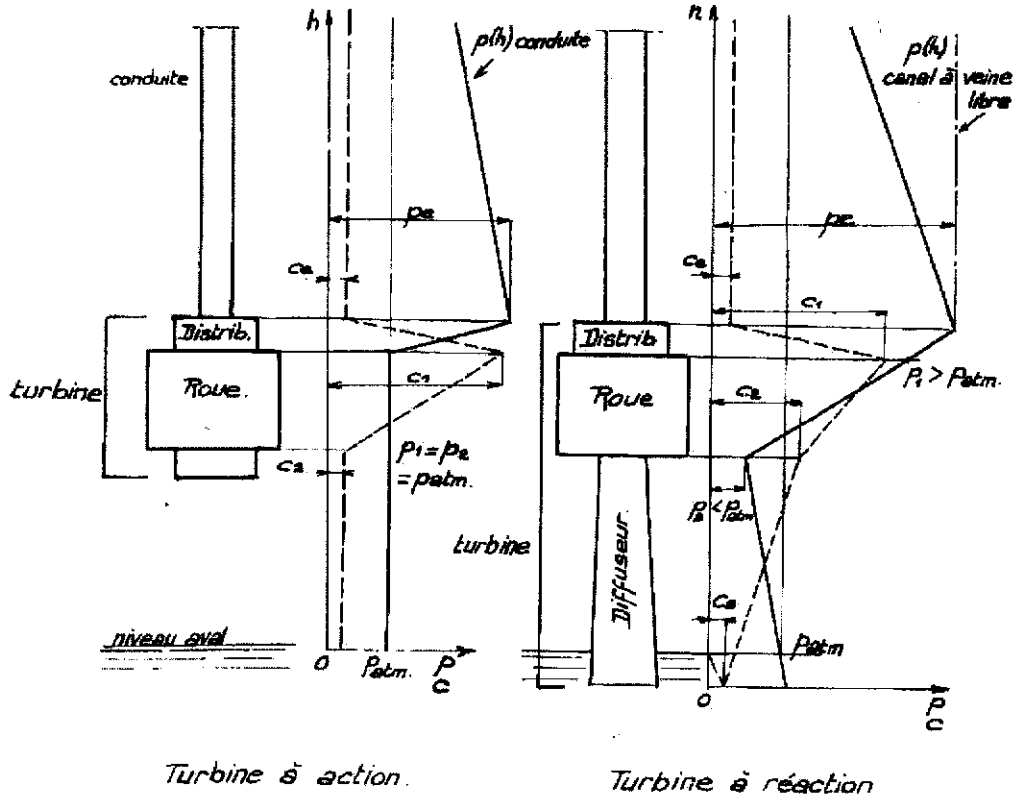


Fig. 1.16. — Répartition des pressions et vitesses dans les éléments d'une turbine.

