CHAPITRE 2

ÉTUDE THÉORIQUE COMMUNE AUX DIVERS TYPES DE TURBINES

2.1. Définitions des grandeurs employées.

2.1.1) *Rappel de notions d'hydraulique théorique.*

La *trajectoire* est le lieu des positions successives d'une particule fluide, cette ligne peut être mise en évidence en photographiant, avec une pose longue, un écoulement entraînant des particules solides en petit nombre. Si, au contraire, la pose est courte et les particules nombreuses le cliché montrera un grand nombre de traits courts matérialisant à un instant donné les vecteurs vitesses à l'intérieur de l'écoulement, les lignes enveloppes de ces vecteurs qu'il est possible de tracer sont dites *lignes de courant*. En écoulement permanent, le seul que nous considérerons, lignes de courant et trajectoires sont confondues.

Pour représenter les écoulements l'hydraulicien partage les veines liquides en veines partielles de débits égaux. Les surfaces hypothétiques séparant les veines partielles sont des *surfaces d'écoulement*, elles contiennent les trajectoires et aucune trajectoire ne traverse une surface d'écoulement.

Dans les écoulements plans (trajectoires planes) ces surfaces, cylindriques, sont définies par leurs directrices, dans les écoulements limités par des surfaces de révolution coaxiales, écoulements giratoires, les surfaces d'écoulement qui sont des surfaces de révolution sont définies par leurs méridiennes. Directrices et méridiennes constituent les *lignes d'écoulement* qui ne sont confondues avec les trajectoires que dans le cas de l'écoulement plan ou de l'écoulement giratoire sans vitesse giratoire.

Pour définir les aubages distributeurs et mobiles des turbines à réaction l'hydraulicien doit tracer ces lignes d'écoulement dans la zone du distributeur, dans l'espace compris entre celui-ci et la roue, espace négligeable dans les turbines Francis de faible vitesse spécifique mais très important dans les turbines hélices, et dans la roue.

Ce problème ne se pose pas pour les turbines Pelton car, si l'écoulement est permanent dans l'injecteur et le jet il ne l'est plus dans la roue, les trajectoires varient constamment dans l'auget au cours du passage de celui-ci dans son arc d'activité.

En ce qui concerne les turbines à réaction le problème de la représentation de l'écoulement revient à tracer le réseau des directrices ou des méridiennes

définies ci-dessus auquel on ajoute généralement le réseau des lignes orthogonales. Ce tracé ne peut être effectué qu'en connaissant les conditions aux limites et en effectuant des hypothèses sur la nature de l'écoulement.

On montre que l'écoulement d'un liquide parfait (sans frottement ni viscosité) dans un espace démuni d'aubes motrices est un écoulement à potentiel des vitesses. Il en est ainsi dans l'intervalle compris entre le distributeur et la roue (entrefer), le réseau se présente alors dans un plan méridien sous forme de lignes de courant ψ et d'orthogonales φ qui sont des équipotentielles ; ces dernières aboutissent perpendiculairement aux deux méridiennes limites du canal de la roue, figure 2.1.

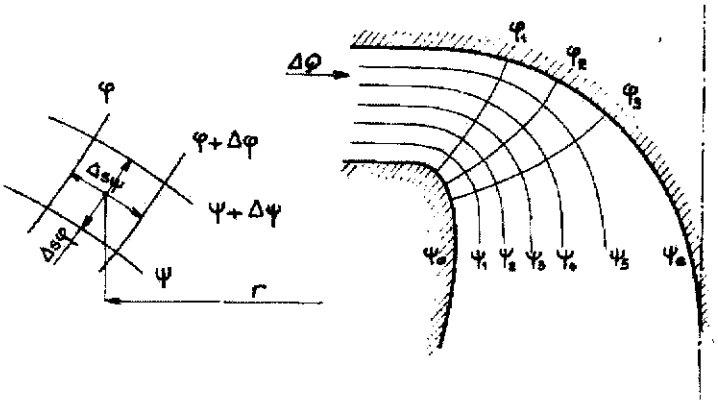


Fig. 2.1. — Réseau d'écoulement dans un canal de révolution.

La vitesse d'écoulement c_m en un point est la dérivée le long de la ligne d'écoulement de la fonction potentielle en ce point :

$$c_m = \frac{\Delta\varphi}{\Delta s\psi}$$

le débit s'écoulant entre les deux surfaces d'écoulement considérées est :

$$\Delta Q = 2\pi . r . \Delta s\varphi . c_m = 2\pi . r . \frac{\Delta s\varphi}{\Delta s\psi} . \Delta\varphi ,$$

si tous les canaux partiels ont même débit, entre deux lignes équipotentielles le tracé devra vérifier la relation :

$$r . \frac{\Delta s\varphi}{\Delta s\psi} = \text{cte} .$$

Si le canal est rectiligne, les lignes d'écoulement et les équipotentielles deviennent des droites et la loi qui régit l'écoulement se ramène à l'expression :

$$r . \Delta s\varphi = \text{cte}$$

car $\Delta s\psi$ est constante entre deux équipotentielles consécutives. Ces dernières deviennent d'ailleurs des lignes équivitesses. Ce genre d'écoulement se produit en particulier entre les deux faces parallèles du distributeur et dans la partie cylindrique des turbines axiales et des diffuseurs. Figures 2.2. *a* et *b*.

Entre deux lignes de courant on a évidemment : $\dfrac{r}{\Delta s\psi} = \text{cte.}$

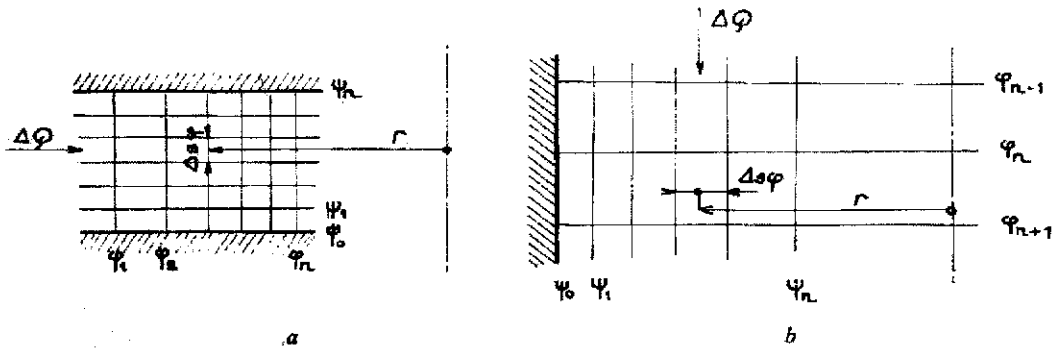


Fig. 2.2. — Réseau d'écoulement dans un canal rectiligne avec axe de révolution.
a. Entre deux faces parallèles. *b*. Dans un canal cylindrique.
Equipotentielles = équivitesses.

L'introduction d'un aubage tracé d'après un réseau déterminé ne modifie pas ledit réseau. Dans le cas où l'aubage ne répond pas au réseau c'est ce dernier qui se modifie pour se conformer à l'aubage. Le réseau correspondant à l'écoulement à potentiel des vitesses n'est donc pas le seul possible dans la zone d'action de la roue. L'expérience montre qu'il n'est pas toujours le plus intéressant et nous verrons qu'on lui préfère le réseau à équivitesses même si la roue se trouve précédée d'un important espace sans aubes où l'écoulement est naturellement à potentiel des vitesses.

2.1.2) *Vitesses et triangles des vitesses.*

Dans les turbines à réaction les trajectoires, au moins dans le distributeur, l'entrefer et la roue, s'inscrivent sur des surfaces de révolution dont l'axe est l'axe de rotation de la roue. Le vecteur vitesse absolue en un point M, tangent à la trajectoire en ce point, peut être décomposé suivant trois directions et donner : figure 2.3.

c_u tangente au parallèle P passant par M ou composante giratoire,
c_z parallèle à l'axe Z ou composante axiale,
c_r dirigée suivant le rayon aboutissant en M ou composante radiale.

On se limite souvent à c_u et c_m composante méridienne qui résulte de c_r et c_z. Ces deux vitesses sont, en effet, importantes car c_m conditionne le débit et intervient comme nous l'avons vu dans le tracé des lignes d'écoulement alors

que c_u comme nous le verrons plus loin conditionne les échanges d'énergie. Il convient également de remarquer que ces deux vecteurs définissent le plan tangent en M à la surface d'écoulement.

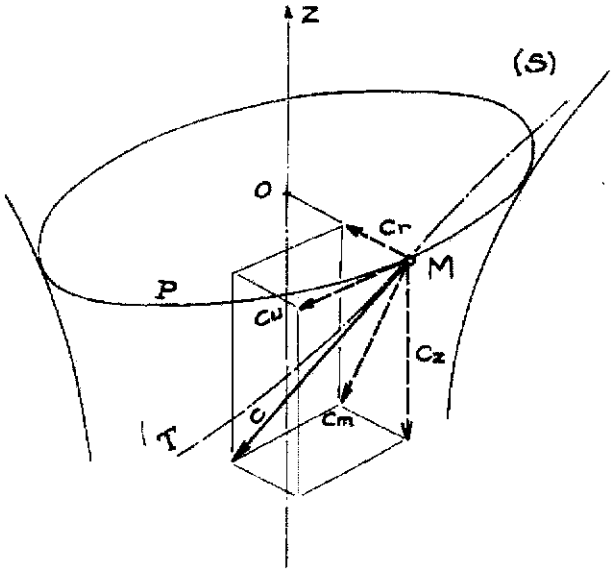


Fig. 2.3. — Composantes de la vitesse absolue.

T, trajectoire tracée sur la surface de révolution (S). c, vitesse absolue en M, c_u, composante giratoire, c_m, composante méridienne, c_r, composante radiale, c_z, composante axiale. c, c_u, c_m, sont dans le plan tangent en M à la surface (S).

Dans la zone d'action de la roue apparaît la vitesse tangentielle de celle-ci u ou vitesse d'entraînement portée également par la tangente au parallèle passant par M ce qui permet de définir la vitesse relative du fluide dans l'aubage qui résulte de l'égalité vectorielle :

$$\vec{c} = \vec{u} + \vec{w}$$

matéralisée par le triangle des vitesses contenu également dans le plan tangent en M à la surface d'écoulement. Figure 2.4. Les triangles des vitesses à l'entrée et à la sortie de la roue mobile jouent toujours un rôle important dans toutes les turbomachines.

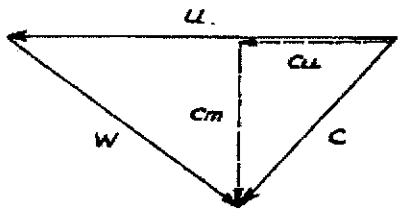


Fig. 2.4. — Triangle des vitesses.

c, vitesse absolue. u, vitesse d'entraînement. w, vitesse relative.

2.1.3) *Détermination des actions du fluide sur les parois des canaux. Relations d'Euler.*

Soit un canal, fixe ou mobile, compris entre les sections d'entrée S_1 et de sortie S_2. La vitesse absolue, du fluide uniforme dans la section considérée

est c_1 à l'entrée et c_2 à la sortie, le mouvement est permanent. Le fluide qui s'écoule exerce sur les parois du canal une action réductible à une force dont on définit les composantes suivant trois directions orthogonales dont l'une est évidemment celle de l'axe de la roue et un moment dont le vecteur est habituellement porté par ce même axe.

Pour calculer ces éléments considérons la masse de fluide constituée par la masse m contenue dans le canal augmentée de la masse dm qui entre (ou qui sort) pendant le temps dt. Figure 2.5. La quantité de mouvement de cette masse fluide est la somme des quantités de mouvement des deux masses qui la composent soit :

au temps t : q. de m. de $m + c_1\,\mathrm{d}m$,
au temps $t + \mathrm{d}t$: q. de m. de $m + c_2\,\mathrm{d}m$.

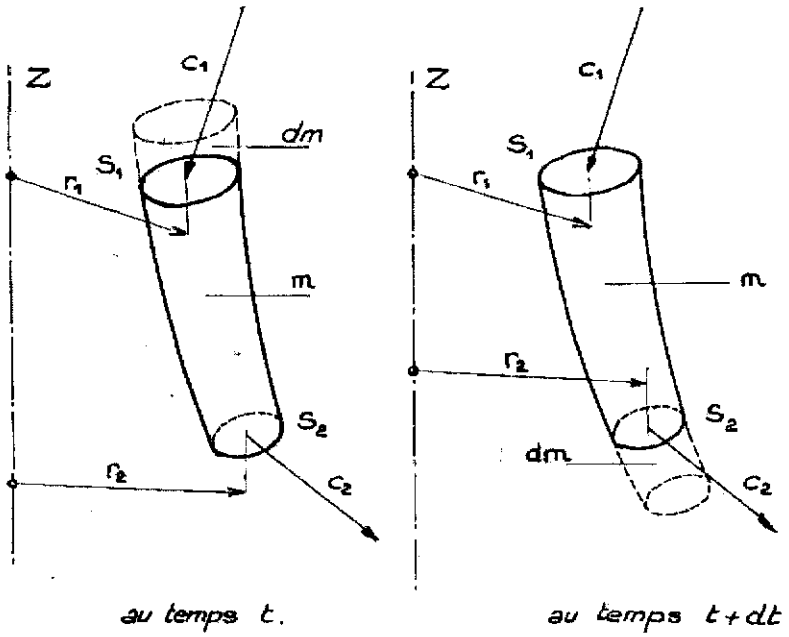


Fig. 2.5. — Action d'un fluide sur les parois d'un canal.

La répartition des vitesses à l'intérieur du canal ne changeant pas au au cours du temps la quantité de mouvement de m reste invariable et il suffira de prendre en compte la variation de celle de dm.

Les composantes de l'effort sont obtenues en appliquant le théorème des quantités de mouvement projetées, d'où :

$$Z = G(c_{z_2} - c_{z_1}) \quad \text{car} \quad \mathrm{d}m = G.\mathrm{d}t \qquad G, \text{ débit masse}$$

Z constitue la poussée axiale dynamique.

$$T = G(c_{u_2} - c_{u_1})$$
$$R = G(c_{r_2} - c_{r_1})$$

ΣT et ΣR étendues à tous les canaux d'une turbine à injection totale sont nulles en raison des symétries, il n'en est pas de même de ΣT dans le cas d'une machine à injection partielle.

Le moment est obtenu en appliquant le théorème des moments des quantités de mouvement :

$$\mathcal{M}_z = G(r_2 . c_{u_2} - r_1 . c_{u_1}) .$$

Si le canal est mobile et tourne à la vitesse angulaire ω autour de l'axe Z, la puissance correspondante est :

$$\mathcal{P} = \mathcal{M}_z . \omega = G . \omega . (r_2 . c_{u_2} - r_1 . c_{u_1}) = G(u_2 . c_{u_2} - u_1 . c_{u_1}) .$$

Pour conserver à cette puissance une valeur positive on écrit conventionnellement :

$\mathcal{P} = G(u_2 . c_{u_2} - u_1 . c_{u_1})$ pour une machine réceptrice (pompe)

$\mathcal{P} = G(u_1 . c_{u_1} - u_2 . c_{u_2})$ pour une machine motrice (turbine) .

Remarquer que ces relations, dites d'Euler, sont valables que le fluide soit compressible ou non, que l'écoulement se fasse avec ou sans pertes.

Pour une turbine à injection totale l'expression du moment ou de la puissance établie ci-dessus s'applique non seulement à un canal mais à un élément de machine compris entre deux surfaces d'écoulement et les deux surfaces de révolution qui définissent les bords d'entrée et de sortie des aubages pour autant que les produits $r . c_u$ ne varient pas sensiblement sur toute l'étendue des surfaces d'entrée et de sortie, condition supposée réalisée pour chaque veine partielle. Figure 2.6.

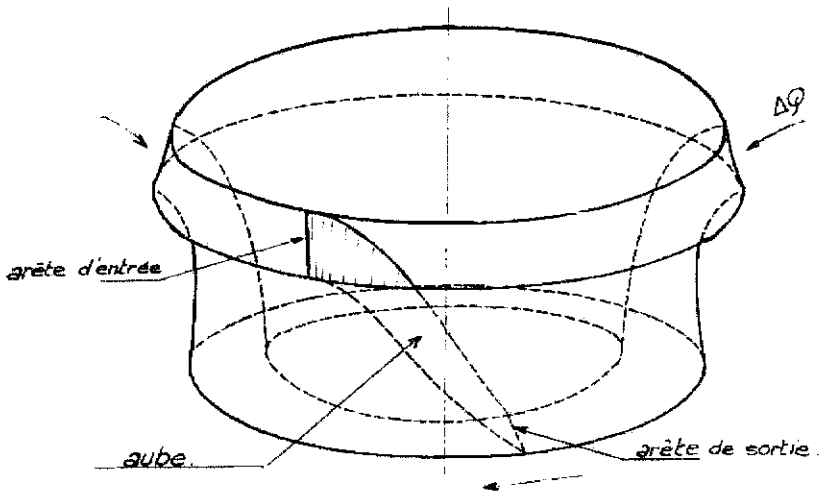


Fig. 2.6. — Canal élémentaire d'une roue Francis.

L'entrefer étant une zone d'écoulement sans échange d'énergie la composante giratoire de la vitesse absolue dans une veine partielle suit la loi :

$$r.c_u = k = \text{cte}$$

ou loi des aires qui traduit l'invariabilité du moment cinétique. Si le distributeur réalise la même valeur de la constante k pour toutes les veines partielles ce qui est le cas habituel dans les turbines à vitesse spécifique modérée, le produit $r.c_u$ garde même valeur en tous les points de l'entrée de la roue. L'écoulement dans l'entrefer est dit alors « en vortex libre » ou à circulation constante. Dans certaines conditions on peut avoir un écoulement de même nature à la sortie de la roue.

2.1.4) *Evolution de l'eau dans les divers éléments de la turbine. Hauteur nette. Hauteur effective. Rendement manométrique.* Figure 2.7.

Appliquons la loi générale de l'écoulement des fluides incompressibles à

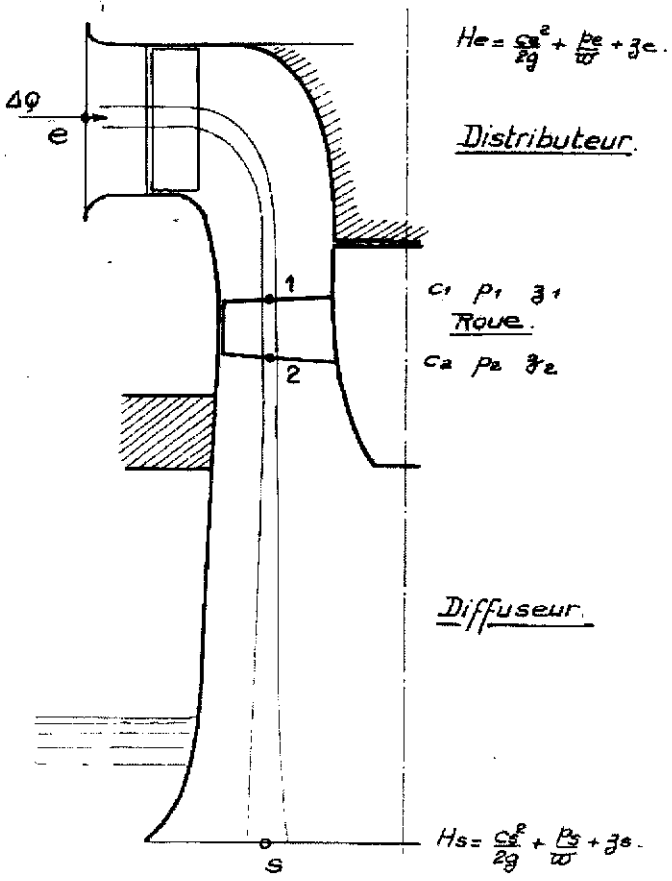


Fig. 2.7. — Schéma de l'écoulement dans la turbine.

l'eau d'une veine partielle au cours de sa traversée de la machine. Sous forme différentielle cette loi se traduit par l'expression :

$$\frac{c.\mathrm{d}c}{g} + \frac{\mathrm{d}p}{\varpi} + \mathrm{d}z + \mathrm{d}\varphi = \mathrm{d}\mathfrak{T}\,, \qquad 1)$$

lorsque l'on rapporte l'énergie à l'unité de poids ce que l'on fait habituellement lorsqu'il s'agit de liquides.

c, vitesse absolue, p, pression, ϖ, poids spécifique, z, cote, φ, perte d'énergie, $\mathfrak{T}$ travail échangé avec l'extérieur.

Entre l'entrée de la turbine et l'entrée de la roue l'intégration de l'expression ci-dessus donne :

$$\frac{c_e^2 - c_1^2}{2g} + \frac{p_e - p_1}{\varpi} + z_e - z_1 - \varphi_{e1} = 0 \qquad 2)$$

de l'entrée à la sortie de la roue :

$$\frac{c_1^2 - c_2^2}{2g} + \frac{p_1 - p_2}{\varpi} + z_1 - z_2 - \varphi_{12} = \mathfrak{T} \qquad 3)$$

de la sortie de la roue à la sortie de la turbine :

$$\frac{c_2^2 - c_s^2}{2g} + \frac{p_2 - p_s}{\varpi} + z_2 - z_s - \varphi_{2s} = 0\,. \qquad 4)$$

En additionnant ces trois relations :

$$\frac{c_e^2 - c_s^2}{2g} + \frac{p_e - p_s}{\varpi} + z_e - z_s = \varphi_{es} + \mathfrak{T}\,. \qquad 5)$$

Le premier membre de cette égalité représente la différence de l'énergie contenue dans l'unité de poids d'eau respectivement à l'entrée et à la sortie de la machine, c'est-à-dire l'énergie mise à la disposition de celle-ci. Les termes de la relation 5 étant homogènes à des longueurs, la quantité ainsi définie prend le nom de hauteur ou de chute nette et s'exprime en mètres :

$$H_n = H_e - H_s = \frac{c_e^2 - c_s^2}{2g} + \frac{p_e - p_s}{\varpi} + z_e - z_s$$

φ_{es}, représente l'énergie dissipée au sein du fluide qui s'écoule dans la veine partielle considérée, par frottements sur les parois qui guident cette veine, par frottements internes (viscosité, sillages et tourbillons) et éventuellement par chocs sur les aubages.

$\mathfrak{T}$ correspond au travail transmis aux parties mobiles de la roue c'est-à-dire le travail résultant des actions du fluide sur les parois en mouvement, il est

défini par la seconde relation d'Euler appliquée à la roue en divisant la puissance qu'elle exprime par le débit poids correspondant :

$$\mathcal{G} = \frac{\mathcal{T}}{G.g} = \frac{u_1 . c_{u_1} - u_2 . c_{u_2}}{g} \qquad G.\ g \text{ débit poids,}$$

cette quantité, homogène également à une longueur, est appelée hauteur ou chute effective, nous la désignerons par H_{eff}.

Elle représenterait l'énergie effectivement recueillie sur l'arbre si certaines pertes, étrangères à l'écoulement du fluide dans la veine, n'existaient pas. Ces pertes, comme nous le verrons plus loin, sont causées par les frottements dans les paliers, les frottements des flasques des roues sur l'eau qui les entoure, les fuites internes.

La relation 5 devient :

$$H_n = H_{eff} + \varphi \qquad \text{avec} \qquad H_{eff} = \frac{u_1 . c_{u_1} - u_2 . c_{u_2}}{g}$$

et le rapport :

$$\frac{H_{eff}}{H_n} = \frac{u_1 . c_{u_1} - u_2 . c_{u2}}{g . H_n} = \eta_{man} \qquad 6)$$

est le rendement manométrique (ou hydraulique).

Les relations ci-dessus ne s'appliquent qu'à l'écoulement dans une veine partielle qui constitue un élément de la turbine parmi d'autres. Elles ne pourraient être valables pour la turbine entière que si les quantités $u . c_u$ restaient les mêmes respectivement à l'entrée et à la sortie de tous les éléments des diverses turbines partielles. En fait, le rendement manométrique diminue dans les éléments proches des parois en raison des frottements accrus au contact de celles-ci et H_{eff}, n'est pas constant dans toute l'étendue de la machine. On peut évidemment définir une valeur efficace :

$$H_{eff_{efficace}} = \frac{\Sigma H_{eff}\, \Delta Q}{Q} \qquad Q, \text{ débit .}$$

Autre expression de H_{eff}, degré de réaction.

Une relation géométrique entre les côtés d'un triangle permet d'écrire (Fig. 2.4) :

$$u . c_u = \frac{u^2 + c^2 - w^2}{2}$$

ces valeurs calculées à l'entrée et à la sortie de la roue et portées dans H_{eff} donnent :

$$H_{eff} = \frac{c_1^2 - c_2^2}{2g} + \frac{u_1^2 - u_2^2}{2g} + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2g} \qquad 7)$$

qui portée dans la relation 3 conduit à :

$$\frac{w_1^2 - u_1^2}{2g} - \frac{w_2^2 - u_2^2}{2g} + \frac{p_1 - p_2}{\varpi} + z_1 - z_2 - \varphi_{12} = 0 \qquad 8)$$

expression du théorème de Bernoulli en mouvement relatif.

En rapprochant 7 et 8 on constate que H_{eff} comporte deux termes, $\frac{c_1^2 - c_2^2}{2g}$ qui représente la part d'énergie mécanique recueillie résultant de la variation d'énergie cinétique du fluide et :

$$\frac{u_1^2 - u_2^2}{2g} + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2g} = \frac{p_1 - p_2}{\varpi} + z_1 - z_2 - \varphi_{12}$$

qui représente la part d'énergie mécanique recueillie provenant de la variation d'énergie de pression et de situation du fluide (aux pertes près) au cours de sa traversée de la roue. Nous écrirons :

$$H_{eff} = H_{eff_{dynamique}} + H_{eff_{statique}}$$

et nous définirons le degré de réaction comme le rapport :

$$\sigma = \frac{H_{eff_{statique}}}{H_{eff}}$$

ou d'une manière plus approximative en négligeant les pertes et la variation de cote entre l'entrée et la sortie de la roue :

$$\sigma = 1 - \frac{c_1^2 - c_2^2}{2gH_n} = \frac{p_1 - p_2}{\varpi . H_n}$$

2.1.5) *Détermination de la chute nette à partir des caractéristiques de l'installation.*

L'eau s'écoule du niveau amont de côte z_{am} où sa vitesse est nulle, $c_{am} = 0$ où règne la pression atmosphérique, au niveau aval de côte z_{av} et où l'on a également $c_{av} = 0$ et $p_{av} = p_{atm}$. Figure 2.8.

Le théorème de Bernoulli appliqué au fluide s'écoulant depuis le niveau amont jusqu'à l'entrée de la turbine s'écrit :

$$z_{am} + \frac{p_a}{\varpi} = \frac{c_e^2}{2g} + \frac{p_e}{\varpi} + z_e + \varphi_{am}$$

φ_{am} représente les pertes d'énergie dans l'installation en amont de la turbine (prise d'eau, galerie, vanne de tête de conduite, répartiteur, vanne de garde).

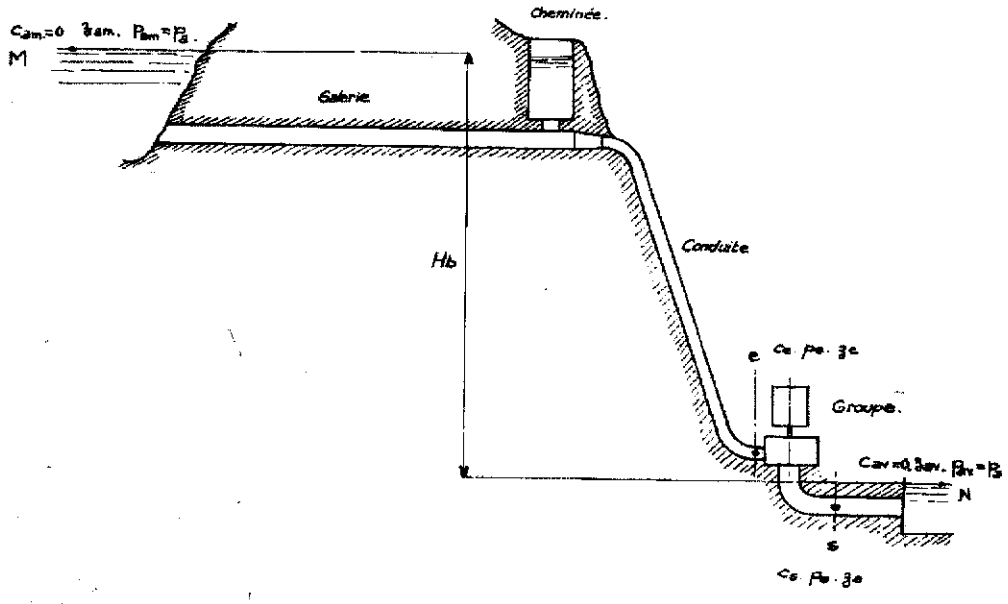


Fig. 2.8. — Schéma d'une installation hydraulique.

Le même théorème appliqué de la sortie de la turbine au niveau aval donne :

$$\frac{c_s^2}{2g} + \frac{p_s}{\varpi} + z_s = z_{av} + \frac{p_a}{\varpi} + \varphi_{av}$$

φ_{av} pertes de l'installation en aval de la turbine (canal de fuite).

Par différence les relations ci-dessus conduisent à :

$$\frac{c_e^2 - c_s^2}{2g} + \frac{p_e - p_s}{\varpi} + z_e - z_s = z_{am} - z_{av} - \varphi_{am} - \varphi_{av}$$

ou

$$H_n = H_b - \varphi_{am} - \varphi_{av}$$

H_b, chute brute ou géométrique est représentée par la différence de cote des niveaux amont et aval.

La chute nette intervenant dans la détermination du rendement de la turbine il importe de la définir soigneusement pour éviter les contestations entre le fabricant et le client. D'une manière générale la définition de H_n doit permettre d'imputer au constructeur de la turbine les pertes dans les ouvrages dont il a pris la responsabilité soit qu'il les ait construits soit qu'il les ait calculés ou dessinés et celles-là seulement. Nous indiquons ci-dessous la manière de déterminer cette chute dans les cas habituels.

