

## CHAPITRE 3

### TURBINE PELTON

#### 3.1. Etude théorique de la turbine Pelton.

##### 3.1.1) Courbes de puissance, couple, rendement à chute variable.

La théorie exposée ci-dessous, dite simplifiée en raison de l'approximation grossière des hypothèses faites, conduit cependant à des résultats qui présentent une concordance satisfaisante avec ceux relevés au cours des essais.

L'auget est supposé constamment attaqué par le plein jet et dans une position telle que celui-ci se trouve d'une manière permanente perpendiculaire à l'arête médiane, suppositions manifestement inexacts car l'auget ne reçoit le plein jet que dans une fraction de son arc d'activité et l'angle de l'arête qui tourne et de l'axe du jet qui reste fixe ne peut évidemment demeurer invariable.

A l'entrée de l'auget les vitesses absolues  $c_1$  et d'entraînement  $u_1$  ont mêmes direction et sens (fig. 3.1.a) :

$$w_1 = c_1 - u_1 \quad \text{et} \quad c_{u1} = c_1$$

en fait, l'angle  $\beta_1$  de la face de l'auget ne peut être rigoureusement nul et il se produit une composante de choc que nous négligeons. A la sortie la direction de la vitesse relative  $w_2$  est définie par l'angle  $\beta_2$  et :

$$c_{u2} = u_2 - w_2 \cos \beta_2 .$$

La puissance transmise à la roue s'exprime par la relation d'Euler :

$$\mathcal{P} = \frac{Q_m}{g} u (c_{u1} - c_{u2}) \quad \frac{Q_m}{g} \text{ débit masse}$$

$$u_1 = u_2 = u$$

soit :

$$\mathcal{P} = \frac{Q_m}{g} . u (w_1 + w_2 \cos \beta_2) = \frac{Q_m}{g} . u . w_1 (1 + m \cos \beta_2)$$

en posant  $m = \frac{w_2}{w_1} < 1$  pour tenir compte du ralentissement de la vitesse

d'écoulement dans l'aubage provoqué par le frottement du fluide contre la surface des augets et du fait que l'angle  $\beta_2$  est plus grand pour l'eau que pour l'auget.

$$\mathcal{P} = \frac{Q_m}{g} . u (c_0 - u) (1 + m \cos \beta_2) \quad \text{car} \quad w_1 = c_1 - u \quad \text{et} \quad c_1 = c_0$$

Fi de

$c_0$  vitesse du jet à la sortie de l'injecteur exprimée par :  $c_0 = Kc_0 \sqrt{2gH}$ . En posant :  $u = Ku \sqrt{2gH}$  l'expression ci-dessus devient :

$$\mathcal{P} = 2 \cdot Q \omega H \cdot Ku(Kc_0 - Ku) (1 + m \cos \beta_2) \quad 1)$$

et le rendement manométrique s'exprime par :

$$\eta_{man} = \frac{\mathcal{P}}{Q \omega H} = 2 Ku(Kc_0 - Ku) (1 + m \cos \beta_2) \quad 2)$$

Rendement et puissance atteignent leur valeur maximale pour :

$$Ku = \frac{Kc_0}{2} \quad Kc_0 = 0,96 \text{ à } 0,98$$

$$\eta_{man \max} = \frac{Kc_0^2 (1 + m \cos \beta_2)}{2} \quad 3)$$

L'expression du couple est :

$$\begin{aligned} C &= \frac{Q \omega \cdot D}{g} \cdot \frac{D}{2} (c_0 - u) (1 + m \cos \beta_2) \\ &= Q \omega \sqrt{\frac{H}{2g}} \cdot D (Kc_0 - Ku) (1 + m \cos \beta_2) \quad 4) \end{aligned}$$

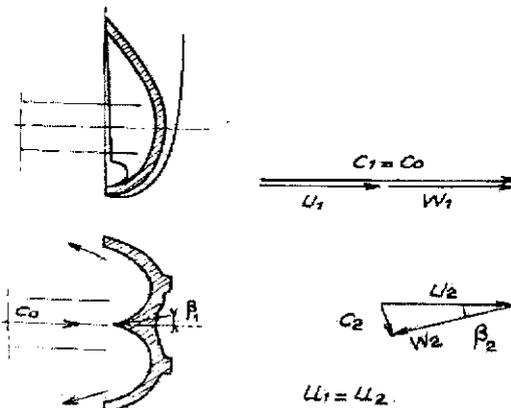


Fig. 3.1. a. — Fonctionnement théorique de la turbine Pelton : triangles des vitesses.

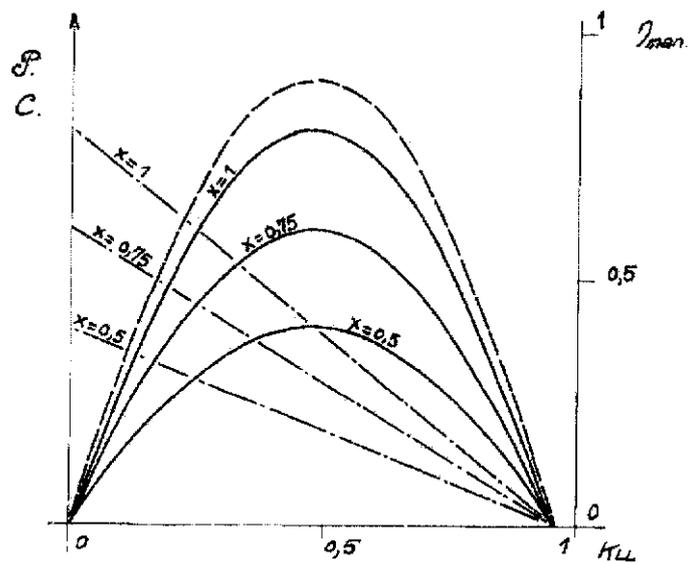


Fig. 3.1. b. — Fonctionnement théorique de la turbine Pelton : courbes caractéristiques.

Puissance : ———— couple : - - - -  
 Rendement manométrique : - - - -  
 x, ouverture relative de l'injecteur.

$D$ , diamètre du cercle tangent au jet ou diamètre Pelton.

Les courbes de la figure 3.1.b. représentent les variations de ces grandeurs en fonction de  $Ku$ , le débit (ou l'ouverture du pointeau) étant pris comme paramètre. Les résultats d'essais montrent que la vitesse optimale, celle qui correspond au meilleur rendement, est obtenue pour  $0,41 < Ku < 0,5$  les valeurs les plus faibles étant relatives aux turbines à faible vitesse spécifique (Fig. 2.25). La vitesse d'emballlement théoriquement égale à la vitesse du jet lui est en réalité inférieure.

### 3.1.2) Analyse des pertes.

Les essais sur modèles permettent de déterminer expérimentalement les pertes dont nous avons donné les expressions théoriques. Nous allons voir comment on peut séparer les divers facteurs des pertes et mettre en évidence l'influence de certains paramètres de fonctionnement sur celles-ci en utilisant d'autres modes de représentation.

#### 3.1.2.1) Fonctionnement à chute variable.

Le débit a pour expression :

$$Q = \frac{\pi}{4} d^2 \cdot c_0 = \frac{\pi}{4} d^2 \cdot Kc_0 \cdot \sqrt{2gH} = \frac{\pi}{4} d^2 \cdot Kc_0 \cdot \frac{u}{Ku} \quad d, \text{ diamètre du jet,}$$

soit en adoptant un coefficient de débit :  $\varphi = \frac{4Q}{\pi D^2 \cdot u}$

$$\varphi \left( \frac{D}{d} \right)^2 = \frac{Kc_0}{Ku}$$

cette valeur reportée dans l'expression du rendement manométrique conduit à :

$$\frac{\eta_{\text{man}}}{Ku^2} = 2 \left[ \varphi \left( \frac{D}{d} \right)^2 - 1 \right] (1 + m \cos \beta_2) \quad 5)$$

Les caractéristiques :  $\frac{\eta_{\text{man}}}{Ku^2} = f(\varphi)$  représentées en prenant  $d$  (ou l'ouverture du pointeau) comme paramètre sont théoriquement des droites qui convergent au point  $A$ , figure 3.2 :

$$\varphi = 0 \quad \frac{\eta_{\text{man}}}{Ku^2} = -2(1 + m \cos \beta_2).$$

L'ordonnée en ce point, un peu supérieure à  $-4$ , chiffre obtenu pour un aubage parfait,  $m = 1$  et  $\beta_2 = 0$ , permet donc de juger de la valeur de l'auget. Pour séparer  $m$  de  $\beta_2$ , car l'angle de sortie de la lame d'eau ne coïncide pas nécessairement avec l'angle de la paroi, on peut effectuer des essais en ouvrant tous les angles de sortie des augets d'une valeur déterminée ce qui permet d'obtenir

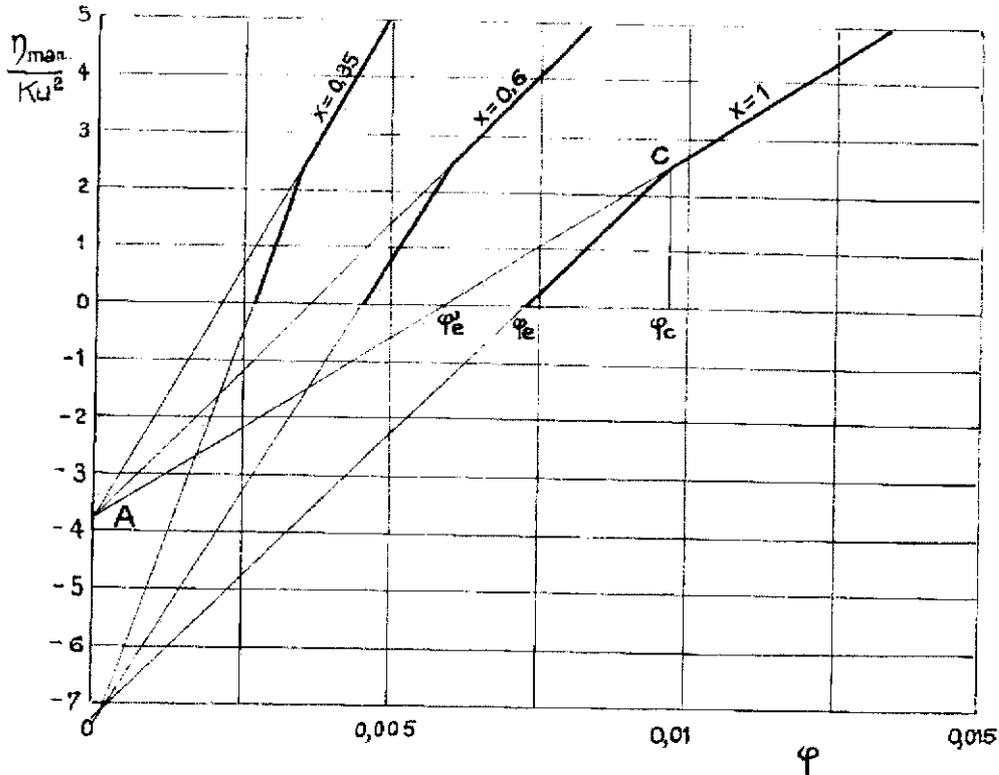


Fig. 3.2. — Caractéristiques  $\frac{\eta_{man}}{Ku^2} = f(\varphi)$

$$\varphi = \frac{4Q}{\pi \cdot D^2 \cdot u}, \text{ coefficient de débit.}$$

$$Ku = \frac{u}{\sqrt{2gH}}, \text{ coefficient de vitesse d'entraînement au diamètre Pelton.}$$

$x$ , ouverture relative de l'injecteur.

une nouvelle valeur de l'ordonnée du point  $A$  d'où la possibilité de calculer  $m$  et  $\beta_2$ . Il est ensuite facile de déterminer  $Kc_0$  à partir de l'expression de  $\eta_{man,max}$  donnée par l'équation 3 :

$$Kc_0 = \sqrt{\frac{2\eta_{man,max}}{1 + m \cos \beta_2}} \quad 6)$$

En fait, les points expérimentaux de la figure 3.2 s'alignent sur deux faisceaux de droites l'un convergeant vers :  $\frac{\eta_{man}}{Ku^2} \simeq -4$ , l'autre convergeant également, mais avec moins de précision vers :  $\frac{\eta_{man}}{Ku^2} \simeq -8$ . Cette cassure des

caractéristiques est due au phénomène du *faufilement* caractérisé par le fait qu'une partie du débit du jet passe entre deux augets consécutifs sans action sur ceux-ci lorsque le coefficient de vitesse  $Ku$  se présente avec une valeur défavorable.

Lorsque l'arête de l'auget 1 coupe la génératrice inférieure du jet, figure 3.3, la dernière particule s'écoulant sur cette génératrice qui ne pénètre pas dans l'auget 1 doit rejoindre l'auget 2, c'est-à-dire l'atteindre avant qu'il dépasse le point C. On doit avoir :

$$\widehat{AB} + \widehat{BC}' < \widehat{AC} = Dp \cdot \alpha \quad 7)$$

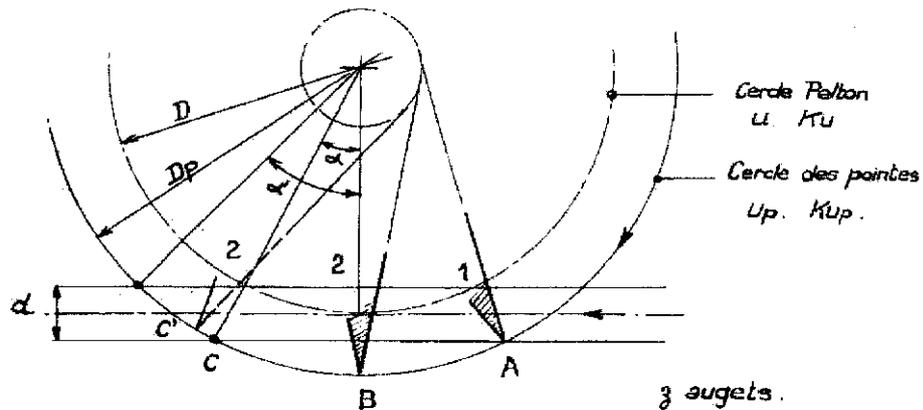


Fig. 3.3. — Epure du faufilement.

$Dp$ , diamètre du cercle des pointes (extrémités de l'arête médiane de l'auget),  $u_p$ ,  $Ku_p$  vitesse et coefficient de vitesse d'entraînement à ce diamètre,  $z$ , nombre d'augets. Or :

$$\widehat{BC}' = u_p \cdot \Delta t \quad \widehat{AB} = \frac{\pi \cdot Dp}{z} \quad \text{et} \quad AC = c_0 \cdot \Delta t = Dp \cdot \sin \alpha$$

d'où :

$$\widehat{BC}' = \frac{u_p}{c_0} \cdot Dp \cdot \sin \alpha = \frac{Ku_p}{Kc_0} \cdot Dp \cdot \sin \alpha = \frac{Ku}{Kc_0} \cdot \frac{Dp^2}{D} \cdot \sin \alpha$$

et l'égalité 7 devient :

$$\frac{\pi}{z} + \frac{Ku}{Kc_0} \cdot \frac{Dp}{D} \sin \alpha < \alpha$$

qui montre que le faufilement apparaît dès que :

$$\frac{Ku}{Kc_0} > \frac{\alpha - \frac{\pi}{z}}{\frac{Dp}{D} \sin \alpha} = \frac{(Ku)_c}{Kc_0} \quad 8)$$

c'est-à-dire lorsqu'une diminution de la chute provoque un ralentissement du jet qui ne permet plus à l'eau de rattraper les augets.

De la même façon, en considérant la génératrice supérieure du jet on détermine le rapport  $\frac{Ku}{Kc_0}$  au-delà duquel aucune particule du jet ne produit de travail utile, point qui correspond à l'emballement de la turbine :

$$\frac{(Ku)_e}{Kc_0} = \frac{\alpha' - \frac{\pi}{2}}{D \sin \alpha'} \quad (8')$$

On déduit les valeurs correspondantes de :

$$\varphi_c = \frac{Kc_0}{(Ku)_c} \left(\frac{d}{D}\right)^2 \quad \text{et} \quad \varphi_e = \frac{Kc_0}{(Ku)_e} \left(\frac{d}{D}\right)^2$$

qui donnent sur la figure 3.2, la première l'abscisse du point d'articulation des deux droites caractéristiques, l'autre l'abscisse correspondant à la vitesse d'emballement réelle. La vitesse d'emballement théorique correspond à :

$$\varphi'_e = \left(\frac{d}{D}\right)^2 \quad \text{soit} \quad Kc_0 = (Ku)_e .$$

Il convient toutefois de remarquer que l'expérience ne confirme ces derniers résultats que d'une manière assez approximative, en particulier  $\varphi_c$  calculé est inférieur à  $\varphi_e$  mesuré ce qui semble indiquer que le faufilement commence plus tôt que l'étude théorique ne le laisse prévoir. Voir bibliographie, article de M. Vercellini.