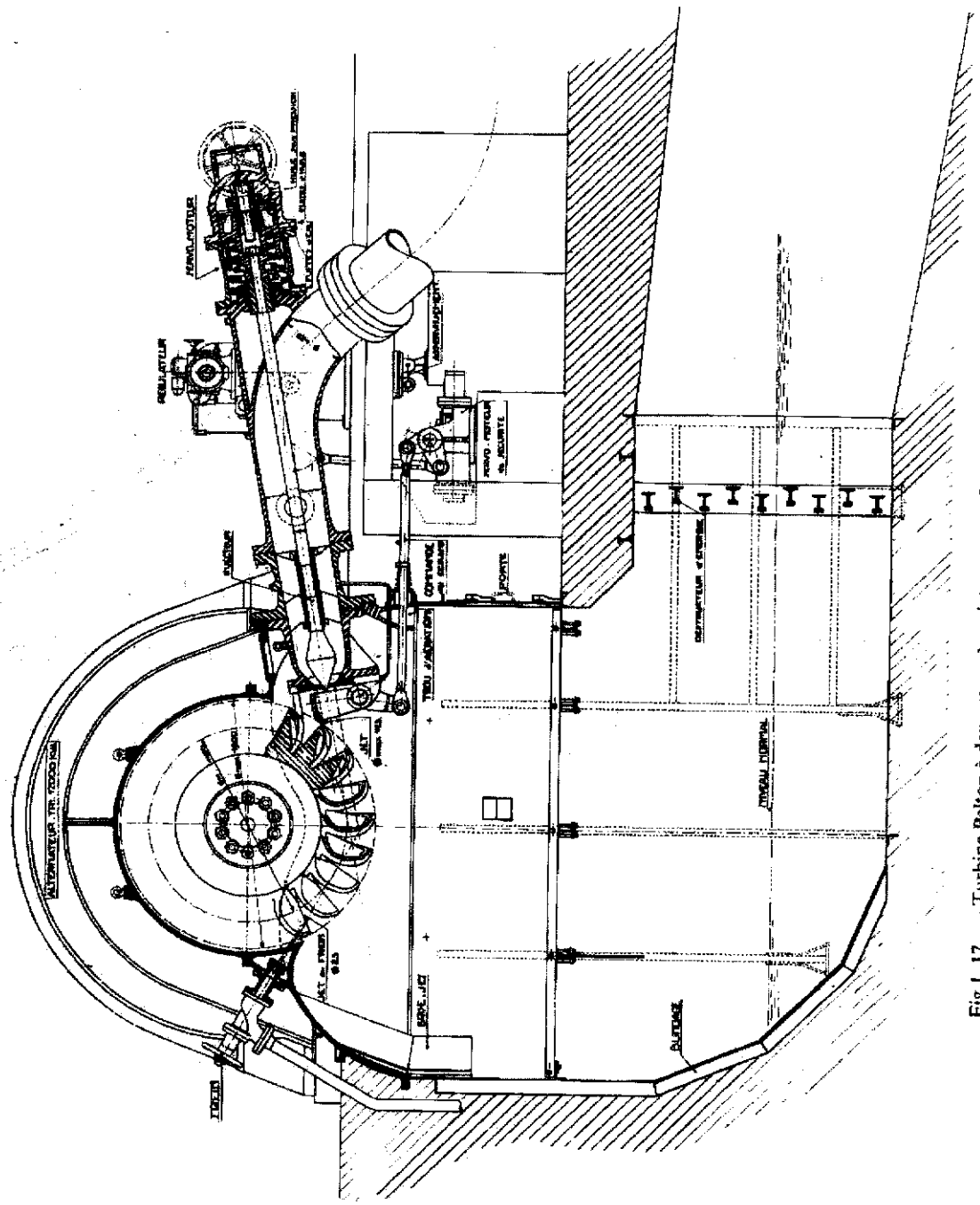


Fig. I. 17. — Turbine Pelton à deux roues à un jet par roue. Construction Alsthom-Charmilles, Chute nette 705 m. Puissance 16 000 kW. Vitesse de rotation 750 t/mn.