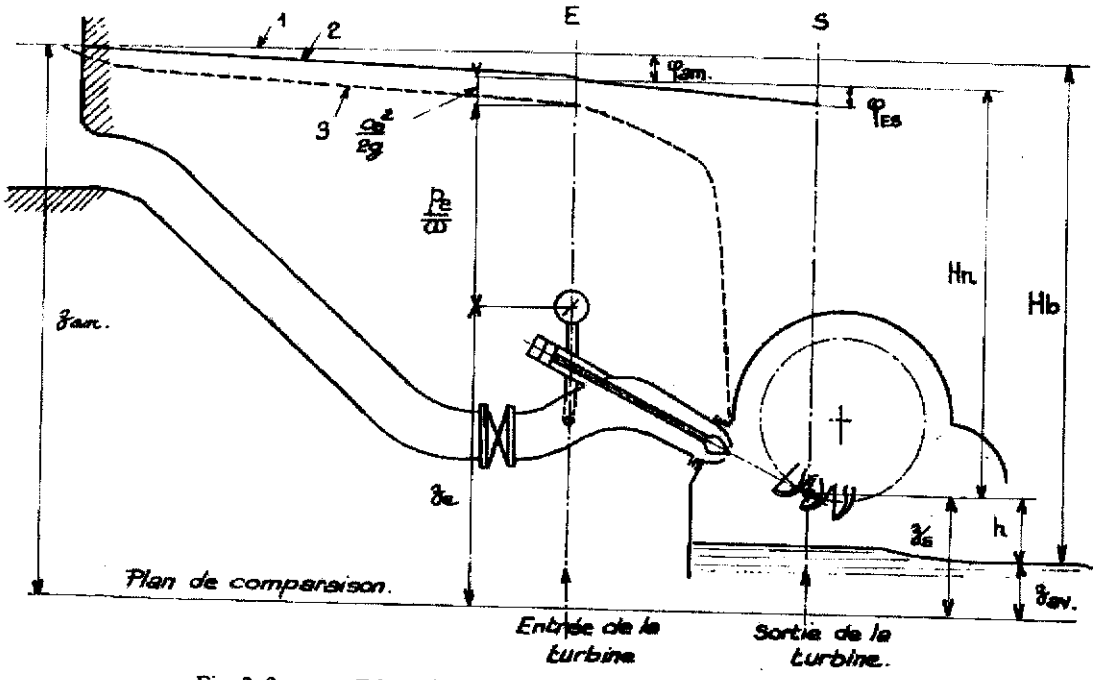


Fig. 2.9. *a*. — Détermination de la chute nette d'une turbine Pelton.
1 : niveau amont. 2 : ligne de charge (pression statique diminuée des pertes de charge). 3 : ligne piézométrique (pression statique diminuée des pertes de charge et des fractions de pression $c^2/2g$ transformées en vitesse).

Figure 2.9.*a*. Turbine Pelton à un jet. La sortie conventionnelle de la turbine est située au point de tangence de l'axe du jet et du cercle Pelton, la chute nette s'exprime par :

$$H_n = z_e - z_s + \frac{p_e}{\varpi} + \frac{c_e^2}{2g}.$$

On remarque que cette définition conduit à laisser à l'installation la perte de hauteur statique due au fait que le groupe est à une certaine distance du niveau aval ; par contre toutes les pertes inhérentes à la turbine : frottements sur les parois ou dans l'air, dispersion ou rotation du jet lui sont bien imputées.

Figure 2.9.*b*. Turbine Pelton à plusieurs injecteurs (par exemple deux). Déterminer comme ci-dessus les chutes nettes relatives à chaque jet : H_{n_1} et H_{n_2}.

$$H_{n_1} = z_{e_1} - z_{s_1} + \frac{p_{e1}}{\varpi} + \frac{c_{e_1}^2}{2g} \qquad H_{n_2} = z_{e_2} - z_{s_2} + \frac{p_{e2}}{\varpi} + \frac{c_{e_2}^2}{2g}.$$

La chute nette à considérer est la moyenne pondérée des chutes nettes relatives à chaque injecteur :

$$H_n = \frac{H_{n_1} \cdot Q_1 + H_{n_2} \cdot Q_2}{Q_1 + Q_2}$$

Q_1, Q_2, respectivement débits des jets 1 et 2.

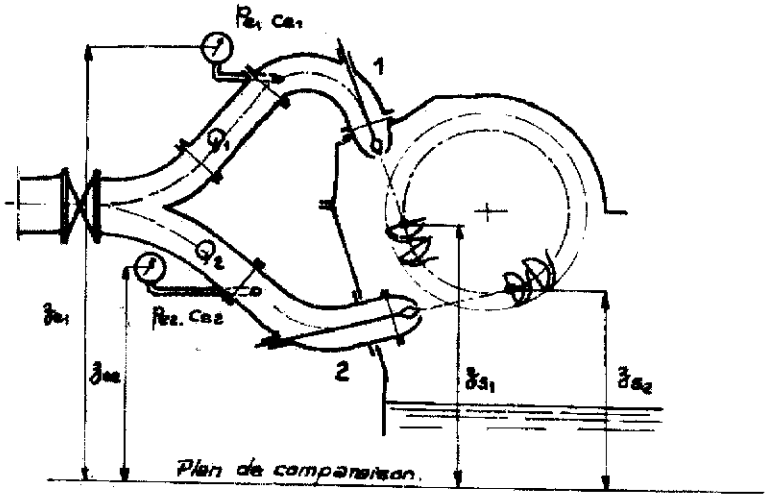


Fig. 2.9. *b.* — Détermination de la chute nette d'une turbine Pelton à plusieurs injecteurs.

Figure 2.10. Turbine à réaction en chambre d'eau ouverte avec aspirateur vertical.

La définition de H_n laisse au compte de la turbine l'énergie perdue par augmentation brusque de section à la sortie de l'aspirateur ainsi que les pertes de charge dans la chambre d'eau ce qui est logique ces deux organes étant habituellement dessinés par le turbinier mais non l'énergie qui correspond à la vitesse de l'eau dans le canal de fuite ni la perte de charge dans la grille d'entrée.

$$H_n = z_e - z_s + \frac{c_e^2}{2g} - \frac{c_s^2}{2g}$$

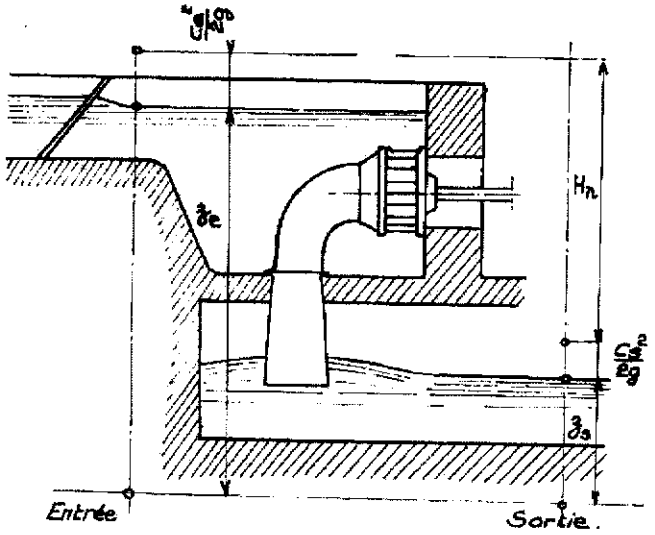


Fig. 2.10. — Détermination de la chute nette d'une turbine à réaction en chambre d'eau ouverte avec aspirateur vertical.

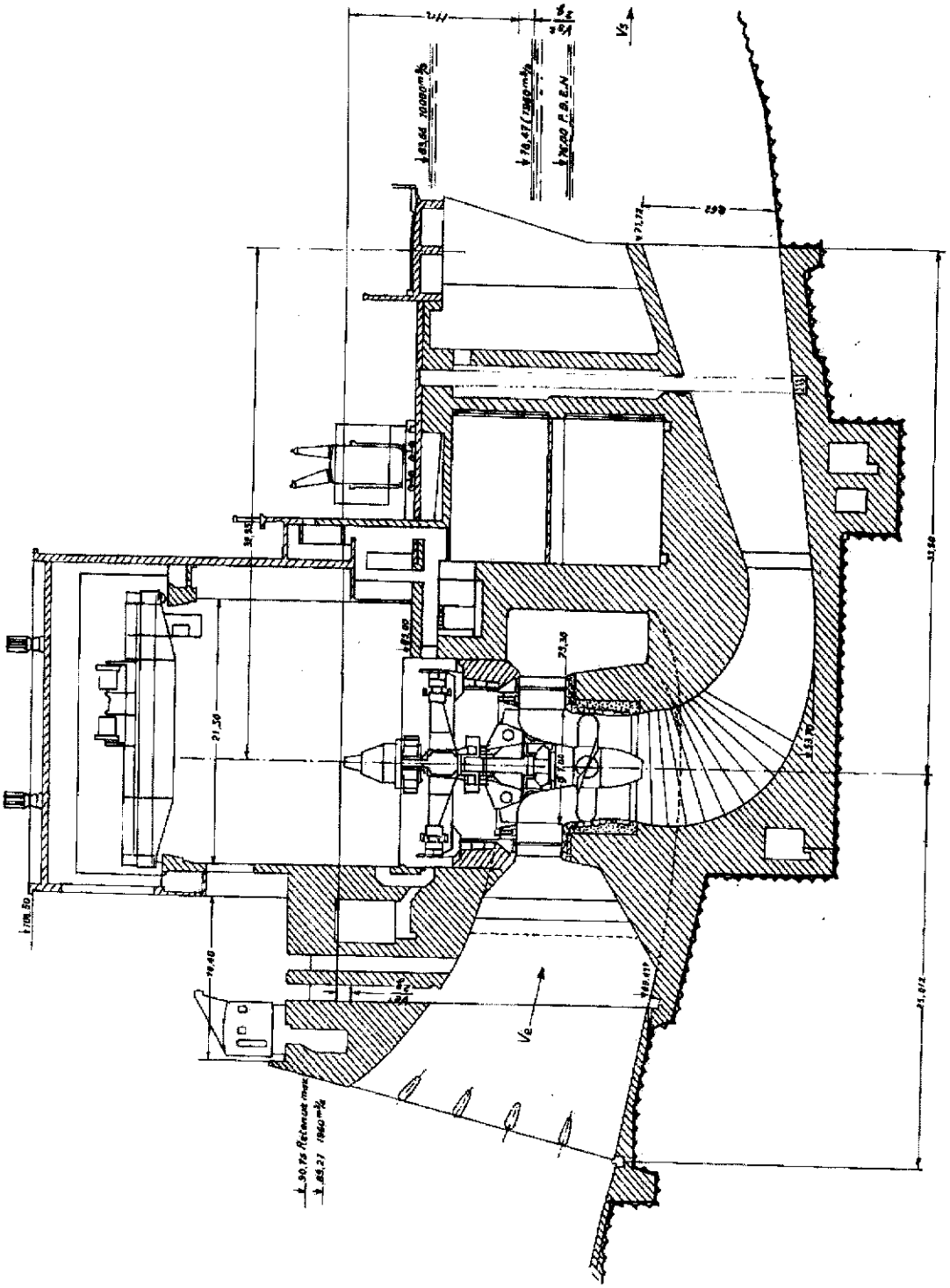


Fig. 2.11. — Détermination de la chute nette d'une turbine en chambre d'eau fermée avec aspirateur coudé.

z_s mesurée à une distance suffisante de l'aspirateur pour que toute perturbation gênante pour le nivellement ait cessé.

Figure 2.11. Turbine a réaction à axe vertical en chambre d'eau fermée avec aspirateur horizontal dans sa partie terminale.

Même expression que ci-dessus.

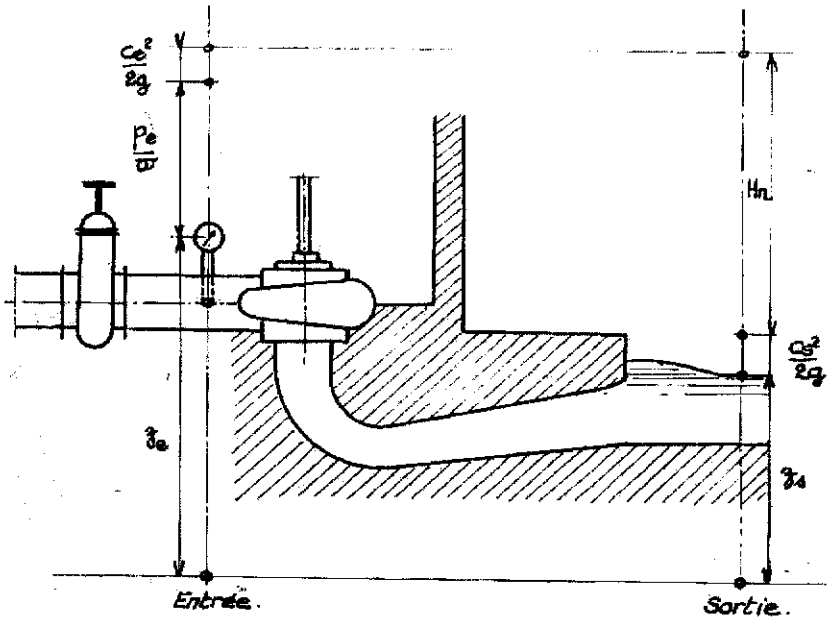


Fig. 2.12. — Détermination de la chute nette d'une turbine à réaction à axe vertical, en bâche spirale métallique, avec aspirateur coudé.

Figure 2.12. Turbine à réaction à axe vertical en bâche spirale avec aspirateur horizontal dans sa partie terminale.

$$H_n = z_e - z_s + \frac{c_e^2}{2g} - \frac{c_s^2}{2g} + \frac{p_e}{\varpi}$$

Même remarque que ci-dessus au sujet de la mesure de z_s.

En règle générale l'entrée de la turbine est fixée en aval de la vanne de garde sauf convention contraire entre le constructeur et l'exploitant.

2.2. **Pertes d'énergie. Rendements. Caractéristiques de fonctionnement à vitesse constante.**

2.2.1) *Pertes d'énergie.*

Les pertes d'énergie dans la turbine proviennent de diverses sources que nous avons déjà mentionnées. Certaines prennent naissance dans la veine liquide qui s'écoule et proviennent des frottements sur les parois, des frottements internes provoqués par les sillages et tourbillons, des chocs sur les aubes.

Les pertes *par frottements* sur les parois (pertes de charge) varient comme le carré de la vitesse d'écoulement, la longueur du canal, l'inverse du rayon hydraulique de la section, le nombre de Reynolds et la rugosité des parois interviennent également. Cette dernière cause disparaît toutefois si la rugosité se trouve réduite par un polissage convenable des surfaces.

Les sillages et tourbillons seront évités par l'utilisation de profils arrondis au bord d'attaque, effilés à la sortie et continus dans leurs formes. Il convient de proscrire les courbes de faible rayon, les variations rapides de section spécialement dans les veines divergentes, les épanouissements brusques sources de décollements et de tourbillons.

Lorsque la direction de l'aube à l'entrée ne coïncide pas avec la direction de la vitesse en ce point l'eau heurte la paroi de l'aubage et ce choc provoque une perte (Fig. 2.13). On définit une vitesse de choc, w_c, qui représente la quantité dont il faudrait augmenter ou diminuer u pour rétablir le triangle de vitesses normal.

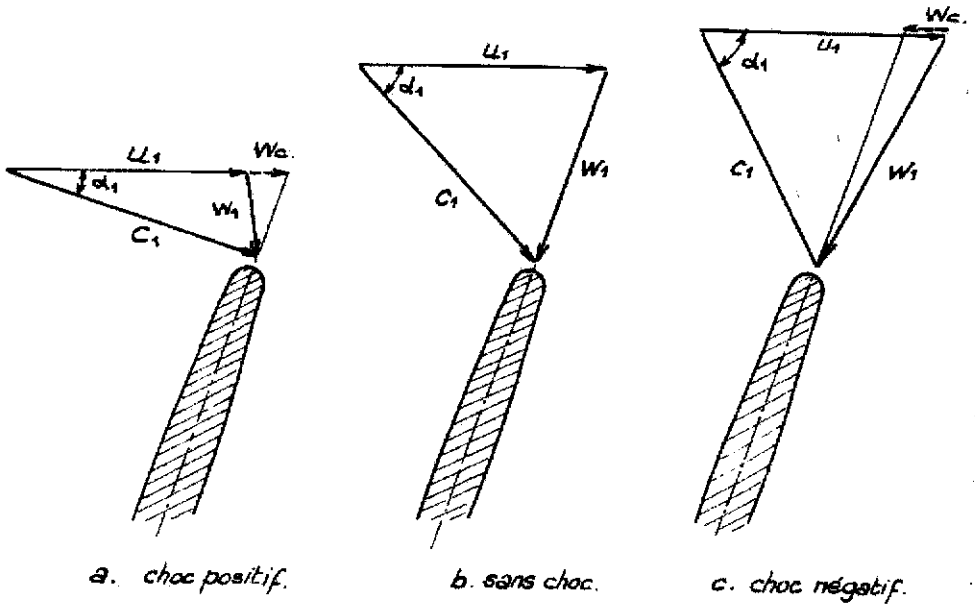


Fig. 2.13. — Pertes par chocs.

w_c, vitesse de choc.

A vitesse constante, une variation de charge de la turbine se traduit par une modification de l'angle d'injection α_1, c_1 restant sensiblement constante (si la chute le reste elle-même), un accroissement de puissance qui correspond à une augmentation de α_1 se traduit donc par un choc négatif et inversement.

Cette *perte par chocs* qui, d'une manière générale, n'existe qu'en dehors du point de tracé est admise égale à : $\frac{w_c^2}{2g}$. m avec m = 0,5 à 0,9.

ARTS-ET-METIERS CONSERVATOIRE NATIONAL BIBLIOTHEQUE

D'autres pertes se produisent hors de la veine liquide, ce sont :

— *Les pertes par frottements des flasques* de la roue dans l'eau qui l'entoure. Un disque tournant dans un liquide provoque une centrifugation des particules fluides qui sont à son contact et il s'établit entre le disque et son enveloppe un mouvement du liquide schématisé sur la figure 2.14 qui se superpose à la rotation d'ensemble du fluide autour de l'axe du disque. L'expérience montre que la vitesse angulaire de cette rotation est égale à la moitié de celle du disque. Si la largeur A était infinie l'énergie cinétique acquise par l'eau se dissiperait totalement au cours de son circuit et la puissance absorbée par ce frottement atteindrait son maximum. Il existe une valeur optimale du rapport $A/D = 0{,}1$ environ et la puissance absorbée par le frottement du disque est donnée par :

$$\mathcal{P}_f = C.u^3.D^2\left(1 + 5\,\frac{b}{D}\right) \quad \text{en kW}.$$

u, vitesse périphérique au diamètre D en m/s, D en m.

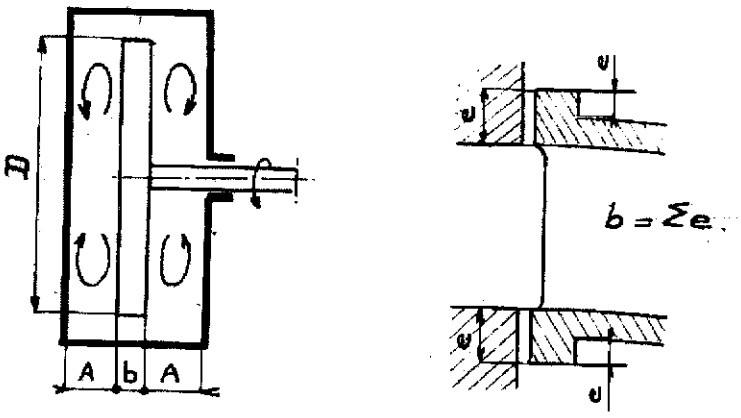


Fig. 2.14. — Frottements de flasques.

b, largeur des surfaces cylindriques (pour une turbine Σe).

$C = 0{,}000\,59$, surfaces polies et $C = 0{,}000\,74$, surfaces rugueuses, pour l'eau. Cette perte n'existe que dans les roues Francis, pour une roue ouverte (sans ceinture) prendre la moitié de la valeur calculée.

— *Les pertes par fuites.* Elles se produisent à l'entrée de la roue et à la ceinture au voisinage de la sortie dans les roues Francis, figure 2.15 et dans le jeu compris entre l'extrémité de la pale et le manteau des roues Kaplan.

Les fuites des roues Francis sont limitées par les joints d'étanchéité habituellement constitués par des assemblages de surfaces cylindriques et annulaires plus ou moins complexes suivant l'importance de la différence des pressions entre les deux milieux qu'ils séparent. Leur objet est de limiter la fuite au

minimum sans toutefois la supprimer en créant une perte de charge importante. Cette perte de charge résulte d'une combinaison de frottements fluides entre surfaces étendues et rapprochées et d'épanouissements et retrécissements brusques.

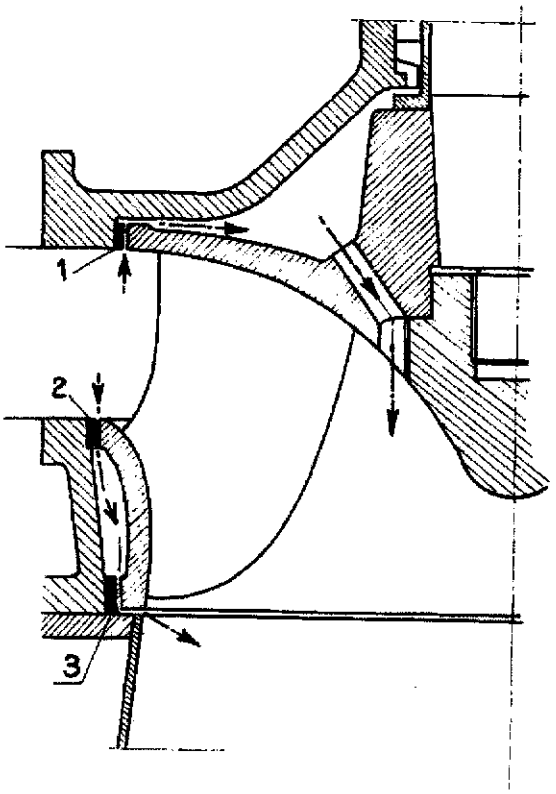


Fig. 2.15. — Fuites internes dans une turbine Francis.
1, 2 et 3 joints d'étanchéité.

Le joint élémentaire est représenté sur la figure 2.16, le débit de fuite a pour expression :

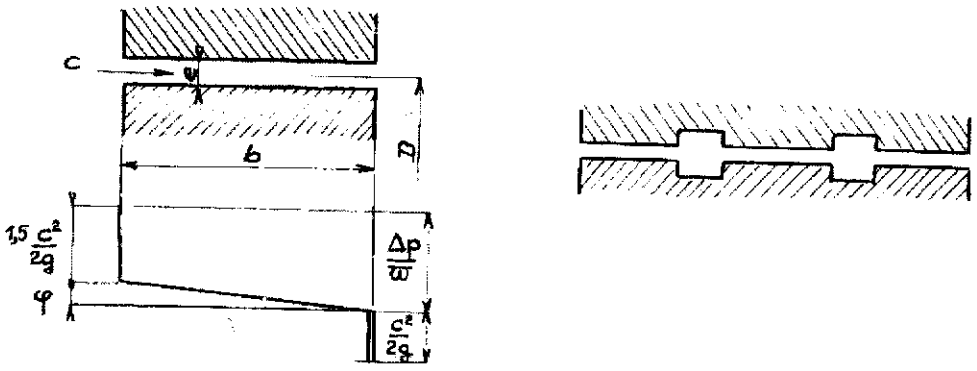
$$q = \mu . S . \sqrt{2g \frac{\Delta p}{\varpi}}$$

S, section de passage, $S = \pi D . e$.
μ coefficient de débit.

A l'entrée du joint la mise en vitesse produit une chute de pression égale à $c^2/2g$ à laquelle s'ajoute une perte de charge par étranglement brusque que l'on peut évaluer, si l'arête d'entrée est suffisamment vive, à $0{,}5c^2/2g$. Le long du joint, perte de charge linéaire donnée par la relation habituelle :

$$\varphi = \frac{1}{4} \lambda \cdot \frac{P_e}{S} \cdot b \cdot \frac{c^2}{2g}$$

P_e, périmètre mouillé : $P_e = 2\pi D$
S, section de passage : $S = \pi De$



a — Répartition des chutes de pression dans le joint simple.

b — Joint à chicanes.

Fig. 2.16. — Joints labyrinthes.

soit :

$$\varphi = \frac{\lambda b}{2e} \cdot \frac{c^2}{2g}$$

A la sortie, perte de charge par expansion brusque compensée par la récupération de l'énergie cinétique $c^2/2g$, en conséquence :

$$\frac{\Delta p}{\varpi} = \left(\frac{\lambda b}{2e} + 1{,}5\right) \frac{c^2}{2g}$$

d'où :

$$q = \mu . S \sqrt{2g . \frac{\Delta p}{\varpi}} = S . c = \frac{1}{\sqrt{\frac{\lambda b}{2e} + 1{,}5}} . S . \sqrt{2g \frac{\Delta p}{\varpi}}$$

et :

$$\mu = \frac{1}{\sqrt{\frac{\lambda b}{2e} + 1{,}5}} .$$

Si le joint comporte z chicanes, figures 2.16.*b* on peut prendre :

$$\mu = \frac{1}{\sqrt{\frac{\lambda b}{2e} + 1{,}5 + 1{,}1\, z}}$$

λ coefficient de frottement est de l'ordre de 0,02 à 0,03, le nombre de Reynolds de l'écoulement dans le joint se trouvant relativement élevé.

— *Les pertes par frottements mécaniques.* Ce sont les pertes habituelles par frottements dans les paliers, pivots, auxquelles on ajoute souvent l'énergie absorbée par les organes de réglage.

La vitesse de l'eau à la sortie de la turbine représente une énergie cinétique qui n'a pas été utilisée, c'est la *perte par vitesse restante*, facile à déterminer directement dans les turbines à réaction où il suffit de rapporter le débit à la section de sortie. Elle peut représenter de 0,5 à 6 % de la chute nette.

Si l'expérimentation permet de déterminer avec une bonne précision l'ensemble des pertes d'énergie leur séparation est plus délicate.

En relevant, pour un régime de marche déterminé, les vitesses en divers points suffisamment nombreux à l'entrée et à la sortie de la roue, figure 2.17.*a* et en calculant les coefficients de vitesses correspondants figure 2.17.*b*. il est possible d'exprimer le rendement manométrique de la turbine, soit :

$$\eta_{man} = 2\,\frac{\displaystyle\int_{R_i}^{R_e} Ku_1 . Kc_{u_1} . Kc_{m_1} . R_1 . dR_1 - \int_{R_i}^{R_e} Ku_2 . Kc_{u_2} . Kc_{m_2} . R_2 . dR_2}{\displaystyle\int_{R_i}^{R_e} Kc_{m_1} . R_1 . dR_1}$$

séparant ainsi les pertes dans la veine liquide des autres pertes (fuites, frottements de flasques, frottements mécaniques). Ce rendement manométrique résulte des rendements manométriques propres à la roue, au distributeur, à l'aspirateur ; on peut arriver également à les séparer si, en plus des vitesses on mesure aussi les pressions totales dans toute l'étendue des diverses sections de passage. Plus de détails sortiraient du cadre de ce paragraphe, nous renvoyons le lecteur aux articles indiqués en bibliographie.

Les turbines Pelton présentent des pertes qui leur sont propres, ventilation des aubages tournant dans l'air, faufilement, talonnement dont nous parlerons dans le chapitre consacré à ces machines.

2.2.2) *Rendements.*

On distingue :

Le *rendement manométrique* ou hydraulique qui ne tient compte que des pertes hydrauliques (pertes de charge, pertes par chocs) :

$$\eta_{man\ turbine} = \frac{H_{eff}}{H_n}$$

on définit également le rendement manométrique de l'installation :

$$\eta_{man\ installation} = \frac{H_{eff}}{H_b} .$$

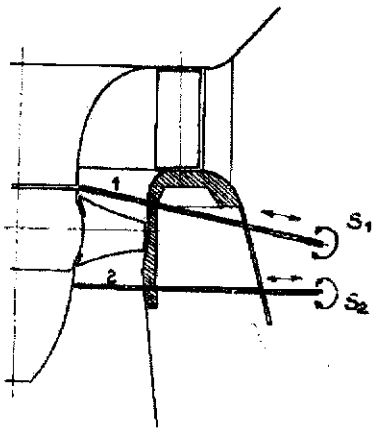


Fig. 2.17. *a*. — Sondages à l'entrée et à la sortie d'une roue Kaplan.
S_1, S_2, sondes de Pitot.

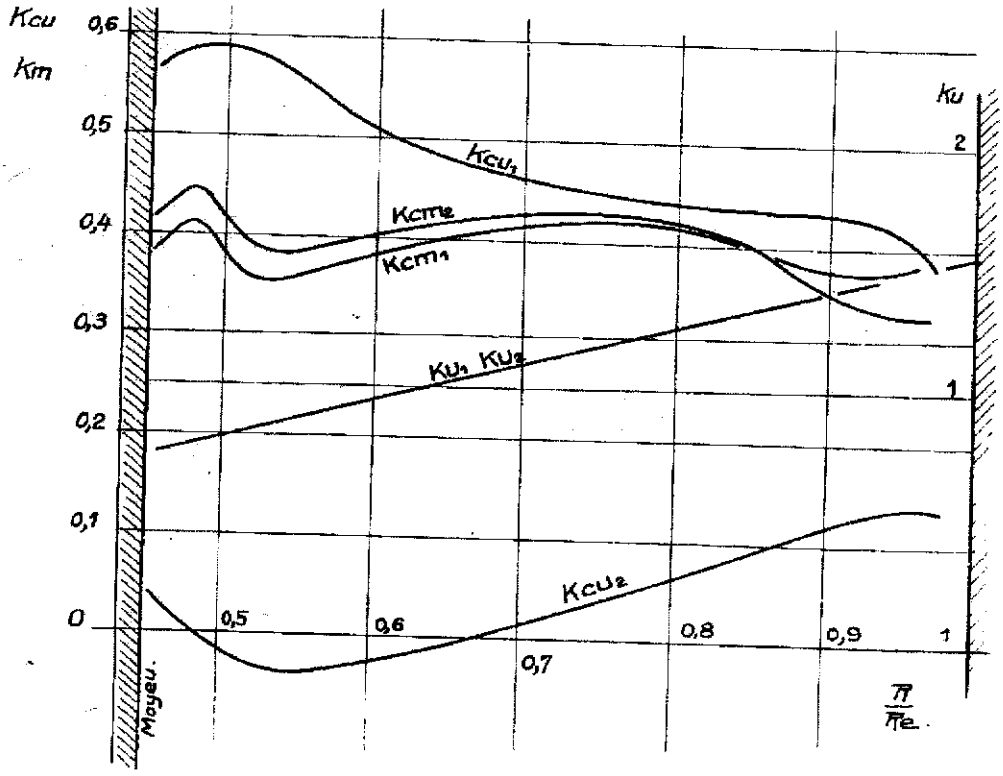


Fig. 2.17. *b*. — Coefficients de vitesses à l'entrée (1) et à la sortie (2) de la roue Kaplan.

u vitesse d'entraînement, $Ku = \dfrac{u}{\sqrt{2gh}}$

c_m composante méridienne et c_u composante giratoire de la vitesse absolue,

$$Kc_m = \frac{c_m}{\sqrt{2gh}}, \quad Kc_u = \frac{c_u}{\sqrt{2gh}}.$$

Le *rendement volumétrique*. Nous avons vu qu'une fraction du débit passait à côté de la roue à travers les joints d'étanchéité, débit de fuite q. On peut définir un rendement volumétrique :

$$\eta_{vol} = \frac{Q - q}{Q}$$

Q étant le débit à l'entrée de la machine.