Une autre source de pertes provient du phénomène de *talonnement* qui est caractérisé par l'apparition d'actions dirigées en sens inverse du mouvement de la roue donc d'effet résistant conduisant à une diminution du couple et du rendement. Le talonnement peut se produire au moment de la pénétration dans le jet, une partie de ce dernier venant frapper le dos de l'auget, il peut également se produire par surouverture de l'injecteur, l'épaisseur de la lame d'eau à la sortie de l'auget devenant telle qu'elle vient frapper le dos de celui qui précède. On peut admettre que les effets de ce phénomène sont contenus dans les relations déjà établies, le premier semblant devoir agir sur le terme  $m$ , l'autre sur  $\beta_2$ , ce qui sur le diagramme de la figure 3.2 se traduirait par un pivotement de la droite AC autour du point :

$$\frac{\eta_{\max}}{Ku^2} = 0, \quad \varphi'_e = \left(\frac{d}{D}\right)^2 .$$

### 3.1.2.2) Fonctionnement à chute et vitesse constantes.

C'est le mode de fonctionnement habituel des turbines industrielles, on détermine les pertes pour diverses valeurs de la puissance. Pour comparer

entre elles diverses machines on rapporte ces pertes ainsi que la puissance hydraulique à une puissance de référence. Cette puissance de référence n'est pas la puissance maximale ou nominale qui peut varier suivant l'importance que l'on attribue au rendement à cette puissance, ni celle qui correspond au maximum de rendement déterminée avec une précision insuffisante. M. S. Ferry (voir bibliographie) adopte comme puissance de référence celle contenue dans  $z$  jets animés de la vitesse théorique  $\sqrt{2gH}$  et dont le diamètre  $d_{\text{réf}}$  est une fraction fixe de la largeur intérieure  $B$  des augets :

$$\mathfrak{P}_{\text{réf}} = z \cdot \frac{\pi}{4} \left( \frac{d_{\text{réf}}}{B} \right)^2 B^2 \sqrt{2gH} \cdot \omega \cdot H \quad 9)$$

en fixant pour  $\frac{d_{\text{réf}}}{B}$  la valeur arbitraire 0,3424 un peu supérieure à celle atteinte en général à pleine charge :

$$P_{\text{réf}} \text{ en kW} = 4 \cdot z \cdot B^2 \cdot H^{3/2} \quad B \text{ et } H \text{ en m}$$

On représentera donc :

$$\frac{\Delta \mathfrak{P}}{\mathfrak{P}_{\text{réf}}} = f \left( \frac{\mathfrak{P}_{\text{hyd}}}{\mathfrak{P}_{\text{réf}}} \right) \text{ soit : } \Delta p = f(p)$$

$\Delta \mathfrak{P}$  pertes

$\mathfrak{P}_{\text{hyd}} = Q\omega H =$  puissance hydraulique (Fig. 3.4).

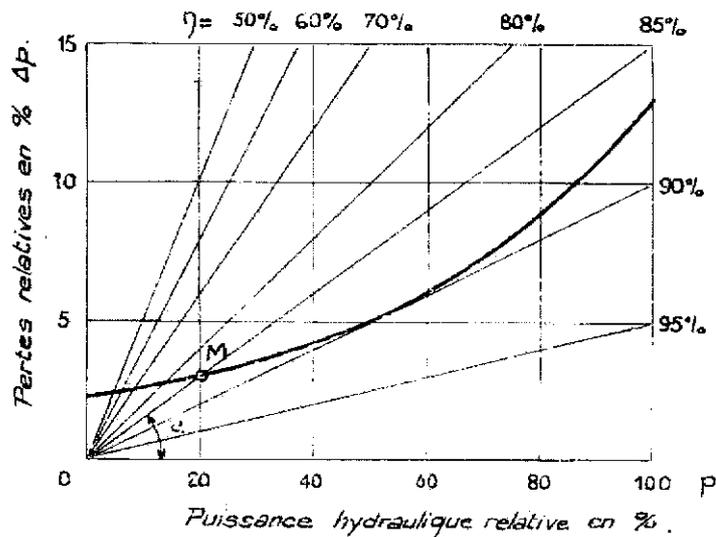


Fig. 3.4. — Diagramme des pertes.

$M$  étant un point de la courbe on remarque que :  $\text{tg } \alpha = 1 - \eta_{\text{max}}$  et d'autre part en divisant l'expression de la puissance hydraulique :

$$\mathfrak{P}_{\text{hyd}} = z \cdot \frac{\pi}{4} d^2 \cdot Kc_0 \cdot \sqrt{2gH} \cdot \omega \cdot H$$

par celle de la puissance de référence donnée par la relation 9, il vient :

$$p = Kc_0 \left( \frac{d}{d_{\text{ref}}} \right)^2$$

ce qui était prévisible.

Après un certain nombre d'essais M. S. Ferry a constaté que le rendement maximal est obtenu généralement pour une même valeur de l'abscisse qui correspond à un jet de diamètre égal au quart de la largeur de l'auget ; de part et d'autre de ce point la courbe des pertes semble pouvoir être représentée dans sa plus grande partie par deux segments de droites (Fig. 3.5). Il ressort également de ces essais que, toutes choses égales d'ailleurs, les pertes relatives des turbines à un jet sont uniformément supérieures (de 0,8 centièmes) à celles des turbines à deux jets, peut-être en raison, dans ces dernières, d'une diminution des pertes par ventilation.

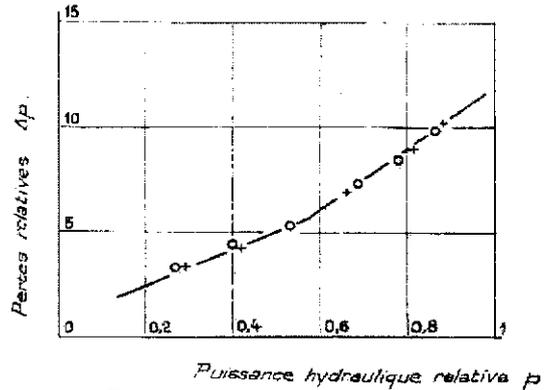


Fig. 3.5. — Diagramme des pertes d'une turbine Pelton à deux jets. Chute 835 m (d'après S. Ferry).

### 3.2. Tracé et réalisation de la roue Pelton.

#### 3.2.1) Détermination des dimensions principales de la roue.

Les données sont habituellement : débit  $Q$  m<sup>3</sup>/s, chute  $H$  m, vitesse de rotation  $N$  t/mn ; calculer la vitesse spécifique et définir le nombre de jets  $z$  pour obtenir un  $ns$  élémentaire convenable, les valeurs les plus favorables qui varient avec la hauteur de chute sont comprises entre 16 et 32 t/mn. (Voir figure 2.33.)

La vitesse d'écoulement du jet :  $c_0 = Kc_0 \sqrt{2gH}$  avec  $Kc_0 = 0,96$  à  $0,98$  permet de définir le diamètre de celui-ci pour la charge de tracé :

$$d = \left( \frac{4}{\pi} \cdot \frac{Q}{z \cdot c_0} \right)^{1/2}$$

La vitesse au cercle Pelton (tangent au jet) s'exprime par :

$$u = Ku \sqrt{2gH}$$

$Ku$  étant fonction de la vitesse spécifique, figure 2.25, d'où le diamètre Pelton.

Les limites du rapport  $\frac{d}{D}$  se situent respectivement vers  $1/80^e$  et  $1/6^e$ , dans ces deux cas extrêmes le fonctionnement est défectueux. Dans le premier l'eau a un long chemin à parcourir avant d'entrer en contact avec les augets, dans

le second l'écoulement dans l'aubage laisse à désirer. Le rendement le plus favorable est obtenu pour un diamètre de roue représentant huit à quinze fois celui du jet. Rappelons que l'on a environ :

$$ns = 240 d/D.$$

### 3.2.2) Nombre d'augets.

Leur nombre doit être tel qu'aucune particule d'eau provenant du jet ne puisse se faufiler entre deux augets sans action sur l'un d'eux. La détermination du pas est facilitée par le tracé des trajectoires relatives qui sont les traces laissées sur la roue réduite à son plan médian et limitée à la circonférence des pointes par les particules d'eau du jet.

*Tracé d'une trajectoire relative (Fig. 3.6).*

Soit, par exemple, à tracer la trajectoire relative appartenant à la génératrice supérieure du jet. Cette trajectoire est issue de  $A$  où elle se trouve tangente à la vitesse relative  $w$  et recoupe la circonférence des pointes en un point  $A_1$  tel que :

$$\widehat{A_1 a_1} = u_p \cdot \Delta t \quad \text{et} \quad Aa_1 = c_0 \cdot \Delta t$$

car la particule issue de  $A$  parcourt le segment  $Aa_1$  dans le même temps que le point de la circonférence des pointes qui doit la rencontrer en  $a_1$  décrit l'arc  $A_1 a_1$ , d'où :

$$\frac{\widehat{A_1 a_1}}{Aa_1} = \frac{u_p}{c_0} = \frac{Ku_p}{Kc_0}$$

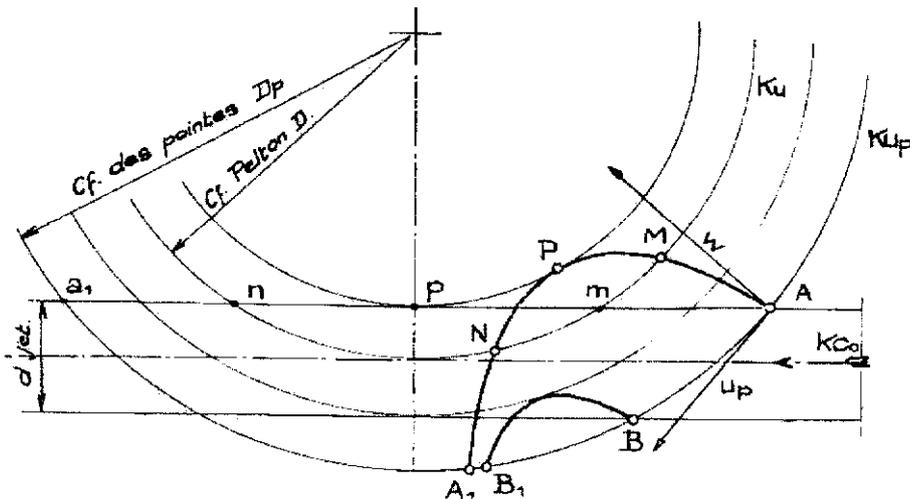


Fig. 3.6. — Tracé des trajectoires relatives.

Cette trajectoire coupe le cercle Pelton en deux points  $M$  et  $N$  définis par :

$$\frac{\widehat{Mm}}{Am} = \frac{\widehat{Nn}}{An} = \frac{Ku}{Kc_0}$$

et ainsi de suite.

La trajectoire relative d'une particule appartenant à la génératrice inférieure du jet s'étend de  $B$  à  $B_1$ . Toutes les trajectoires relatives se trouvent ainsi comprises entre celles de  $A$  et  $B$ . Il est facile de voir que les courbes ainsi définies n'ont rien de commun avec les trajectoires de l'eau par rapport à l'auget (excepté la tangente  $w$  au point  $A$ ).

Le pas de l'auget est au plus égal à l'arc  $BB_1$ . Avec un pas légèrement plus grand des particules inférieures du jet pourraient passer sans toucher aucun auget.

### 3.2.3) Inclinaisons de l'arête et de la face d'entrée de l'auget.

L'arête, ou intersection des faces internes de l'auget, n'est pas radiale mais inclinée sur le jet et d'autant plus que la vitesse spécifique est élevée. Il est logique d'admettre cette arête perpendiculaire à la direction de la vitesse relative  $w$  lorsque le centre de gravité du tronçon de jet destiné à l'auget considéré arrive en contact avec elle. L'onglet cylindrique contenant l'eau qui va alimenter l'auget est :  $AA_1 B_1 B_2$  (fig. 3.7).

$$AA_1 = \text{pas sur la circonférence des pointes} \times \frac{Kc_0}{Ku_p}$$

$$BB_1 = \widehat{AB} \cdot \frac{Kc_0}{Ku_p}$$

Le contact du centre de gravité de l'auget et de l'arête se produit en  $M$  tel que :

$$\frac{MG}{\widehat{AC}} = \frac{Kc_0}{Ku_p}$$

La détermination de la rencontre se fait par tâtonnements ; se donner une direction plausible de l'arête et chercher à divers temps les positions respectives de cette arête et du centre de gravité de l'onglet cylindrique, au temps zéro l'arête est en  $A$  et le centre de gravité en  $G$ .

En  $M$  l'arête  $MT$  doit être perpendiculaire à la direction de  $w$  en ce point, en fait cette direction est souvent trop couchée et la direction de l'arête est choisie à l'intérieur de l'angle  $XMZ$ ,  $MX$  normale à l'axe du jet. On peut prendre la bissectrice (Voir figure 3.7).

Il est également logique d'admettre la face d'entrée de l'auget perpendiculaire à la direction de  $w$  lorsque le centre de gravité  $G$  de la masse d'eau destinée à l'auget arrive au fond de celui-ci. Le plan tangent au fond étant

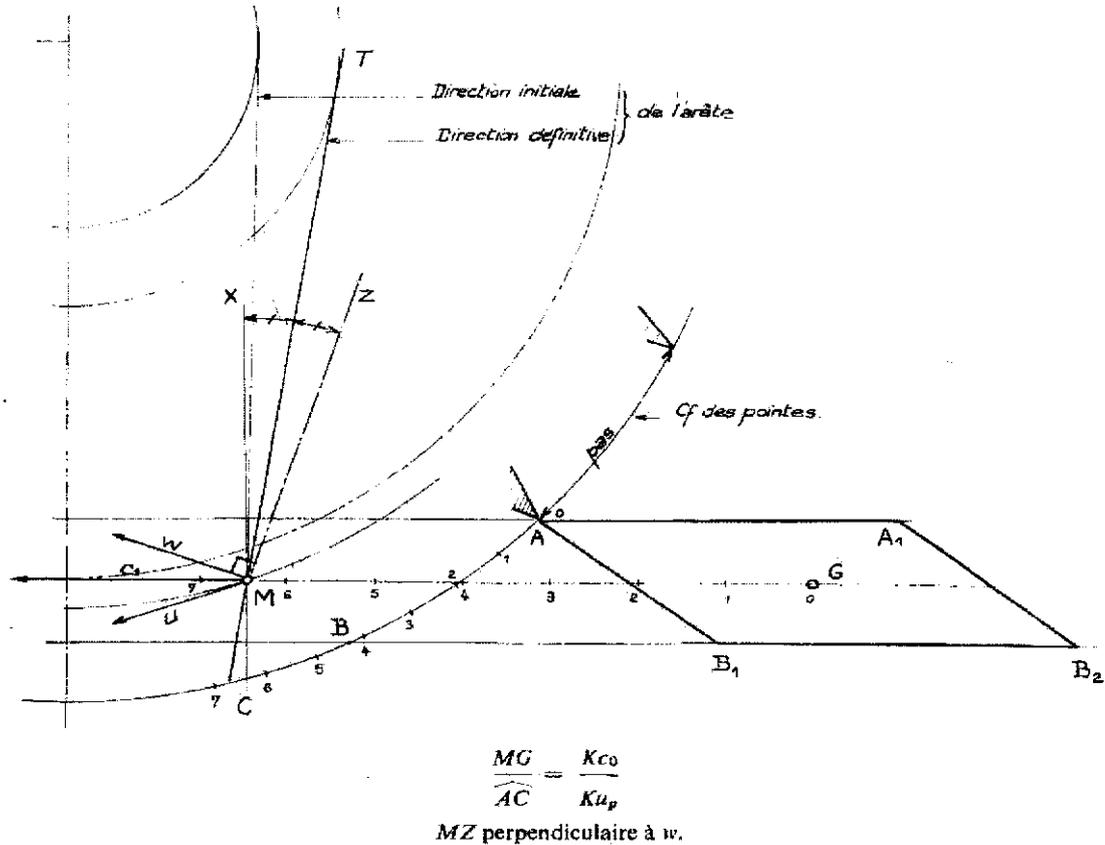


Fig. 3. 7. — Détermination de la direction de l'arête de l'auget.

parallèle à la face d'entrée. Cette position est également déterminée par tâtonnements en se donnant à priori la direction de la face et la profondeur de l'auget. Au point de rencontre :

$$\frac{MG}{AC} = \frac{Kc_0}{Ku_p}$$

et la direction de la face doit être perpendiculaire à *w* en ce point (Voir figure 3.8).