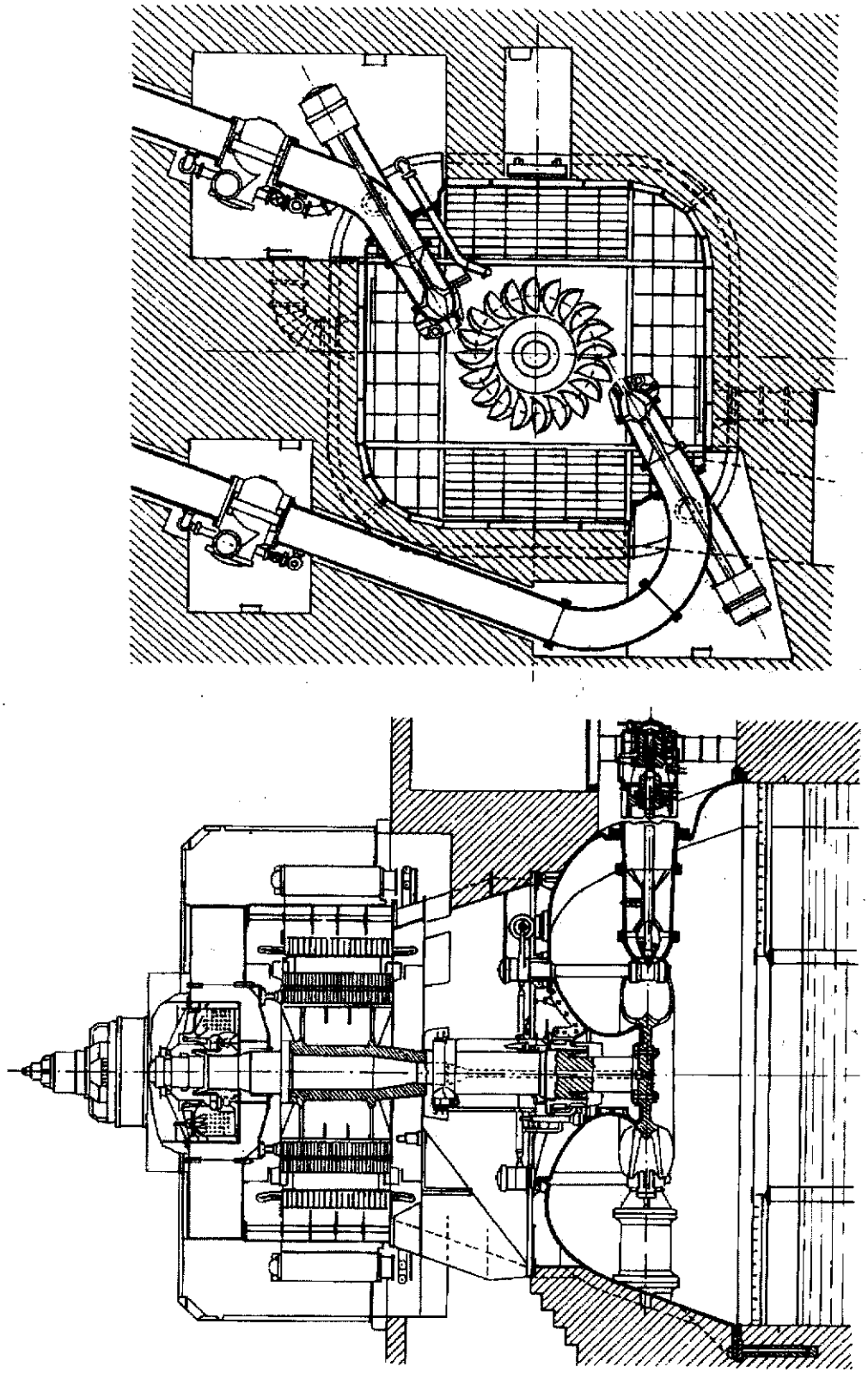


Fig. 1.18. — Turbine Pelton à axe vertical. Construction Alsthom-Charmilles.
Chute nette 443 m, débit 10,27 m³/s, puissance 39 500 kW, vitesse de rotation 300 t/mn, diamètre de la roue 3 760 mm, du jet 270 mm,
Aménagement du Pouget (France).

la vitesse spécifique, en forme de double cuiller avec échancrure médiane. Le système de distribution est constitué par un injecteur comprenant une buse et une aiguille d'injection et un déflecteur. Ce dernier a pour objet de dévier brusquement le jet de la roue lorsque celle-ci tend à s'emballer, l'aiguille peut fermer ensuite aussi lentement qu'il est nécessaire pour éviter les coups de bélier dans la conduite d'alimentation. Aiguille et déflecteur sont actionnés par des servomoteurs à huile séparés, placés sous la dépendance d'un régulateur automatique.

La constitution des bâtis varie suivant la disposition des machines, axe vertical ou horizontal, une ou deux roues, un ou plusieurs injecteurs. Voir chapitre 3.

Un contre jet permet d'arrêter rapidement le mobile lorsque l'admission d'eau est coupée (pour la bonne tenue des paliers).

Turbine Francis.

Type utilisé pour les moyennes et basses chutes. Le distributeur est constitué de deux flasques plans et parallèles entre lesquels peuvent tourner des directrices mobiles sous l'action d'un moteur à huile par l'intermédiaire du cercle de vannage et des bielles de commande, on peut ainsi modifier le débit de zéro jusqu'à un maximum. La roue mobile est constituée d'un certain nombre d'aubes, de 8 à 15 suivant l'importance de la machine et la vitesse spécifique, comprises habituellement entre deux flasques.

Le diffuseur ou tuyau d'aspiration (tôle ou béton) met en communication la sortie de la roue mobile avec le niveau aval. Pour les chutes supérieures à 4 à 6 m une bâche spirale amène gra duellement l'eau au distributeur. Cette bâche est en tôle rivée ou soudée, en acier ou en fonte moulés.

On trouve en plus : arbre, manchon d'accouplement, éventuellement volant, paliers ou boitards, pivot, régulateur de vitesse et, lorsque la conduite est longue, un appareil appelé déchargeur dont le rôle est de limiter les coups de bélier dans la canalisation (voir 2e partie, régulation de vitesse des turbines hydrauliques).

On rencontre aussi bien la disposition avec arbre horizontal qu'avec arbre vertical, cette dernière utilisée plus particulièrement pour les puissances élevées. Figures 1.19 et 1.20.

Turbines hélice et Kaplan.