Le *rendement mécanique*. Il tient compte des pertes par frottements mécaniques et des pertes par frottements de flasques définies ci-dessus : η_m.

Le *rendement global* ou rendement énergétique total est le rapport de l'énergie effectivement recueillie sur l'arbre de la machine à l'énergie mise à la disposition de celle-ci :

$$\eta_{gl} = \frac{\mathcal{P}}{Q.\varpi.Hn} = \eta_{man} \cdot \eta_{vol} \cdot \eta_{mec} .$$

Courbes de rendement.

Le rendement maximal, à la vitesse de rotation choisie, est prévu pour le débit le plus fréquent et la chute la plus fréquente si celle-ci est variable.

Le débit de marche à vide augmentant avec la vitesse spécifique, il peut atteindre 25 à 30 % du débit maximal, la charge de tracé se trouve décalée vers les valeurs les plus élevées lorsque *ns* augmente. Par exemple :

puissance de tracé = 75 % de la puissance maximale pour $ns = 200$ t/mn
— — 85 % — — — — $ns = 400$ t/mn
— — 95 % — — — — $ns = 800$ t/mn

Ces chiffres ne sont pas valables pour les Kaplan où la puissance de tracé représente de 60 à 70 % de la puissance maximale.

La figure 2.18 donne l'allure des courbes de rendement des divers types en fonction du débit relatif Q/Q_{max}.

La caractéristique de la turbine Pelton est aplatie car la variation de son débit à peu d'influence sur son diagramme des vitesses, celle de la turbine Kaplan l'est également car l'orientation des pales permet d'adapter les sections de passage de la roue aux débits réduits. Par contre les turbines Francis et hélices présentent des sections de passage invariables, les vitesses relatives varient ainsi avec le débit et, les vitesses d'entraînement restant constantes, les triangles des vitesses se modifient d'une manière défavorable au rendement.

2.2.3) *Courbes théoriques de fonctionnement à vitesse constante. Méthode de Bergeron.*

Considérons une turbine élémentaire c'est-à-dire une machine pour laquelle les vitesses du fluide sont uniformes dans toute l'étendue des sections d'entrée et de sortie. Supposons la vitesse d'entraînement et la direction de la vitesse

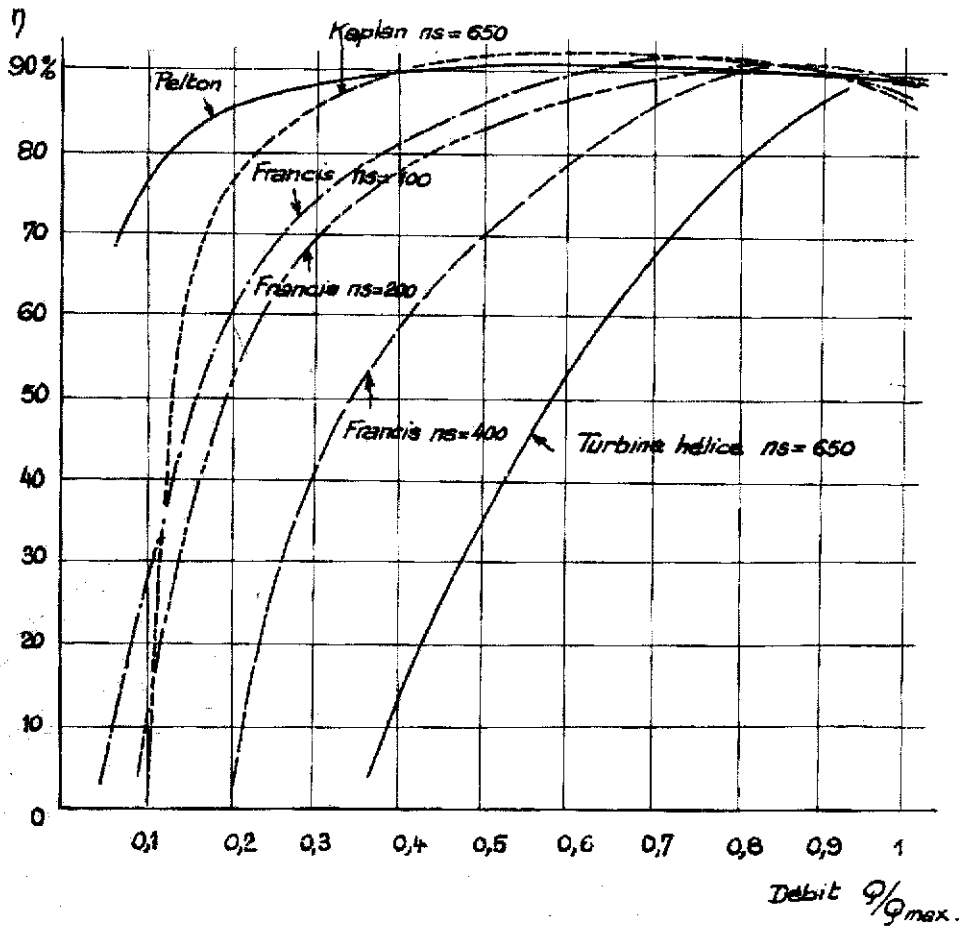


Fig. 2.18. — Courbes de rendement des divers types de turbines hydrauliques.

absolue à l'entrée, c_1, invariables, cette dernière condition indiquant que la turbine fonctionne à ouverture constante. L'angle de sortie de l'aubage mobile, β_2, demeurant également invariable, les fluctuations de débit (résultant des fluctuations de hauteur de chute) entraînent des modifications des triangles des vitesses qui sont précisées sur la figure 2.19.

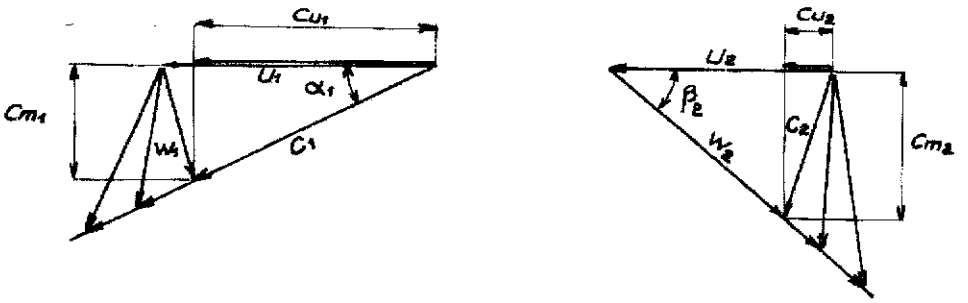


Fig. 2.19. — Triangles des vitesses à ouverture et vitesse de rotation constantes et débit variable.

La hauteur effective :

$$H_{\text{eff}} = \frac{u_1 . c_{u_1} - u_2 . c_{u_2}}{g}$$

dans laquelle :

$$c_{u_1} = \frac{c_{m_1}}{\operatorname{tg} \alpha_1} \qquad \text{et} \qquad c_{u_2} = u_2 - \frac{c_{m_2}}{\operatorname{tg} \beta_2}$$

avec :

$$S_1 . c_{m_1} = S_2 . c_{m_2} = Q \qquad \text{et} \qquad u_1 = m . u_2 .$$

s'écrit :

$$H_{\text{eff}} = \frac{u_2}{g} Q \left[\frac{m}{S_1} . \frac{1}{\operatorname{tg} \alpha_1} + \frac{1}{S_2 . \operatorname{tg} \beta_2} \right] - \frac{u_2^2}{g}$$

soit :

$$H_{\text{eff}} = \frac{u_2}{g} [KQ - u_2]$$

avec :

$$K = \frac{m}{S_1} . \frac{1}{\operatorname{tg} \alpha_1} + \frac{1}{S_2 . \operatorname{tg} \beta_2}$$

représentée dans le système de coordonnées H_{eff}, Q par une famille de droites de paramètre u_2, ou :

$$g \frac{H_{\text{eff}}}{u_2^2} = K \frac{Q}{u_2} - 1$$

ce qui réduit le diagramme à une droite unique coupant l'axe des y au point fixe d'ordonnée -1 (Fig. 2.20).

La hauteur nette se déduit de la hauteur effective en ajoutant les pertes par frottements fluides et les pertes par chocs :

$$H_n = H_{\text{eff}} + \varphi_{ff} + \varphi_{ch} .$$

Les premières sont proportionnelles au carré de la vitesse d'écoulement c'est-à-dire au carré du débit, soit : $\varphi_{ff} = kQ^2$. Il en est de même pour les secondes qui sont nulles au point de fonctionnement normal :

$$\varphi_{ch} = k'(Q - Q_0)^2 .$$

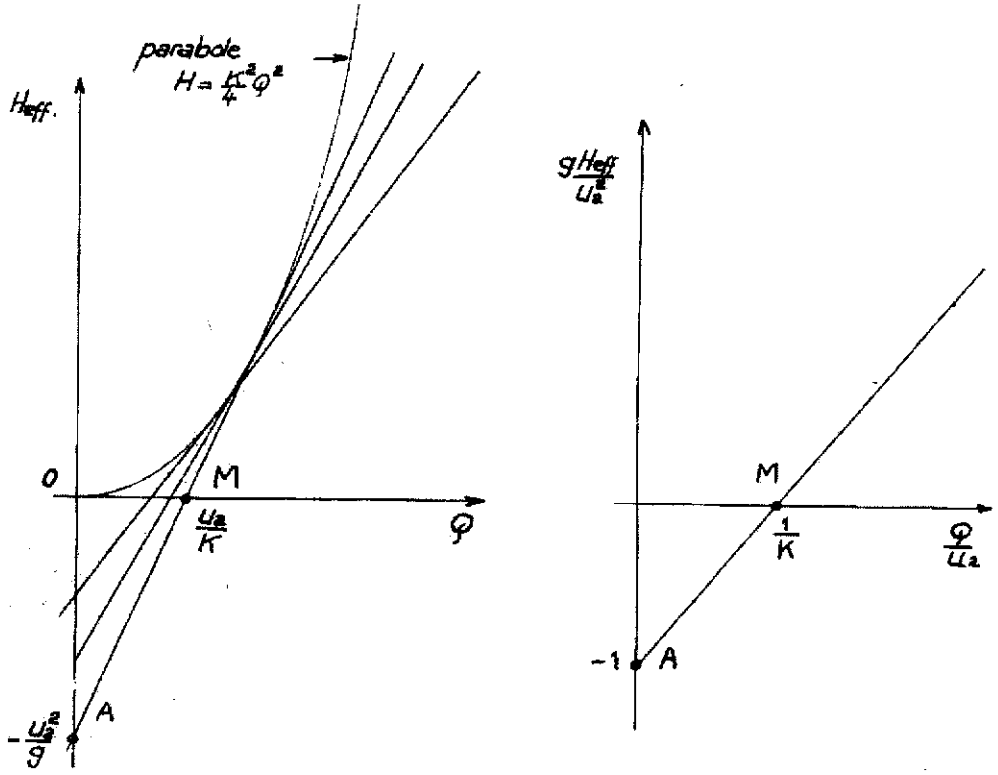


Fig. 2.20. — Droites *Heff (Q)* ou $\frac{gHeff}{u_2^2}\left(\frac{Q}{u_2}\right)$ *(Q)* à ouverture constante.

La hauteur nette peut ainsi être représentée par une fonction du second degré en Q de la forme :

$$H_n = Au_2^2 + Bu_2\, Q + CQ^2$$

dont le tracé peut être obtenu en effectuant la somme des ordonnées de la droite H_{eff} et des paraboles φ_{ff} et φ_{ch} (Fig. 2.21)

Le rendement manométrique est représenté par : $\frac{iJ}{iI} = \eta_m$ sa valeur maximale est obtenue en T, point de tangence de la droite MT, l'expérience montre que ce point correspond sensiblement au fonctionnement sans choc.

Caractéristiques à ouverture variable.

Les caractéristiques H_{eff} sont représentées par un faisceau de droites issues du point A $(-u_2^2/g$ ou $-1)$ et passant par le point M dont l'abscisse est définie par la valeur de K correspondant à l'angle d'injection α_1 envisagé. A chaque valeur de α_1 correspond également une caractéristique Hn et une courbe η_m

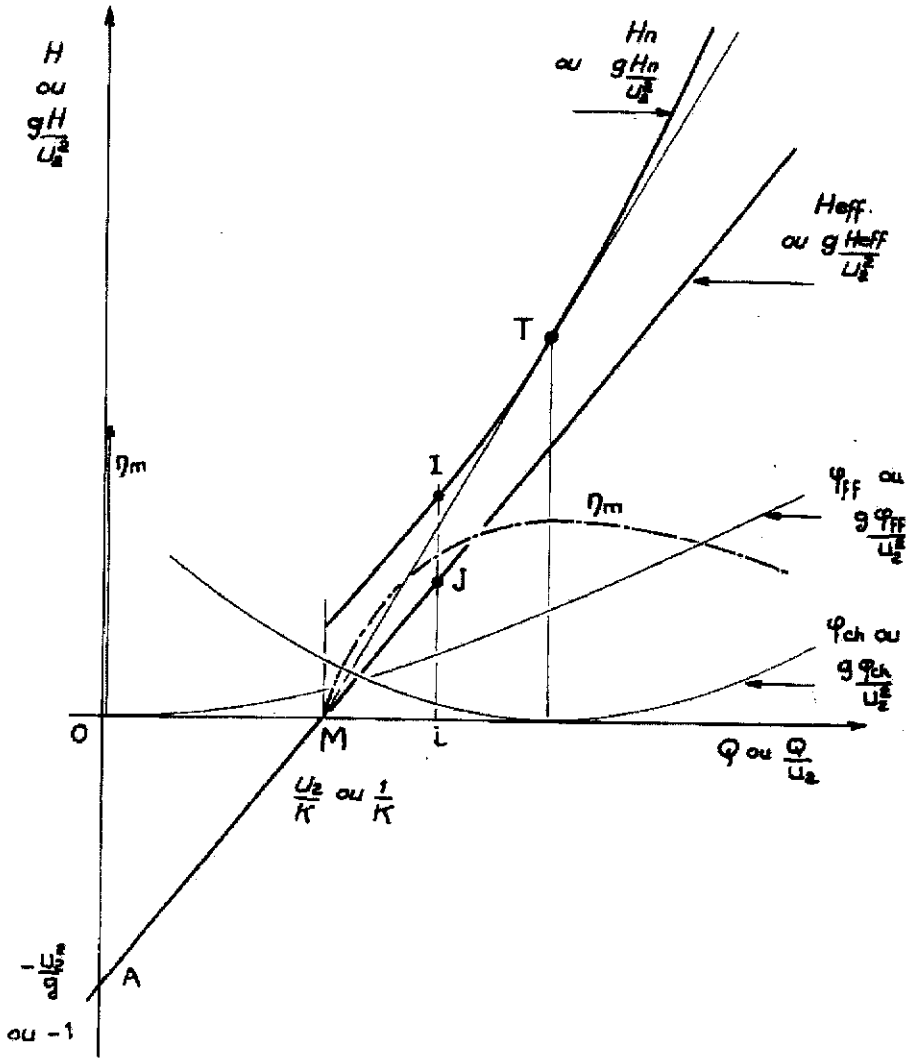


Fig. 2.21. — Courbes $H_n(Q)$ et $\eta_m(Q)$ à ouverture constante.
Une courbe $H_n(Q)$ pour chaque valeur de u_2 ou une parabole unique dans les coordonnées $\frac{gH}{u_2^2}, \frac{Q}{u_2}$.

(Fig. 2.22). Aux points de rendements optimaux T, T', T'' correspondent sur les droites AM les points S, S', S'' alignés sur une même droite. En effet, le point de rendement optimal qui correspond à un fonctionnement sans choc est caractérisé par une valeur constante de l'angle β_1 indépendant de α_1, on a donc :

$$c_{u_1} = u_1 + \frac{c_{m_1}}{\operatorname{tg}\beta_1} = m.u_2 + \frac{Q}{S_1}\cdot\frac{1}{\operatorname{tg}\beta_1} \qquad c_{u_2} = u_2 - \frac{Q}{S_2}\cdot\frac{1}{\operatorname{tg}\beta_2}$$

(voir figure 2.19).

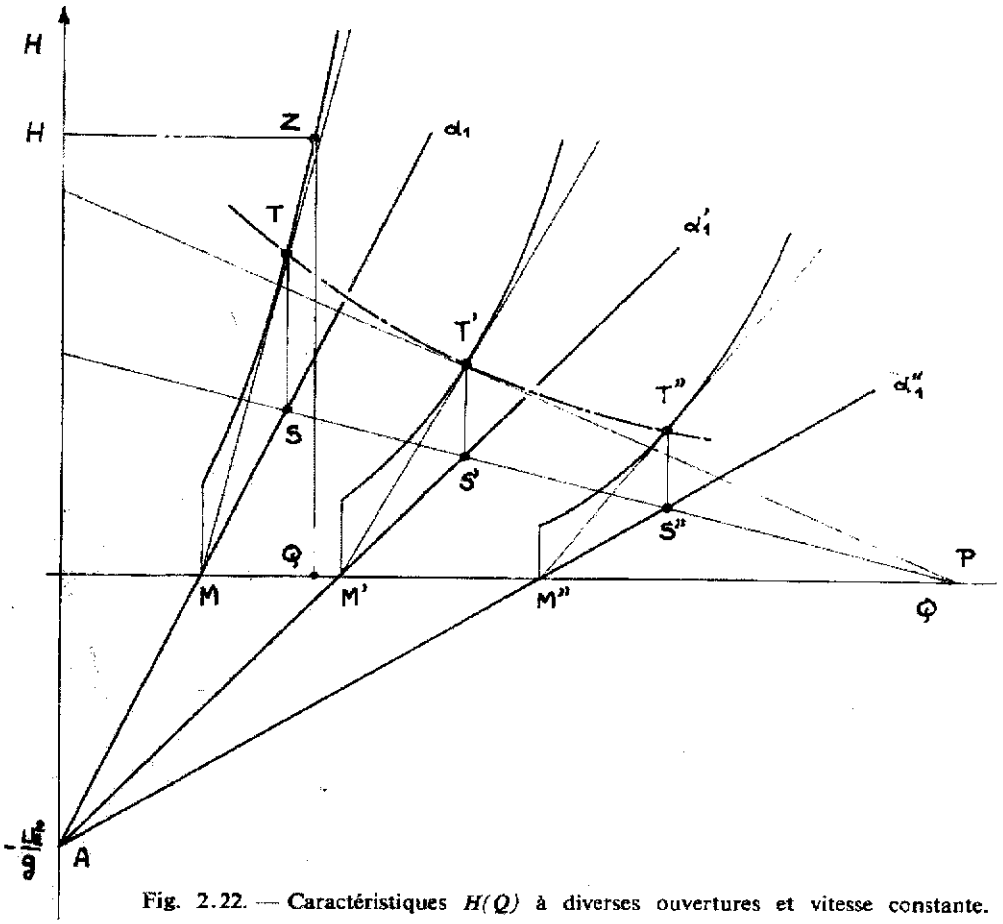


Fig. 2.22. — Caractéristiques $H(Q)$ à diverses ouvertures et vitesse constante.

d'où :

$$gH_{eff} = u_2^2(m^2 - 1) + Q.u_2\left[\frac{m}{S_1}\cdot\frac{1}{\operatorname{tg}\beta_1} + \frac{1}{S_2}\cdot\frac{1}{\operatorname{tg}\beta_2}\right] = u_2^2(m^2 - 1) + Q.u_2.K$$

équation qui, dans les coordonnées H, Q représente la droite S, S', S''.

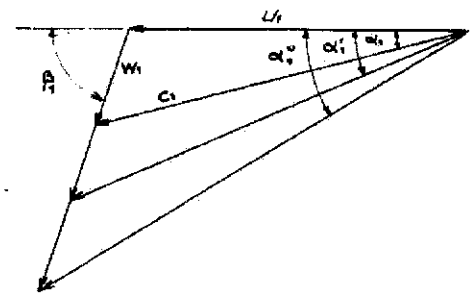


Fig. 2.23. — Triangles des vitesses à l'entrée pour fonctionnement sans choc.

La courbe T, T', T'' joint les points de fonctionnement sans choc (points de rendement optimal), la tangente PT' définit la valeur maximale de ce rendement.

La théorie de Bergeron que nous venons de résumer a été établie en partant d'une turbine élémentaire mais les prévisions ainsi obtenues sont valables pour une turbine complète même spécifiquement rapide, l'expérience montre en

effet que les hauteurs effectives déterminées à partir des puissances, déduction faite des pertes mécaniques et par frottements de flasques varient bien linéairement en fonction du débit. La droite expérimentale fait connaître par son ordonnée à l'origine la valeur moyenne de u_2 c'est-à-dire le rayon moyen de sortie de l'eau et par son inclinaison la valeur moyenne du coefficient K où entrent les valeurs de α_1 et β_2.

Généralement les turbines fonctionnent sous une chute constante H_0 et on cherche à déterminer en fonction de la vitesse les débits, couples, puissances, rendements, le paramètre de fonctionnement étant l'ouverture du distributeur. La transposition s'effectue aisément à partir des courbes de Bergeron en utilisant les relations de similitude des turbomachines, voir § 2.3.4.

Soit, par exemple, Z un point de coordonnées H et Q appartenant à la caractéristique de paramètre u_2 (vitesse de rotation N), figure 2.22. On aura :

$$\left(\frac{H}{H_0}\right)^{1/2} = \frac{N}{N_0}$$

$$\frac{Q}{Q_0} = \left(\frac{H}{H_0}\right)^{1/2}$$

$$\frac{P}{P_0} = \left(\frac{H}{H_0}\right)^{3/2}$$

et

$$\frac{C}{C_0} = \frac{H}{H_0} \qquad (\eta = \eta_0)$$

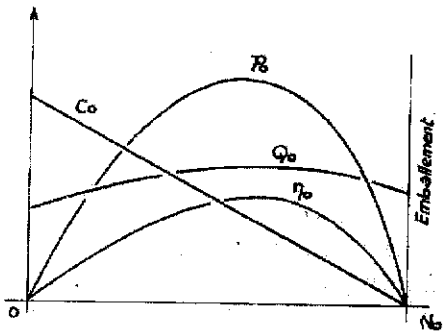


Fig. 2.24. — Caractéristiques théoriques sous chute et à ouverture constantes.

relations qui permettent de tracer les caractéristiques : $Q_0(N_0)$, $P_0(N_0)$, $\eta(N_0)$ sous une chute constante H_0, pour une ouverture α_{1_0} donnée (Fig. 2.24).

2.3. **Similitude.**

2.3.1) *Lois générales de la similitude mécanique.*

La similitude mécanique est réalisée entre deux systèmes quelconques S et S' lorsque :

— ils restent à chaque instant géométriquement semblables avec un rapport de similitude $\lambda = L/L'$ pour les dimensions et les trajectoires,

— les grandeurs de même nature physique qui les caractérisent sont dans un même rapport en tous points à des instants homologues. Ces grandeurs sont par exemple : les masses $M/M' = m$, les forces $F/F' = f$, les vitesses $V/V' = v$, etc. Le rapport des temps étant défini par $T/T' = t$.

Cette définition s'applique aussi bien aux liquides et aux gaz qu'aux solides. Pour les systèmes hétérogènes la similitude intéresse les éléments respectifs de même nature qui les constituent.

La loi fondamentale de la mécanique appliquée à deux éléments homologues en des temps homologues donne une première relation de similitude absolument générale :

$$F = M\frac{dV}{dT} \quad \text{et} \quad F' = M'\frac{dV'}{dT'} \quad \text{conduisent à : } f = m\frac{v}{t}$$

ou, avec :

$$v = \frac{\lambda}{t} \qquad f = \frac{mv^2}{\lambda} = m\frac{\lambda}{t^2}. \qquad 1)$$

Cette relation exprime le rapport des forces extérieures qui créent le mouvement des éléments considérés. Lorsque ces forces extérieures sont les forces poids : $m = f$ et la relation 1 devient :

$$\frac{v^2}{\lambda} = 1 \qquad \text{soit} \qquad \frac{V}{\sqrt{gL}} = \mathcal{F}$$

cette relation dite de Froude caractérise la similitude des écoulements avec forces poids prépondérantes.

Lorsqu'il s'agit de particules appartenant à des fluides en charge il peut être commode de faire apparaître le rapport des pressions motrices

$$a = \frac{f}{\lambda^2} = \frac{mv^2}{\lambda^3} = \frac{m}{\lambda t^2}. \qquad 2)$$

2.3.2) *Ecoulement en charge des fluides parfaits.*

Les écoulements en charge obéissent à l'équation de Bernoulli qui s'écrit, en l'absence de pertes :

$$\frac{V_2^2 - V_1^2}{2} + \frac{p_2 - p_1}{\rho} = g(H_1 - H_2). \qquad 3)$$

En l'appliquant aux deux systèmes et en effectuant les rapports membre à membre des égalités obtenues il vient :

$$\frac{\dfrac{V_2^2 - V_1^2}{2} + \dfrac{p_2 - p_1}{\rho}}{\dfrac{V_2'^2 - V_1'^2}{2} + \dfrac{p_2' - p_1'}{\rho'}} = \frac{H_1 - H_2}{H_1' - H_2'} = \frac{H}{H'} \qquad 4)$$

or :

$$\frac{V_2^2}{V_2'^2} = \frac{V_1^2}{V_1'^2} = \frac{V_2^2 - V_1^2}{V_2'^2 - V_1'^2} = v^2 = \frac{a\lambda^3}{m}$$

$$\frac{p_2}{p_2'} = \frac{p_1}{p_1'} = \frac{p_2 - p_1}{p_2' - p_1'} = a \quad \text{et} \quad \frac{\rho}{\rho'} = \frac{m}{\lambda^3}$$

d'où :

$$\frac{p_2 - p_1}{p_2' - p_1'} \times \frac{\rho'}{\rho} = \frac{a\lambda^3}{m} = v^2$$

et l'équation 4 conduit à :

$$v^2 = \frac{H}{H'}. \qquad 5)$$

Le retour aux grandeurs homologues à partir de l'équation 5 donne :

$$V/V' = \sqrt{H/H'} \qquad 5')$$

qui constitue une relation de similitude caractérisant l'écoulement en charge des fluides parfaits. Cette relation dite de Combe-Rateau ne fait pas apparaître les dimensions des modèles, l'échelle des vitesses et celle des longueurs sont indépendantes. Cette indépendance n'est pas gênante tant que les dimensions verticales du modèle restent négligeables vis-à-vis des chutes, elle le devient dans le cas contraire car elle entraîne une inégale répartition des pressions dans les deux systèmes. C'est le cas pour les installations de basse chute ou l'étude du comportement d'une turbine à l'aspiration (cavitation). Il devient alors nécessaire de lier les dimensions aux chutes en tenant compte de la relation de Froude qui introduit la condition supplémentaire : $\frac{L}{L'} = \frac{H}{H'}$.

2.3.3) *Ecoulement en charge des fluides visqueux.*

En régime laminaire les tensions tangentielles, F, entre couches liquides mesurées dans la direction de l'écoulement satisfont à la relation :

$$F = Z.S \frac{dV}{dL} \qquad 6)$$

Z, coefficient de viscosité dynamique (N.s/m^2 ou poiseuille),

S, surface de contact entre couches liquides, $\frac{dV}{dL}$, gradient des vitesses dans le sens perpendiculaire à l'écoulement.

Appliquée aux deux systèmes homologues la relation 6 conduit à :

$$f = z.\lambda.v$$

qui rapprochée de 1 donne :

$$\frac{v\,\lambda}{z\,\dfrac{\lambda^3}{m}} = 1$$

soit en revenant aux grandeurs :

$$\frac{VL}{\dfrac{Z}{\rho}} = \frac{V'L'}{\dfrac{Z'}{\rho'}} = \mathrm{Re} \qquad 6')$$

L, une longueur de référence, en général une dimension mesurée dans le sens perpendiculaire à l'écoulement, le diamètre de la conduite si celle-ci est circulaire,

Z/ρ viscosité cinématique (m^2/s),
Re, le nombre de Reynolds.

Deux écoulements laminaires sont donc mécaniquement semblables s'ils présentent même nombre de Reynolds en des points homologues. La viscosité étant une propriété intrinsèque sans aucune relation avec toute autre caractéristique du fluide, les équations 6' et 5' n'ont aucune raison d'être compatibles.

Fort heureusement, lorsque le nombre de Reynolds devient suffisamment élevé, le régime d'écoulement laminaire se trouve limité à une couche de faible épaisseur s'écoulant le long des parois. Le reste du fluide est le siège d'un écoulement turbulent pour lequel les tensions tangentielles varient comme le carré des vitesses et sont ainsi homogènes aux pressions motrices. On dit que la viscosité fictive due à l'agitation de turbulence masque la viscosité propre du fluide. La similitude des écoulements à forte turbulence suit ainsi les mêmes lois que celle des fluides parfaits sauf en ce qui concerne la détermination des pertes où il convient de prendre en considération la condition de Reynolds.

2.3.4) *Similitude des turbines hydrauliques.*

Dans des turbines dont les parties hydrauliques sont géométriquement semblables les vitesses absolues (c), d'entraînement (u) et relatives (w) restent dans le même rapport :

$$\frac{c}{c'} = \frac{u}{u'} = \frac{w}{w'}$$

en particulier à l'entrée et à la sortie de la roue où les triangles des vitesses des deux machines sont semblables.

En admettant que la similitude des écoulements suive les mêmes lois que

celle des fluides parfaits en raison de la turbulence relativement élevée, la relation 5′ conduit à énoncer l'égalité des coefficients de vitesses :

$$Kc = \frac{c}{\sqrt{2gH}} = \frac{c'}{\sqrt{2gH'}} \qquad Ku = \frac{u}{\sqrt{2gH}} = \frac{u'}{\sqrt{2gH'}}$$

$$Kw = \frac{w}{\sqrt{2gH}} = \frac{w'}{\sqrt{2gH'}},$$

et relations analogues pour Kc_u et Kc_m.