#### 3.2.4) Définition des formes de l'auget.

Les dimensions de l'auget sont proportionnelles au diamètre du jet. La figure 3.9 donne les proportions habituelles. Pour éviter une destruction rapide de l'arête médiane l'angle  $\alpha$  ne doit nulle part être inférieur à  $20^\circ$ , l'angle  $\beta$  vaut de  $8^\circ$  à  $12^\circ$  au milieu de l'auget, on ne peut l'admettre plus petit car l'eau sortant d'un auget ne doit pas frapper le suivant. De même au début de l'at-

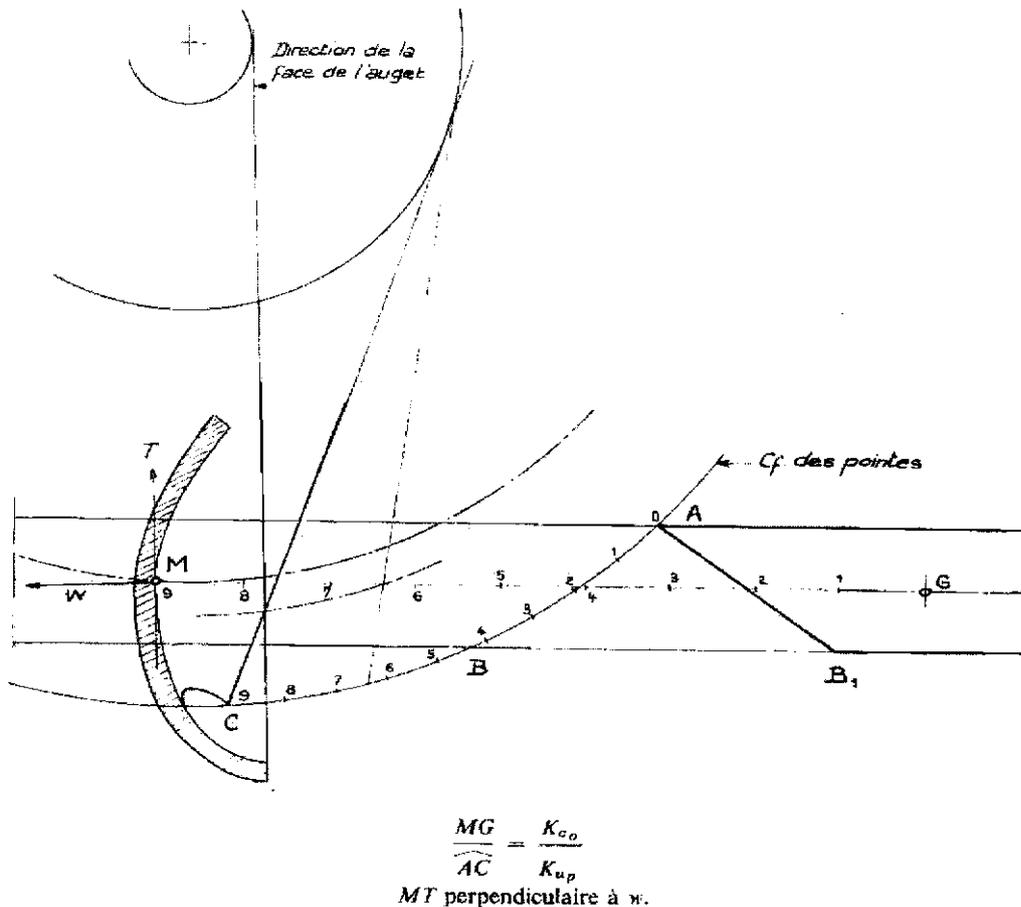


Fig. 3.8. — Détermination de la direction de la face de l'auget.

taque, l'eau sortant de l'auget doit être déviée vers l'extérieur pour ne pas heurter la roue, ce qui explique la direction des lignes de thalweg de la surface de l'intrados représentées sur la figure 3.9.

Le tracé de l'auget consiste à définir les lignes de niveau de la surface (gauche) active. Partant des sections principales ces lignes sont tracées au jugé à l'aide des quatre points donnés par les sections adoptées. On améliore ensuite ces courbes en traçant un certain nombre de coupes auxiliaires qui, une fois rectifiées, doivent conduire à des surfaces régulières (Fig. 3.10).

Pour exécuter le modèle le modelleur reproduit les courbes de niveau sur des planches dont l'épaisseur correspond à la distance entre les plans des lignes de niveau. Les planches assemblées constituent une sorte d'escalier que l'on taille de façon à en faire disparaître les marches.

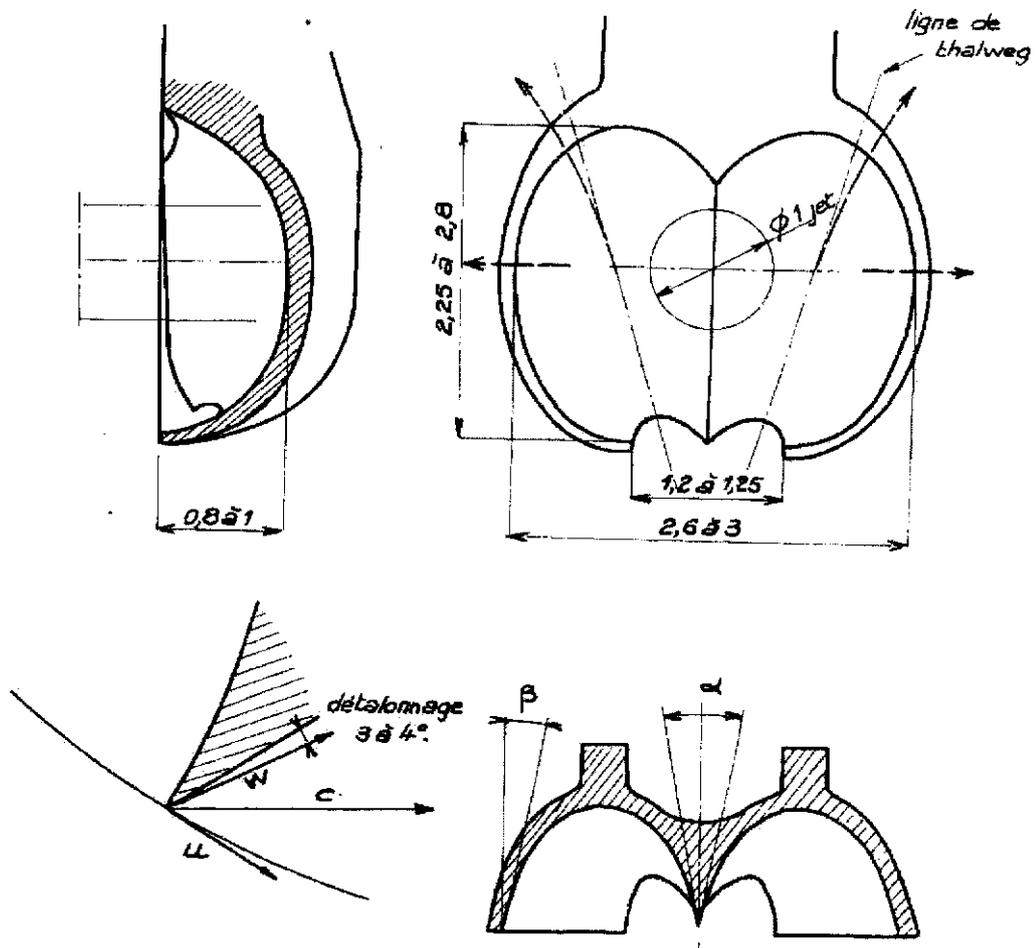


Fig. 3.9. — Proportions des augets.

### Détalonnage.

Lorsque l'échancrure attaque le jet, points *A* à *B* de la figure 3.8, l'eau ne doit pas venir en contact avec la face arrière de l'auget (effet de talonnement), la direction de la vitesse relative doit donc être à l'extérieur de l'auget, figure 3.9. Cette condition est difficile à respecter pour des vitesses spécifiques élevées.

Les figures 3.11 et 3.12 donnent deux exemples de tracés relatifs à des roues de vitesses spécifiques très différentes, 13 et 31 t/mn. On comparera le nombre et les encombrements relatifs des augets, les inclinaisons des arêtes et des faces qui augmentent avec  $ns$ , l'étendue de l'échancrure beaucoup plus accentuée dans la roue à grande vitesse spécifique pour rendre le détalonnage possible. Certaines de ces particularités apparaissent sur les figures 3.53 et 3.54 qui représentent, la première une couronne d'augets destinée à une turbine de la

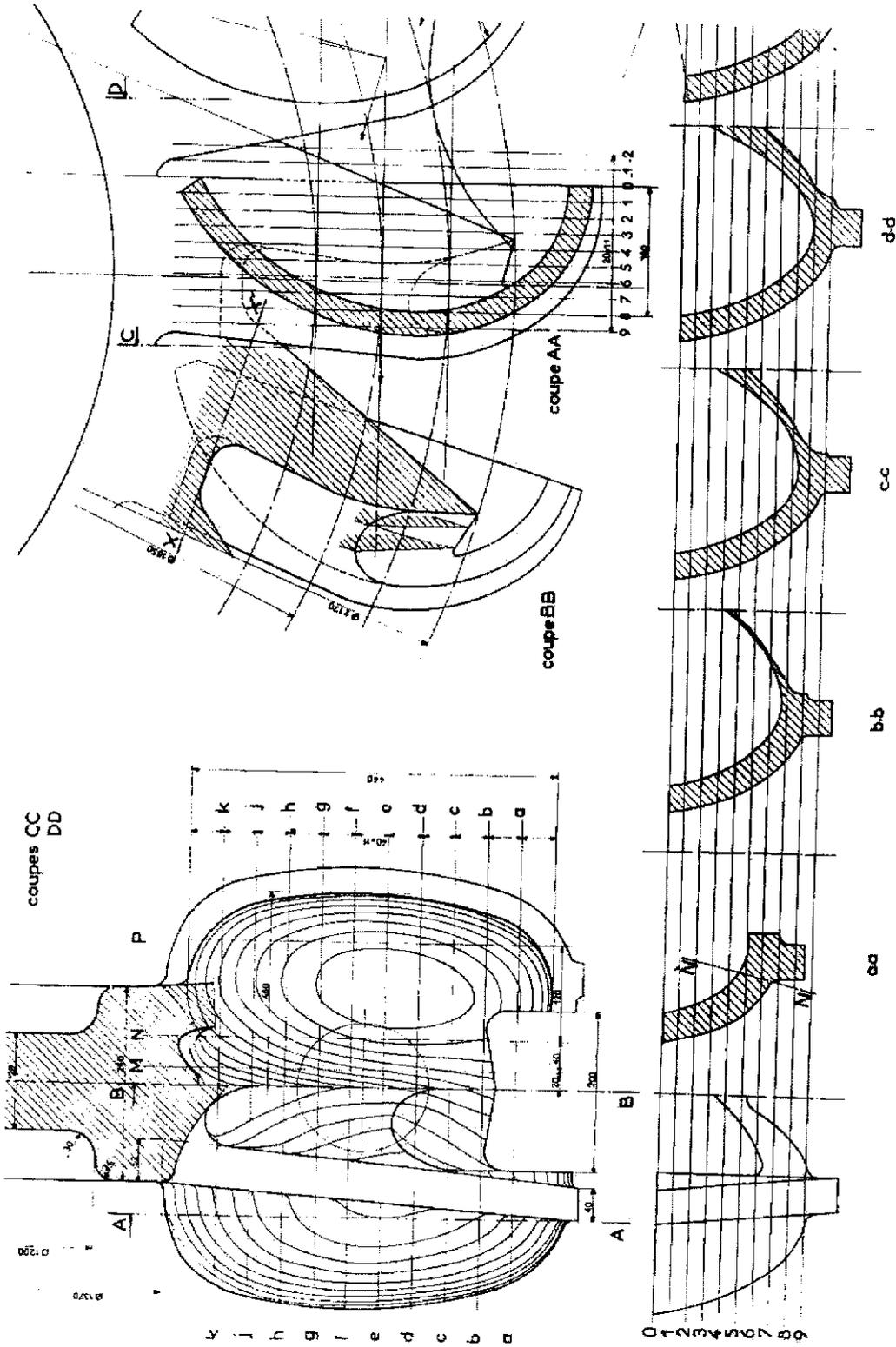


Fig. 3.10. — Représentation d'un auget Pelton.



SECTIONS.

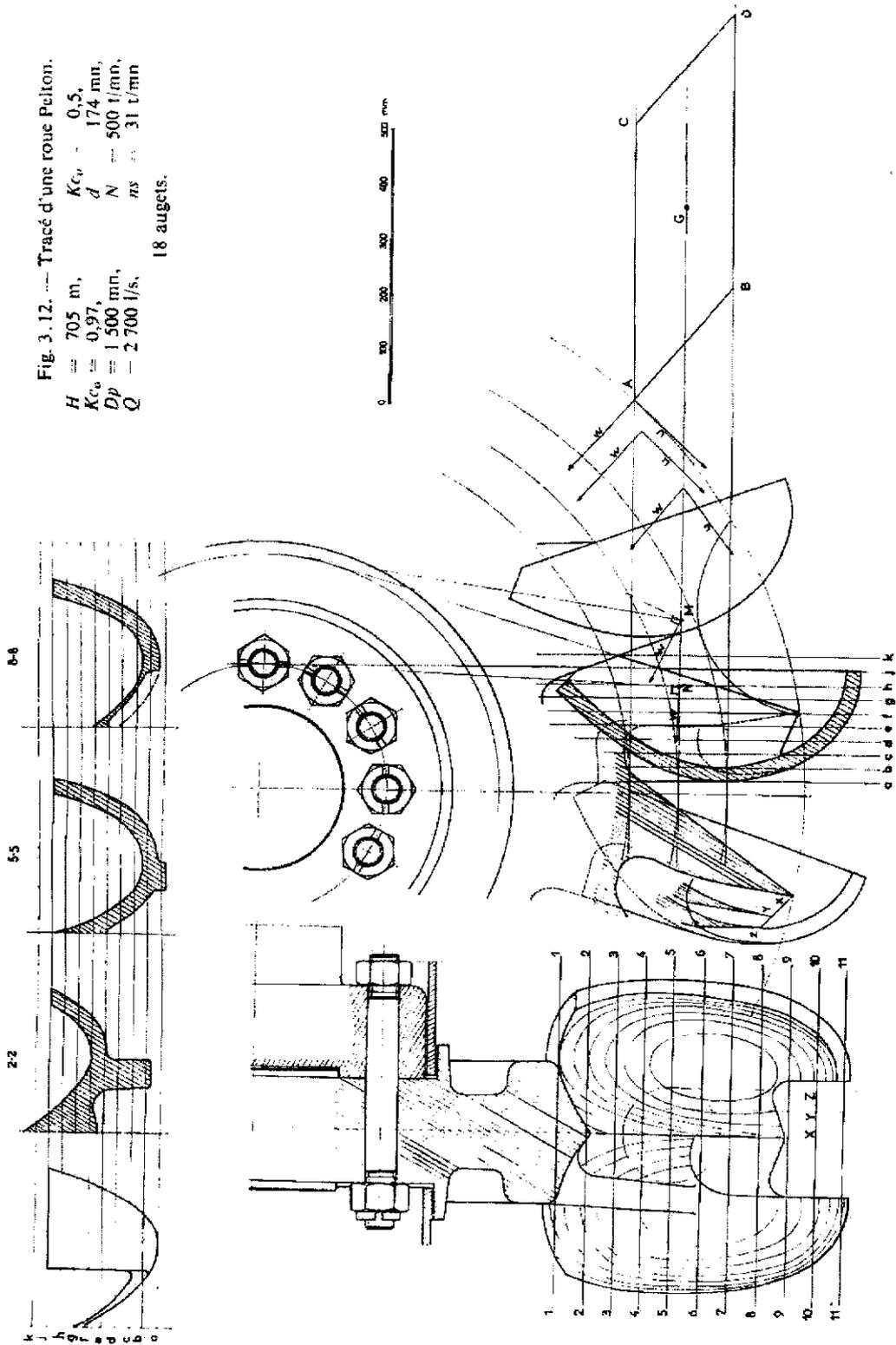


Fig. 3.12. --- Tracé d'une roue Pelton.