Pour une chute donnée la turbine de plus grande vitesse spécifique est généralement la plus économique. Avec l'augmentation de *ns* l'écoulement dans la roue mobile devient de moins en moins radial et de plus en plus axial pour le devenir entièrement dans les turbines hélice et Kaplan. L'augmentation de *ns* entraîne celle de la vitesse relative qui devient sensiblement plus élevée que la vitesse absolue. Pour diminuer les pertes de charge et conserver un bon rendement il est préférable d'entourer la veine liquide par une paroi fixe plutôt que par une paroi mobile. Les aubes qui ne modifient que peu la direction de

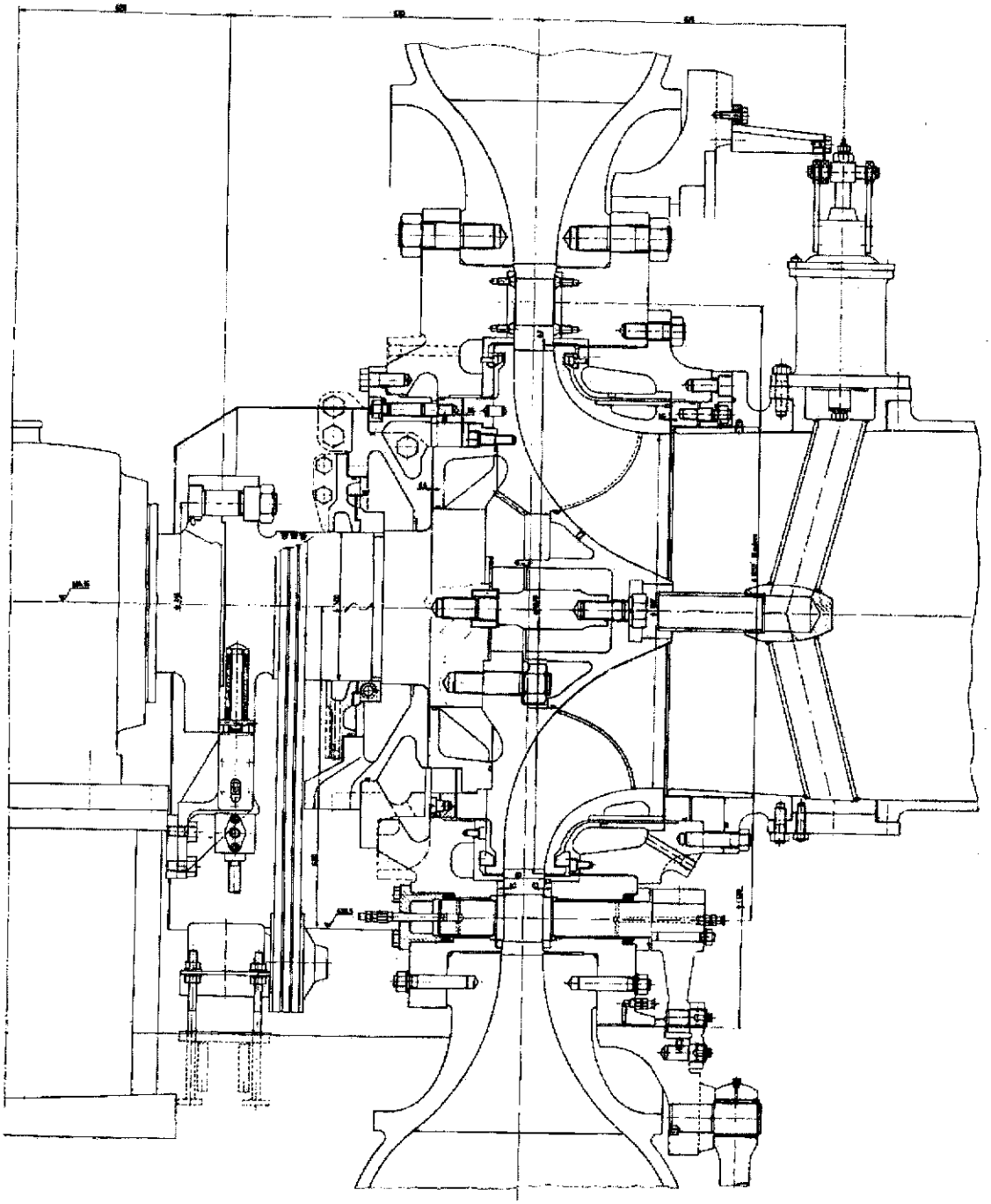


Fig. 1.19. — Ensemble d'une turbine Francis à axe horizontal.
Chute nette 301 m, puissance 8 500 kW, vitesse de rotation 1000 t/mn. Centrale d'Erlenbach (Suisse). Construction des Ateliers de Vevey.
Vue d'ensemble du groupe, figure 4.95.