Le rendement hydraulique qui a pour expression :

$$\eta_h = 2[Ku_1 . Kc_{u_1} - Ku_2 . Kc_{u_2}]$$

est donc théoriquement le même pour les deux machines et ceci même en dehors du point de calcul car les pertes par chocs, proportionnelles à w_c^2 obéissent comme les pertes de charge à la loi de similitude des vitesses. En fait les pertes de charge dépendent également du nombre de Reynolds et de la rugosité des parois, éléments qui ne peuvent être identiques pour la turbine industrielle et le modèle réduit, la première se trouvant favorisée en raison de ses dimensions plus importantes. L'égalité des rendements hydrauliques n'est donc pas vérifiée et des relations dites de transposition permettent d'en tenir compte. Cet élément mis à part les relations de similitude déduites de l'équation 5′ lient toutes les autres caractéristiques avec une exactitude très suffisante.

Relations de similitude des turbines hydrauliques.

Le problème posé peut s'énoncer ainsi : connaissant les caractéristiques d'une turbine donnée (débit Q, puissance P, vitesse N, couple moteur C) qui fonctionne sous une chute H, déduire les caractéristiques (Q', P', N', C') d'une autre turbine géométriquement semblable qui fonctionne sous la chute H'.

Les vitesses sont proportionnelles aux racines carrées des chutes, on peut écrire :

$$\frac{u}{u'} = \frac{N . D}{N' . D'} = \left(\frac{H}{H'}\right)^{1/2} \qquad \frac{N}{N'} = \frac{1}{\lambda}\left(\frac{H}{H'}\right)^{1/2}. \qquad 7)$$

Les débits sont égaux aux vitesses multipliées par les sections de passage correspondantes :

$$\frac{Q}{Q'} = \lambda^2 \left(\frac{H}{H'}\right)^{1/2}. \qquad 8)$$

Les rendements hydrauliques étant supposés égaux les puissances sont dans le rapport :

$$\frac{P}{P'} = \frac{Q}{Q'} \cdot \frac{H}{H'} \cdot \frac{\varpi}{\varpi'} = \lambda^2 \cdot \left(\frac{H}{H'}\right)^{3/2} \cdot \frac{\varpi}{\varpi'} = \lambda^2 \cdot \left(\frac{H}{H'}\right)^{3/2} \qquad 9)$$

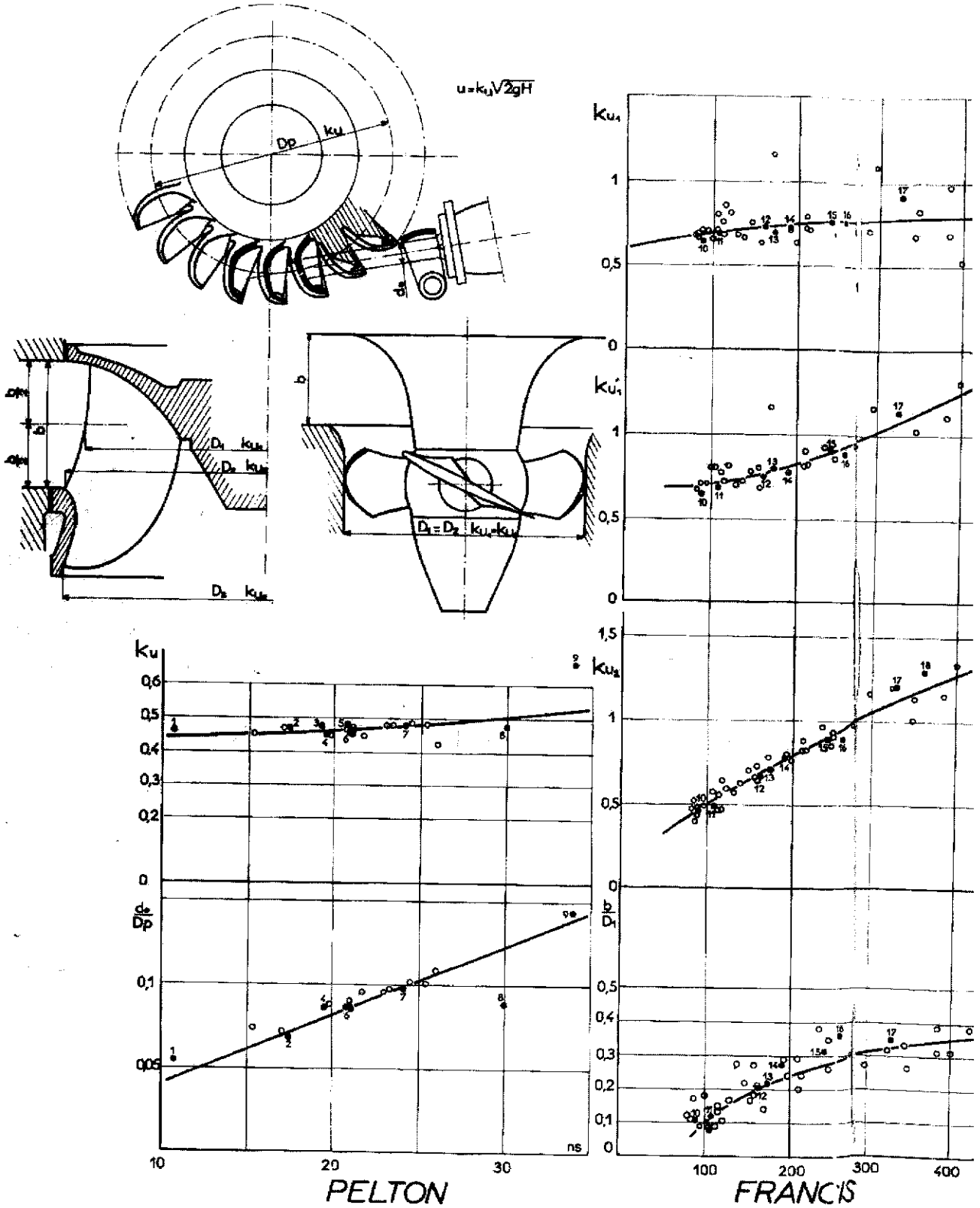
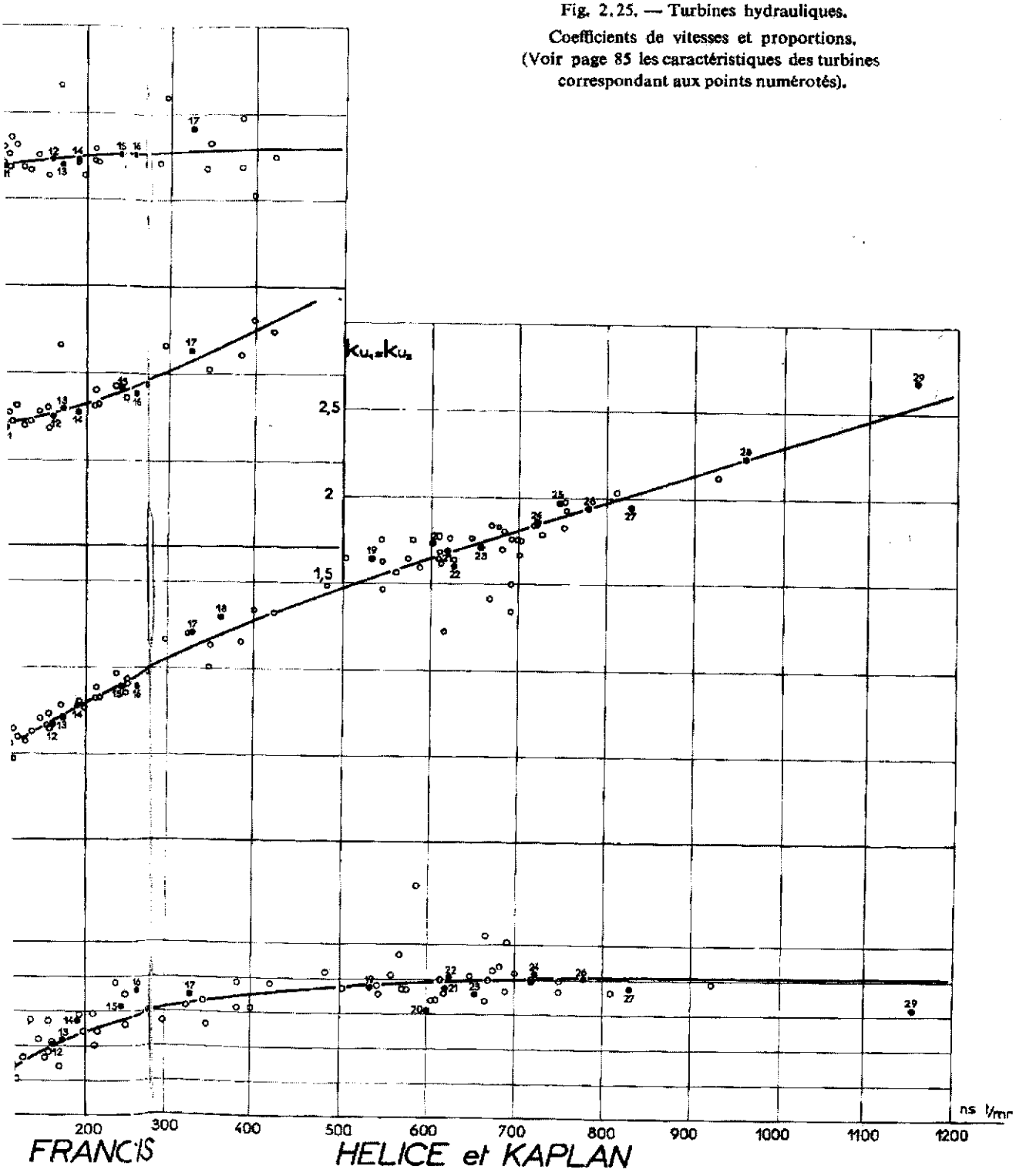

u=kᵤ√2gH
Dp
kᵤ
D₁ kᵤ₁
D₂ kᵤ₂
D₃ kᵤ₃
D₁=D₂ kᵤ₁=kᵤ₂
kᵤ
de/Dp
ns
PELTON
kᵤ₁
kᵤ'₁
kᵤ₂
b/D₁
FRANCIS

Fig. 2.25. — Turbines hydrauliques.
Coefficients de vitesses et proportions.
(Voir page 85 les caractéristiques des turbines correspondant aux points numérotés).



car généralement les deux turbines fonctionnent avec le même fluide (exception dans le cas des essais à l'air des machines hydrauliques).

Les couples moteurs proportionnels aux puissances et inversement proportionnels aux vitesses angulaires s'expriment par :

$$\frac{C}{C'} = \frac{P}{P'} \cdot \frac{N'}{N} = \lambda^3 \cdot \frac{H}{H'} . \qquad 10)$$

Pour évaluer l'erreur commise en identifiant les rendements hydrauliques des deux machines désignons par ΔH le gain de chute nette de la turbine industrielle résultant du fait que les pertes de charge dans celle-ci sont plus faibles que dans le modèle d'essais. Les relations 7, 8 et 9 deviennent :

$$\frac{N + \Delta N}{N'} = \frac{1}{\lambda}\left(\frac{H + \Delta H}{H'}\right)^{1/2} \quad \text{ou} \quad \frac{N + \Delta N}{N} = \left(\frac{H + \Delta H}{H}\right)^{1/2}$$

soit

$$\Delta n = \frac{1}{2}\Delta h$$

en posant $\frac{\Delta N}{N} = \Delta n$ et $\frac{\Delta H}{H} = \Delta h$ et en confondant $(1 + \Delta h)^{1/2}$ avec $1 + \frac{\Delta h}{2}$

$$\frac{Q + \Delta Q}{Q'} = \lambda^2 \left(\frac{H + \Delta H}{H'}\right)^{1/2} \quad \text{soit} \quad \Delta q = \frac{1}{2}\Delta h \quad \text{avec} \quad \frac{\Delta Q}{Q} = \Delta q$$

et

$$\frac{P + \Delta P}{P'} = \lambda^2 \left(\frac{H + \Delta H}{H'}\right)^{3/2} \quad \text{soit} \quad \Delta p = \frac{3}{2}\Delta h \quad \text{avec} \quad \frac{\Delta P}{P} = \Delta p$$

Si le gain de rendement en passant du modèle à la turbine industrielle provoque une augmentation relative de puissance $\Delta p = 3\ \%$, ce qui est courant, il en résulte une augmentation relative de chute nette $\Delta h = 2\%$ et de débit $\Delta q = 1\%$. Pour conserver le débit théorique résultant de la similitude il faudrait réduire les dimensions linéaires dans le rapport $\left(\frac{1}{1{,}01}\right)^{1/2}$ soit environ $\frac{1}{1{,}005}$ valeur négligeable vis-à-vis de la marge constructive de la machine.

2.3.5) *Vitesses spécifiques.*

Puisque à partir d'une turbine donnée on peut déterminer les caractéristiques de toute une famille de turbines géométriquement semblables il est venu à l'idée des hydrauliciens de définir et de classer ces familles en fixant deux des trois caractéristiques (H, Q, N ou H, P, N) de la turbine de référence, la troisième constituant ainsi l'élément de définition et de classement. Le mode le

plus ancien et le plus utilisé jusqu'à maintenant définit la turbine de référence ou turbine spécifique par sa puissance : 1 ch et sa chute 1 m. Dans ces conditions la vitesse de cette turbine s'exprime à partir des relations 7 et 9 après élimination de λ et remplacement de P' et H' par l'unité :

$$ns = N.P^{1/2}.H^{-5/4} \qquad 11)$$

ns et N en t/mn, P en ch, H en m.

De 3 t/mn à 1 200 t/mn les trois types de turbines se trouvent représentés :

Pelton : $3 < ns <$ 36 t/mn,
Francis : $60 < ns <$ 400 t/mn,
Hélice : $300 < ns <$ 1 200 t/mn.

Ces valeurs s'appliquent à une turbine élémentaire, c'est-à-dire constituée d'une roue et de son distributeur. Ainsi le vide 36-60 t/mn peut être comblé par l'utilisation de Pelton multiples (avec deux jets sur une roue, ns se trouve multiplié par $\sqrt{2}$) et, avant la généralisation de la turbine hélice, les Francis multiples permettaient d'obtenir des vitesses spécifiques relativement élevées.

La vitesse spécifique peut s'exprimer en fonction des dimensions de la turbine et des coefficients de vitesses. Pour une turbine Pelton par exemple :

$$P = \frac{Q.\varpi.H.\eta}{75} \qquad \text{avec} \qquad Q = \frac{\pi.d^2}{4} \cdot c_0 = \frac{\pi.d^2}{4} \cdot Kc_0.\sqrt{2gH}$$

d, diamètre du jet et

$$N = \frac{60.u}{\pi.D} \qquad \text{avec} \qquad u = Ku.\sqrt{2gH}$$

D, diamètre du cercle tangent à l'axe du jet ou diamètre Pelton, conduisent à :

$$ns = 575.Kc_0^{1/2}.Ku \cdot \frac{d}{D} \cdot \eta^{1/2}$$

ou, avec les valeurs moyennes : $Kc_0 = 0{,}97$, $Ku = 0{,}48$, $\eta = 0{,}87$

$$ns = 252\,\frac{d}{D}. \qquad 12)$$

Dans le cas d'une turbine à réaction le débit s'exprime par :

$$Q = \frac{\pi}{4}\,[D_2^2 - D_m^2].Kc_{m2}\,.\sqrt{2gH} = \frac{\pi}{4}\,D_2^2(1 - m^2).Kc_{m2}\,.\sqrt{2gH}$$

en posant : $m = D_m/D_2$. D_2, D_m, respectivement diamètres de la roue et du moyeu à la sortie, et la vitesse de rotation s'écrit :

$$N = \frac{60u}{\pi D} = \frac{60}{\pi}\,\frac{Ku_2\sqrt{2gH}}{D_2} = \frac{60}{\pi}\,\frac{Ku_1\sqrt{2gH}}{D_1}$$

d'où :

$$ns = 575.Ku_2.Kc_{m2}{}^{1/2}.(1 - m^2)^{1/2}.\eta^{1/2} =$$

$$= 575.Ku_1 \cdot \frac{D_2}{D_1} \cdot Kc_{m2}{}^{1/2}.(1 - m^2)^{1/2}.\eta^{1/2} \qquad 13)$$

pour une turbine Francis on a généralement $m = 0$.

Ces relations ne suffisent évidemment pas pour définir le profil hydraulique d'une turbine de vitesse spécifique déterminée, il faut connaître les valeurs des coefficients de vitesses qu'elles font intervenir, valeurs que nous précisons plus loin.

La vitesse spécifique telle que nous l'avons définie conduit à une expression qui dépend du rendement et des unités choisies, en particulier elle utilise une unité de puissance périmée (le cheval ch). On peut éliminer le rendement et l'inconvénient résultant de l'unité de puissance en définissant la machine spécifique par le débit et la chute ($Q = 1$ m^3/s et $H = 1$ m), les relations 7 et 8 conduisent alors à :

$$ns = N.Q^{1/2}.H^{-3/4} \qquad 14)$$

expression identique à celle utilisée habituellement pour les pompes.

Il devient même possible de définir non plus une vitesse spécifique mais un chiffre de vitesse ou coefficient de vitesse angulaire sans dimension à partir de la relation indiquée ci-dessus, par exemple :

$$n_0 = \omega \cdot \frac{Q^{1/2}}{(gH)^{3/4}} \qquad \omega, \text{ en rad/s, } H \text{ en m, } Q \text{ en m}^3/\text{s} \qquad 15)$$

qui est préconisée par l'A. F. N. O. R. ou encore :

$$n_0' = \omega \frac{(Q/\pi)^{1/2}}{(2gH)^{3/4}} \qquad 15')$$

utilisée par les constructeurs suisses.

Comme pour les pompes on peut, également définir :

le coefficient de débit :

$$\varphi = \frac{4Q}{u_2.D_2^2(1 - m^2)} \qquad 16)$$

le coefficient de pression :

$$\psi = \frac{gH}{u_2^2} \qquad 17)$$

le coefficient de puissance :

$$\pi = \frac{4P}{\rho . u_2^3 . D_2^2 (1 - m^2)} = \varphi . \psi . \eta , \qquad 18)$$

le coefficient de diamètre :

$$\delta = \frac{D_2}{2} . \frac{\omega}{n_0} \frac{1}{(gH)^{1/2}} = \varphi^{-1/2} . \psi^{1/4} . (1 - m^2)^{-1/2}, \qquad 19)$$

le coefficient de vitesse angulaire s'exprime alors par :

$$n_0 = \varphi^{1/2} . \psi^{-3/4} . (1 - m^2)^{1/2} . \qquad 20)$$

Ces formes varient d'ailleurs avec les auteurs, c'est ainsi que l'on rencontre :

$$\varphi = \frac{c_{m_2}}{u_2}, \quad \varphi = \frac{4Q}{u_2 . \pi . D_2^2 (1 - m^2)}, \quad \psi = \frac{2gH}{u_2^2}$$

ou encore :

$$\varphi = \frac{Q}{S . \sqrt{2g . H}}, \qquad \psi = \frac{\omega . R}{\sqrt{2gH}}$$

R et S, rayon et section de référence.

Il convient toutefois de reconnaître que la vitesse spécifique telle qu'elle est définie par l'équation 11 et les coefficients de vitesses sont beaucoup plus utilisés par les constructeurs de turbines que les expressions données ci-dessus. Pour cette raison nous avons estimé plus utile de caractériser les proportions des parties hydrauliques des turbines en exprimant les coefficients de vitesses en fonction de la vitesse spécifique.

2.3.6) *Coefficients de vitesses et proportions des turbines hydrauliques.*

Les coefficients de vitesses sont habituellement exprimés en fonction de la vitesse spécifique soit par des formules soit par des diagrammes d'origine statistique tels que ceux de la figure 2.25. Les points correspondent à des réalisations dont quelques-unes parmi les plus connues ont leurs caractéristiques indiquées en annexe.

Non seulement le type mais l'architecture de la turbine varient avec la vitesse spécifique. C'est ainsi que la Pelton à faible *ns* de la figure 2.26 est caractérisée par de nombreux augets de dimensions réduites vis-à-vis du diamètre de la roue, ce que laisse prévoir la formule 12 lorsque l'on sait que l'encombrement de l'auget est proportionnel au diamètre du jet. Par contre la turbine de la figure 2.27 présente un nombre plus limité de gros augets. C'est la difficulté de les

placer jointe à l'évacuation défectueuse de l'eau qui interdit de pousser la vitesse spécifique sensiblement au-delà de 36 t/mn par jet pour ce genre de turbine.

La Francis lente a des canaux étroits, un diamètre d'entrée supérieur au diamètre de sortie et présente un écoulement nettement centripète, figure 2.28. L'augmentation de la vitesse spécifique provoque l'élargissement des canaux, l'augmentation relative du diamètre de sortie qui devient supérieur à celui de l'entrée, prévision que permet de faire la relation 13, tandis que l'écoulement tend à devenir axial : figure 2.29.

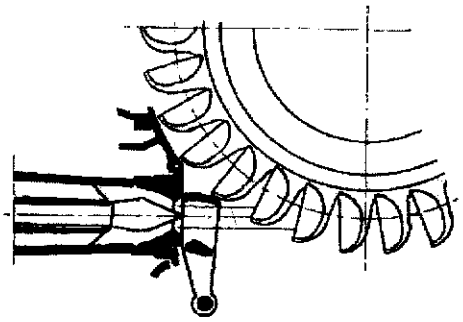


Fig. 2.26. — Profil schématique d'une turbine Pelton d'une vitesse spécifique : ns = 10,4 t/mn (par jet). Ateliers des Charmilles

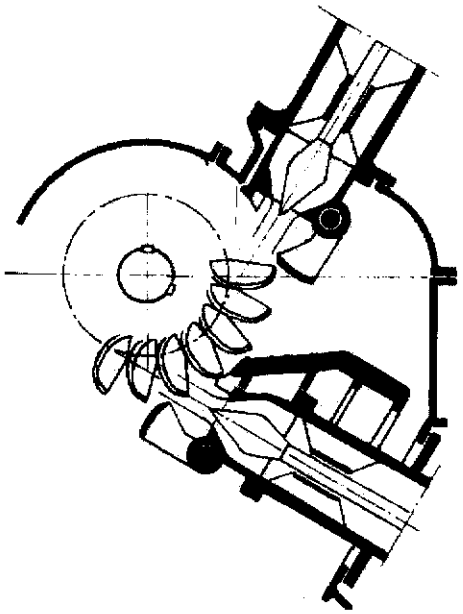


Fig. 2.27. — Profil schématique d'une turbine Pelton d'une vitesse spécifique : ns = 36 t/mn (par jet). Ateliers des Charmilles.

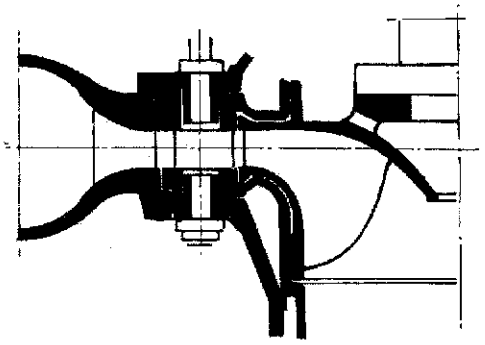


Fig. 2.28. — Profil schématique d'une turbine Francis d'une vitesse spécifique : ns = 100 t/mn. Ateliers des Charmilles.

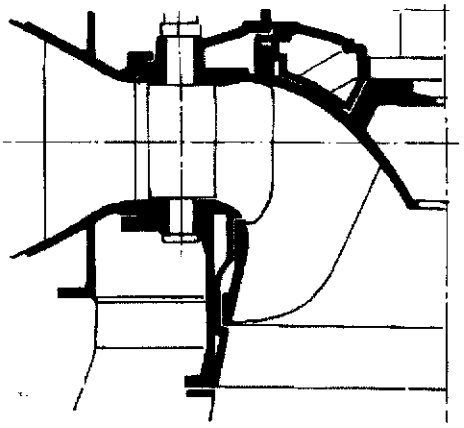


Fig. 2.29. — Profil schématique d'une turbine Francis de vitesse spécifique : ns = 292 t/mn.
Ateliers des Charmilles.

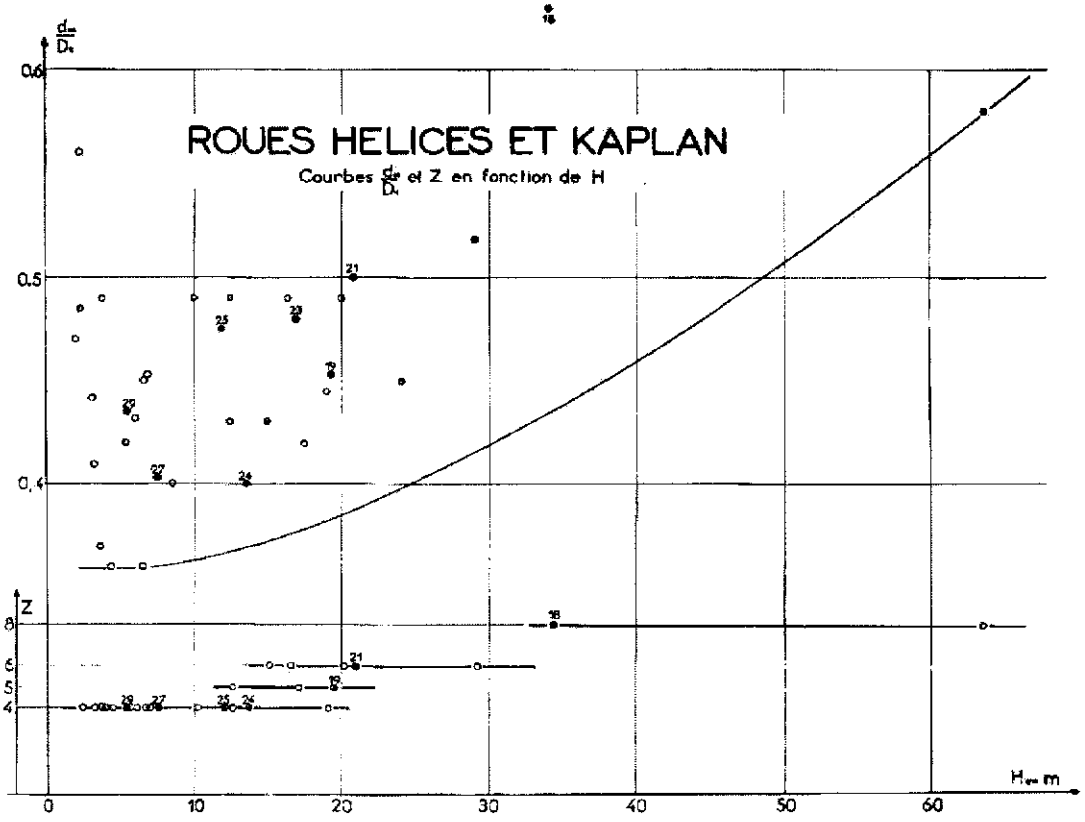


Fig. 2.30. — Proportions et nombre de pales des roues hélices et Kaplan en fonction de la chute.

Le moyeu de la roue Kaplan prend une importance de plus en plus grande à mesure que la chute augmente, voir diagramme figure 2.30.

La raison est d'ordre constructif car ce moyeu contient le mécanisme de manœuvre des pales qui, dans le cas des hautes chutes, doit transmettre des efforts élevés. Le fait de donner au moyeu un grand diamètre réduit l'écart des vitesses aux rayons extrêmes et conduit à des pales moins gauchies, qui, en général, correspondent à un meilleur écoulement (Fig. 2.31).

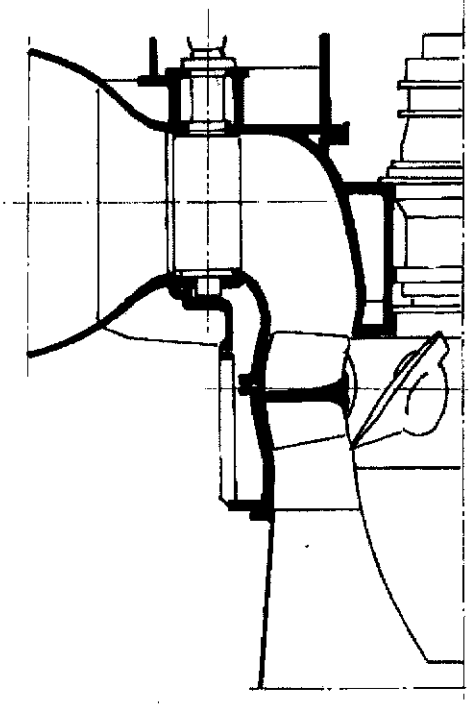


Fig. 2.31. — Profil hydraulique d'une turbine Kaplan d'une vitesse spécifique :

ns = 354 t/mn. Chute nette : 50,5 m.
Ateliers des Charmilles.

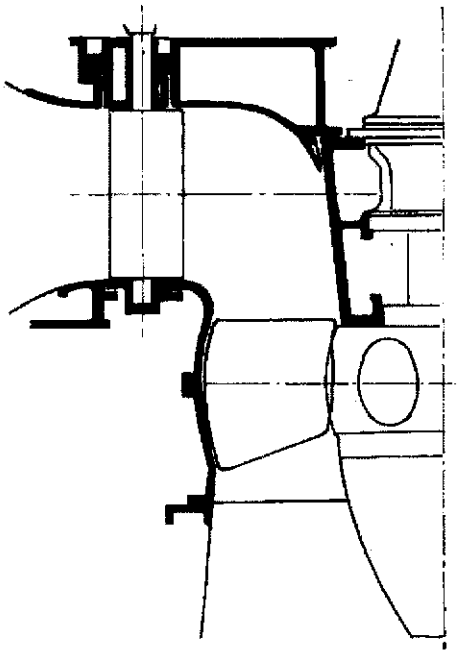


Fig. 2.32. — Profil hydraulique d'une turbine Kaplan d'une vitesse spécifique :

ns = 545 t/mn. Chute nette : 20,8 m.
Ateliers des Charmilles.

Pour résumer l'emploi de la vitesse spécifique comme facteur de classement nous avons reproduit un graphique donnant les limites pratiques, en fonction de la chute, que l'on peut observer pour les vitesses spécifiques de chaque type de turbine. On remarquera l'influence de la hauteur d'aspiration pour les turbines à réaction qui tient au fait, comme nous le verrons plus loin, que le danger de cavitation pour une chute donnée augmente avec la vitesse spécifique (Fig. 2.33).