$H = 705$  m,  $Kc_v = 0.5$ ,  
 $Kc_w = 0.97$ ,  $d = 174$  mm,  
 $Dp = 1500$  mm,  $N = 500$  t/min,  
 $Q = 2700$  l/s,  $ms = 31$  t/min

18 augets.

centrale de Pragnères (France), 2 roues à un jet, puissance 80 100 kW, chute 1 224 m, vitesse 420 t/mn,  $ns = 13,7$  t/mn par jet, constructeur Neyrpic, la seconde une roue destinée à une turbine de la centrale de Laksapana (Ceylan), une roue à deux jets, puissance 16 000 kW, chute 436 m, vitesse 500 t/mn,  $ns = 27$  t/mn par jet, constructeur Société des Forges et Ateliers du Creusot.

Le tracé de l'auget terminé, certaines vérifications de résistance s'imposent, en particulier :

— dans la section d'encastrement, section  $XX'$  de la figure 3.10, en supposant :

la roue calée recevant le plein jet, flexion,  
la roue tournant à vitesse normale, flexion et extension provoquée par la force centrifuge s'exerçant sur l'auget,

la roue tournant à la vitesse d'emballement, force centrifuge,

— dans une section telle que  $ZZ'$  de la figure 3.10 soumise à la flexion sous l'action de la nappe d'eau s'échappant de l'auget. Si nécessaire prévoir une nervure transversale pour renforcer cette section, ce qui a été fait sur les augets de la figure 3.53.

### 3.2.5) Influence d'une variation de chute ou de vitesse.

Les coefficients de vitesse de la roue,  $K_u$ , se trouvent modifiés et les trajectoires relatives déformées comme le montre la figure 3.13. Dans le cas d'une survitesse ou d'une diminution de chute les trajectoires relatives raccourcies montrent qu'une partie de l'eau, plus ou moins importante suivant la variation

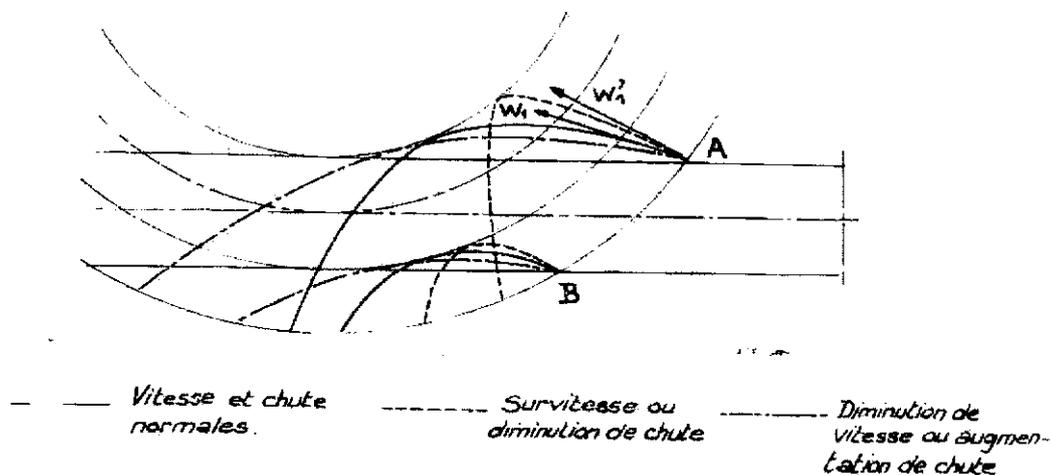


Fig. 3.13. — Influence d'une variation de chute ou de vitesse.

de chute ou de vitesse considérée, se faufile entre les augets sans action utile sur la roue. D'autre part, au moment où l'auget prend contact avec le jet, la vitesse relative n'est plus tangente au dos de l'aube d'où choc.

Dans le cas inverse, baisse de vitesse ou augmentation de chute, les trajectoires relatives rencontrent l'auget, mais trop tôt, le débit moyen se trouve

augmenté d'où risque d'engorgement des augets, les vitesses relatives se trouvent également augmentées d'où pertes de charge accrues. La turbine Pelton supporte donc mal les grandes variations de chute à vitesse constante.

### 3.2.6) Dispositions constructives des roues Pelton. Réalisation.

Les augets Pelton sont obtenus par moulage. Les matériaux utilisés doivent résister à la fatigue due aux actions mécaniques, à la corrosion par action chimique des eaux turbinées, à l'érosion des particules solides en suspension, à la cavitation toujours possible.

Lorsque ces actions sont très modérées, en particulier l'usure, la fonte à graphite lamellaire peut suffire, pour des conditions plus sévères l'acier au carbone soudable, l'acier faiblement allié au nickel (0,7 à 1) molybdène (0,3) sont employés ; en plus d'une meilleure résistance ils permettent la recharge par soudure. Les aciers à 13 % de chrome et les aciers austéno-ferritiques (Cr. 20, Ni 8, Mo 3) présentent une résistance particulièrement élevée à la cavitation et à l'abrasion, le premier est plus difficilement soudable, un préchauffage de la pièce à recharger est nécessaire, tous deux sont sensiblement plus chers.

Les augets peuvent, soit venir de fonderie avec la roue qui les porte, turbines à grande vitesse spécifique (Fig. 3.12 et 3.54), soit venir de fonderie avec une couronne rapportée sur la roue (Fig. 3.53), soit être rapportés individuellement (Fig. 3.11) ou quelquefois par paires sur un disque.

Dans les deux premiers cas on exécute le moule en disposant des noyaux en cercle, chaque noyau reproduit la face d'un auget et le dos du suivant. Les formes de révolution viennent par troussage. Figure 3.55, noyaux et moule d'une couronne d'augets Pelton, cliché S. F. A. C.

#### Caractères des diverses solutions.

— *Augets rapportés* : nécessité d'un système de fixation rigide et indéformable (Fig. 3.14), facilités de polissage, possibilité d'usinage (fraisage par reproduction), faculté de remplacement d'un aubage cassé ou usé.

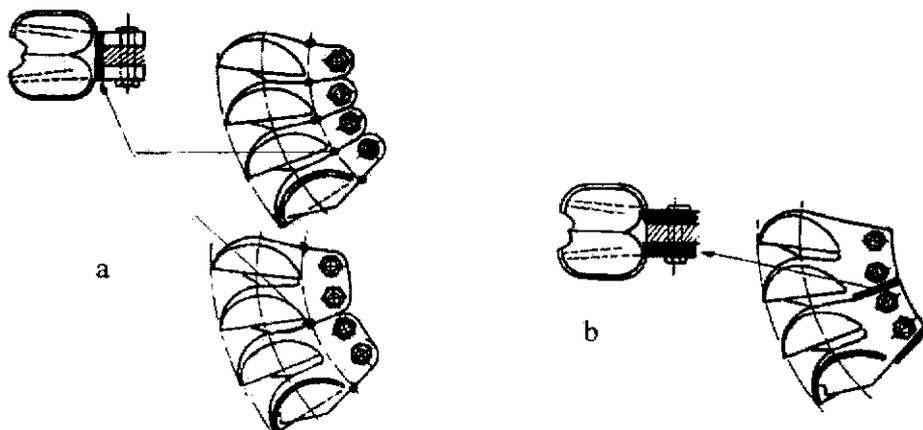


Fig. 3.14. — Modes de fixation des augets rapportés.

— *Augets venus de fonderie avec leur couronne ou avec la roue* : rigidité meilleure, uniformité de résistance, montage plus rapide, facilité de construction des roues à grande vitesse spécifique (rapport  $D/d$  faible), roues plus légères.

*Modes de fixation sur la roue des augets rapportés.* Les augets rapportés sur le disque peuvent être fixés soit à l'aide d'un seul boulon avec chevilles coniques ou clavettes prismatiques de serrage (Fig. 3.14.a), soit à l'aide de deux ou trois boulons, augets de grandes dimensions ou augets doubles, avec ou sans chevilles ou clavettes (Fig. 3.14.b).

*Modes de fixation de la couronne d'augets sur la roue.* La couronne est généralement fixée sur un disque indépendant calé sur l'arbre, les figures 3.15 montrent quelques modes de liaison.

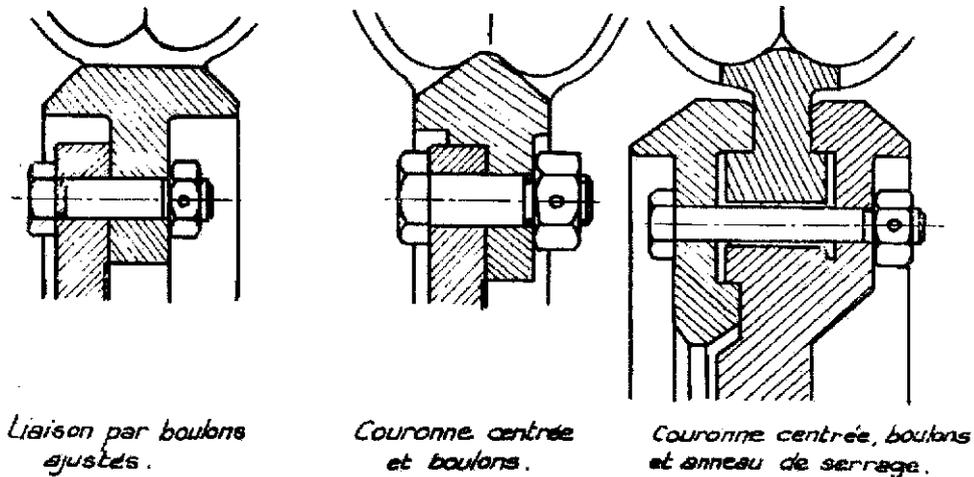


Fig. 3.15. — Modes de fixation d'une couronne d'augets.

*Fixation de la roue sur l'arbre.* La fixation par clavette longitudinale est rarement employée. La roue est en général boulonnée sur un plateau venu de forge avec l'arbre. Si la roue est placée en bout d'arbre une clavette transversale permet de décharger les boulons. On distinguera facilement ces divers modes de liaison sur les dessins d'ensembles donnés plus loin.

### 3.3. Mécanismes d'alimentation.

L'organe réglant le débit du jet est l'injecteur constitué essentiellement d'un pointeau dont la position détermine le degré d'ouverture de la tuyère. Dans les turbines dites à *simple réglage* ce mécanisme unique règle à la fois le débit d'eau et la vitesse de rotation de la machine. Comme la vitesse de manœuvre du pointeau ne saurait être arbitrairement choisie parce qu'elle est conditionnée par le coup de bélier admissible dans la conduite forcée on conçoit facilement que le système de réglage simplifié ne convienne qu'à certaines installations fonctionnant dans des conditions particulièrement favorables : par exemple groupes de petite puissance disposant d'une inertie importante des masses tournantes avec de larges conditions de réglage et faible sensibilité de la con-

duite au coup de bélier. C'est le cas des groupes auxiliaires branchés sur des conduites de grandes dimensions alimentant des turbines principales de débit très supérieur.

Mais le plus souvent il faut adjoindre au pointeau fonctionnant comme précédemment un écran déflecteur qui dévie rapidement le jet de sa zone d'action sur les augets en cas de décharge brusque et importante du groupe turbo-générateur. Dans ce *double réglage* remarquer toutefois que le pointeau règle la vitesse de rotation du groupe tant qu'il s'agit de variations de charge lentes ou de faible amplitude, le déflecteur se tenant à proximité immédiate du jet sans action sur celui-ci. Les positions respectives des deux organes sont conjuguées par l'intermédiaire d'une came introduite dans la chaîne de réglage (Voir 2<sup>e</sup> partie, chapitre 5).

### 3.3.1) Injecteurs.

#### 3.3.1.1) Caractéristiques d'un jet Pelton et dispositions prises pour les obtenir.

L'observation d'un jet issu d'un injecteur Pelton montre qu'après une section de diamètre minimal ou section contractée le jet s'élargit en fonction de la distance, la surface reste apparemment lisse sur une longueur assez étendue. Une étude plus poussée montre que le jet est constitué d'une zone centrale convergente ne renfermant que de l'eau et une zone de section annulaire croissante renfermant une émulsion d'eau et d'air (Fig. 3.16, parties 1 et 2 du jet).

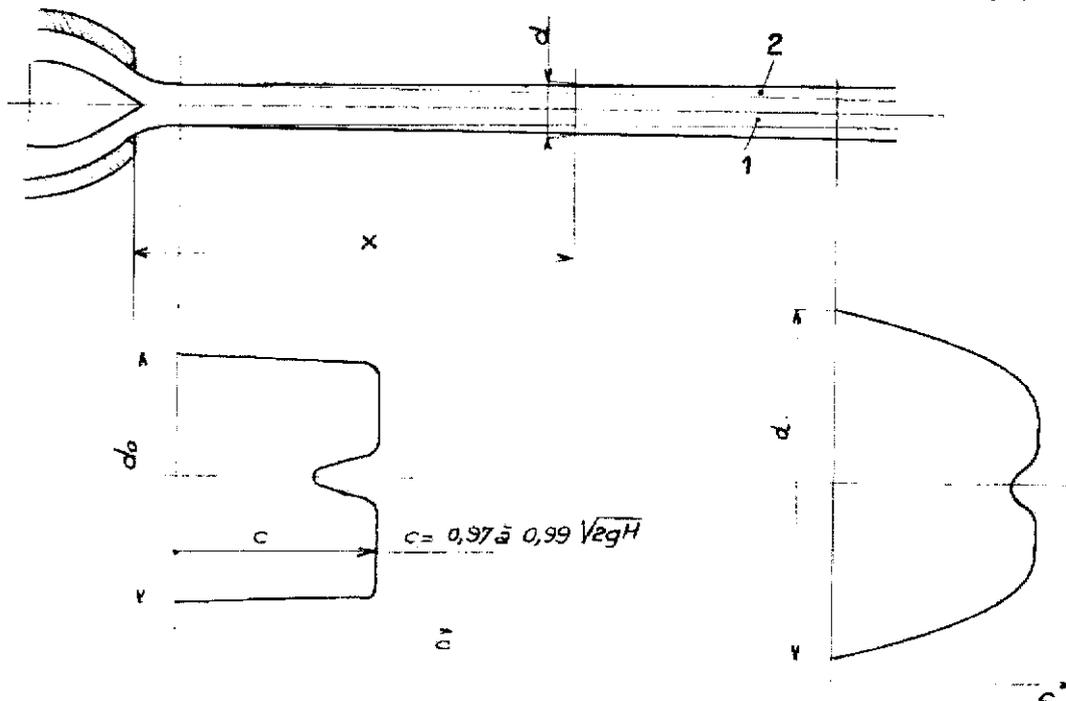


Fig. 3.16. — Jet Pelton. Structure et répartition des vitesses.

De nombreux facteurs conditionnent la divergence ou dispersion du jet :

- la géométrie de l'injecteur, convergence de la buse, position de l'aiguille d'injection,

- la vitesse d'écoulement (ou la chute) donc le nombre de Reynolds,

- la tension superficielle du liquide, donc le nombre de Weber. Pour un injecteur et un liquide déterminés les nombres de Reynolds et de Weber ne sont plus indépendants et il suffit de l'un d'entre eux pour traduire l'influence de ces deux facteurs :

$$Re = \frac{c_0 \cdot d}{\frac{\mu}{\rho}} \qquad W = \frac{c_0}{\sqrt{\frac{\sigma}{\rho \cdot d}}}$$

$d$  = diamètre contracté,  $\mu$  = coefficient de viscosité,  $\rho$  = masse spécifique,  $\sigma$  = tension superficielle dans l'air.

Cette divergence est d'ailleurs délicate à mesurer expérimentalement car la surface du jet n'est lisse qu'en apparence, la photographie à temps de pose très court (quelques microsecondes) révèle des sinuosités nombreuses et instables, les diamètres à diverses distances de la buse sont des fonctions aléatoires du temps et leur mesure par le collier à vis micrométriques manque de précision. Il convient d'effectuer de nombreuses photographies instantanées du jet aux diverses sections de mesure envisagées et de définir une valeur moyenne du diamètre apparent (voir bibliographie article de M. J. Dodu). Le diagramme (fig. 3.17) emprunté à la source indiquée ci-avant montre la variation du diamètre apparent du jet en fonction de l'abscisse pour diverses valeurs de  $Re$  et  $W$  et pour un injecteur déterminé.