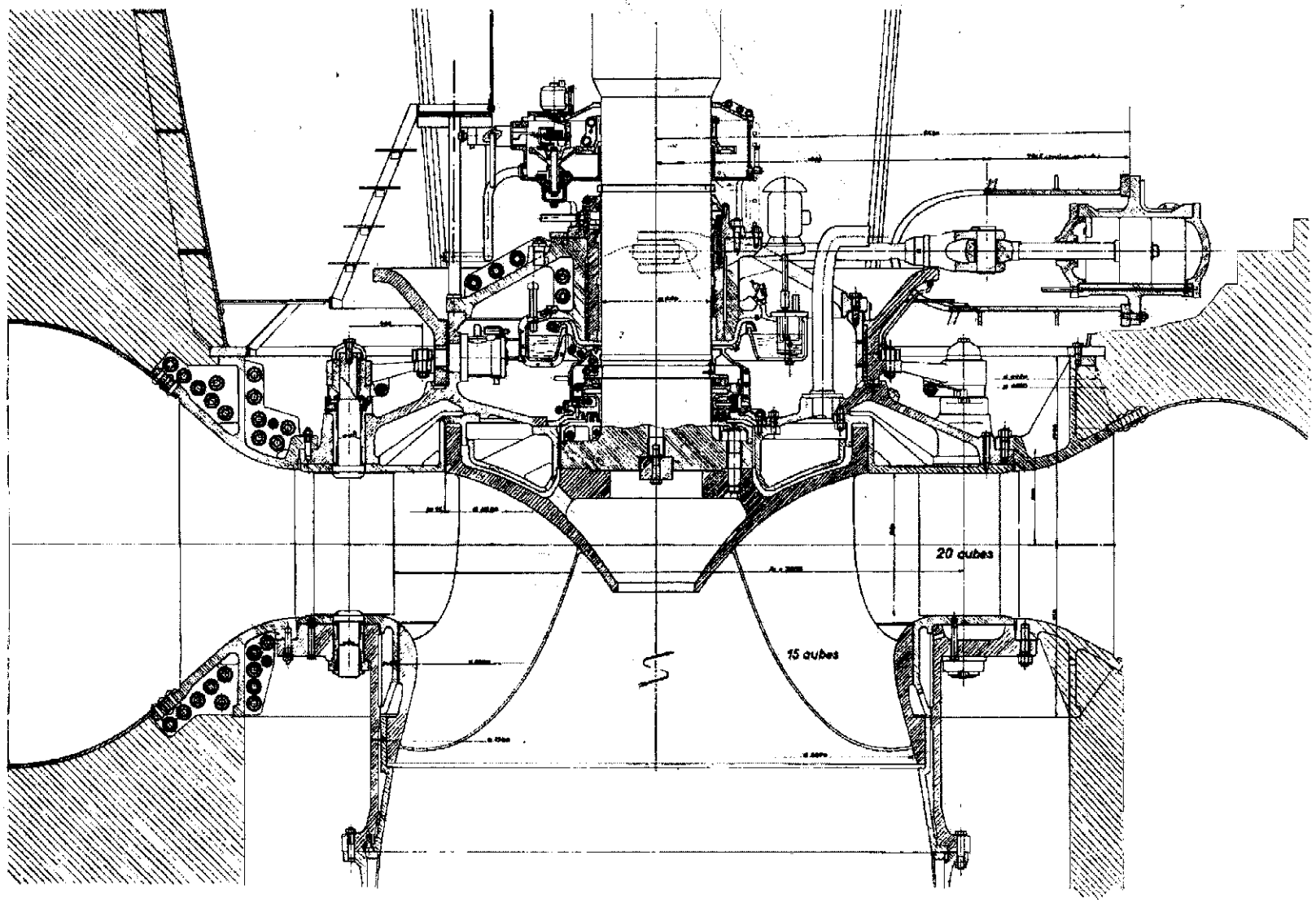


Fig. 1.20. — Turbine Francis à axe vertical. Construction Alsthom-Charmilles.
Chute 35 à 61,5 m, débit 42,6 à 55 m³/s, puissance 12 500 à 29 000 kW, vitesse de rotation 214 t/mn. Centrale d'Enchanet (France).

la vitesse relative deviennent moins nombreuses et la ceinture de la roue disparaît. La turbine Kaplan est une turbine hélice dont les pales mobiles permettent un fonctionnement correct aux charges fractionnaires. L'axe est généralement vertical, figure 1.21, plus rarement incliné ou horizontal, turbines tubulaires ou machines de faible puissance, figure 1.22. Pour les petites unités où les questions de rendement sont secondaires le distributeur est supprimé et le réglage s'effectue uniquement par l'inclinaison des pales.