2.3.7) *Cas où les lois de la similitude ne s'appliquent plus. Cavitation.*

Le terme de cavitation désigne la formation soit de cavités d'air raréfié, soit de bulles de vapeur lorsque la pression absolue s'abaisse à une valeur égale

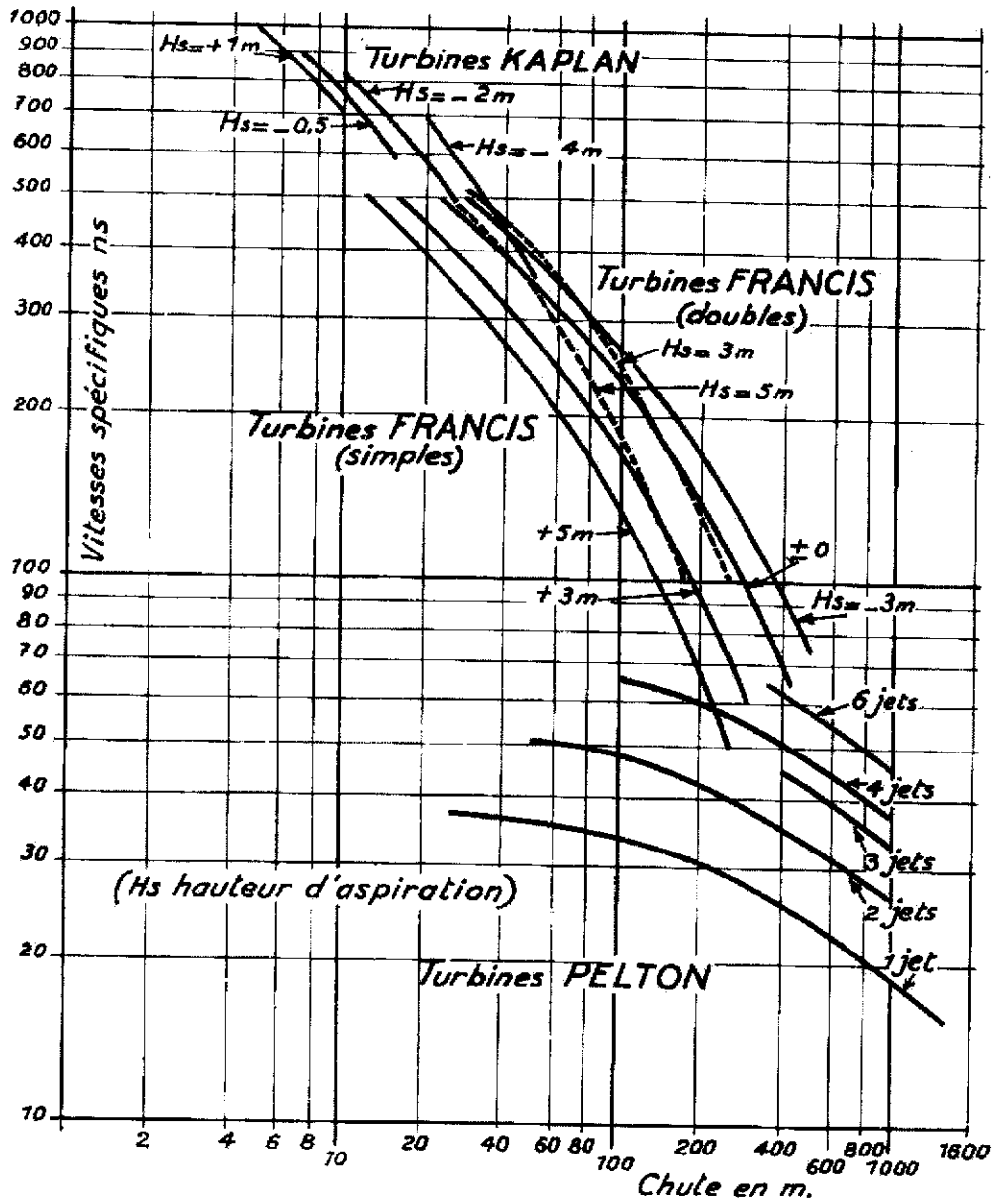


Fig. 2.33. — Limites des vitesses spécifiques en fonction de la chute (d'après Th. Bell. Kriens-Lucerne Suisse).

à la tension de cette vapeur, qui se forment au sein d'un liquide en mouvement ou au voisinage d'un corps se déplaçant dans le liquide. Les causes habituelles de la cavitation sont :

— une augmentation excessive de la vitesse de l'eau (un accroissement de vitesse s'accompagne d'un abaissement de pression ainsi que le montre le théorème de Bernoulli) ;

— une diminution de la pression absolue, ce qui se passe à l'entrée d'une roue de pompe ou à la sortie d'une roue de turbine à réaction ;

— une déviation de la veine liquide par un obstacle (aube ou aspérité) ;

— une élévation de température entraînant une augmentation de la tension de vapeur.

A l'endroit où se produit la vaporisation il y a diminution de la section de passage et, en outre, ce qui est beaucoup plus grave, dans la zone où la vapeur se condense sous l'effet de l'augmentation de la pression se produisent des chocs extrêmement importants. Ces chocs détruisent la cohésion de la matière des parois d'une manière telle que des perforations ou des ruptures peuvent se produire. De plus la cavitation cause de fortes vibrations préjudiciables à la longévité des machines. Voir figure 2.58, cavitation d'une roue hélice et figure 2.59 usure provoquée par la cavitation.

Il n'y a pas de similitude dans les phénomènes de cavitation mais on peut définir une similitude dans les conditions qui provoquent l'apparition de la cavitation.

C'est évidemment au voisinage de la sortie de la roue motrice que la cavitation va se produire. On introduit un coefficient de cavitation :

$$\sigma = \frac{\frac{p_a}{\varpi} - H_s}{H}$$

(p_a, pression atmosphérique, H_s hauteur d'aspiration, H, hauteur nette), qui doit rester supérieur au coefficient de cavitation critique défini à partir des vitesses du fluide :

$$\sigma_{cr} = \frac{(2 - \eta_s).c_{m2}^2 + k.w_2^2}{2gH} = (2 - \eta_s).Kc_{m2}^2 + k.Kw_2^2$$

Voir chapitre 4.6.3.

Considérons la turbine industrielle et son modèle à la limite de cavitation caractérisée par $\sigma = \sigma_{cr}$ nous aurons :

$$\frac{p_a}{\varpi} - H_s = \sigma_{cr}.H$$

$$\frac{p_a}{\varpi} - H'_s = \sigma'_{cr}.H'$$

or, au début de cavitation, les lois de similitude des turbomachines sont encore applicables car le phénomène n'est pas assez étendu pour perturber l'écoulement,

les coefficients de vitesses des deux machines sont égaux, en conséquence $\sigma_{cr} = \sigma'_{cr}$ et :

$$\frac{\frac{p_a}{\varpi} - H_s}{\frac{p_a}{\omega} - H'_s} = \frac{H}{H'}$$

expression qui permet de déterminer H'_s à partir de H_s.

L'expression 13 montre que n_s augmente avec Ku_2 et Kc_{m2}, or l'augmentation de l'un de ces coefficients, et à fortiori celle des deux, entraîne l'accroissement de σ_{cr}. En portant sur un graphique $\sigma = f(ns)$ les points qui correspondent à des turbines dont on connaît le comportement et placées dans les mêmes conditions au point de vue cavitation on peut tracer les courbes frontières qui délimitent des zones en dessous desquelles les conditions de cavitation sont plus défavorables (Fig. 2.34).

Il convient de remarquer le caractère approximatif de cette représentation qui ne fait pas intervenir certains facteurs pouvant influencer la cavitation tels que : tracé des parties hydrauliques, nombre d'aubes, température de l'eau. Elle permet surtout au constructeur qui l'a établie de comparer une installation nouvelle à d'autres dont les caractéristiques sont assez voisines et qui ont donné satisfaction au point de vue comportement de leurs roues à la cavitation.

2.4. L'expérimentation dans la construction des turbines hydrauliques.

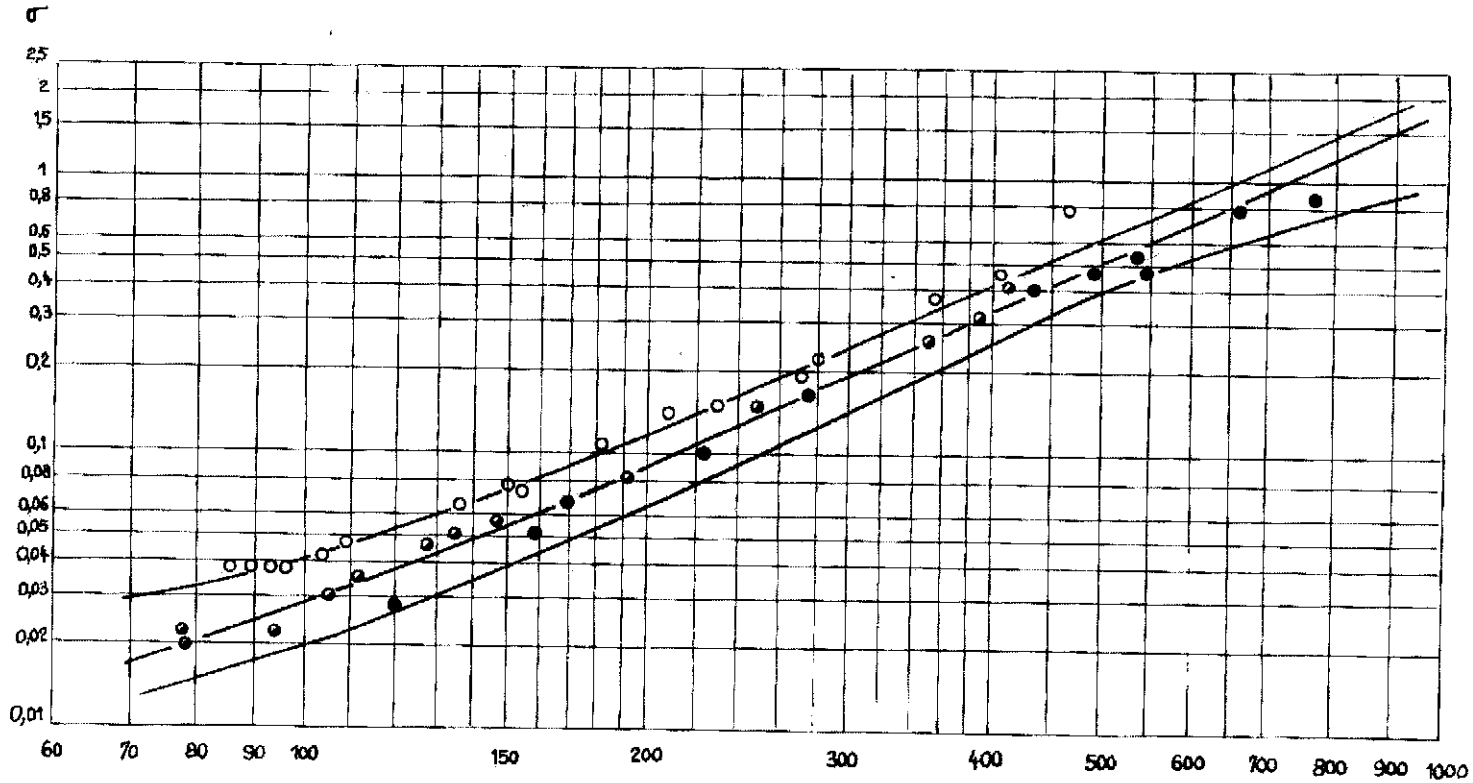
2.4.1) *Nécessité et justification des essais.*

Le problème de l'écoulement dans les turbines est trop complexe pour être étudié complètement avec les seuls moyens de la raison et du calcul, surtout si l'on veut tenir compte de tous les facteurs qui peuvent intervenir.

Les équations de l'hydrodynamique ne s'appliquent réellement qu'au seul point de fonctionnement et l'étude de toutes les conditions de marche d'une machine hydraulique (variations de l'ouverture et de la chute) n'est pas accessible au calcul. Celui-ci devient encore plus illusoire si le problème étudié se rattache à la cavitation.

Pour préciser un tracé obtenu au moyen des méthodes théoriques découlant des équations de l'hydrodynamique, rechercher les caractéristiques d'une machine dans toutes les conditions de fonctionnement, étudier l'implantation d'un groupe pour le placer dans les meilleures conditions de sécurité à la cavitation, l'expérience est la seule voie ouverte à l'ingénieur.

La connaissance du comportement des turbines déjà installées constitue une première source de renseignements, insuffisante toutefois en raison du caractère fragmentaire des essais ainsi effectués. D'autre part ces essais sont onéreux et dénués de tout caractère préventif. Leur principal avantage, qui



○ turbines ne cavitant pas.

◐ cavitation partielle.

● turbines réputées pour caviter.

Fig. 2.34. — Coefficient de cavitation $\sigma = \dfrac{Hatm - Hasp}{H}$ en fonction de la vitesse spécifique. D'après Neyrpic,

Caractéristiques de quelques turbines indiquées figures 2.25 *et* 2.30
(Points numérotés)

N°	*P* kW	*N* t/mn	*H* m	*ns* t/mn	Lieu d'installation	Constructeur
Turbines Pelton.						
1	2 × 20 500	500	995 1 304	10,7	Le Portillon (Fr.)	Charmilles
2	20 500	600	790	17,3	Ardon (Suisse)	Vevey
3	60 000	428,6	625	19,2	Montpezat (Fr.)	Escher Wyss
4	65 600	450	684	19,4	Cubatao (Brésil)	Charmilles
5	61 000	300	385	20,7	Bridge River (Can.)	Neyrpic
6	34 200 41 200	500	564 649	20,8	Goeschenen (Suisse)	Escher Wyss
7	34 900	300	443	24	Le Pouget (Fr.)	Charmilles
8	16 100	750	705	30	Pralognan (Fr.)	Charmilles
9	1 000	1 000	200	33,9	Valsassina (It.)	Riva
Turbines Francis.						
10	45 600	750	455	90	Fionnay (Suisse)	Escher Wyss
11	131 000	277	267	108	Bersimis (Canada)	Neyrpic
12	125 000	187,5	139	162	Aldeavila (Esp.)	Neyrpic
13	31 400 84 000	214	124,5 64,5	172	Serre-Ponçon (Fr.)	Vevey-CAFL
14	110 000	187,5	111,5	190	Bort (Fr.)	Charmilles
15	22 600	250	64	239	Golinhac (Fr.)	Jeumont-Riva
16	73 600	150	65	258	Génissiat (Fr.)	SFAC
17	29 000	214	61,5	327	Enchanet (Fr.)	Charmilles
Turbines Kaplan.						
18	24 700	214	34	360	Lavey (Suisse)	Vevey
19	46 000	94	19,3	535	Châteauneuf du-Rhône (Fr.)	Neyrpic
20	51 600	107,2	22	602	Donzère (Fr.)	Escher Wyss
21	20 400	167	20,8	622	Edéa (Cameroun)	Vevey
22	44 200	88,2	17	627	Fessenheim (Fr.)	SFAC
23	39 200	93,8	16,4	656	Ottmarsheim (Fr.)	Charmilles
24	33 000	79	10 13,6	725	Logis-Neuf (Fr.)	SFAC
25	9 100	150	12	750	Beaumont-Monteux (Fr.)	Neyrpic
26	14 900	75	8,3	778	Seyssel (Fr.)	Neyrpic
27	19 600	62,2	7,4	830	Birsfelden (Suisse)	Charmilles
28	8 500	100	6,9	960	La Vanelle (Fr.)	SFAC
29	9 000	88,2	5,5	1 155	Saint-Malo (Fr.)	Neyrpic

d'ailleurs suffit à les justifier, consiste à permettre des comparaisons modèle-réalité susceptibles d'apporter un contrôle des essais en laboratoire et de préciser les corrections qu'il convient de leur appliquer.

Les essais sur modèles réduits sont valables à condition de rester dans les limites fixées par les règles de la similitude. La loi de Froude est applicable en toute circonstance mais elle conduit à expérimenter avec des chutes qui sont dans le rapport des dimensions linéaires des turbines ce qui n'est pas toujours possible. Lorsqu'il n'est pas indispensable de reproduire la répartition locale des pressions, c'est-à-dire en l'absence de cavitation, on peut s'en tenir aux lois de similitude de Combe-Rateau et la chute peut être quelconque. Il est toutefois nécessaire pour reproduire les phénomènes au voisinage des parois d'obtenir un nombre de Reynolds suffisamment élevé c'est-à-dire d'opérer sur des modèles de dimensions relativement grandes (les diamètres des roues d'essais sont habituellement compris entre 0,25 et 1 m) sous des chutes relativement élevées.

La théorie ayant montré la similitude des processus d'écoulement dans le cas de l'eau et de l'air pour autant qu'il n'y ait pas cavitation avec l'eau et que l'influence de la compressibilité de l'air puisse être négligée, il devenait naturel de penser à l'utilisation de ce dernier fluide pour étudier des éléments et même des machines hydrauliques complètes. En choisissant judicieusement les dimensions et les vitesses d'écoulement les essais à l'air conduisent, comme nous le verrons plus loin, à des résultats satisfaisants et présentent certains avantages tels que la simplification des installations d'essais par l'absence de canaux de retour, la simplification des modèles qui peuvent être réalisés en matériaux bon marché (bois, carton, plâtre), la facilité des mesures de pressions. Ils ne peuvent remplacer complètement les essais à l'eau mais leur intérêt est suffisant pour justifier l'installation de stands d'essais aérodynamiques aux laboratoires des constructeurs.

Le programme de travail d'une station d'essais de turbines hydrauliques peut se présenter ainsi :

— mise au point des modèles et détermination sur ceux-ci des caractéristiques des machines à construire sous les divers régimes de fonctionnement (courbes topographiques). Les résultats obtenus permettent après transposition de définir les rendements garantis. Pour des installations de basse chute et de grande puissance ces essais peuvent même tenir lieu d'essais de réception ;

— études de cavitation, soit pour définir l'implantation d'une turbine par rapport au niveau aval (important en ce qui concerne les frais de génie civil), soit pour améliorer un tracé de roue ou d'aspirateur, soit pour étudier le comportement des matériaux sous l'effet de ce phénomène ;

— recherches diverses sur les écoulements dans les grilles d'aubes ou autres organes avec relevés de pressions et de vitesses, l'utilisation de l'air convient particulièrement à ce genre d'essais ;

— détermination des efforts de vannage aux divers régimes, détermination des poussées axiales, étude des phénomènes transitoires lors des mouvements de réglage, etc.

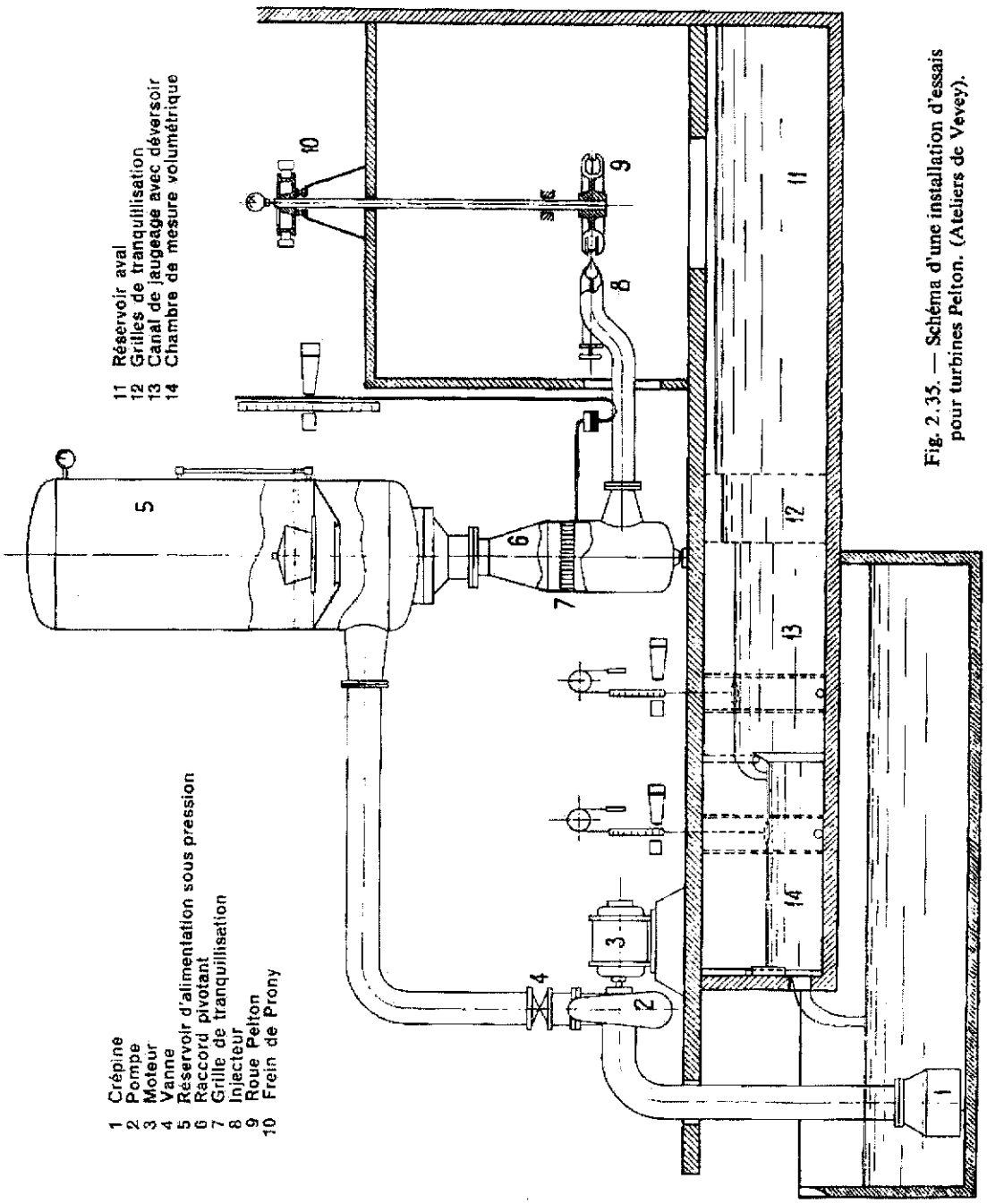


Fig. 2.35. — Schéma d'une installation d'essais pour turbines Pelton. (Ateliers de Vevey).

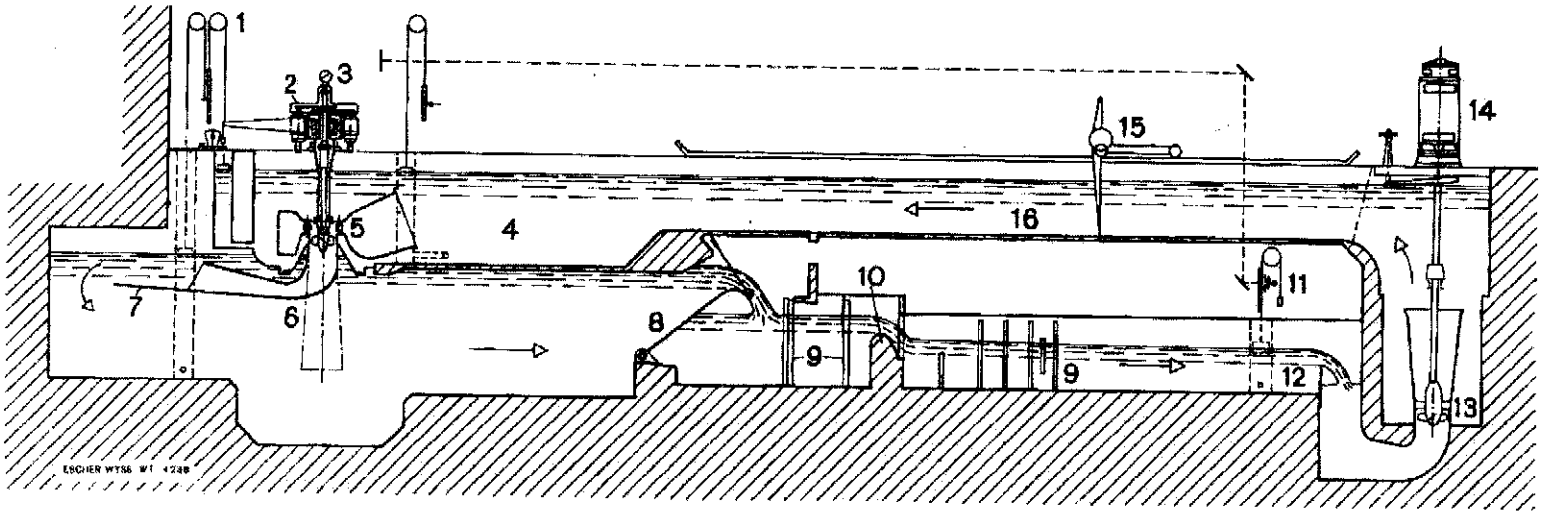


Fig. 2.36. — Stand d'essais à basse pression en circuit ouvert pour turbines Kaplan et Francis. Escher Wyss à Zurich.

1. Flotteur différentiel : chute.
2. Frein électrique.
3. Tachymètre électronique.
4. Chambre de turbine.
5. Turbine d'essai.
6. Tuyau d'aspiration.
7. Radier du canal de restitution.
8. Vanne clapet pour le réglage de la chute.
9. Grilles de tranquillisation.
10. Déversoir de régularisation.
11. Flotteur du déversoir : débit.
12. Déversoir de mesure, sans contraction latérale.
13. Pompe Kaplan réglable.
14. Moteur de pompe.
15. Ecran de jaugeage : contrôle du débit.
16. Canal de mesure par l'écran.

2.4.2) *Constitution d'un laboratoire d'essais.*

On rencontre habituellement trois circuits hydrauliques :

— un circuit haute pression pour l'essai des roues Pelton ;

— un stand d'essai moyenne et basse pression en circuit fermé équipé pour les observations de cavitation et destiné à l'essai des turbines à réaction,

— un stand basse pression en circuit ouvert permettant les essais de réception sur modèles Kaplan ou Francis de grand diamètre.

La plupart des constructeurs ont en plus un stand d'essais à l'air pour machines complètes (à réaction) et éventuellement des souffleries pour étude d'éléments de machines isolés ou de grilles d'aubes.

A titre d'exemples nous décrivons ci-dessous les dispositions générales de diverses installations d'essais appartenant à différentes firmes.

Installation d'essais pour turbines Pelton des Ateliers de Constructions Mécaniques de Vevey. (Vevey Suisse).

L'installation est schématisée figure 2.35. La pompe 2 débite dans un réservoir d'alimentation 5 d'où l'eau descend dans un appendice inférieur placé sur le même axe qui contient une série de cloisons de tranquillisation et qui alimente la tubulure de l'injecteur. Le coussin d'air du réservoir d'alimentation a un volume suffisant pour réduire au minimum les fluctuations de débit et de pression qui pourraient intervenir dans l'alimentation de la turbine. La détermination de la hauteur de chute se réduit à la lecture d'un manomètre à mercure, le débit est mesuré au déversoir sur le canal de retour. La turbine est freinée par un frein à sabots à fonctionnement automatique.

Stand d'essais à basse pression en circuit ouvert des Ets. Escher Wyss à Zurich, Suisse.

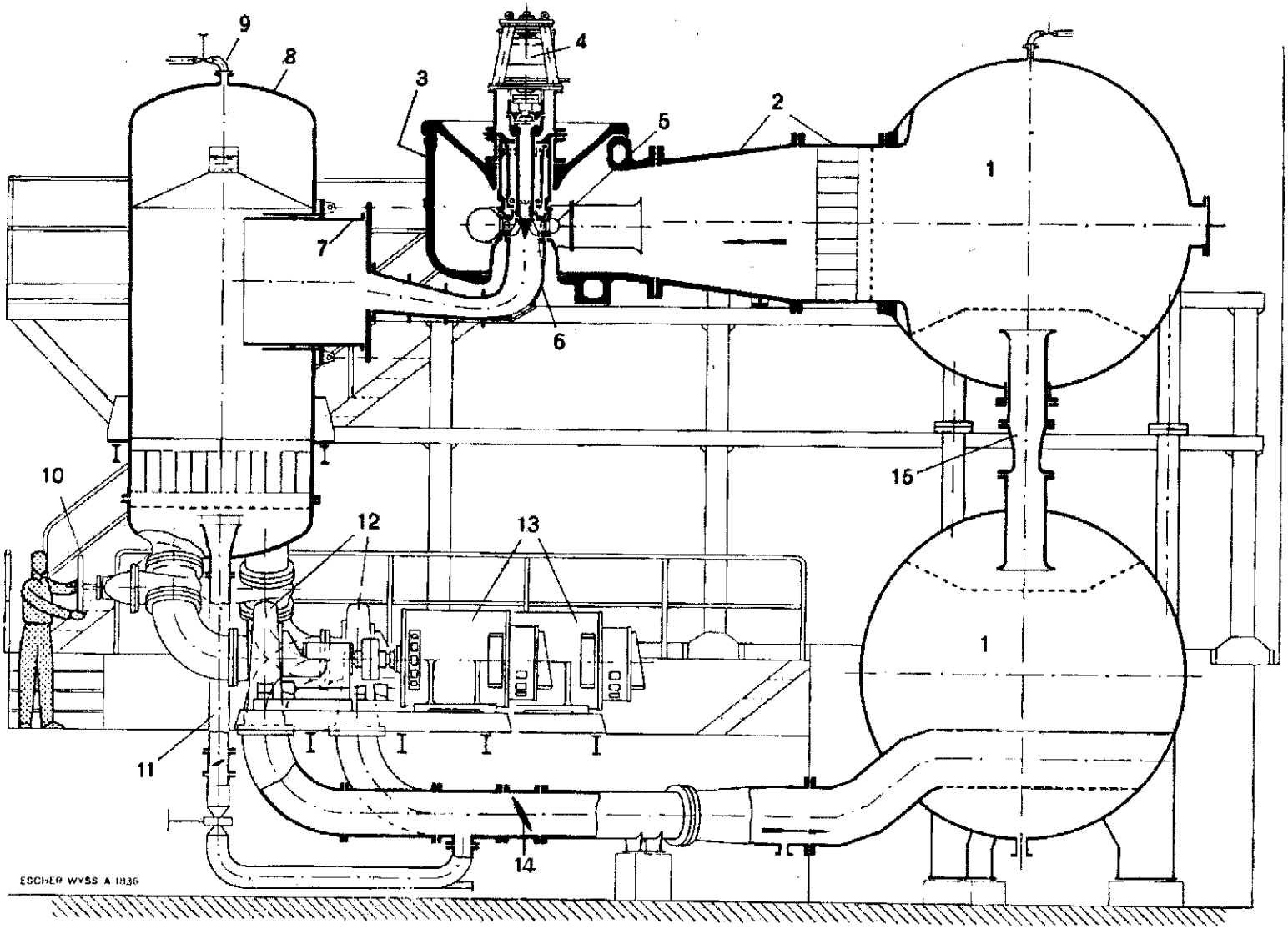
La figure 2.36 représente la disposition générale de cette installation. La circulation de l'eau, à débit variable, est assurée par une pompe Kaplan à pales réglables, la chute étant ajustée à la valeur désirée au moyen de la vanne clapet 8 et mesurée par le système de flotteurs différentiel 1. Deux moyens de mesure du débit sont prévus, un déversoir sans contraction latérale 12 et un écran mobile 15. Le frein du type électrique est combiné avec un système de mesure de la poussée axiale ; la figure 2.45 donne le détail de ces mécanismes.