L'introduction d'un tube de Pitot spécialement conçu permet de définir la pression dynamique  $c_0^2/2g$  ou la vitesse dans une section du jet. Les diagrammes de la figure 3.16 montrent la répartition de cette vitesse suivant un diamètre,

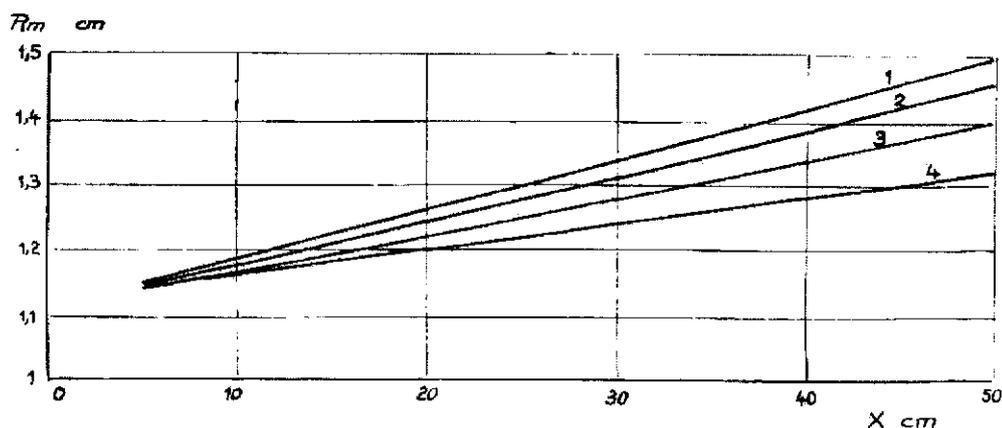


Fig. 3.17. — Variation du rayon apparent moyen d'un jet en fonction de l'abscisse (d'après J. Dodu).

|   |                |           |   |                |           |
|---|----------------|-----------|---|----------------|-----------|
| 1 | $R = 884\ 000$ | $W = 682$ | 2 | $R = 769\ 000$ | $W = 594$ |
| 3 | $R = 657\ 000$ | $W = 507$ | 4 | $R = 504\ 000$ | $W = 389$ |

à proximité immédiate de la buse et dans une section plus lointaine. Dans la première, remarquer le ralentissement central dû au frottement sur l'aiguille d'injection, la seconde est caractérisée par l'augmentation du diamètre du jet avec un ralentissement très sensible dans les parties périphériques. L'énergie cinétique du jet décroît avec la distance à l'orifice et il est recommandé de placer la roue aussi près que possible de la tuyère.

Le jet ne possède toutefois de bonnes qualités c'est-à-dire dispersion et ovalisation minimales que si certaines conditions sont réalisées dans le tracé de l'injecteur :

- faible vitesse dans la tubulure, diamètre de la tubulure = 4 à 5 fois le diamètre du jet,
- coudes à grands rayons dans la tubulure d'alimentation, rayon du coude supérieur à 4 fois le rayon de la tubulure.

Entre le coude et la buse prévoir :

- un tronçon rectiligne de longueur égale au moins à six fois le diamètre du jet,
- un convergent à l'amont de la buse car une accélération redresse les filets liquides,
- au même endroit 3 à 8 ailettes de guidage de section pisciforme qui permettent d'empêcher une rotation du jet dont les effets seraient catastrophiques (Voir figure 3.56 injecteur Neyrpic).

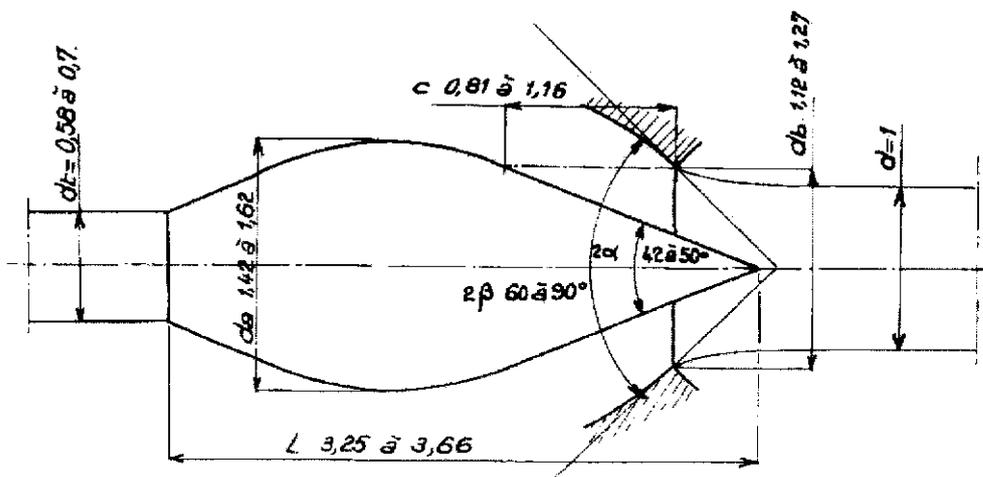


Fig. 3.18. — Proportions de l'aiguille d'injection.

Les pointeaux réalisés actuellement ont une forme conique avec angle au sommet relativement élevé : 40 à 50°, la buse est également conique, angle au sommet 60 à 90°. La figure 3.18 indique quelques proportions.

## 3.3.1.2) Détermination du débit de l'injecteur.

La figure 3.19 représente un pointeau conique en position ouverte, le degré d'ouverture étant défini par la course  $X$ . Remarque qu'en position fermée la buse est en contact avec la partie rectiligne du pointeau. Sauf pour les petites ouvertures, débit inférieur au quart du débit de pleine charge, le coefficient  $Kc_0$  n'est pas affecté par le débit, celui-ci est donc, à chute constante, proportionnel à la section de passage de la tuyère. Il est facile d'exprimer celle-ci en fonction de la course  $X$  comptée à partir de la position de fermeture.

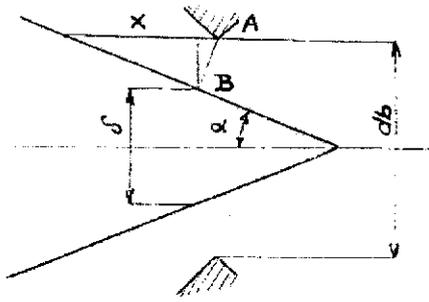


Fig. 3.19. — Calcul du débit de l'injecteur.

La section de passage mesurée au niveau de l'arête de sortie de la buse en confondant la surface de révolution équivalente avec la surface latérale du tronc de cône de génératrice  $AB$  est sensiblement :

$$S = \pi \cdot \frac{db + \delta}{2} \cdot AB \quad db = \text{diamètre de la buse}$$

avec :

$$AB = X \cdot \sin \alpha \quad \alpha = \text{demi-angle au sommet du cône du pointeau}$$

et :

$$\delta = db - 2 \cdot AB \cdot \cos \alpha$$

il vient :

$$S = \pi \cdot \sin \alpha \left( db \cdot X - \frac{\sin 2\alpha}{2} X^2 \right),$$

et :

$$Q = Kc_0 \cdot \sqrt{2gH} \cdot S$$

ou, en introduisant le coefficient de débit  $\varphi = \frac{4Q}{\pi D^2 u}$  et la course relative :  $x = \frac{X}{db}$

$$\varphi = 4 \sin \alpha \frac{db^2}{D^2} \left[ x - \frac{\sin 2\alpha}{2} x^2 \right] \cdot \frac{Kc_0}{Ku}$$

La courbe représentative  $\varphi(x)$ , figure 3.20, résulte de la différence des ordonnées d'une droite et d'une parabole. On s'écarte d'autant moins de la proportionnalité que le diamètre  $\delta$  correspondant au jet maximal est important, pratiquement  $db/2$ .

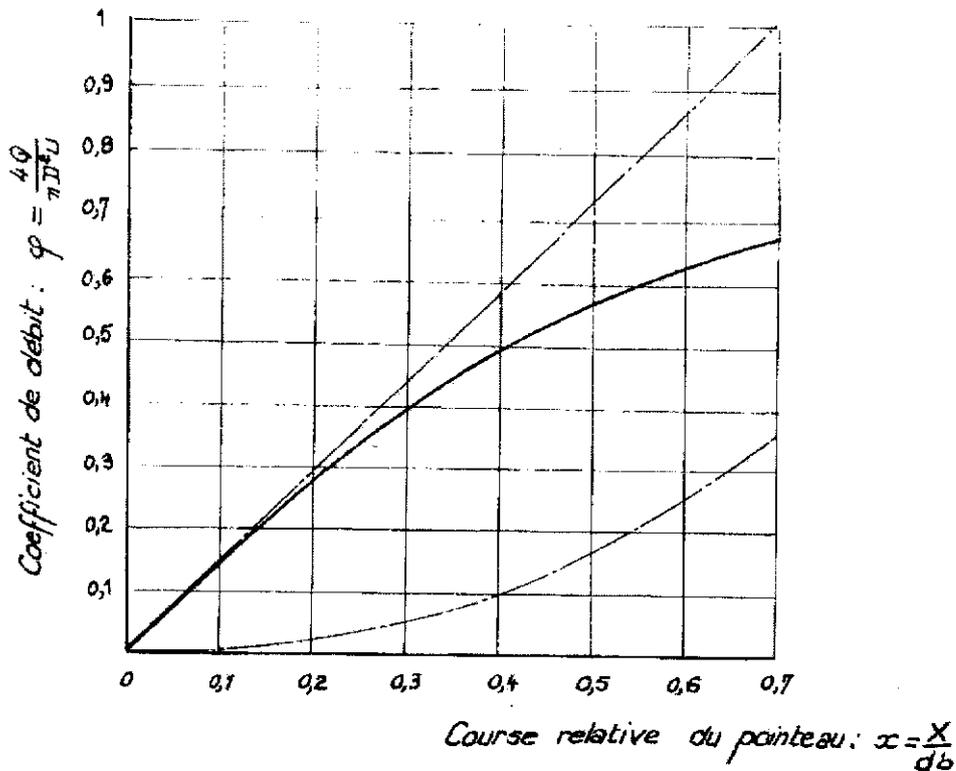


Fig. 3.20. — Caractéristique de débit d'un injecteur.

### 3.3.1.3) Détermination de l'effort et du travail de manœuvre.

L'effort hydraulique sur le pointeau n'est calculable qu'en position fermée en utilisant l'équation de l'hydrostatique :

$$F = \frac{\pi}{4} (db^2 - dt^2) \rho \cdot H b$$

$db$  = diamètre de la buse,  $dt$  = diamètre de la tige au passage dans la paroi (Fig. 3.21).

Dans les autres positions la détermination de l'effort se fait par voie expérimentale, l'effort pouvant être mesuré par la déformation d'un ressort antagoniste, figure 3.22.a, ou à partir de la pression d'huile dans le moteur de commande, figure 3.22.b. On obtient ainsi une caractéristique dont l'allure est donnée par la figure 3.23, courbe relevée pour  $db = dt$ . Au début de l'ouverture se produit un effort tendant à faire refermer le pointeau mais assez rapidement la poussée statique sur la section  $dt$  l'emporte créant une tendance à ouvrir. Pour maintenir cette tendance sur toute la longueur de la course il suffit d'augmenter suffisamment  $dt$  et, pour régulariser et diminuer l'effort de manœuvre, on place souvent un ressort antagoniste, fig. 3.21.

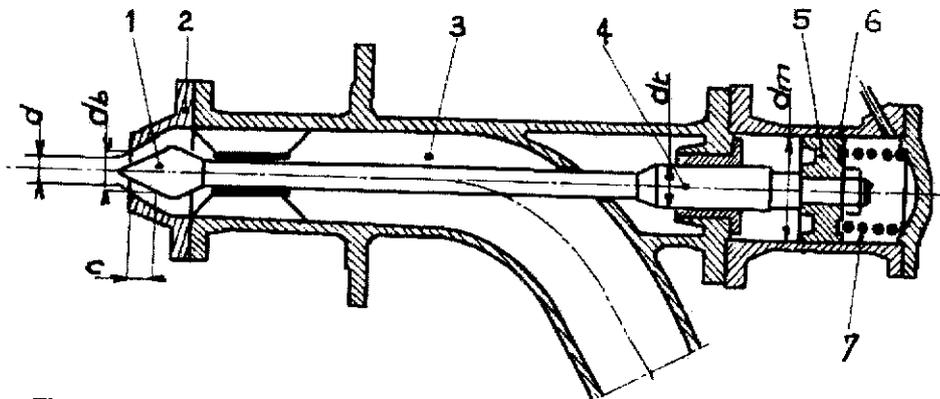


Fig. 3.21. — Vue schématique de la tuyère, du pointeau, du mécanisme de manœuvre de ce dernier, pour un injecteur coudé de construction classique.

1 : pointeau. 2 : tuyère. 3 : injecteur coudé. 4 : cylindre d'équilibre.  
5 : piston de manœuvre. 6 : cylindre du servomoteur. 7 : ressort d'équilibrage.

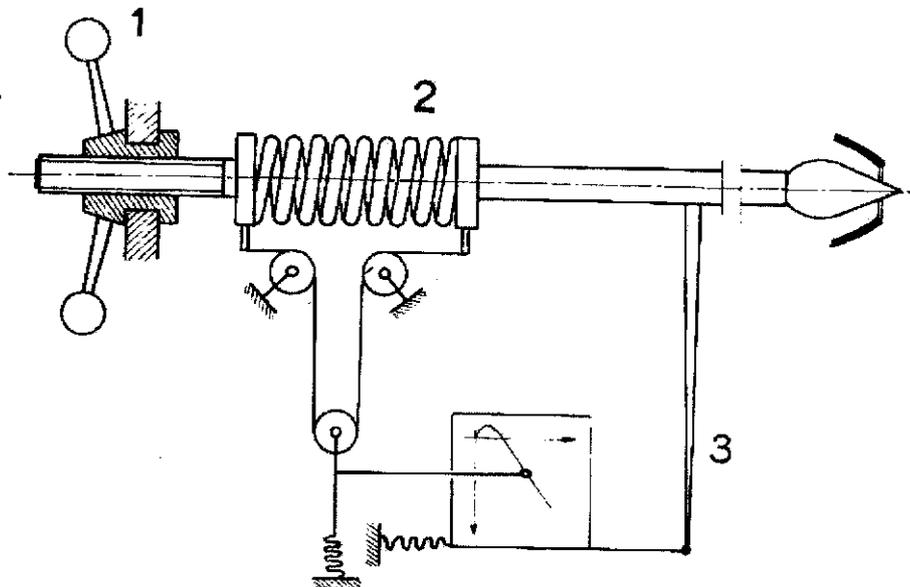


Fig. 3.22. a. — 1 : réglage de l'ouverture. 2 : ressort dynamométrique.  
3 : enregistrement du déplacement.

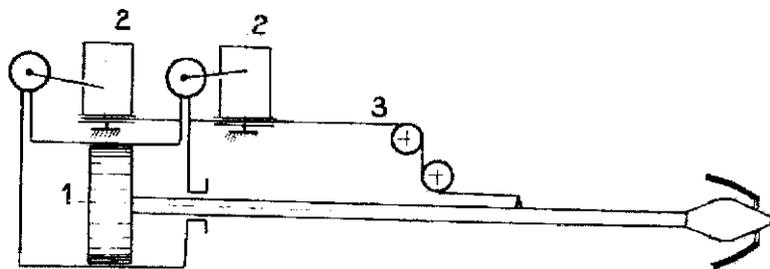


Fig. 3.22. b. — 1 : moteur à huile. 2 : manomètres enregistreurs.  
3 : mécanisme de mesure du déplacement de l'aiguille.

Fig. 3.22. — Mesure des efforts de vannage.