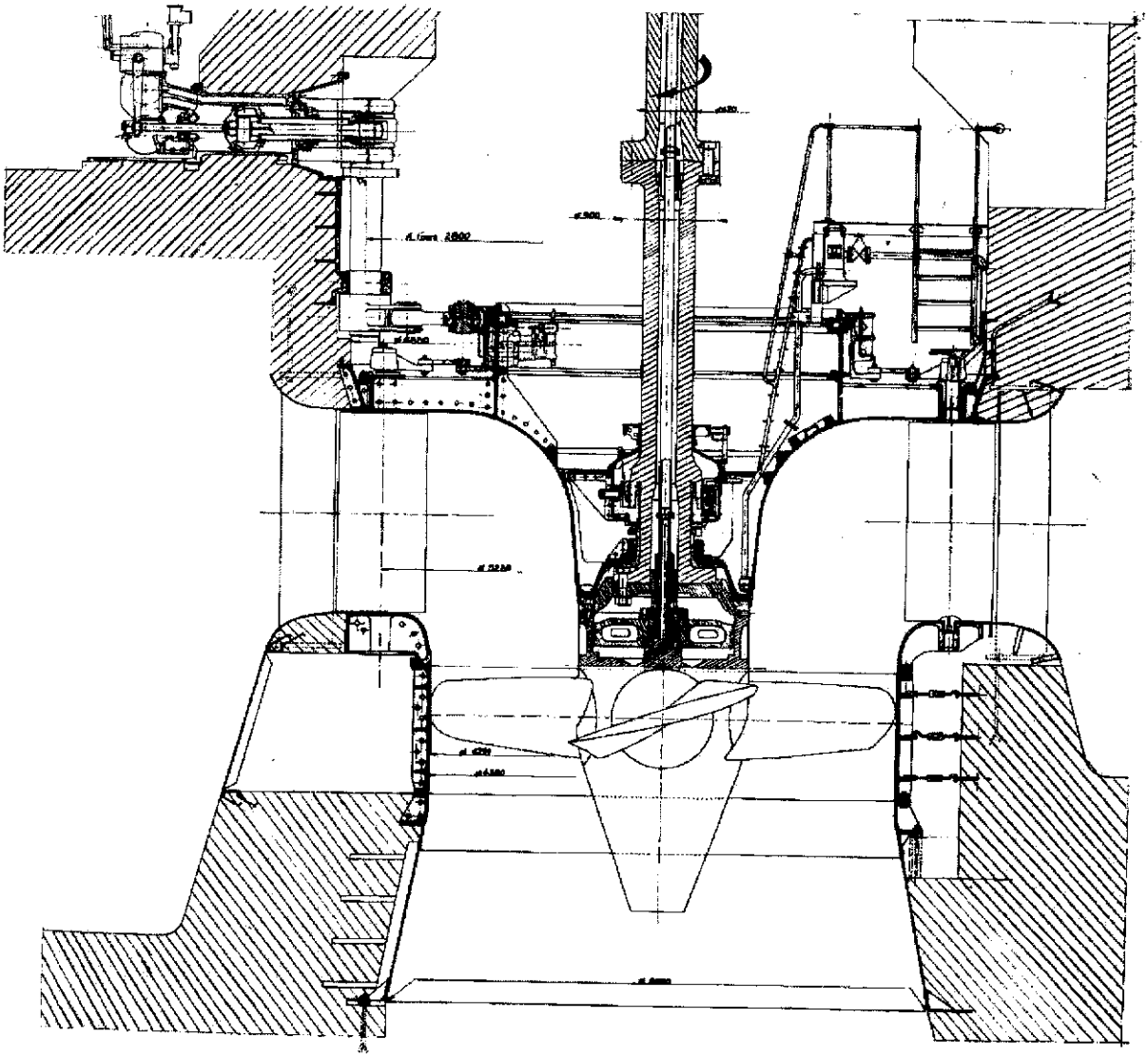


Fig. 1.21. — Turbine Kaplan à axe vertical.
Construction de la Sté des Forges et Ateliers du Creusot.
Chute 4,5 à 7 m, puissance 4 600 kW, vitesse 94 t/mn.

Chute 35 à 61,5 m, débit 42,6 à 55 m³/s, puissance 12 500 à 29 000 kW, vitesse de rotation 214 t/mn. Centrale d'Enchanet (France).