Les turbines modèles ont un diamètre de roue pouvant atteindre 1 m, le débit peut atteindre 2 000 l/s et la chute 4 m. La précision des appareils de mesure est suffisante pour effectuer des essais de réception sur modèles réduits.

Stand d'essais en circuit fermé permettant la mesure des caractéristiques et l'observation simultanée des phénomènes de cavitation des Ets. Escher Wyss à Zurich.

La figure 2.37 donne le schéma de l'installation où l'on reconnaît :

— les pompes 12 et 13 assurant la circulation de l'eau et pouvant absorber chacune une puissance de 300 kw,


9
8
4
3
2
5
1
7
6
10
15
12
13
1
11
14
ESCHER WYSS A 1836

— les réservoirs sous pression 1, sphériques, séparés par le venturi de mesure du débit,

— la turbine modèle 5 et son frein hydraulique 4,

— le réservoir aval 8 sur lequel est prévu un piquage d'air comprimé ou de vide en vue de la variation du coefficient de cavitation.

L'adaptation du débit est obtenue en utilisant une ou deux pompes en série ou en parallèle et en faisant varier la vitesse des moteurs d'entraînement. Pour assurer le réglage de la chute de la turbine chaque conduite de pompe est dotée d'une vanne papillon 14 et d'un by-pass 11. On obtient ainsi une gamme élevée de débits, jusqu'à 1 100 l/s et de chutes, jusqu'à 100 m.

L'utilisation de l'air comprimé ou du vide permet de faire varier la hauteur d'aspiration de − 30 m (contrepression) à + 8 m (aspiration). Un dispositif optique permet l'observation des phénomènes de cavitation depuis le pupitre de commande, figure 2.38.

Installation aérodynamique pour l'essai des turbines des Ateliers des Charmilles à Genève, Suisse.

L'installation qui fonctionne en circuit ouvert est représentée figure 2.39. Elle travaille en dépression, c'est-à-dire que la soufflante 5 aspire l'air à travers la turbine modèle à axe vertical. Cet air après avoir traversé les filtres et le redresseur de la chambre de tranquillisation parvient à la tuyère de mesure de débit 4 en une veine homogène et dénuée de composantes giratoires. Après traversée de la soufflante 5 suivie du diffuseur l'air est renvoyé à l'atmosphère. La turbine est équipée d'une dynamo-frein pouvant tourner de 0 à 4 000 t/m et absorber 22 kW vers 2 000 t/mn. Le moteur de la soufflante (45 kW) est animé d'une vitesse qui peut varier entre 500 et 3 000 t/mn.

Nous allons voir rapidement dans quelles conditions il devient licite de remplacer l'eau par l'air et quelles en sont les conséquences sur les dimensions

---

Fig. 2.37 (ci-contre). — Stand d'essai en circuit fermé permettant la mesure des caractéristiques et l'observation simultanée des phénomènes de cavitation. (Escher Wyss à Zurich).

1. Réservoir sous pression en deux parties.
2. Pièce de raccordement et conduite d'amenée avec tranquillisateur incorporé.
3. Chambre de turbine. Les modèles peuvent être montés avec leur bâche spirale.
4. Frein hydraulique pour la mesure de puissance.
5. Turbine modèle avec paliers spéciaux (paliers sans frottement-paliers pesés).
6. Aspirateur avec fenêtres d'observation.
7. Tube télescopique axial permettant le montage de différents aspirateurs.
8. Réservoir aval.
9. Piquage du réseau d'air comprimé ou prise pour la pompe à vide en vue de la variation du coefficient de cavitation.
10. Robinets vannes permettant le couplage des pompes en série, en parallèle ou en marche individuelle.
11. Conduite by-pass.
12. Pompes centrifuges.
13. Moteurs d'entraînement de 300 kW chacun.
14. Vannes papillon pour le réglage de la hauteur de chute.
15. Venturimètre.

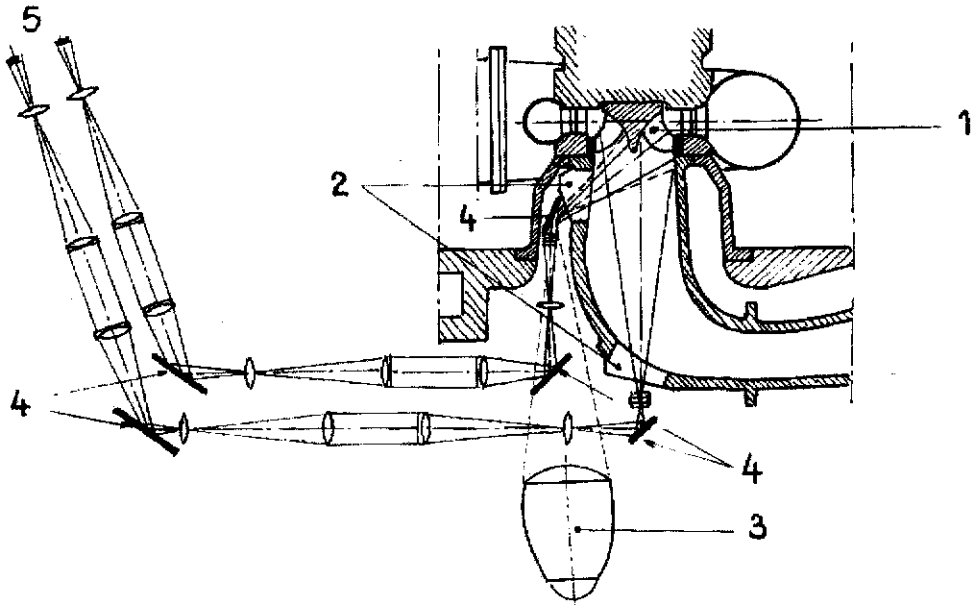


Fig. 2.38. — Installation optique pour l'observation des phénomènes de cavitation depuis le pupitre de commande du banc d'essais (fig. 2.37). (Escher Wyss. Zurich).

1 : roue de turbine observée. 2 : fenêtres en plexiglas. 3 : lampe stroboscopique. 4 : miroirs 5 : oculaires du pupitre.

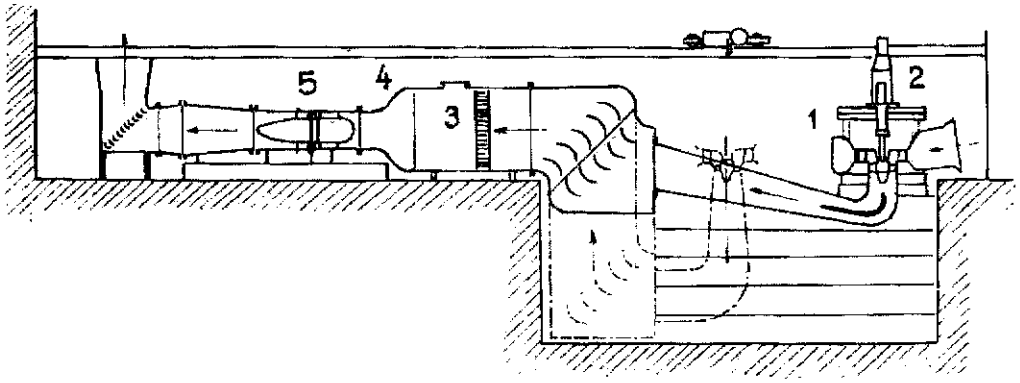


Fig. 2.39. — Banc d'essais aérodynamiques des Ateliers des Charmilles. Genève.

1 : turbine d'essais. 2 : frein. 3 : chambre de tranquillisation. 4 : tuyère. 5 : soufflante.

des machines les pressions et puissances mises en jeu. En premier lieu les effets de compressibilité doivent rester négligeables, il est aisé de montrer qu'il en est généralement ainsi. Considérons par exemple, un profil aérodynamique placé dans de l'air dont la vitesse d'écoulement est $V = 100$ m/s. L'écart de pression maximal s'établit au point d'arrêt et a pour valeur :

$$\frac{\Delta p}{\varpi} = \frac{V^2}{2g} = 512 \text{ m} .$$

Si l'air est dans les conditions atmosphériques normales :

$$\Delta p = 512 \times 1{,}22 = 623 \text{ da}N/\text{m}^2 \quad \text{soit en valeur relative } 6\ \%\ .$$

Un écart relatif de pression de 6 % correspond en évolution adiabatique à une variation relative de masse volumique de :

$$\frac{\Delta\rho}{\rho} = \frac{0{,}06}{\gamma} = \frac{0{,}06}{1{,}4} = 4{,}3\ \%$$

ce qui reste assez modéré.

Lorsque le fluide est compressible les forces agissant sur les profils sont multipliées par le rapport de Prandtl :

$$\frac{1}{\sqrt{1 - Ma^2}}$$

qui en admettant une célérité $a = 340$ m/s et $V = 100$ m/s garde une valeur $\dfrac{1}{\sqrt{1 - \left(\dfrac{100}{340}\right)^2}} = 1{,}045$ assez voisine de l'unité.

En second lieu les nombres de Reynolds des modèles essayés à l'eau ou à l'air doivent demeurer du même ordre de grandeur ce qui est facile à réaliser car :

$$\frac{Re_{air}}{Re_{eau}} = \frac{D_{air}}{D_{eau}} \cdot \frac{u_{air}}{u_{eau}} \cdot \frac{r_{eau}}{r_{air}}$$

on aura par exemple : $\dfrac{D_{air}}{D_{eau}} = 1{,}3$ (le modèle air étant d'une construction plus légère et moins onéreuse peut être plus grand que le modèle eau) :

$$\frac{u_{air}}{u_{eau}} = 10 \qquad \text{et} \qquad \frac{r_{eau}}{r_{air}} = \frac{1}{15}$$

ce qui conduit à :

$$\frac{Re_{air}}{Re_{eau}} = 0{,}87\ .$$

On montre également que les rugosités admissibles des modèles sont identiques avec l'un et l'autre fluide.

Les différences de pression mises en jeu sont relativement modérées, ainsi pour $Ku = 1{,}5$ et $u = 90$ m/s nous aurons :

$$H = \frac{1}{2g}\left(\frac{u}{Ku}\right)^2 = \frac{1}{2g}\left(\frac{90}{1{,}5}\right)^2 = 184 \text{ m d'air}$$

soit environ 230 mm d'eau pression mesurable avec une précision de 1/10 de mm.

Les puissances utilisées sont dans le rapport :

$$\frac{P_{air}}{P_{eau}} = \left(\frac{D_{air}}{D_{eau}}\right)^2 \times \left(\frac{u_{air}}{u_{eau}}\right)^3 \times \frac{\varpi_{air}}{\varpi_{eau}}$$

soit, par exemple, avec les chiffres indiqués ci-dessus : $\frac{P_{air}}{P_{eau}} = 2$, en tolérant une réduction du nombre de Reynolds (air) de l'ordre de 25 % ce qui est généralement sans conséquence on pourra aisément ramener le rapport des puissances à l'unité.

Nous ne nous étendrons pas sur la technique des mesures, étude qui sort du cadre de cet ouvrage, mais nous ferons quelques remarques sur les dispositifs utilisés.

La *mesure des débits* au déversoir exige le repérage des niveaux (ainsi que la mesure des chutes lorsque l'installation comporte des surfaces libres), le limnimètre à pointe donne une précision de 1/10 de mm mais le désir de centraliser les mesures conduit à préférer les systèmes à flotteurs et cables (Fig. 2.35 et 2.36). Avec une section de flotteur suffisante on obtient une précision du même ordre que celle donnée par le limnimètre.

La mesure des débits au venturi ainsi que les mesures des chutes dans les installations en circuit fermé reviennent à des mesures de pression. Le manomètre Bourdon se révèle insuffisant, tout au plus peut-il servir à donner des indications sommaires. Le manomètre à mercure est d'une excellente précision mais il devient encombrant pour les chutes importantes et il se prête mal à la centralisation des mesures. On préfère utiliser des dispositifs mécaniques avec systèmes éliminant les frottements tel que celui représenté sur la figure 2.40 et qui appartient à une installation Escher Wyss. Ce manomètre différentiel (mesure de débit au venturi) comporte deux pistons de diamètres égaux sur lesquels agissent en opposition les pressions à mesurer, l'élimination des frottements est assurée par un mouvement rotatif des pistons et la force résultante des pressions est transmise à une balance de mesure. La précision de lecture est de 1 à 2 cm de colonne d'eau pour une plage de mesure de 10 à 100 m d'eau.

Mesure des couples. Le frein (Fig. 2.41) est constitué d'un rotor 3 entraîné par la turbine et freiné par un stator 4. Ce dernier est retenu par un levier 9 de longueur L lié à un dispositif de mesure d'effort. La liaison rotor stator est obtenue par frottement mécanique dans le frein de Prony, par frottement liquide dans les freins hydrauliques, par action magnétique dans les dynamos-freins. Les freins à frottement doivent être refroidis car toute l'énergie absorbée est transformée en chaleur.

Les paliers 2, 6, 8 qui guident l'arbre en rotation sont portés par le stator du frein ce qui permet d'éliminer dans la mesure du couple de la turbine leurs propres couples de frottement ce qu'un raisonnement fort simple permet de vérifier.

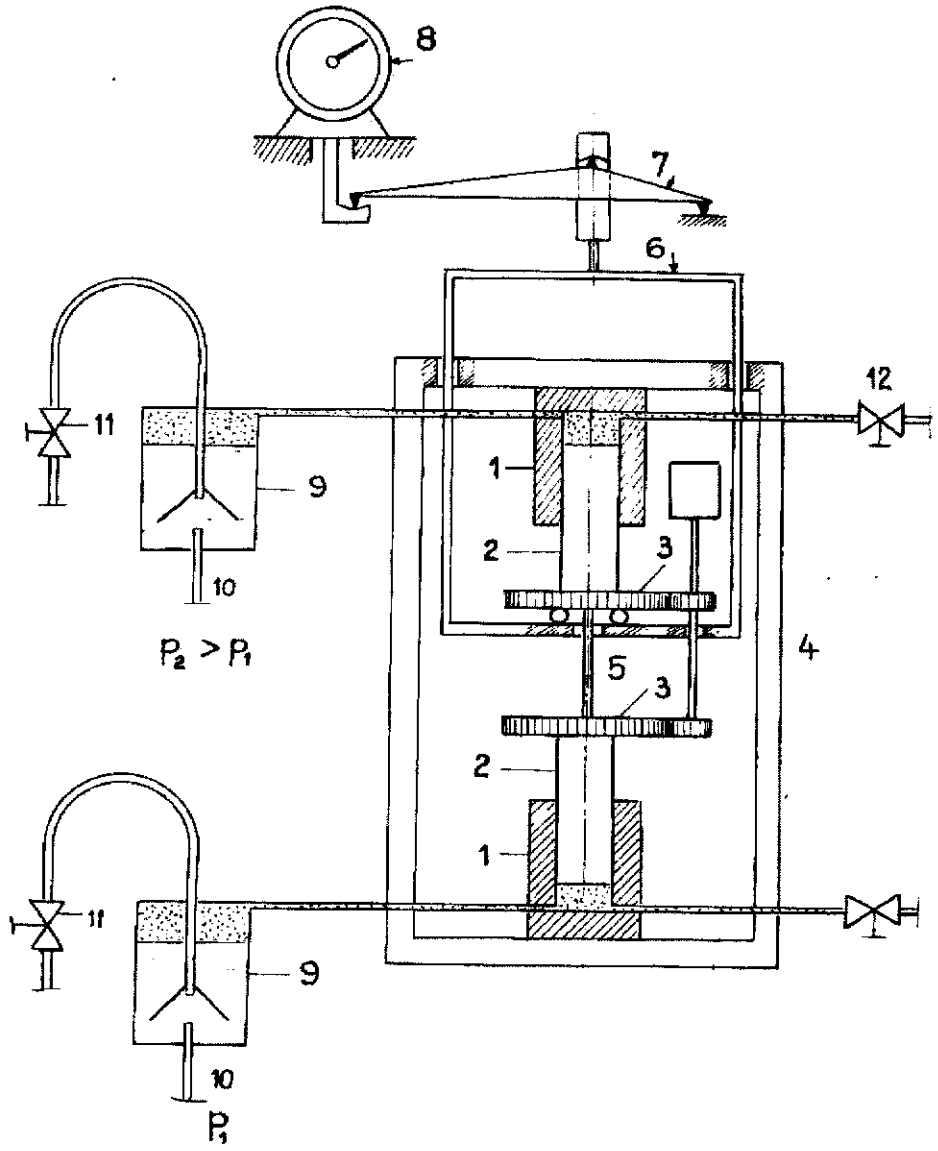


Fig. 2.40. — Schéma d'un manomètre différentiel à piston louvoyant à lecture directe. Escher Wyss. Zurich

Les pressions hydrauliques sont transmises par des récipients d'huile (9) dans deux cylindres séparés (1) sur des pistons rotatifs (2) de diamètres rigoureusement égaux. Le mouvement rotatif du piston a pour but d'éliminer tout frottement axial. La force résultante des pressions agissant sur les pistons est transmise par le cadre (6) à suspension par cardan et le fléau sur couteaux (7) à la balance de mesure (8). Précision de mesure : 1 à 2 cm de colonne d'eau pour une plage de mesure de 10 à 100 m d'eau.

1 : Cylindre. 2 : Piston louvoyant. 3 : Entraînement des pistons pour éliminer le frottement axial. 4 : Cadre de support. 5 : Liaison sur pointes des pistons. 6 : Cadre de transmission des forces. 7 : Fléau monté sur couteaux. 8 : Balance de mesure. 9 : Récipient pour la transformation de pression d'eau en pression d'huile. 10 : Conduites de liaison aux prises de pression. 11 : Robinets de purge d'eau des récipients à huile. 12 : Robinets de purge d'huile.

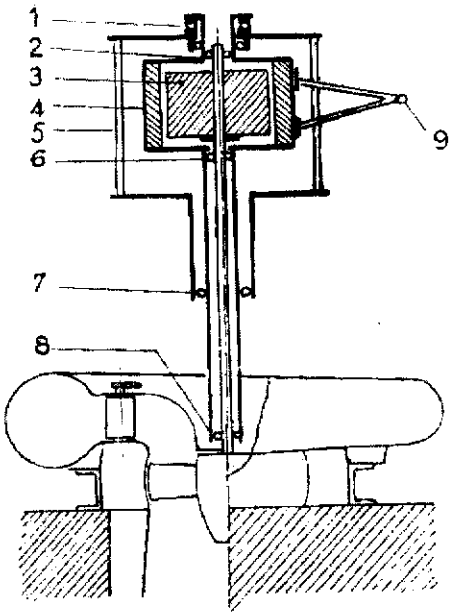


Fig. 2.41. — Schéma de principe du frein. Montage des paliers.
1 et 7 : paliers pour montage en pendule. 2, 6 et 8 : paliers de l'arbre. 3 : rotor. 4 : stator de freinage. 5 : bâti du frein. 9 : levier.

Le dispositif de mesure d'effort se présente souvent avec la disposition de la figure 2.42. La charge Q équilibre le frein lorsque $P = 0$. Le frein étant desserré et en équilibre le plateau de la balance 2 est amené au contact de Q au

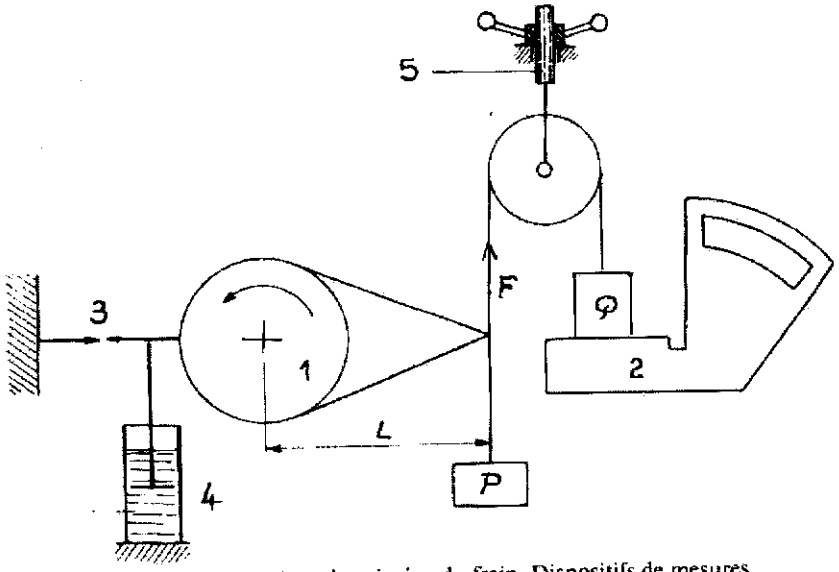


Fig. 2.42. — Schéma de principe du frein. Dispositifs de mesures.
1 : tambour de frein. 2 : balance. 3 : index. 4 : système d'amortissement. 5 : réglage de la position d'équilibre.

moyen du mécanisme 5. Lorsque l'effort F dépasse la capacité de la balance un poids P est ajouté et l'on a :

$$F = P + \text{indication de la balance}. \qquad C = F.L$$

L'expérimentation est considérablement facilitée en utilisant des freins automatiques. Le modèle représenté figure 2.43 comporte un frein principal et

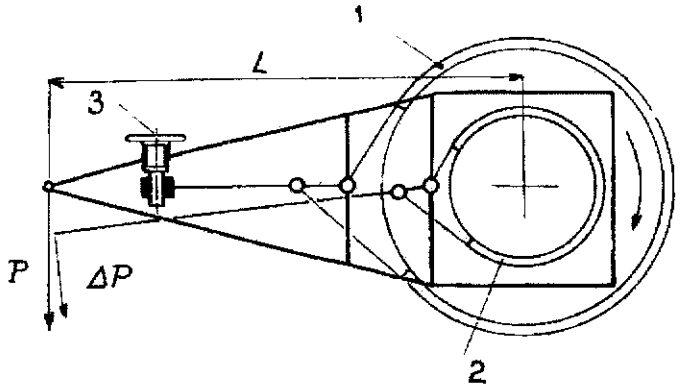


Fig. 2.43. — Frein automatique.

1 : frein principal. 2 : frein complémentaire. 3 : réglage du frein principal.

un frein auxiliaire, en cas d'excès de serrage du premier l'entraînement du bâti de frein dans le sens de la rotation provoque le desserrage du second. Le moment du couple a pour expression : $(P + \Delta P).L$. Les fluctuations ΔP sont mesurées par une balance à cadran. Dans le dispositif de la figure 2.44 les sabots mobiles sont appliqués sur le tambour au moyen d'une pression d'air comprimé réglée par l'échappement 3 dont la lumière se trouve découverte lorsque le frein est entraîné dans le sens de rotation. C'est un frein de ce genre qui équipe la plate-forme d'essais des turbines Pelton de la figure 2.60 (Ateliers de Vevey).

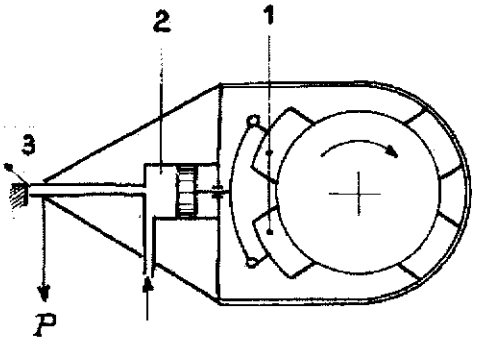


Fig. 2.44. — Frein automatique.

1 : sabots mobiles. 2 : cylindre à air comprimé. 3 : lumière d'échappement.

Le frein électrique de la figure 2.45 présente l'avantage de pouvoir être utilisé en moteur et servir aux essais de pompes.

2.4.3) *Conduite des essais et caractéristiques relevées.*

L'essai sur modèle réduit est habituellement conduit de la manière suivante : la chute nette étant maintenue constante, pour chaque position de

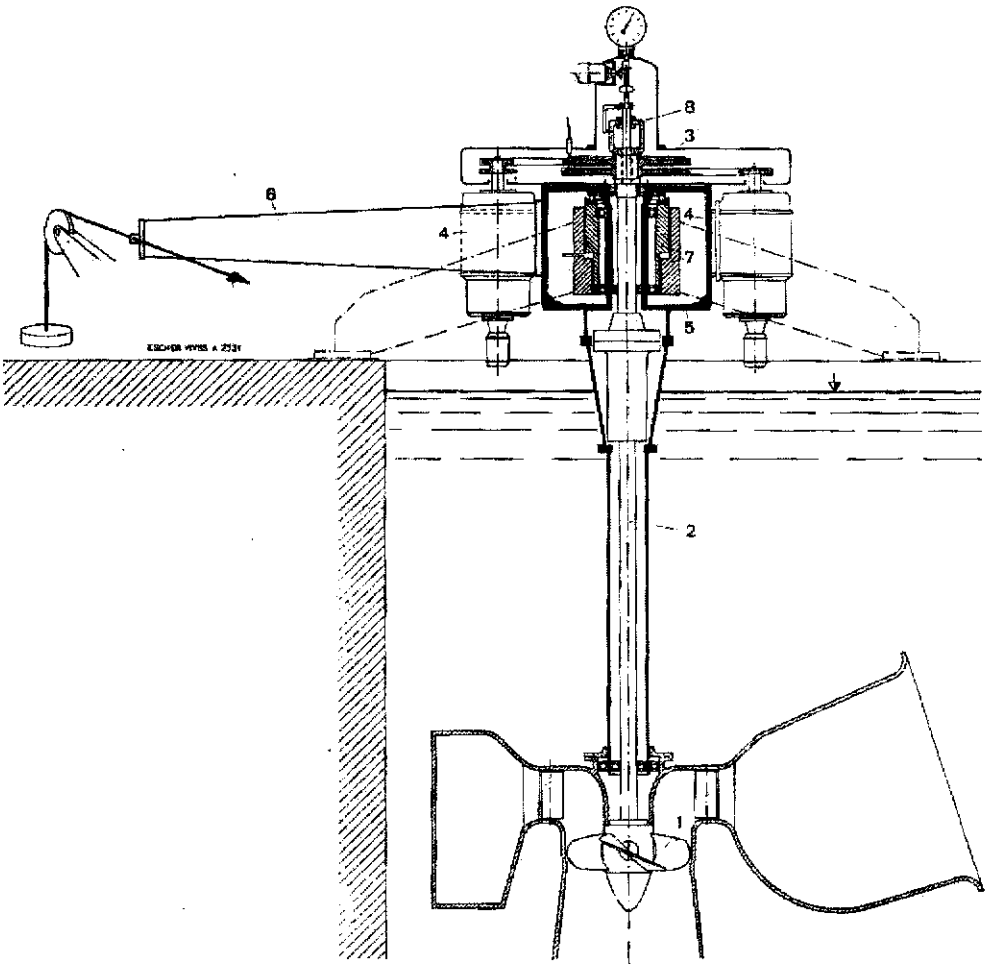


Fig. 2.45. — Frein électrique Escher Wyss.

La roue de turbine 1 entraîne, par son arbre 2 et les engrenages à chaînes 3, deux dynamos 4. Le frein, c'est-à-dire les dynamos, leur entraînement et le bras de levier 6 sont montés sur la partie oscillante 5 qui est fixée à l'arbre creux du palier sans frottement dit « palier pesé ». Le moment de réaction transmis au bras de levier 6 est pesé avec des poids étalonnés au moyen d'une balance équilibrée à zéro et comprend également les pertes mécaniques du système de sorte *qu'on mesure le couple hydraulique effectif de la turbine*. Un réglage électronique complètement automatique maintient la vitesse constante à environ 1‰. Ce frein peut également servir *aux essais de pompes*, les dynamos travaillant alors en moteur.

1. Turbine
2. Arbre
3. Engrenages à chaînes
4. Dynamos de freinage
5. Equipage oscillant
6. Bras de levier pour la mesure du moment de réaction
7. Cylindre et piston de mesure de la poussée axiale
8. Dispositif de réglage de la roue motrice

l'organe de réglage de débit défini par le paramètre de vannage x on fait varier la vitesse de rotation N de zéro à son maximum, ou vitesse d'emballement, en agissant sur le mécanisme de freinage qui passe de la position bloquée (couple de calage) à la position complètement desserrée (couple nul). Pour chaque valeur du couple C on mesure la vitesse de rotation N et le débit Q, on peut donc calculer :

la puissance absorbée :

$$P_a = Q.\varpi.H$$

la puissance restituée :

$$P_r = \frac{C.\pi.N}{30}$$

le rendement énergétique global :

$$\eta = \frac{P_r}{P_a}.$$

Pour permettre une comparaison aisée des modèles de grandeurs différentes essayés sous des chutes quelconques il est avantageux de rapporter les résultats obtenus à l'unité de chute et à l'unité de diamètre de sortie de roue au moyen des relations de similitude :

$$N_{11} = \frac{N.D}{H^{1/2}}, \qquad Q_{11} = \frac{Q}{D^2.H^{1/2}}, \qquad C_{11} = \frac{C}{D^3 H}, \qquad P_{11} = \frac{P}{D^2.H^{3/2}}.$$

Si, pendant les essais, il n'a pas été possible de garder une chute nette constante cette réduction remet tout en ordre.

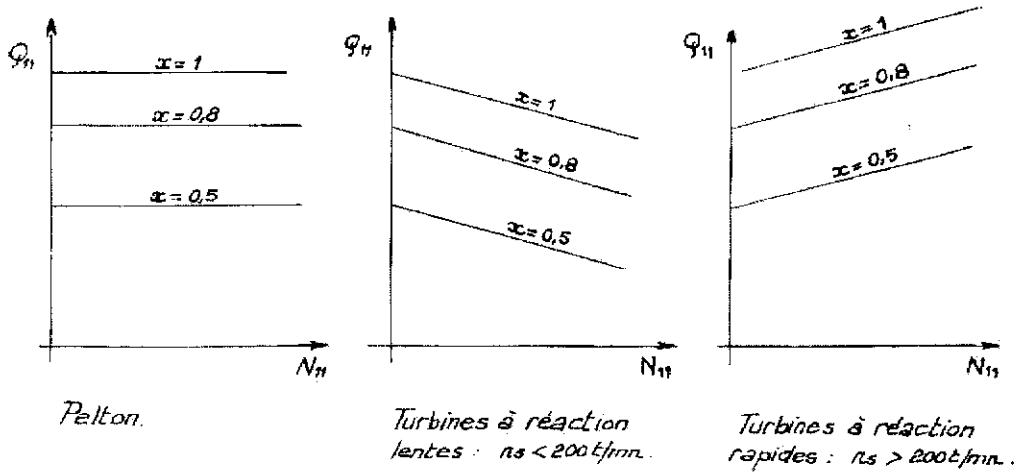


Fig. 2.46. — Allure des courbes $Q_{11}(N_{11})$.