Pour passer de l'injecteur type à l'injecteur étudié, géométriquement semblable, il faut multiplier les efforts par le rapport :

$$K = \frac{H}{H'} \left( \frac{d}{d'} \right)^2$$

$H$  = chute,  $d$  = diamètre du jet.

et les travaux de manœuvre par :

$$K' = \frac{H}{H'} \left( \frac{d}{d'} \right)^3$$

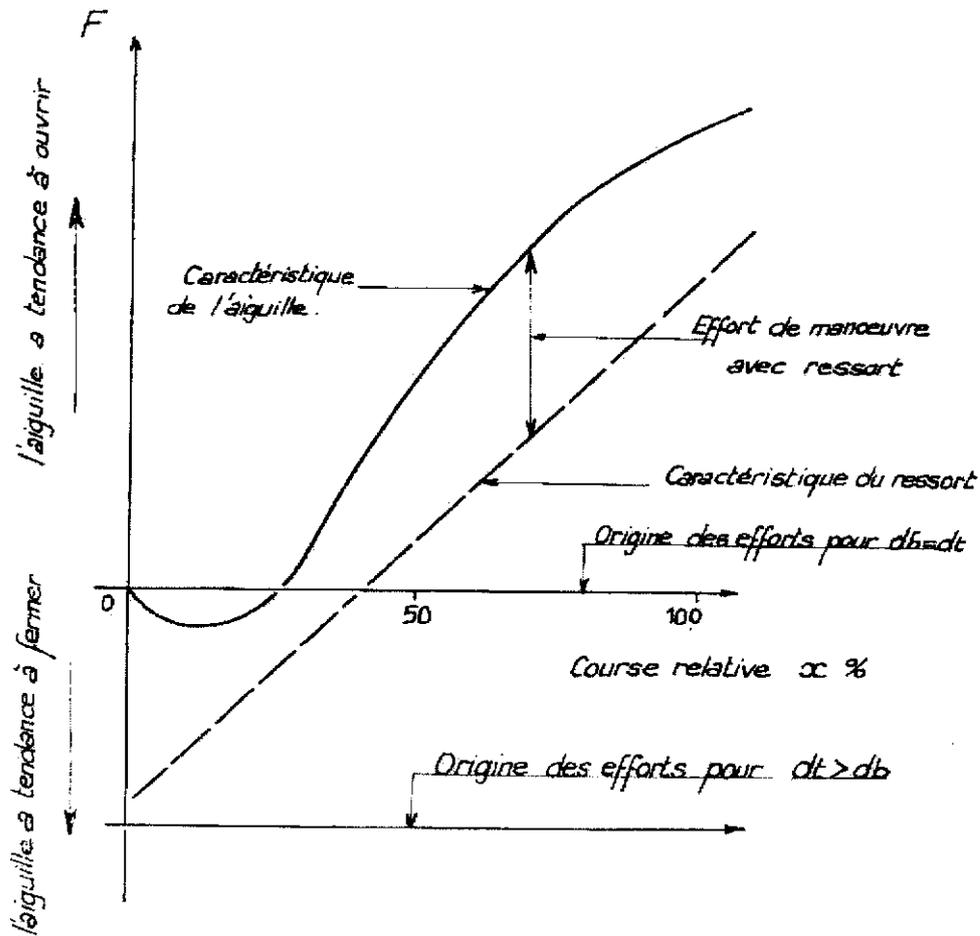


Fig. 3.23. — Diagramme des efforts de manœuvre d'une aiguille d'injection.

## 3.3.1.4) Réalisations.

L'aiguille d'injection et le bec de la buse sont des organes particulièrement soumis à l'abrasion en raison des vitesses d'écoulement élevées et à la cavitation lorsque l'usure a modifié les formes initiales soigneusement polies de ces organes. Voir figure 3.57. Il convient de choisir des matériaux particulièrement résistants : autrefois acier à 13 % de chrome, nuance dure, actuellement acier au tungstène (12 à 18 %) éventuellement chromé sur une épaisseur de 0,4 à 0,5 mm et de prévoir des éléments facilement remplaçables : aiguilles et becs de buses rapportés. Voir figures 3.24 (S. F. A. C.) et 3.25 (Escher Wyss).

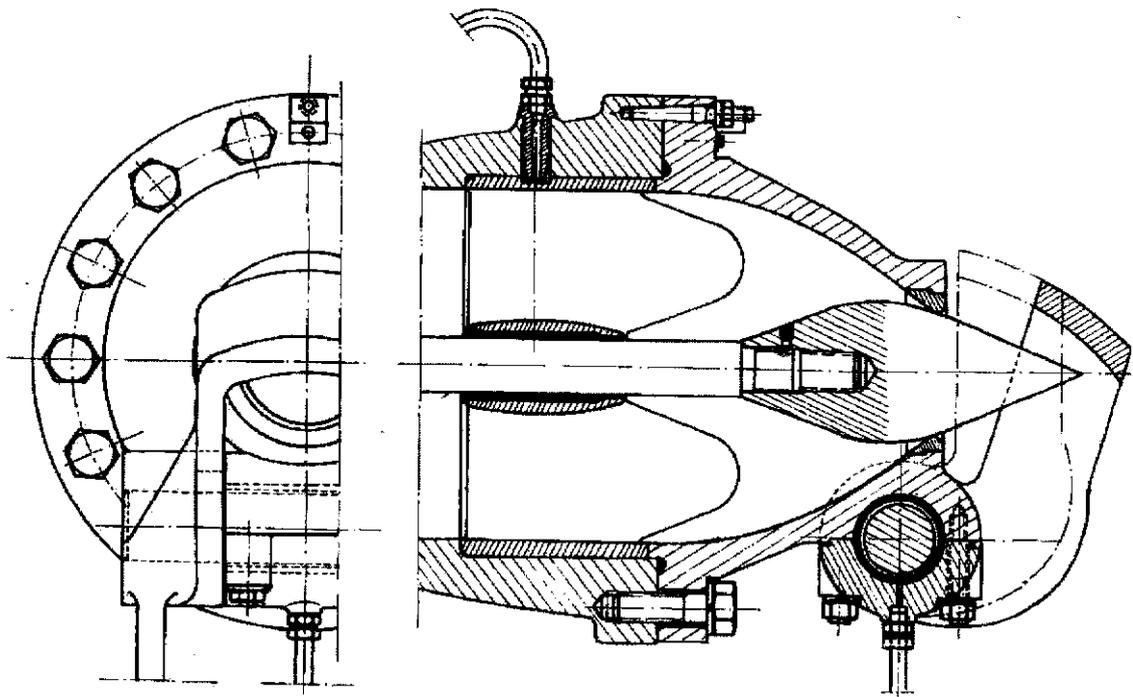


Fig. 3.24. — Détails d'un injecteur de la Sté des Forges et Ateliers du Creusot.

Certains constructeurs facilitent même ce remplacement au maximum en incorporant à la turbine un mécanisme, bras pivotant et treuil, qui permet de basculer la buse après enlèvement des goujons qui la maintiennent à la tuyauterie d'alimentation, dégageant ainsi le bec de buse et l'aiguille d'injection. Voir figure 3.36. a, construction des Ateliers de Vevey.

Une technique plus récente consiste dans le dépôt superficiel d'alliages durs « Stellites » qui sont essentiellement constitués de cobalt (50 à 60 %) de chrome (33 à 26 %) de tungstène (13 à 5 %) et présentent une résistance à l'abrasion particulièrement élevée.

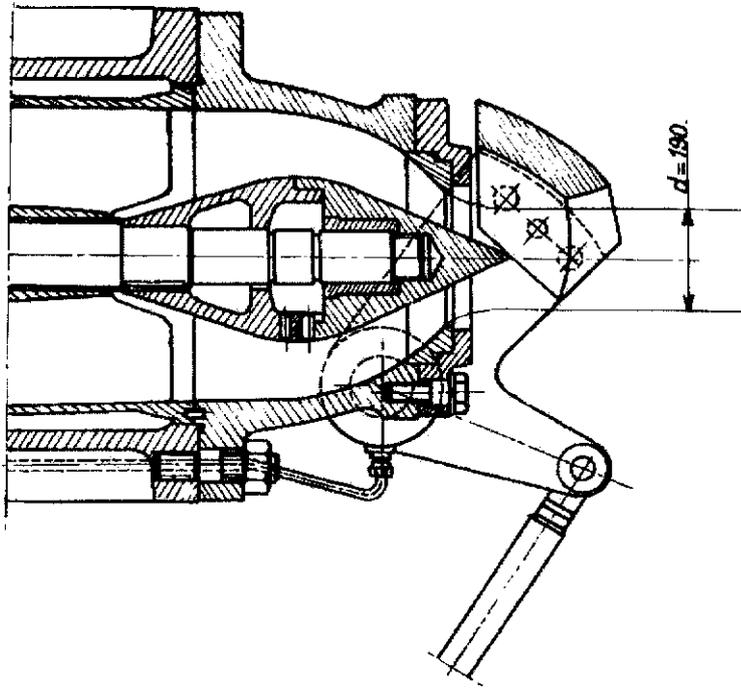


Fig. 3.25. — Injecteur Escher Wyss.

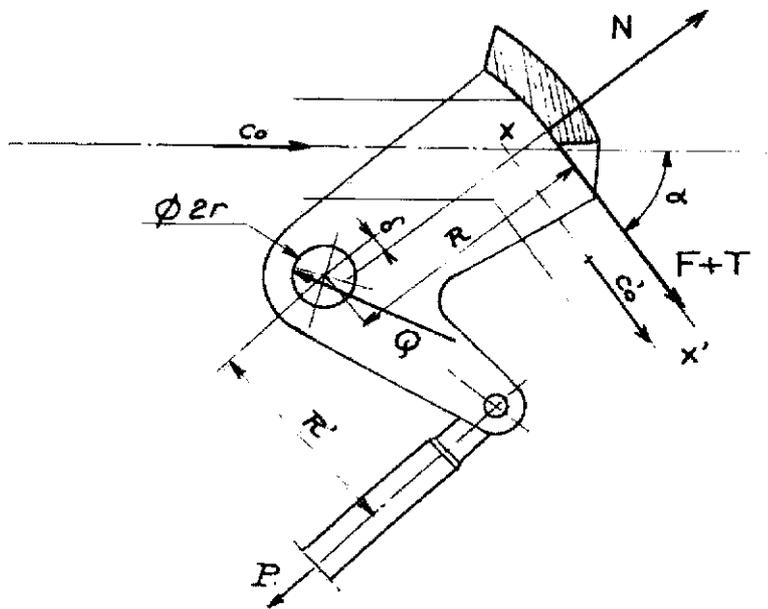


Fig. 3.26. — Equilibre du déflecteur.

La meilleure méthode semble être le dépôt par poudre projetée qui permet d'obtenir des couches de 5 à 6/10<sup>e</sup> de mm d'épaisseur et qui s'effectue en deux temps :

- projection de la poudre au pistolet métalliseur sur la pièce préalablement grenillée,
- fusion de cette couche au chalumeau pour assurer l'accrochage.

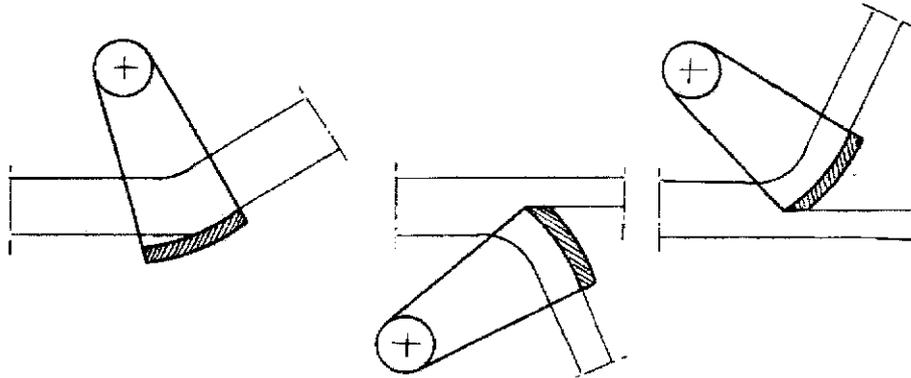


Fig. 3.27. — Autres dispositions possibles du déflecteur.

Des résultats particulièrement intéressants ont été obtenus par cette technique sur des becs de buses et pointes d'aiguilles qui après 14 000 heures de fonctionnement n'ont présenté pratiquement aucune usure alors qu'il fallait auparavant les rectifier au bout de 3 300 heures et les rejeter après quatre rectifications.

### 3.3.2) Déflecteurs.

La disposition habituelle est représenté sur la figure 3.26, écran situé entre la roue et le jet. Si elle oblige à éloigner un peu l'auget de l'orifice de l'injecteur cette disposition présente l'avantage d'une action plus rapide car il suffit d'une faible pénétration de l'écran pour dévier la totalité du jet. D'autres dispositions sont concevables, figure 3.27, mais peu usitées.

Le mécanisme utilisé par English Electric est différent dans son principe : en introduisant dans le jet au niveau du pointeau une couronne d'ailettes convenablement orientées on provoque un mouvement de rotation du jet qui cause une dispersion telle que l'action motrice sur la roue se trouve considérablement réduite (Fig. 3.28).

*Détermination de l'effort et du travail de manœuvre dans la disposition indiquée par la figure 3.26.*

L'écran dévie le jet suivant la direction  $xx'$  et reçoit de la part de celui-ci une action dynamique dont les composantes suivant  $xx'$  et la direction perpendiculaire sont respectivement.

$$T = G(c_{0_{xx'}} - c'_{0_{xx'}}) = G(c_0 \cos \alpha - c'_0) = - G \cdot c_0 (1 - \cos \alpha)$$

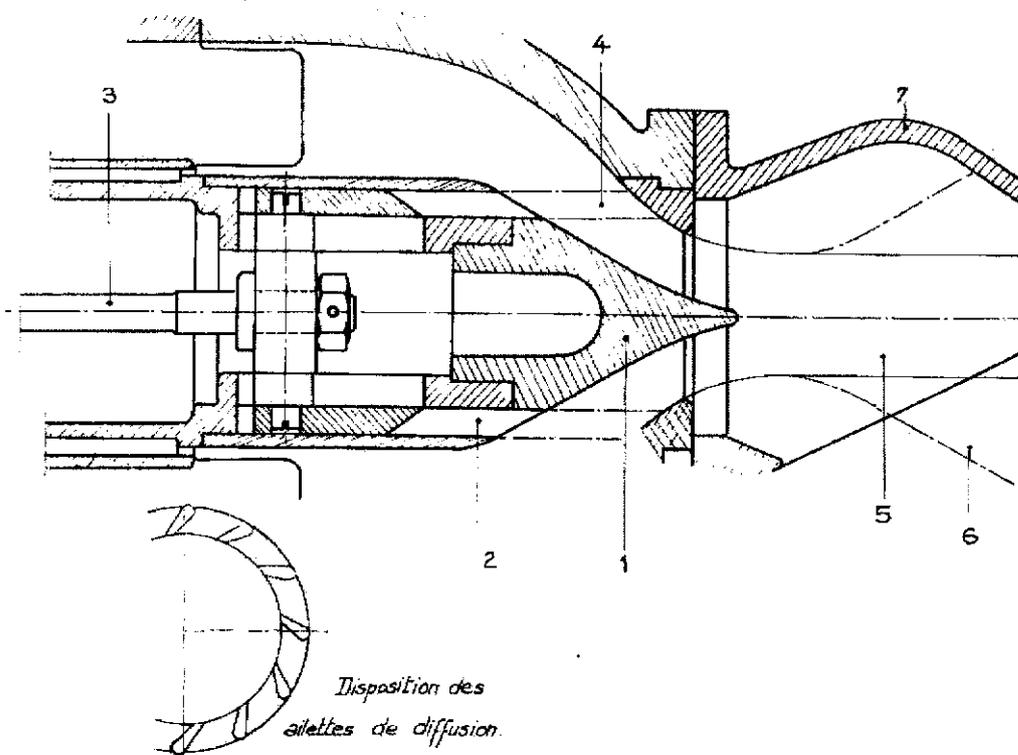


Fig. 3.28. — Injecteur English-Electric.

- 1 : pointeau. 2 : ailettes de diffusion. 3 : tige de manœuvre de l'anneau portant les ailettes de diffusion. 4 : ailettes de diffusion en position sortie. 5 : jet normal. 6 : jet dispersé. 7 : couvercle de protection.

et :

$$N = G(c_{0_{xx}} - c'_{0_{xx}}) = Gc_0 \cdot \sin \alpha .$$

$G$  = débit masse.

$$c_0 \simeq c'_0 .$$

A ces efforts vient s'ajouter l'action du frottement de l'eau sur la surface de l'écran dirigée sensiblement suivant  $xx'$  ayant pour valeur :

$$F = f \cdot \pi \cdot \frac{c_0^2}{2g} \cdot S$$

$f$  = coefficient de frottement métal-liquide, environ 0,016.

$S$  = surface du déflecteur mouillée par le jet.