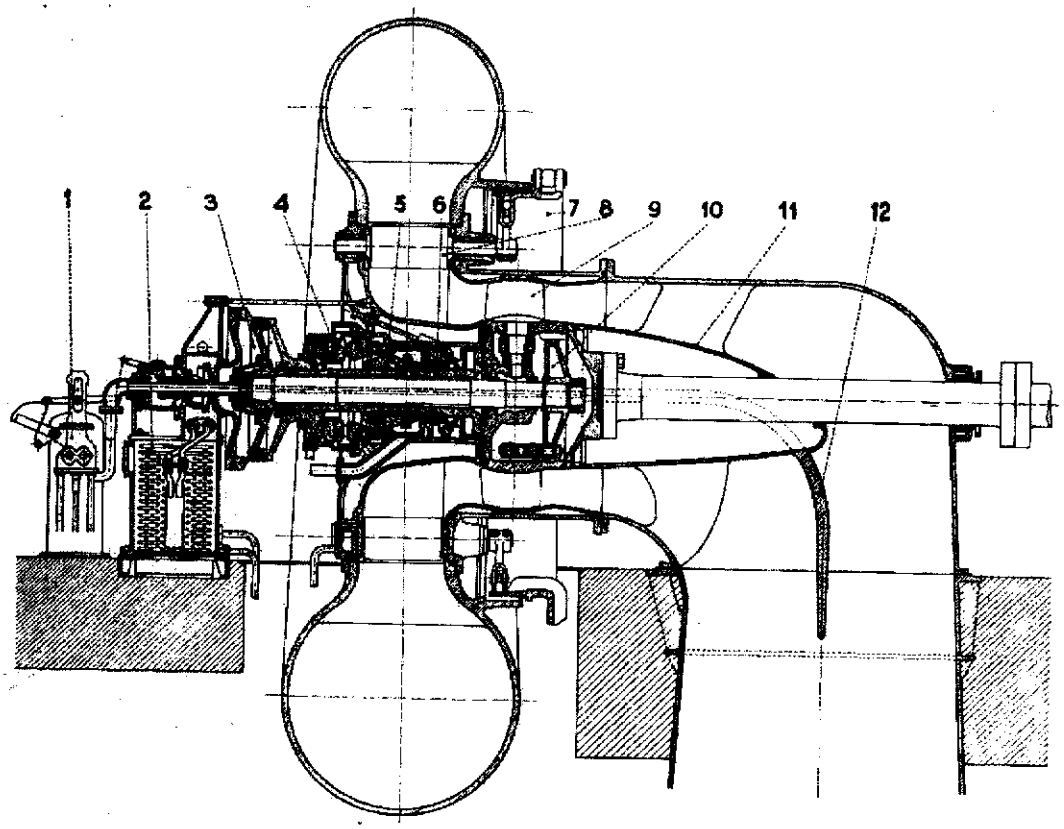


Fig. 1.22. — Turbine Kaplan à axe horizontal. (Construction des Ateliers des Charmilles).
1 : régulateur. 2 : réfrigérant d'huile. 3 : servomoteur des pales. 4 : butée. 5 : palier. 6 : labyrinthe. 7 : cercle de vannage. 8 : directrice mobile. 9 : pale mobile. 10 : croisillon de commande des pales. 11 : ogive. 12 : cloison de l'aspirateur.

1.5. Les tendances actuelles dans la construction des turbines hydrauliques.

Devant la concurrence des autres sources d'énergie les machines utilisant l'énergie hydraulique doivent évoluer pour rester compétitives. Comme dans tous les domaines le progrès en matière de turbines hydrauliques va dans le sens :

— de l'économie de construction,
— de la facilité d'exploitation,
— de la prolongation de la vie.

Les facteurs contribuant à ces progrès sont d'ordre très divers, nous distinguerons :

— l'augmentation de la puissance unitaire accompagnée de la diminution du poids des machines pour une puissance donnée,

— la création de groupes homogènes due à une collaboration plus intime de l'électricien et du turbinier,
— la réduction des temps d'immobilisation pour réparation ou révision,
— le maintien dans le temps du rendement optimal,
— l'automatisation des centrales.

Ces facteurs ont d'ailleurs eu pour effet de faire réapparaître un type de turbine pratiquement abandonné depuis de nombreuses années et de conduire à l'étude et au développement de nouveaux types de machines.

L'augmentation de la puissance unitaire réduit le nombre des groupes dans une centrale ainsi que le nombre des éléments électriques (transformateurs, sectionneurs...), elle en facilite également l'exploitation. La course à la puissance unitaire est freinée par la capacité des aciéries et celle des machines-outils. De nouvelles techniques de fabrication permettent toutefois de lever en partie les restrictions ainsi apportées : ce sont le remplacement du moulage par la chaudronnerie, l'élimination de certains assemblages mécaniques par la soudure sur le lieu du montage.

La diminution du poids est le fruit d'une augmentation de vitesse liée à celle de la vitesse spécifique, les turbines sont plus poussées et pour éviter l'accroissement des risques de cavitation les machines doivent être soigneusement étudiées au laboratoire. C'est ainsi que l'aspect des roues Francis a changé au cours du temps, les roues à faible vitesse spécifique ont des aubes moins nombreuses et plus longues, les roues à grand *ns* sont moins évasées et pourvues d'aubes plus allongées qui ne présentent plus les poches caractéristiques des anciens modèles.