Courbes topographiques (ou courbes en collines).

On représente habituellement les courbes : $Q_{11}(N_{11})$, $C_{11}(N_{11})$, $P_{11}(N_{11})$ sur lesquelles on trace les lignes d'égal rendement.

Caractéristiques $Q_{11}(N_{11})$.

Le débit d'une roue Pelton n'étant pas influencé par la vitesse de rotation, ces caractéristiques sont des droites parallèles à l'axe N_{11}. Dans les turbines à réaction lentes où l'écoulement se fait contre la force centrifuge l'augmentation de N provoque la diminution de Q, les turbines rapides présentent le phénomène inverse. Pour les turbines Francis dont la vitesse spécifique voisine 200 t/mn, Q reste sensiblement constant (Voir figures 2.46, 2.50).

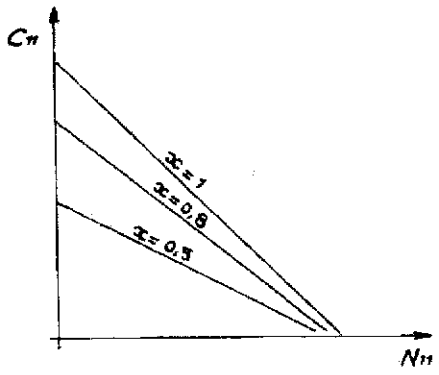


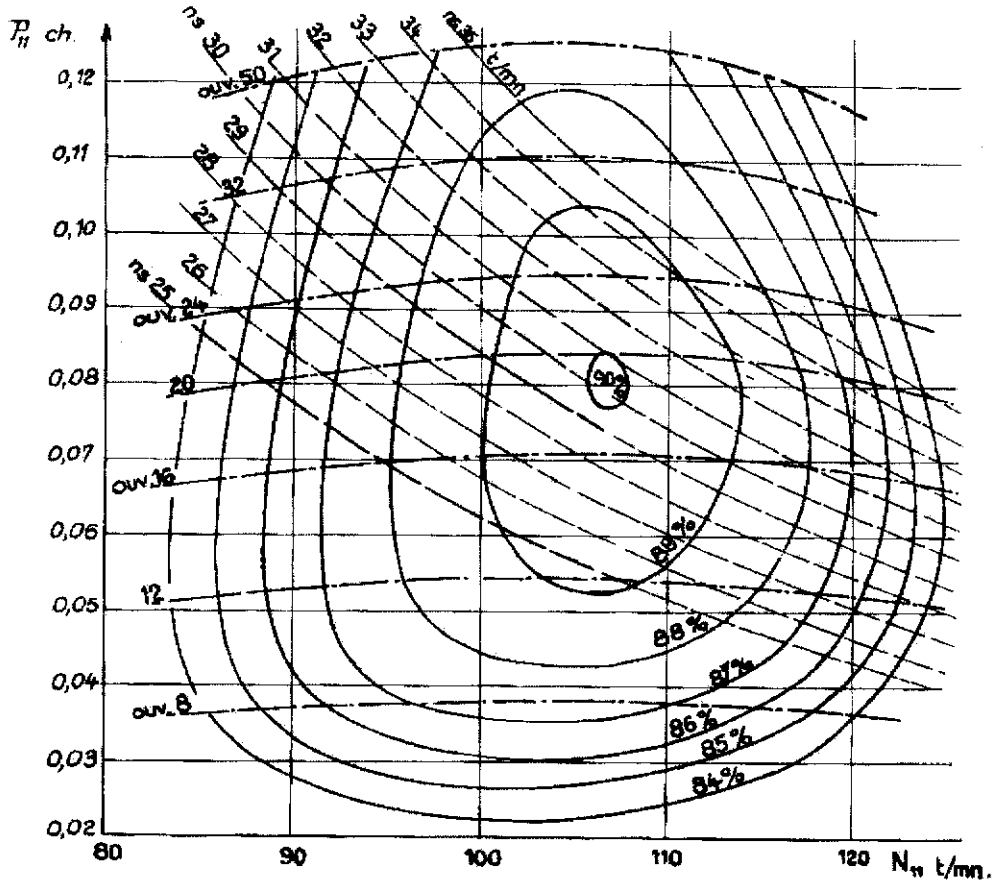
Fig. 2.47. — Courbes $C_{11}(N_{11})$.

Les caractéristiques $C_{11}(N_{11})$ tombantes et d'allure rectiligne donnent les couples de démarrage pour les diverses ouvertures et les vitesses d'emballement qui représentent 1,8 (Pelton) à 2,5 (hélices rapides) fois la vitesse correspondant au rendement maximal (Fig. 2.47).

Les caractéristiques $P_{11}(N_{11})$ présentent une allure parabolique comme le montrent les figures 2.48 et 2.49.

Pour une ouverture donnée, η est à la fois fonction de N et de P ou de N et de Q. Pour éviter l'utilisation d'un troisième axe de coordonnées il suffit de coter les courbes $P_{11}(N_{11})$ ou $Q_{11}(N_{11})$ en points d'égaux rendements que l'on joint entre eux. On obtient ainsi des courbes analogues à des courbes de niveau d'où le nom de diagramme topographique ou plus simplement de colline donné à cette représentation. Il est intéressant, si l'installation d'essais en permet la détermination, d'ajouter les courbes d'égal coefficient de cavitation critique ; utiles pour la recherche de la hauteur d'aspiration maximale (Fig. 2.49).

Les courbes indiquées ci-dessus donnent les caractéristiques complètes d'une turbine dont le débit est réglé par un seul organe. Il n'en est pas de même dans le cas des turbines Kaplan dans lesquelles interviennent deux paramètres de réglage. Pour celles-ci, on établit un certain nombre de collines partielles dont les lignes de niveau donnent les mêmes valeurs numériques des rendements. Pour chaque colline partielle l'un des organes est considéré comme non réglable, on obtient ainsi les collines avec hélice bloquée et les collines avec distributeur bloqué. La colline Kaplan est constituée par les enveloppes des courbes d'égal rendement tracées sur les deux diagrammes précédents super-



- — - — - courbes d'ouvertures de l'injecteur.
— — — courbes des vitesses spécifiques.

Fig. 2.48. — Turbine Pelton. Colline de rendements.

posés. Voir la figure 2.51 sur laquelle on a ajouté les lignes de crêtes relatives à l'hélice et au distributeur.

La caractéristique $\eta = f(Q \text{ ou } P)$ établie d'après la section de la colline au moyen du plan déterminé par le N_{11} choisi n'est obtenue que si la position des ailettes du distributeur est liée à la position des pales de la roue mobile par la loi de la colline. La verticale passant par N_{11} permet de tracer les courbes $\alpha(Q_{11} \text{ ou } P_{11})$ et $x(Q_{11} \text{ ou } P_{11})$ qui pour une valeur Q_{11} ou P_{11} donnent la combinaison $\alpha(x)$ optimale. Cette combinaison est généralement obtenue au moyen d'une came intercalée dans la liaison roue distributeur. Remarquons que, pour une vitesse N donnée, une variation de chute entraîne une variation de N_{11} c'est-à-dire de la conjugaison hélice-distributeur. Pour que la turbine garde le rendement correspondant à la colline il faut prévoir un jeu de cames, chaque came correspondant à une chute précise.

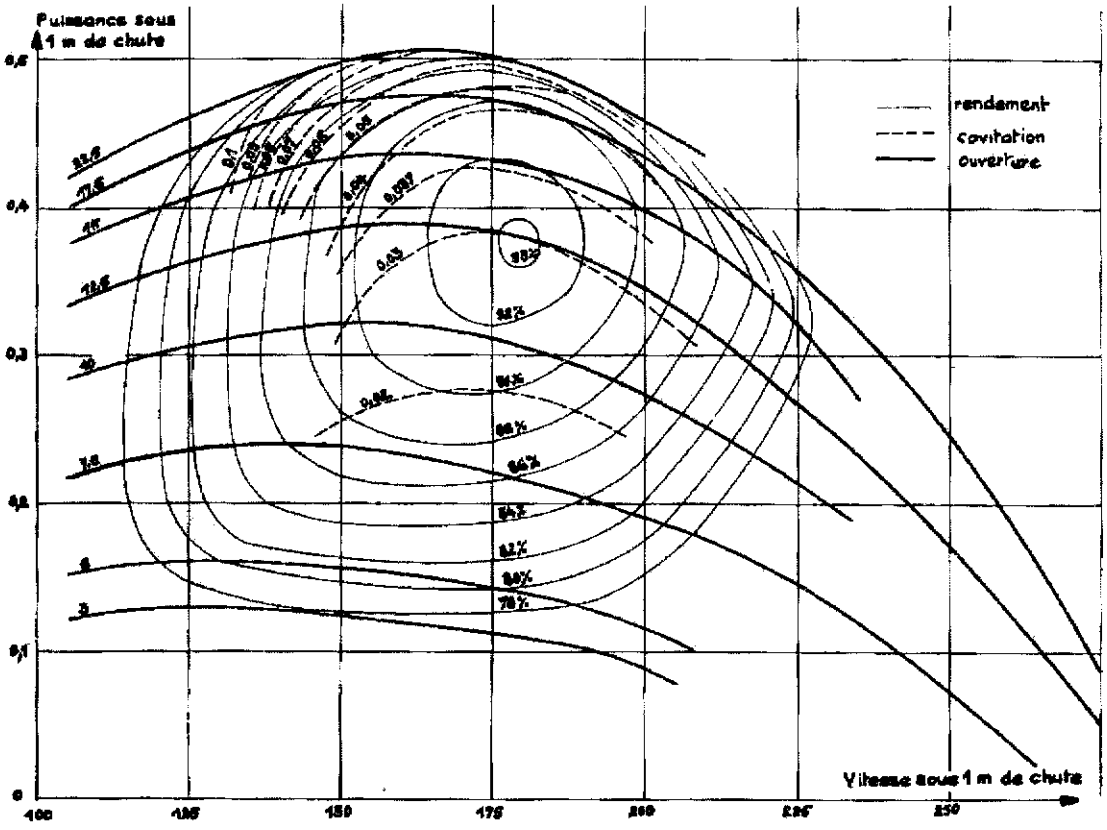


Fig. 2.49. — Diagramme topographique d'une turbine Francis lente.

L'allure générale de la colline permet de juger du comportement de la turbine, ainsi une crête parallèle à l'axe des débits ou puissances traduit un bon rendement à charge réduite, turbine Pelton, une crête parallèle à l'axe des vitesses indique une turbine peu influencée par les variations de chute, hélice à pales fixes. D'une manière générale les collines des turbines à faible vitesse spécifique présentent des crêtes parallèles à l'axe des débits, l'augmentation de *ns* entraîne l'inclinaison et le raccourcissement de cette crête qui tend à devenir parallèle à l'axe des vitesses. La turbine Kaplan fait exception avec une colline très favorable, en forme de large dôme, qui tient à la possibilité d'adapter la direction des pales de la roue à celle du fluide donnée par le distributeur ce qui limite les pertes et maintient le rendement dans des conditions de fonctionnement variées (Fig. 2.52).

On peut également tracer les diagrammes topographiques dans les coordonnées coefficient de débit (φ) ou de puissance (π), coefficient de pression (ψ), cette représentation est toutefois nettement moins utilisée.

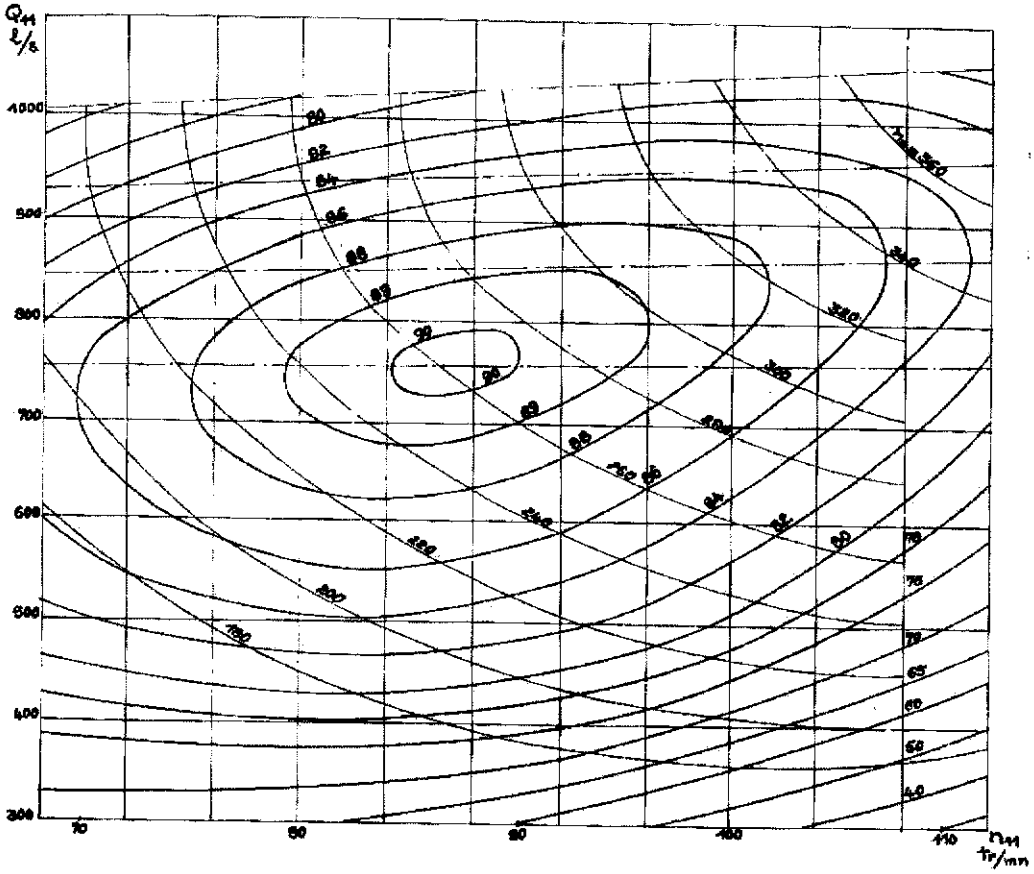


Fig. 2.50. — Diagramme topographique d'une turbine Francis. ns = 260 t/mn.

Formules de transposition des rendements.

S'il est admissible d'appliquer les seules lois de la similitude pour définir les dimensions d'une turbine à partir du modèle d'essais, il n'est pas possible de conserver le même rendement pour les deux machines sans commettre une erreur très sensible.

Pour calculer le rendement d'une turbine industrielle à partir des caractéristiques du modèle d'essais on utilise des formules dites de transposition dont la forme générale est :

$$\frac{1-\eta}{1-\eta'} = 1 - k\left[1 - \left(\frac{D'}{D}\right)^{m}\left(\frac{H'}{H}\right)^{n}\right].$$

Les lettres non accentuées désignent les grandeurs industrielles, les lettres accentuées les grandeurs correspondantes du modèle réduit.

Les variantes rencontrées en pratique, qui diffèrent les unes des autres par les valeurs données aux paramètres k, m et n, sont les suivantes :

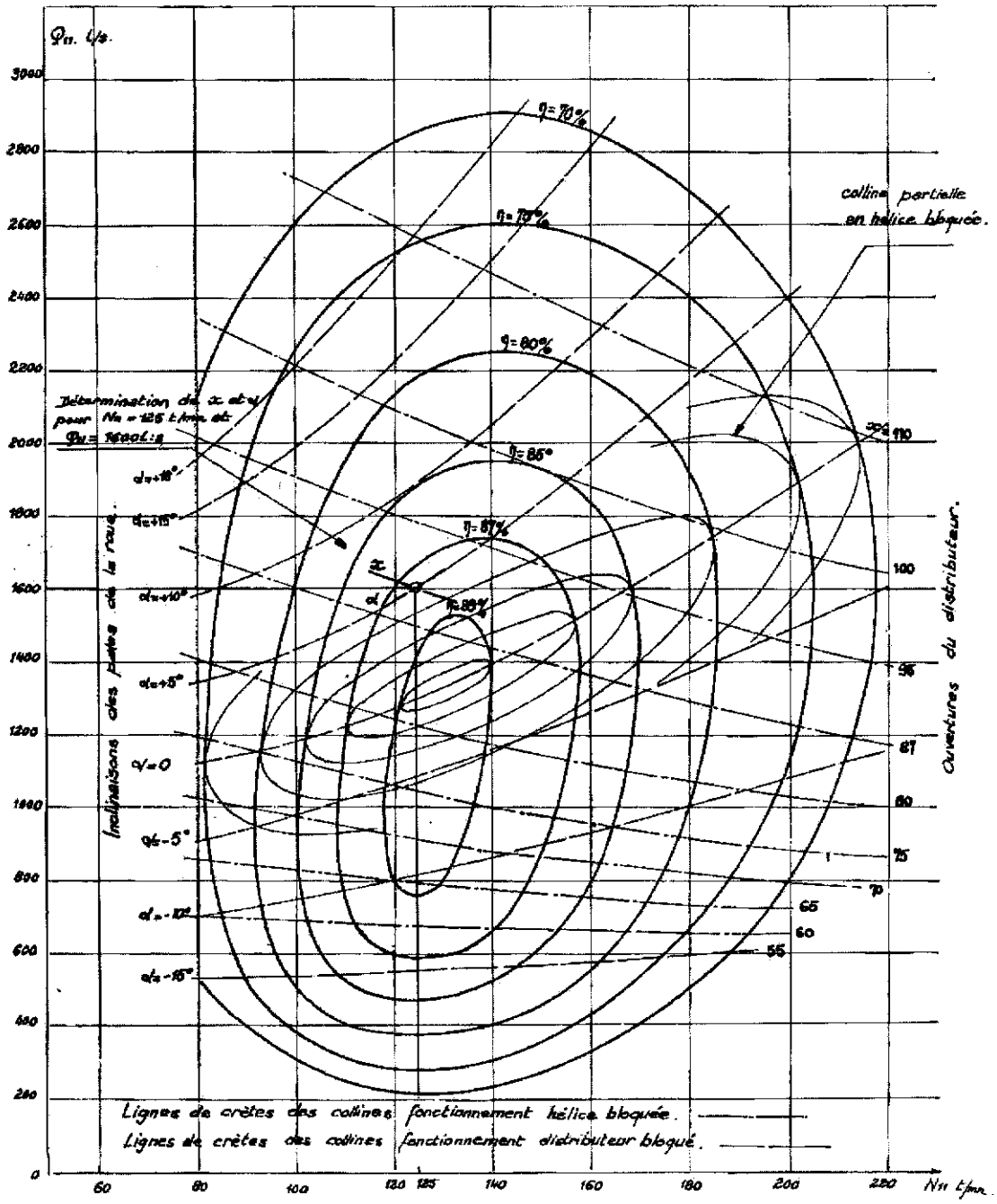


Fig. 2.51. — Diagramme topographique d'une turbine Kaplan ($H = 1$ m, $D = 1$ m).

Moody I $k = 1$, $m = 0{,}25$, $n = 0$

$$\frac{1-\eta}{1-\eta'} = \left(\frac{D'}{D}\right)^{1/4}$$

Moody II $k = 1$, $m = 0{,}25$, $n = 0{,}01$

$$\frac{1-\eta}{1-\eta'} = \left(\frac{D'}{D}\right)^{1/4}\left(\frac{H'}{H}\right)^{1/100}$$

Medici $k = 1$, $m = 0{,}25$, $n = 0{,}1$

$$\frac{1-\eta}{1-\eta'} = \left(\frac{D'}{D}\right)^{1/4}\left(\frac{H'}{H}\right)^{1/10}$$

Ackeret $k = 0{,}5$, $m = 0{,}2$, $n = 0{,}1$

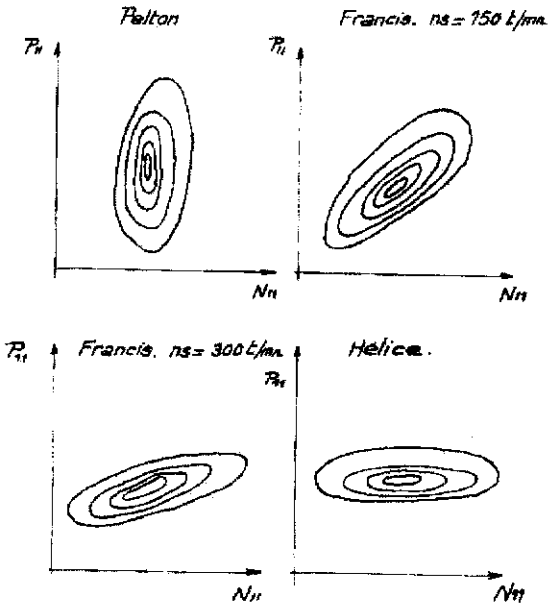


Fig. 2.52. — Dispositions des collines.

$$\frac{1-\eta}{1-\eta'} = 1 - 0{,}5\left[1 - \left(\frac{D'}{D}\right)^{0,2}\left(\frac{H'}{H}\right)^{0,1}\right] = 1 - 0{,}5\left[1 - \left(\frac{R'e}{Re}\right)^{0,2}\right].$$

Ces formules sont utilisables quelle que soit la nature du fluide employé elles s'appliquent donc en particulier à la transposition des résultats fournis par les essais à l'air. Elles ne sont toutefois pas applicables aux turbines Pelton.

Le choix de la formule employée résulte habituellement d'une convention entre le constructeur et le client. En raison de l'importance accordée aux performances techniques les rendements sont habituellement vérifiés sur les turbines industrielles après leur mise en service. Cette vérification est toutefois difficile, voire impossible, sur les installations de grande puissance des basses chutes en raison de la difficulté de mesurer exactement les débits turbinés. Les garanties de rendement de ces groupes sont donc définies à partir des essais sur modèles réduits et la transposition des résultats obtenus est nécessaire pour connaître les caractéristiques réelles des machines industrielles.

2.4.4) *Exemple d'utilisation d'un diagramme d'essais.*

Soit à définir les dimensions et les caractéristiques d'une turbine devant fonctionner sous une chute nette variable de 17 à 45 m et développant une puissance de 13 600 kW (18 500 ch) sous la chute la plus fréquente : 35 m.

Sous la chute de 35 m la vitesse spécifique limite est peu supérieure à 400 t/mn (voir diagramme figure 2.33). Nous prendrons comme référence le modèle Kaplan défini par le diagramme topographique de la figure 2.53 dont le *ns* optimal est 400 t/mn.

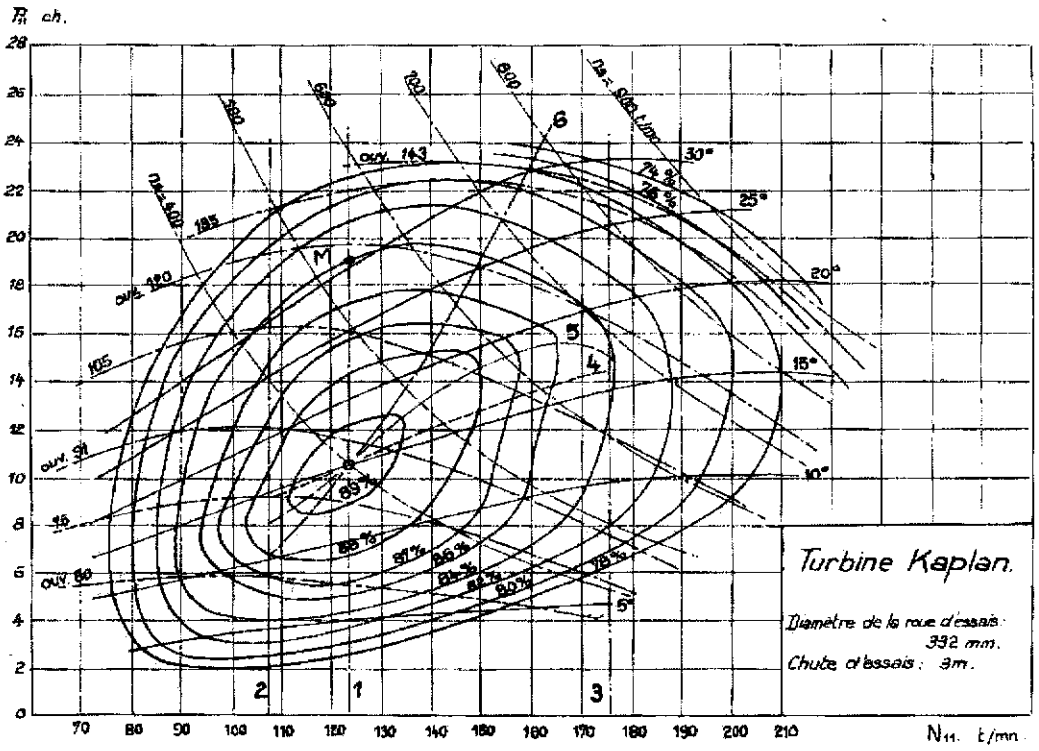


Fig. 2.53. — Définition des régimes de fonctionnement.

A chute constante : 1 (35 m), 2 (45 m), 3 (17 m).
A chute variable : 4 (débit constant), 5 (rendement maximal), 6 (puissance constante).

Vitesse de rotation de la turbine.

$ns = 400 = \dfrac{N \times 18.500^{1/2}}{35^{5/4}}$ d'où $N = 250$ t/mn qui est une vitesse de synchronisme pour la fréquence de 50 Hz.

Diamètre de la roue.

Le point de fonctionnement correspondant au sommet de la colline a pour coordonnées :

$$N_{11} = 123 \text{ t/mn}, \quad P_{11} = 10{,}5 \text{ ch}, \quad \eta = 0{,}89$$

de $N_{11} = \dfrac{ND}{H^{1/2}}$ on déduit : $D = \dfrac{123 \times 35^{1/2}}{250} = 2{,}91$ m.

Courbes $\eta(P)$ pour fonctionnement sous chute constante (Fig. 2.54).

Elles sont obtenues en coupant la colline par des verticales passant par les valeurs de N_{11} correspondant à la chute envisagée, soit :

$H = 35$ m $\quad N_{11} = 123$ t/mn $\quad H = 17$ m $\quad N_{11} = 176$ t/mn $\quad H = 45$ m $\quad N_{11} = 108$ t/mn .

A un point tel que M correspondent : P_{11}, η sur le diagramme topographique d'où :

$$P = P_{11} . D^2 . H^{3/2} .$$

Le rendement de la turbine industrielle étant obtenu à partir de celui du modèle par l'intermédiaire de l'une des formules de transposition habituelles, par exemple Moody II :

$$\frac{1 - \eta}{1 - \eta'} = \left(\frac{D'}{D}\right)^{1/4} \left(\frac{H'}{H}\right)^{1/100} \qquad D' = 0{,}332 \text{ m} \quad D = 2{,}91 \text{ m} \quad H' = 3 \text{ m} .$$

Il est également facile de tracer pour chacune des chutes envisagées les courbes de conjugaison des positions du vannage et des pales. Cette conjugaison est obtenue en introduisant dans le mécanisme de réglage une came appropriée (voir 2e partie, chapitre 5).

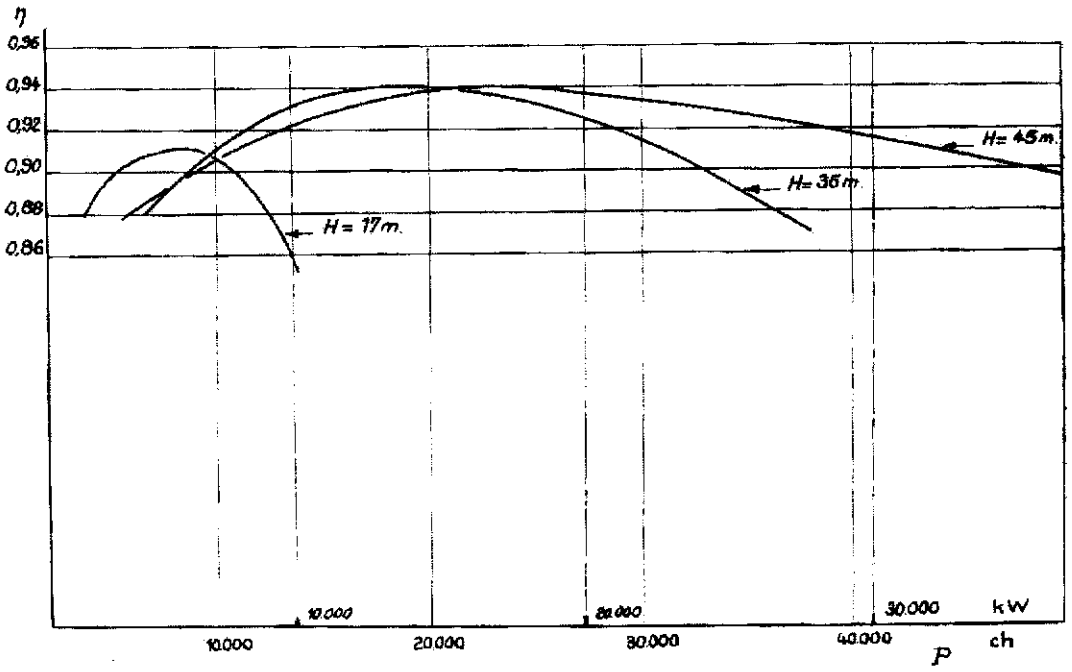


Fig. 2.54. — Courbes $\eta(P)$ pour diverses chutes. 17,35 et 45 m.

La résistance du matériel et les craintes de cavitation limitent évidemment les puissances maximales à des valeurs inférieures à celles qui apparaissent sur la figure 2.54 et qui résultent de la simple application des lois de la similitude.

A chute variable divers modes de fonctionnement peuvent être envisagés.