Le moment par rapport à l'axe d'articulation de l'écran des actions hydrauliques est donc :

$$\mathcal{M}_h = (F + T) R - N \cdot \delta$$

moteur ou résistant suivant que le déflecteur ferme ou ouvre.

Il s'ajoute le moment dû au frottement sur l'axe d'articulation, soit :

$$\mathcal{M}_f = Q \cdot r \cdot \sin \varphi \quad \text{toujours résistant,}$$

$\varphi$  = angle de frottement,

d'où l'effort dans la barre de commande :

$$P = \frac{\mathcal{M}_f \pm \mathcal{M}_h}{R'} \quad + \text{ ouverture,}$$

et le travail de manœuvre :

$$\mathcal{T} = P \cdot c \quad c = \text{course de la tige.}$$

En fait, ces travaux sont déterminés expérimentalement pour un déflecteur coupant un jet de diamètre  $d$  sous une chute  $H$ .

En remarquant que les efforts  $N$ ,  $T$ ,  $F$  ainsi que  $Q$  qui en résulte sont proportionnels à  $c_0^2 \cdot d^2$  c'est-à-dire  $H \cdot d^2$ , que la course de la tige est proportionnelle au diamètre du jet on passera du déflecteur type au déflecteur étudié géométriquement semblable en multipliant les efforts par :

$$K = \frac{H}{H'} \left( \frac{d}{d'} \right)^2 \quad \text{et les travaux par} \quad K' = \frac{H}{H'} \left( \frac{d}{d'} \right)^3$$

Les écrans déflecteurs sont habituellement réalisés en une ou deux pièces en acier forgé ou moulé (acier à 13 % de chrome). L'axe d'articulation est généralement porté par un bossage venu de fonderie avec la buse, le contact acier sur bronze est lubrifié à la graisse. Voir figure 3.59, cliché Neyrpic.

### 3.3.3) Mécanismes de manœuvre de l'injecteur et du déflecteur.

En raison des fonctions distinctes exercées par ces deux organes leurs durées de manœuvre totale sont nettement différentes, 2 à 3 s, pour le déflecteur, 20 à 40 s, pour l'injecteur. Ils se trouvent donc actionnés par des mécanismes séparés placés toutefois les uns et les autres sous la dépendance du régulateur, voir deuxième partie, paragraphe 5.6.1.

Le déflecteur est manœuvré par un servomoteur à huile à simple effet dont l'effort antagoniste est assuré par une pression d'eau prélevée au conduit d'alimentation de la turbine, le manque de pression d'huile entraîne ainsi l'arrêt de la machine (Fig. 3.29). On peut également utiliser un cylindre à huile pour le réglage en position et un cylindre à pression d'eau assurant une fermeture rapide en cas d'avarie, voir figures 3.36 *b* et 3.40 *a*, constructions des Ateliers de Vevey.

Il n'y a généralement qu'un seul mécanisme de manœuvre des déflecteurs même lorsque la turbine comporte plusieurs injecteurs la simultanéité des déplacements est assurée par un jeu de barres et de leviers. (Fig. 3.40 *a*, 3.41, 3.46 *a*).

Par contre, sauf exceptions relativement rares, il existe un servomoteur de

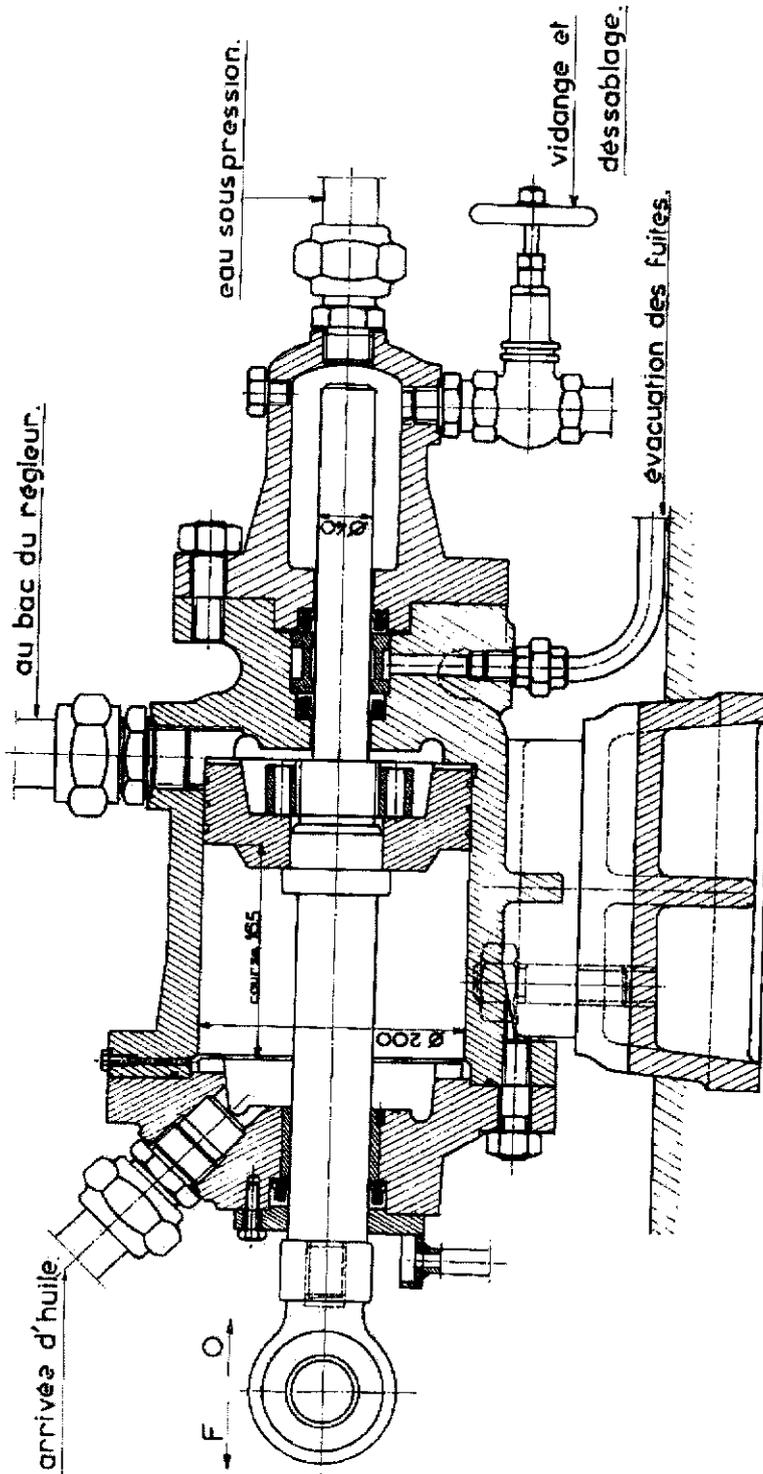


Fig. 3.29. — Servomoteur de déflecteur.  
 La fermeture est assurée par le cylindre de droite à pression d'eau (60 bars)  
 l'ouverture par le cylindre de gauche, à pression d'huile, à simple effet.  
 (cylindrée 4,8 litres, pression de manœuvre 8 bars)

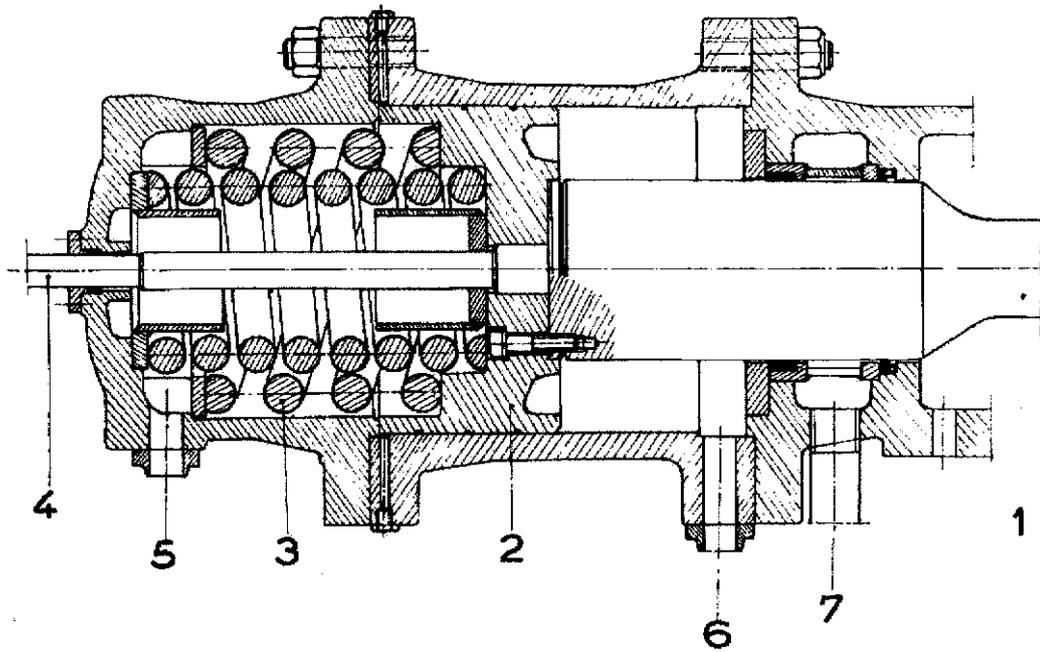


Fig. 3.30. — Servomoteur d'injecteur (Neyrpic).  
 1 : aiguille d'injection. 2 : piston moteur. 3 : ressort compensateur.  
 4 : commande de l'asservissement. 5 : huile motrice. 6 : fuites d'huile.  
 7 : fuites d'eau.

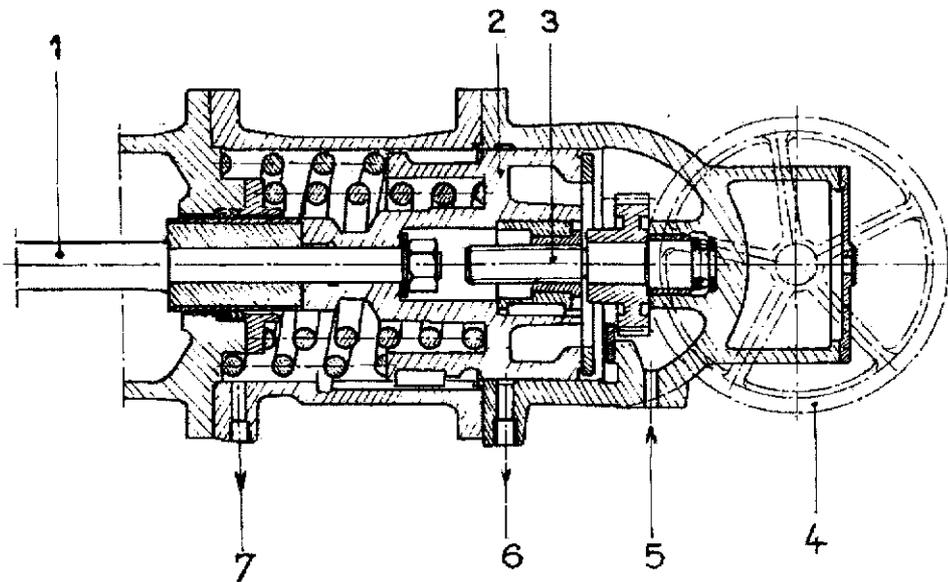


Fig. 3.31. — Servomoteur d'injecteur avec mécanisme de commande manuelle.  
 Construction Ateliers des Charmilles.  
 1 : tige d'aiguille. 2 : piston moteur. 3 : vis de commande (réversible). 4 : volant  
 de commande à main. 5 : arrivée d'huile sous pression. 6 : fuites d'huile. 7 : fuites d'eau.

manœuvre par injecteur. Le servomoteur classique est du type à simple effet alimenté en huile du côté du ressort lorsque l'effort antagoniste de celui-ci est inférieur à la poussée du pointeau, figure 3.30 (Neyrpic) ou du côté opposé dans le cas contraire figure 3.31 (Charmilles). Dans l'exemple indiqué cette disposition est justifiée par la présence d'un mécanisme de commande manuelle qui doit être débrayé en marche automatique (la vis de commande est réversible).

Les tiroirs de ces servomoteurs sont placés dans le mécanisme régulateur, mais ils peuvent aussi se trouver à proximité immédiate du cylindre à huile comme il est indiqué sur la figure 3.32, remarquer la commande du tiroir par came ainsi que le mécanisme d'asservissement (Escher Wyss).

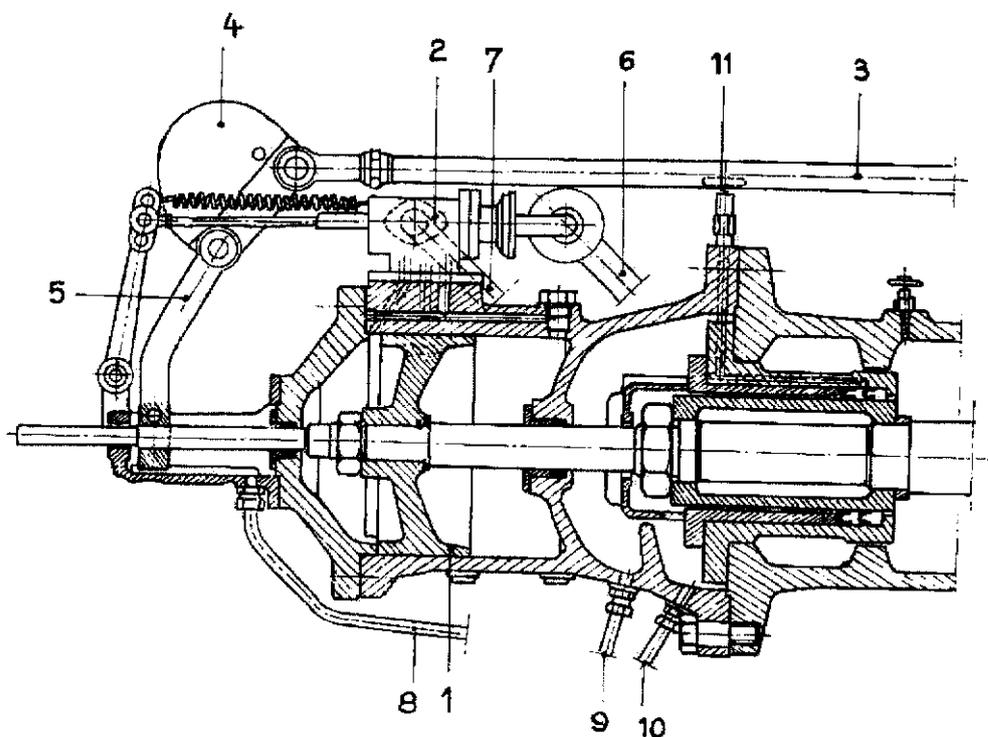


Fig. 3.32. — Servomoteur d'injecteur Escher Wyss.

1 : piston moteur. 2 : tiroir de distribution. 3 : tige de commande du tiroir. 4 : came de conjugaison. 5 : liaison d'asservissement. 6 : échappement d'huile. 7 : arrivée d'huile sous pression. 8 et 9 : fuites d'huile. 10 : fuites d'eau. 11 : robinet de contrôle de l'étanchéité de la manchette.