L'utilisation judicieuse des matériaux en particulier, comme nous l'avons vu, le remplacement de la fonderie par la chaudronnerie contribuent également à la réduction de poids, il en est de même de certains perfectionnements techniques tels que :

— l'augmentation de la pression d'huile des organes de réglage,
— l'augmentation de la pression spécifique des paliers et pivots,
— la disposition avec alternateur en parapluie et pivot sur la turbine,
— la suppression des vannes de pied en utilisant des distributeurs étanches,
— des dispositions nouvelles des servomoteurs de vannage telles que l'injecteur rectiligne des turbines Pelton ou le servomoteur de pales rotatif des turbines-pompes Dériaz,
— la suppression des systèmes de graissage des articulations par l'emploi de douilles auto-lubrifiantes.

La collaboration de l'électricien et du turbinier permet de créer des groupes plus compacts et homogènes en résolvant au mieux le problème de la transmission des charges aux massifs de béton (groupes à deux paliers). Cette collaboration atteint son maximum d'efficacité dans la réalisation des groupes bulbes pour lesquels l'électricien doit tenir compte des impératifs hydrauliques

dans la confection d'un alternateur de diamètre suffisamment limité pour ne pas gêner l'écoulement et le turbinier s'inquiéter des nécessités de refroidissement de celui-ci.

La diminution des temps d'immobilisation au cours des travaux de révision est obtenue en prévoyant un démontage rationnel et rapide des éléments de la turbine, plus particulièrement de ceux soumis à l'usure. C'est ainsi que l'on peut enlever la tuyère et le pointeau d'un injecteur Pelton sans démonter celui-ci, figure 3.36.*a*, que l'on peut retirer une roue Francis sans démonter ni la turbine ni l'alternateur, figure 4.89, que l'on peut accéder aux pales Kaplan en ripant simplement le manteau de la roue, figure 4.106.

Le rendement baisse avec l'usure des organes hydrauliques, usure causée par des eaux chargées en matières solides ou par la cavitation. Cette destruction est retardée par l'emploi de matériaux nouveaux et de traitements de surfaces. De nouveaux alliages ont fait leur apparition (bronze d'aluminium par exemple) qui résistent mieux aux effets de la cavitation et de l'érosion. Le chromage prolonge la durée des pièces (injecteurs Pelton) et le placage en tôle d'acier inoxydable des parties exposées des roues Francis et Kaplan en retarde l'usure.

Les Pelton verticales multijets dont les premières réalisations sont anciennes étaient peu à peu tombées en désuétude. En raison des progrès de l'hydraulique et surtout grâce à la conception chaudronnée des pièces principales ces machines qui peuvent comporter jusqu'à six jets redeviennent d'actualité particulièrement pour les groupes de grande puissance. Ces groupes sont plus rapides, plus compacts ce qui conduit à une machine meilleur marché et, fait intéressant, le volume de l'excavation nécessaire se trouve sensiblement diminué dans le cas d'une centrale souterraine.

Dans les nouveaux types de machines en cours de développement il faut citer les groupes bulbes dont nous avons déjà parlé ci-dessus. Les turbines hélices ou Kaplan classiques avec bâche spirale et aspirateur coudé conduisent à des installations onéreuses dans le cas des très basses chutes. Le groupe bulbe ou groupe tubulaire permet de réaliser des économies importantes sur le prix des ouvrages de génie civil et sur le matériel électro-mécanique (voir chapitre 4.8.2). Le rendement est meilleur que celui des Kaplan classiques par l'existence d'un diffuseur rectiligne et un tracé plus favorable des conduits d'amenée, d'où une puissance spécifique plus élevée. Ces facteurs contribuent à réduire d'une manière sensible le prix du kWh installé (15 % par rapport à une centrale Kaplan de type habituel). L'inconvénient de ce genre d'installation, utilisable seulement pour des chutes inférieures à 15 m, est une faible inertie qui rend difficile son utilisation sur des réseaux séparés présentant un faible coefficient d'autoréglage.

En ce qui concerne la production d'énergie on connaît l'intérêt présenté par les grosses unités thermiques ou nucléaires ainsi que par les centrales hydrauliques au fil de l'eau pour la production de l'énergie de base, l'énergie de pointe étant fournie par les centrales hydrauliques alimentées par les retenues. L'intérêt de l'accumulation absorbant l'énergie excédentaire et restituant l'énergie

de pointe apparaît évident. Ces installations ont comporté jusqu'à maintenant des groupes composés d'une turbine, d'une pompe et d'une machine électrique fonctionnant tantôt en alternateur tantôt en moteur. Il est naturel de vouloir faire jouer à la même machine les rôles successifs de turbine et de pompe ce qui conduit à une réduction notable de l'encombrement du groupe, de la centrale et à une simplification des répartiteurs et des vannes de garde. Ces machines présentent toutefois certains inconvénients que nous étudions au chapitre consacré aux turbines-pompes.