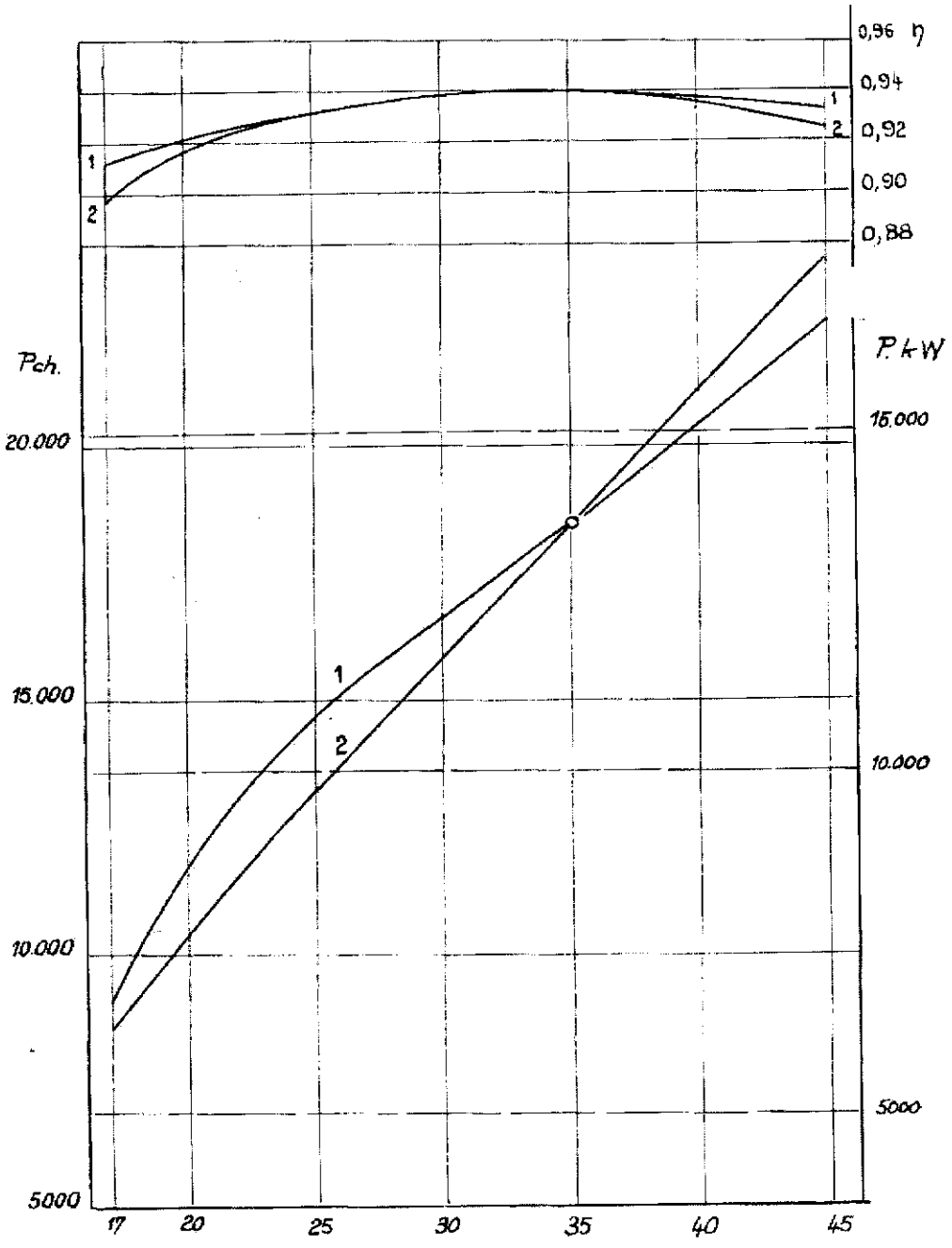


Fig. 2.55. — Courbes $P(H)$ et $\eta(H)$.

Fonctionnement à rendement maximal. Courbes 1.
Fonctionnement à débit constant (42,3 m³ : s). Courbes 2.

Fonctionnement à rendement maximal.

Pour un tel fonctionnement le point représentatif suit la ligne de crête de la colline des rendements sur le diagramme $P_{11}(N_{11})$ (courbe 5). A chaque point de coordonnées P_{11}, N_{11}, η correspond une valeur de la chute :

$$H = \left(\frac{ND}{N_{11}}\right)^2$$

une valeur de la puissance :

$$P = P_{11}.D^2.H^{3/2}$$

et du rendement η calculé par la formule de transposition. D'où les diagrammes $P(H)$ et $\eta(H)$ figure 2.55. On peut également définir les courbes de conjugaison correspondantes, figure 2.56.

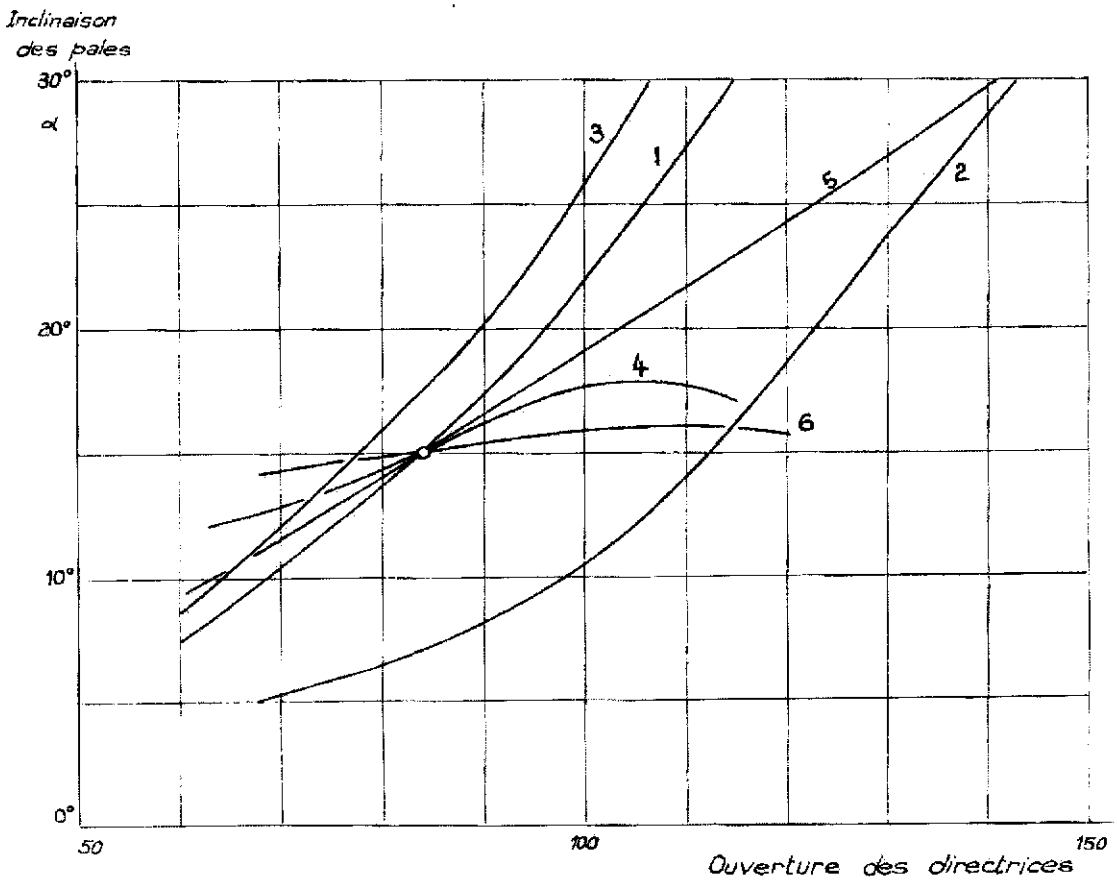


Fig. 2.56. — Courbes de conjugaison.

1 : chute de 35 m. 2 : chute de 17 m. 3 : chute de 45 m. 4 : à rendement maximal.
5 : à puissance constante. 6 : à débit constant.

Fonctionnement à puissance constante.

De $P_{11} = \dfrac{P}{D^2 . H^{3/2}}$ et $N_{11} = \dfrac{ND}{H^{1/2}}$ on tire $\dfrac{P_{11}}{N_{11}^3} = \dfrac{P}{N^3 D^5} = \text{cte}$

qui caractérise le lieu des points de fonctionnement à puissance constante sur le diagramme $P_{11}(N_{11})$, courbe 6 tracée pour $P = 13\,600$ kW. On en déduit

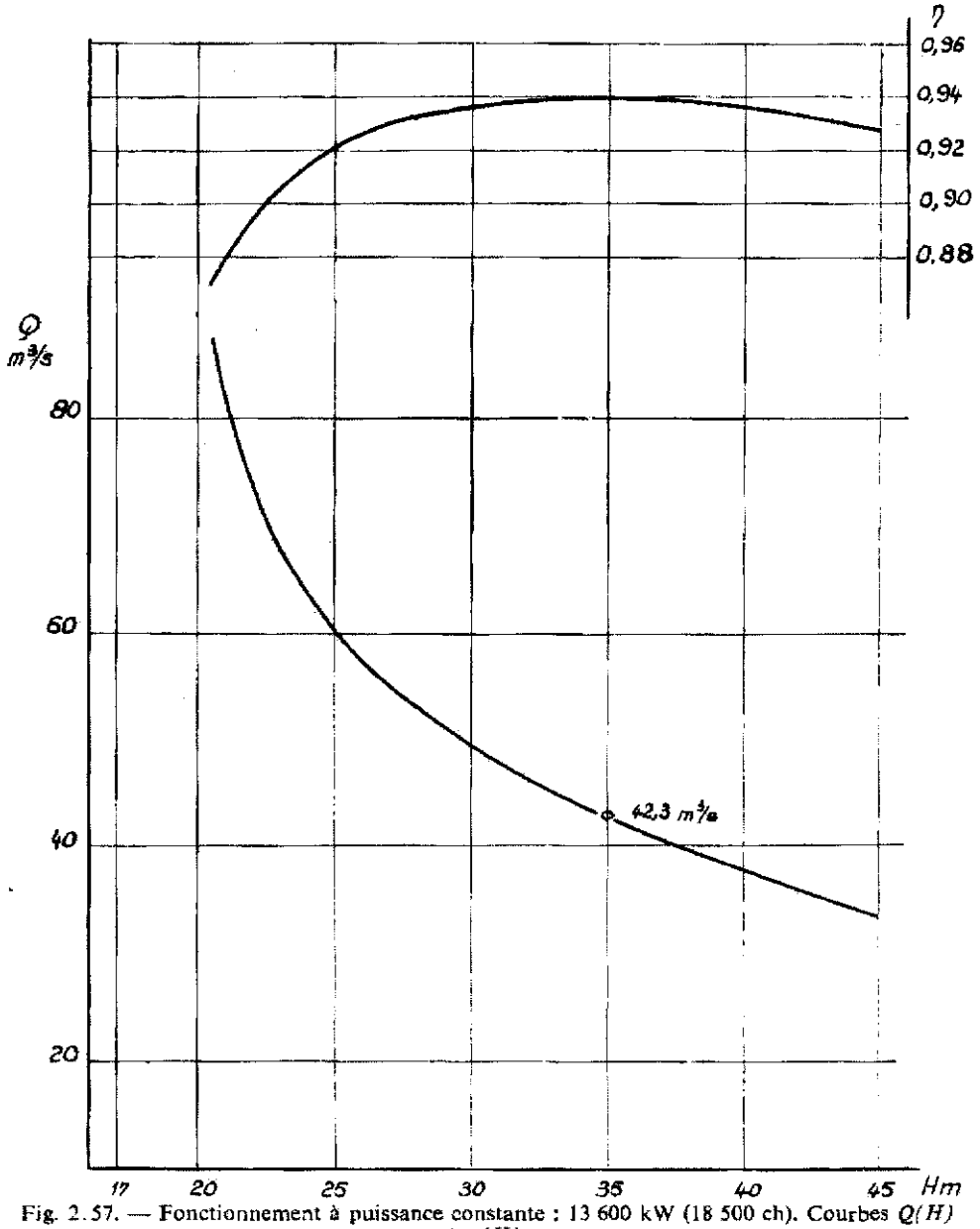


Fig. 2.57. — Fonctionnement à puissance constante : 13 600 kW (18 500 ch). Courbes $Q(H)$ et $\eta(H)$.

les courbes $Q(H)$ et $\eta(H)$ figure 2.57 et la conjugaison correspondante, figure 2.56.

Fonctionnement à débit constant.

Caractérisé sur le diagramme $P_{11}(N_{11})$ par :

$$\frac{P_{11}}{N_{11}.\eta} = \frac{Q\varpi}{75} \cdot \frac{1}{ND^3}$$

représentée pour le débit correspondant au point de fonctionnement 13 600 kW, 35 m soit 42,3 m^3/s par la courbe 4 sur le diagramme de la figure 2.53. D'où les courbes $P(H)$, $\eta(H)$ et la conjugaison correspondante figures 2.55 et 2.56.

Si le fonctionnement à rendement maximal peut être pratiqué dans toute l'étendue de la variation de chute, celui à puissance constante entraîne des débits excessifs d'où risques de cavitation lorsque la chute nette tend vers sa valeur minimale. Le fonctionnement à débit constant risque d'excéder les possibilités du matériel pour les chutes les plus hautes.

En plus des problèmes que nous venons de traiter, un diagramme topographique permet quelques remarques intéressantes :

— une modification du diamètre de la roue, toutes choses restant égales par ailleurs, se traduit par un déplacement du point de fonctionnement nominal sur l'iso-*ns* 400 t/mn. Une diminution de diamètre entraîne un déplacement vers les puissances P_{11} croissantes et une modification de la courbe $\eta(P)$ dont le sommet se déplace vers les charges réduites. Une augmentation entraîne les modifications inverses. Dans les deux cas les rendements se trouvent légèrement amoindris,

— dans le cas d'une chute variable, la verticale N_{11} de la chute de tracé passant par le sommet de la colline, les chutes plus élevées sont favorisées par rapport aux chutes plus basses en ce qui concerne l'allure générale de la courbe de rendement. En effet, N_{11} variant comme $\frac{1}{\sqrt{H}}$ pour une même variation de chute en valeur absolue le point représentatif s'éloigne davantage du sommet de la colline lorsqu'il s'agit d'une diminution que lorsqu'il s'agit d'une augmentation,

— le fait de multiplier par k la valeur de la chute produit le même effet sur le coefficient de vitesse Ku qu'une multiplication de u par $\frac{1}{\sqrt{k}}$ sans changer la chute. Tous les types de turbines n'admettent pas de la même façon cette modification. Les plus favorisées à ce point de vue sont les turbines Kaplan, la turbine étudiée ci-dessus admet aisément un rapport :

$$\sqrt{k} = \sqrt{\frac{45}{17}} = 1{,}6\,.$$

Les turbines Francis peuvent aussi fonctionner dans des conditions analogues mais en ce qui concerne les Pelton les possibilités sont nettement moins grandes, $\sqrt{k}$ ne dépasse guère 1,15, ce qui représente quand même de grandes variations en valeur absolue car les chutes équipées avec de telles turbines sont généralement élevées. Par exemple les turbines Pelton du Portillon (France) utilisant deux bassins d'accumulation distincts fonctionnent indifféremment sous les chutes de 995 et 1 304,5 m.

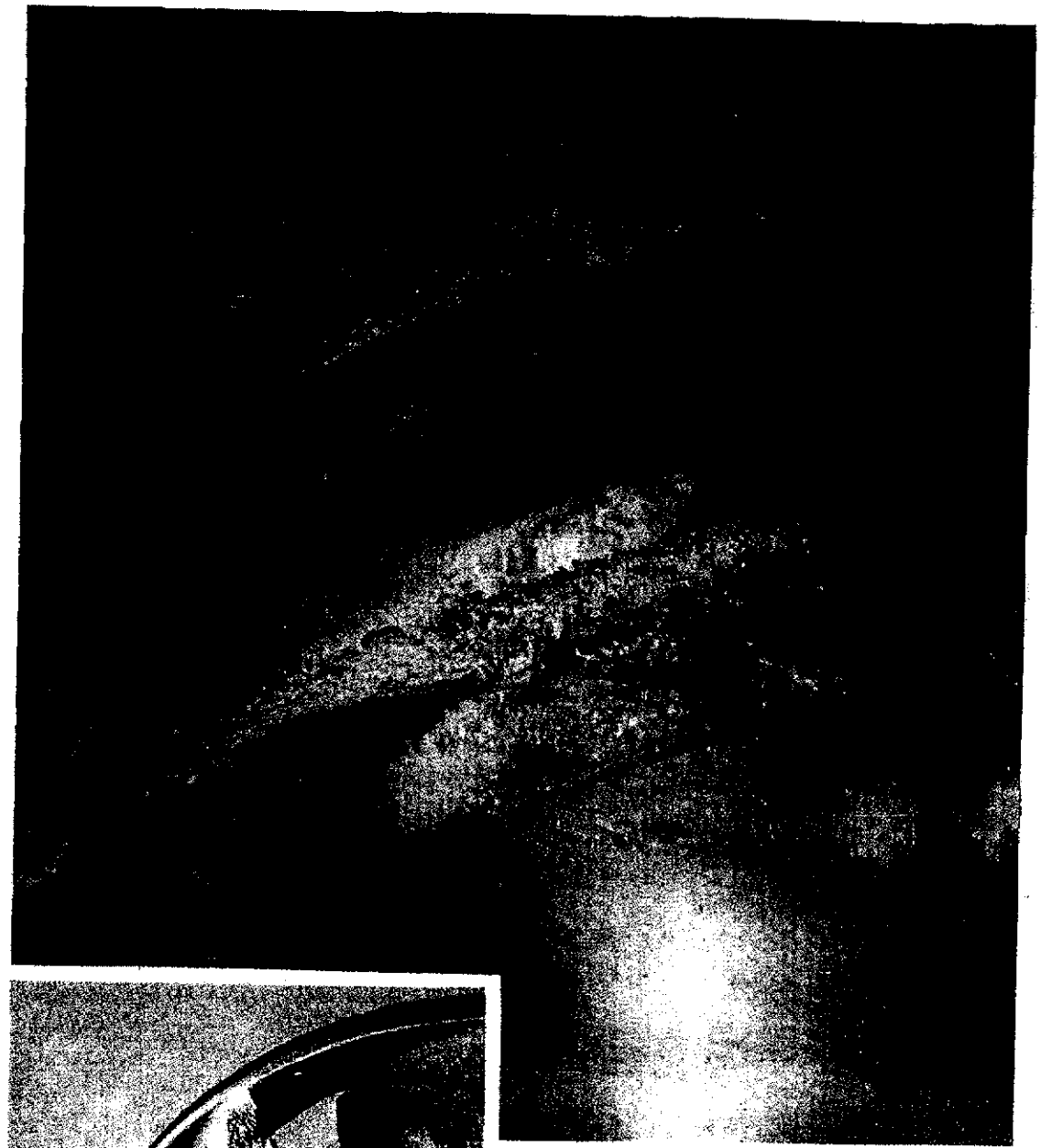


Fig. 2.58 (ci-dessus). — Essais de cavitation d'une roue hélice (Neyrpic).

Fig. 2.59 (en bas). — Usure de cavitation sur une roue Francis (archives des Ateliers de Vevey).

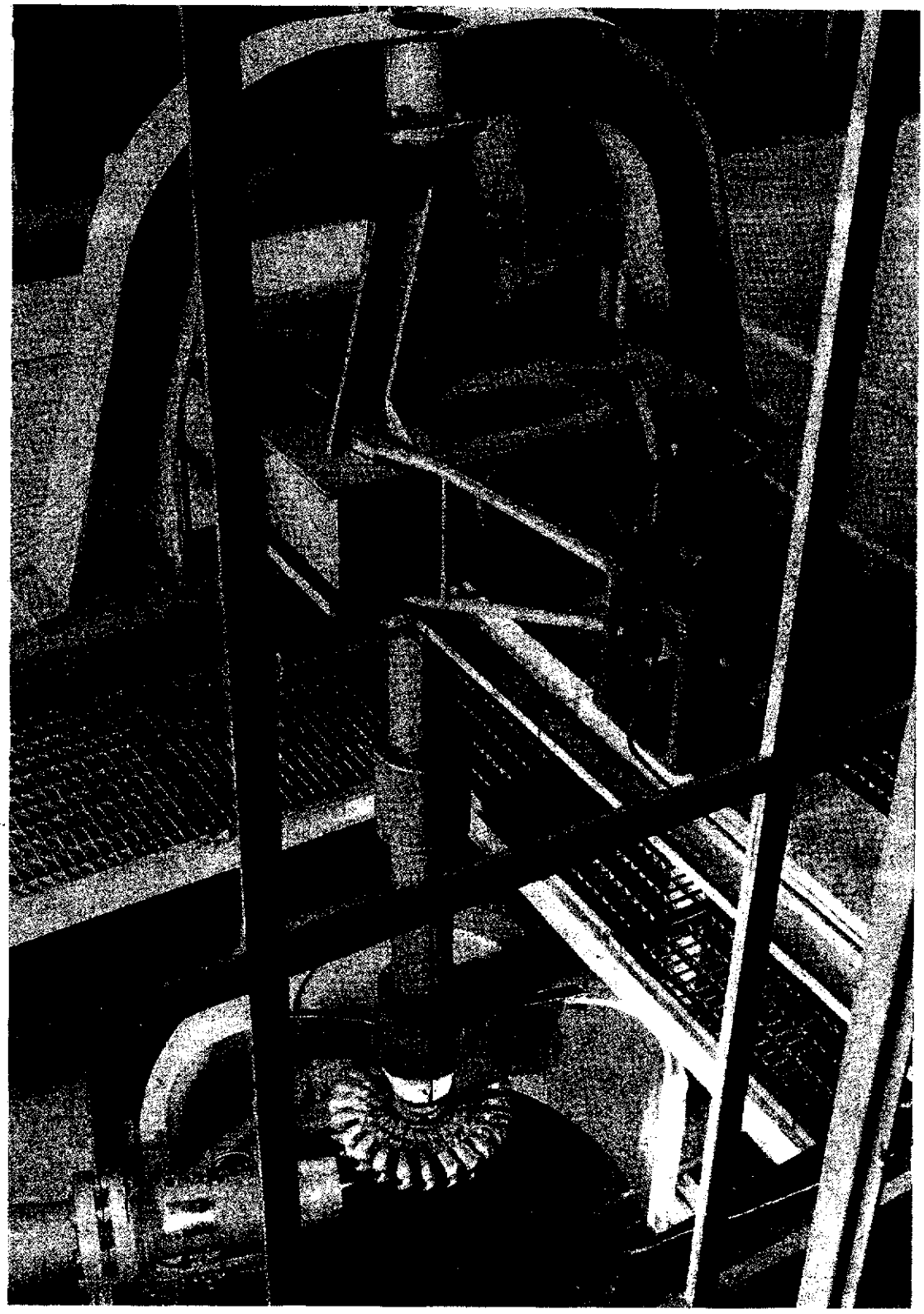


Fig. 2.61. — Modèle réduit d'une turbine Francis de 125 000 kW sous 139 m à 187,5 t/mn (Cliché Neyrpic).

Fig. 2.60 (ci-contre). — Stand d'essais des turbines Pelton des Ateliers de Vevey (Vevey, Suisse). On remarquera le frein automatique à serrage pneumatique.

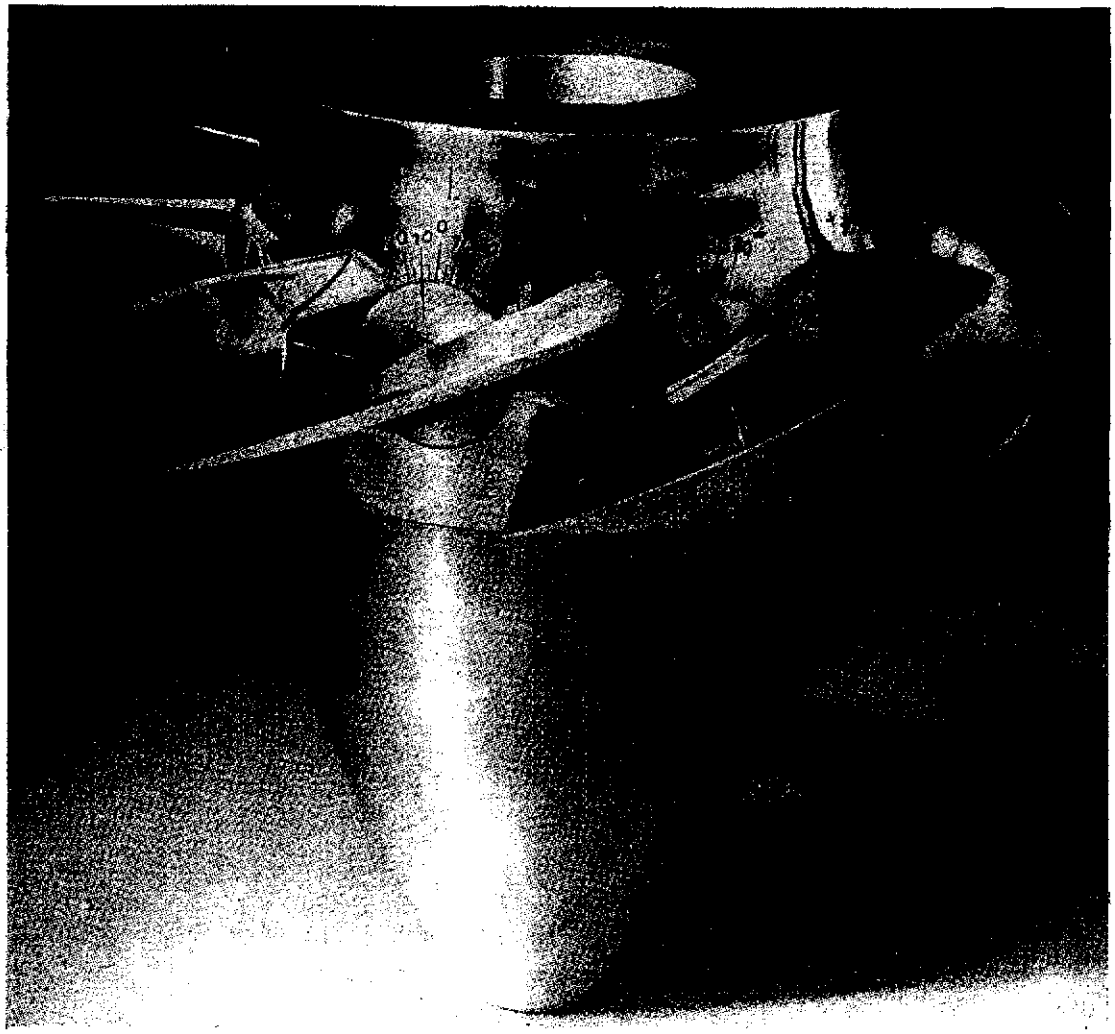


Fig. 2.62. — Roue Kaplan d'essais à huit pales (Ateliers de Vevey).

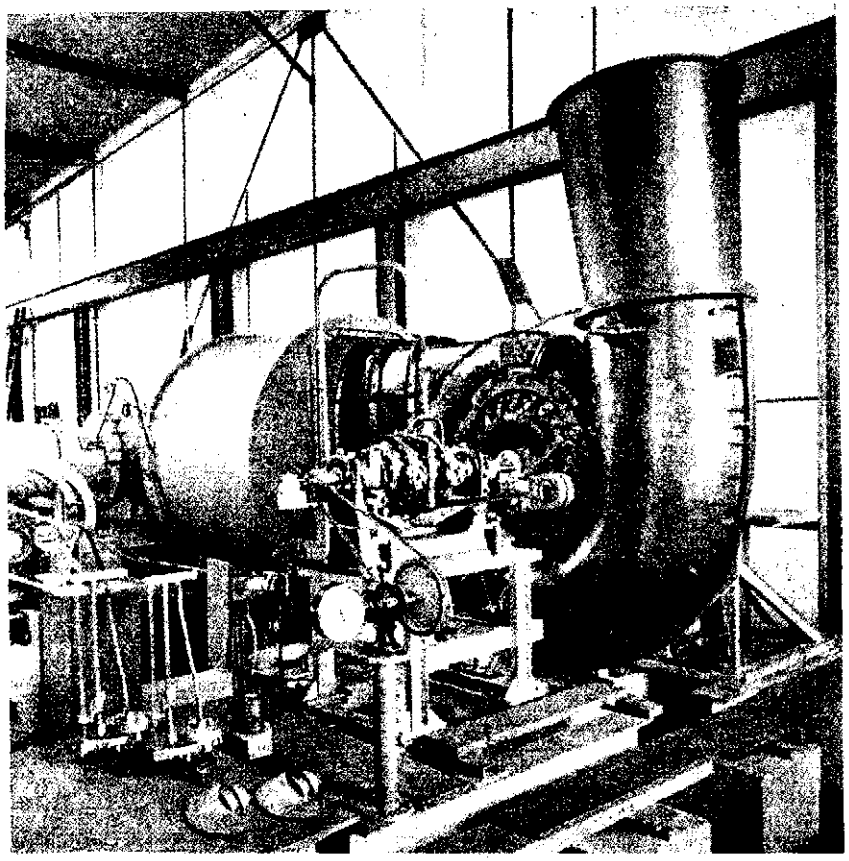


Fig. 2.63. — Stand d'essais à l'air de turbines hydrauliques.
Au premier plan : turbine d'essais, frein, tachymètre, en arrière, caisse d'amortissement et tuyère de mesure de débit. La soufflante qui *aspire* l'air à travers l'installation n'apparaît pas sur la figure (Cliché Escher Wyss, Zurich).

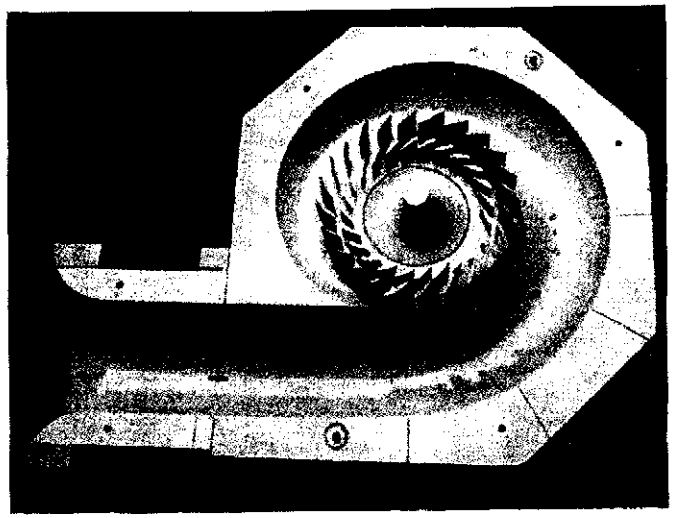


Fig. 2.64 (2 clichés ci-contre). — Modèle d'essais à l'air d'une bâche spirale et de son distributeur, réalisation en bois (Cliché Escher Wyss, Zurich),