Les solutions indiquées ci-dessus nécessitent la présence d'un coude permettant de sortir la tige de manœuvre du pointeau afin de la commander par un servomoteur placé à l'extérieur de l'injecteur. Ce coude a une action défavorable sur la qualité du jet dont la dispersion augmente avec la vitesse et les dimensions c'est-à-dire avec la chute et la puissance. Pour éviter d'allonger exagérément l'injecteur et de réduire la vitesse d'écoulement ce qui se répercute défavorable-

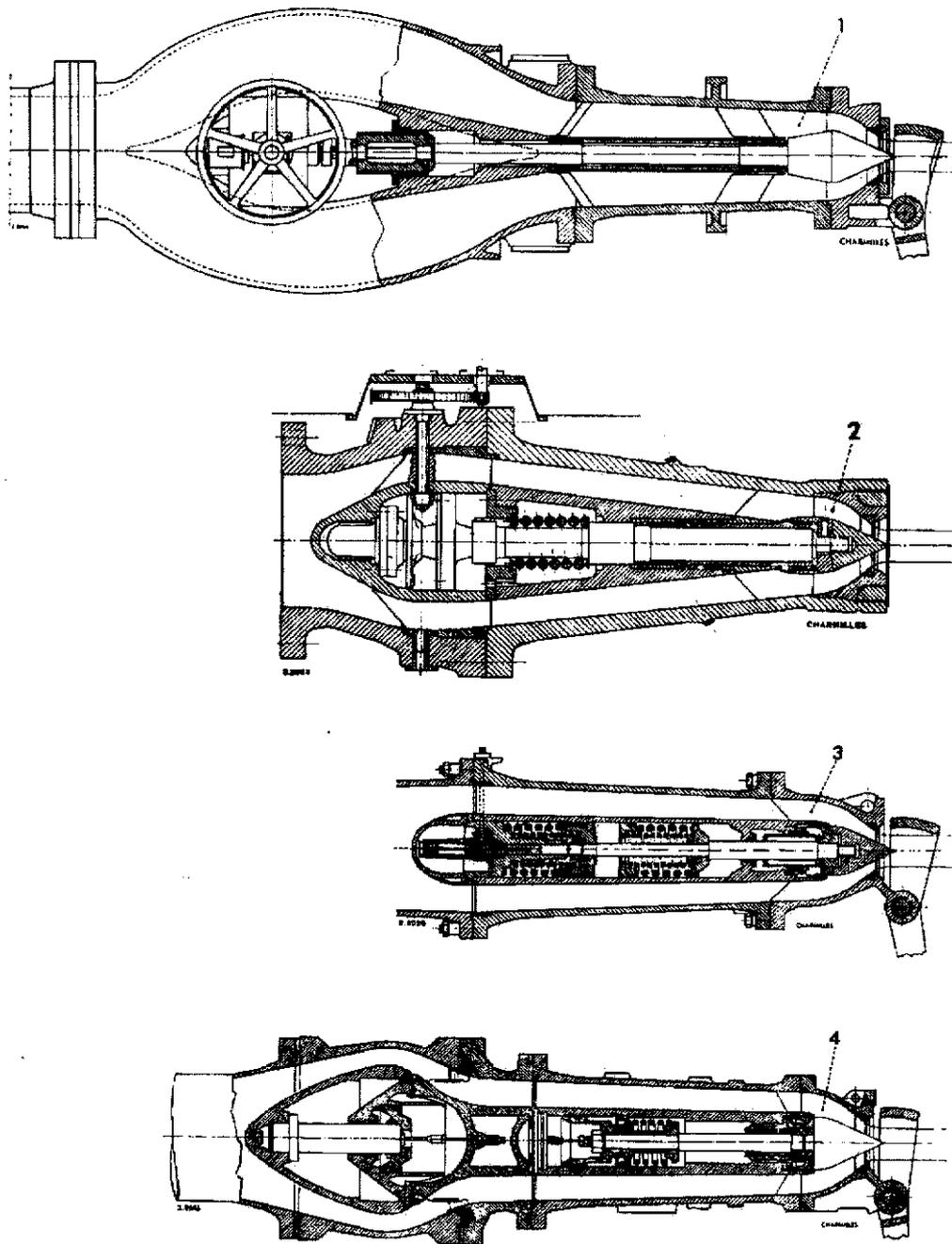


Fig. 3.33. — Evolution de l'injecteur rectiligne des Ateliers des Charnilles.

Les injecteurs représentés sur les quatre figures correspondent à un même diamètre de jet. On remarquera les progrès réalisés dans les formes et la compacité entre l'injecteur bifurqué de la figure 1 et l'injecteur combiné avec la vanne de garde de la figure 4.

ment sur le prix de la turbine on a cherché à utiliser des mécanismes supprimant le coude.

Les premiers dispositifs ainsi réalisés, utilisés pour des chutes particulièrement élevées employaient des systèmes d'entraînement mécaniques placés initialement dans un logement prévu dans l'axe de la conduite d'amenée, injecteur bifurqué figure 3.33.1, puis dans un bulbe central pourvu à l'extérieur d'ailettes de tranquillisation figure 3.33.2. Dans les réalisations plus récentes le bulbe central est conservé mais le système mécanique est remplacé par un moteur à huile plus compact, figure 3.33.3. On peut même combiner l'injecteur rectiligne et la vanne de garde comme il est indiqué figure 3.33.4 diminuant ainsi l'encombrement au maximum, fait particulièrement intéressant pour une centrale souterraine. Les injecteurs rectilignes de la figure 3.33 (réalisations des Ateliers des Charmilles) sont représentés à la même échelle c'est-à-dire qu'ils donnent des jets de mêmes diamètres ce qui fait apparaître les réductions d'encombrement successives d'une manière particulièrement frappante.

En raison de son diamètre nécessairement réduit l'injecteur rectiligne pose quelques problèmes au point de vue servomoteur à huile et équilibrage par ressorts de la poussée de l'injecteur. Le premier peut être résolu en augmentant la pression d'huile ou en plaçant plusieurs cylindres en série, figure 3.34, le second de la même façon en utilisant des ressorts de diamètres réduits agissant en série, figure 3.33.3 ou en reportant le système d'équilibrage dans un mécanisme

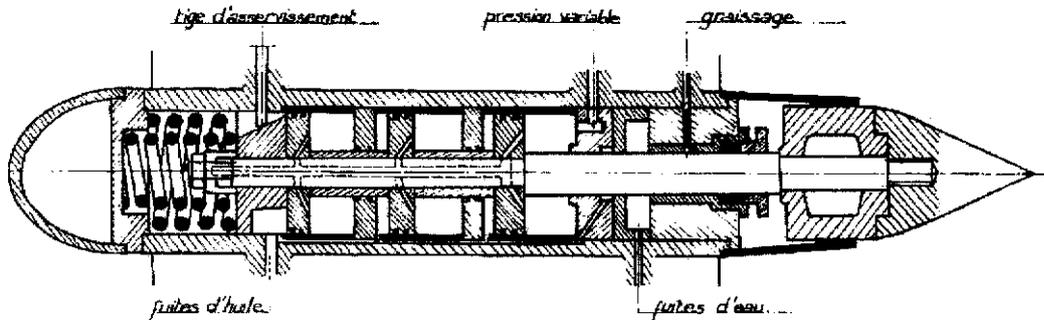


Fig. 3.34. — Injecteur rectiligne Riva.

situé hors de l'injecteur. Ce mécanisme apparaît sur la figure 3.36.b (construction des Ateliers de Vevey). Le principe de fonctionnement en est le suivant : (Fig. 3.35) l'effort antagoniste du ressort 4 est transmis à l'aiguille d'injection par une pression d'huile 3, la difficulté de réalisation du système tient au fait que la flèche du ressort doit être liée rigoureusement au déplacement de l'injecteur et qu'il faut compenser les fuites du système hydraulique de liaison. On le fait par l'intermédiaire d'une soupape actionnée par un mécanisme différentiel 6.

Pour actionner le servomoteur d'aiguille 2 de section réduite, le même constructeur utilise un système multiplicateur de pression qui n'est autre qu'une pompe alternative à double effet dont le lecteur suivra facilement le fonctionnement sur le schéma de la figure 3.35.

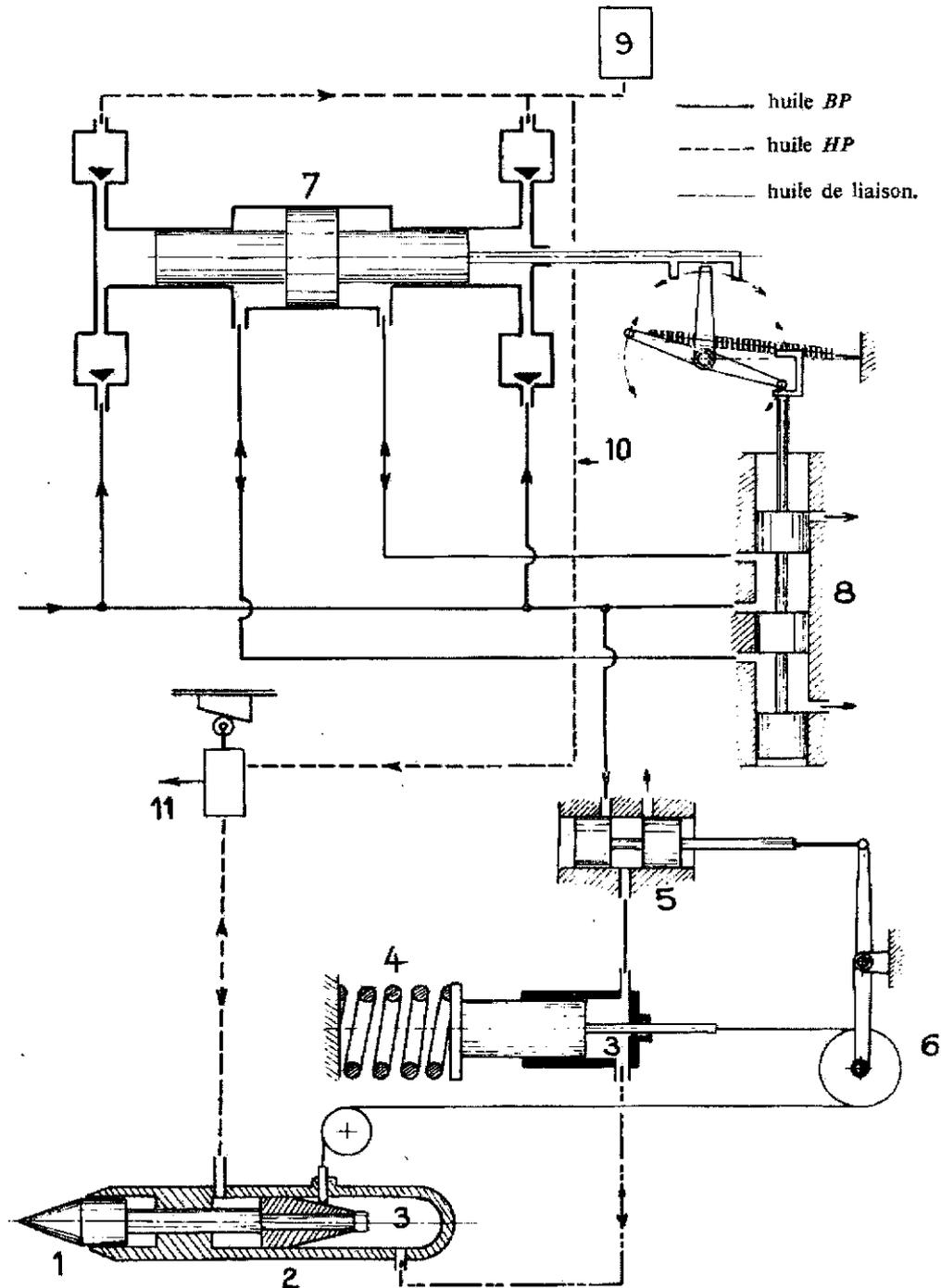


Fig. 3.35. — Schéma de fonctionnement d'un injecteur des Ateliers de Vevey.

1 : injecteur. 2 : servomoteur d'aiguille. 3 : huile de liaison. 4 : ressort d'équilibrage. 5 : soupape de compensation des fuites. 6 : mécanisme différentiel. 7 : multiplicateur de pression. 8 : tiroir de commande du multiplicateur de pression. 9 : réservoir de régularisation. 10 : conduit d'huile HP. 11 : tiroir de commande du servomoteur d'injecteur.





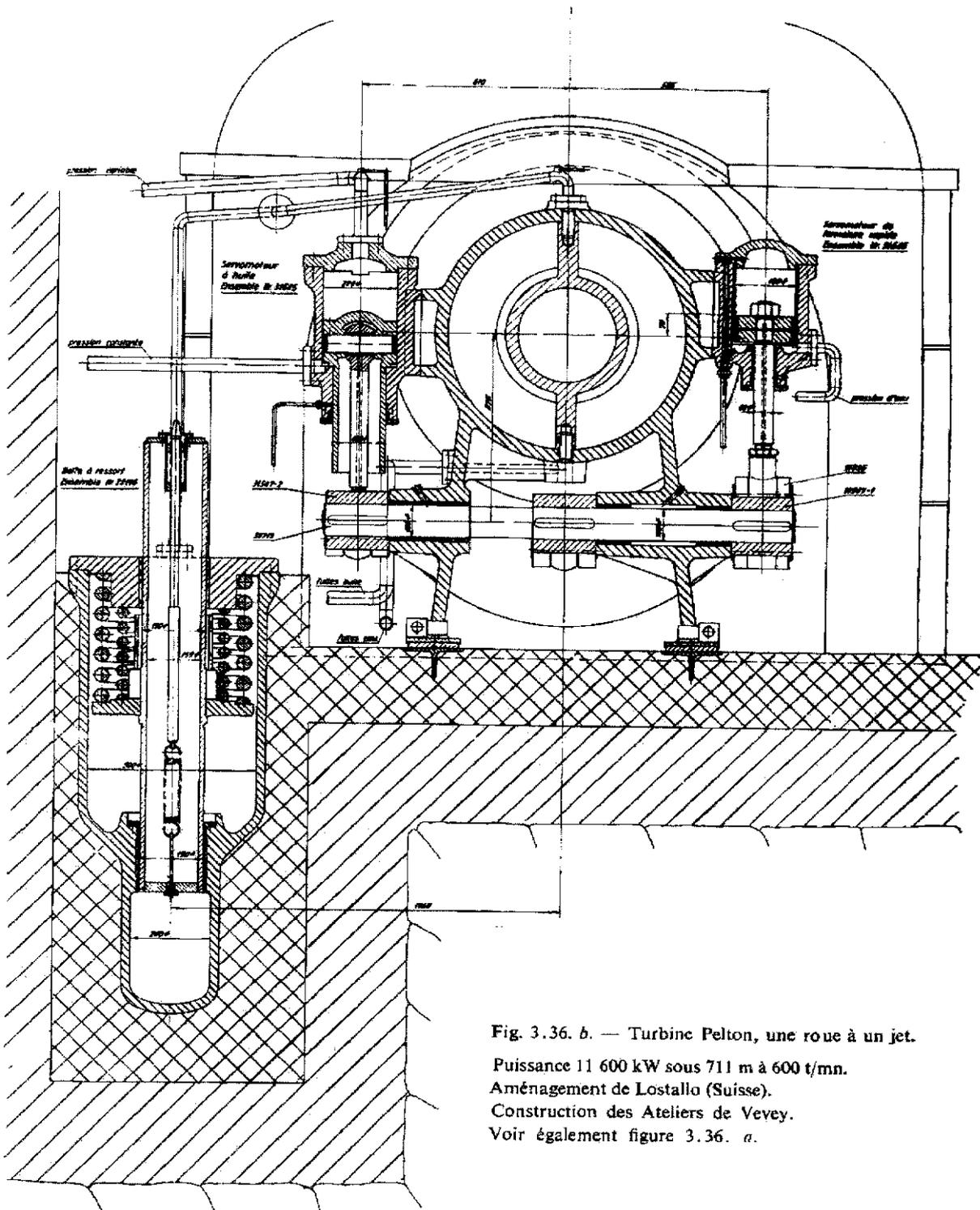


Fig. 3.36. b. — Turbine Pelton, une roue à un jet.

Puissance 11 600 kW sous 711 m à 600 t/mn.

Aménagement de Lostallo (Suisse).

Construction des Ateliers de Vevey.

Voir également figure 3.36. a.

Coupe montrant les servomoteurs de déflecteur et le ressort de compensation de l'aiguille d'injection.

### 3.4. Dispositions des turbines Pelton. Bâtis.

Les dispositions rencontrées sont extrêmement variées, cette particularité tient principalement au fait que la turbine Pelton peut comporter un nombre de jets compris entre un et six, attaquant, selon les cas, une ou deux roues. Nous étudions ces diverses réalisations en allant du cas le plus simple aux dispositions les plus complexes.

La machine comportant une seule roue à un seul jet est naturellement disposée avec un axe horizontal. La disposition la plus simple et la plus courante consiste à placer la roue en porte à faux à l'extrémité de l'arbre de l'alternateur, la turbine proprement dite est ainsi dépourvue de paliers. Figures 3.36 *a* et *b*. L'injecteur horizontal ou légèrement incliné attaque la roue dans sa partie inférieure. Le bâti est en deux pièces au minimum séparées par un plan horizontal contenant l'axe de rotation. La partie inférieure est très large pour éviter les rejaillissements, la partie supérieure enveloppe étroitement la roue. Des boucliers protègent le bâti contre l'effet destructeur du jet dévié dont l'énergie doit être détruite sans causer de dommages à l'installation ce qui conduit à blinder les parois de la cuve et à prévoir éventuellement une grille constituée de rails qui fragmentent le jet. La figure 3.37 qui illustre également cette disposition

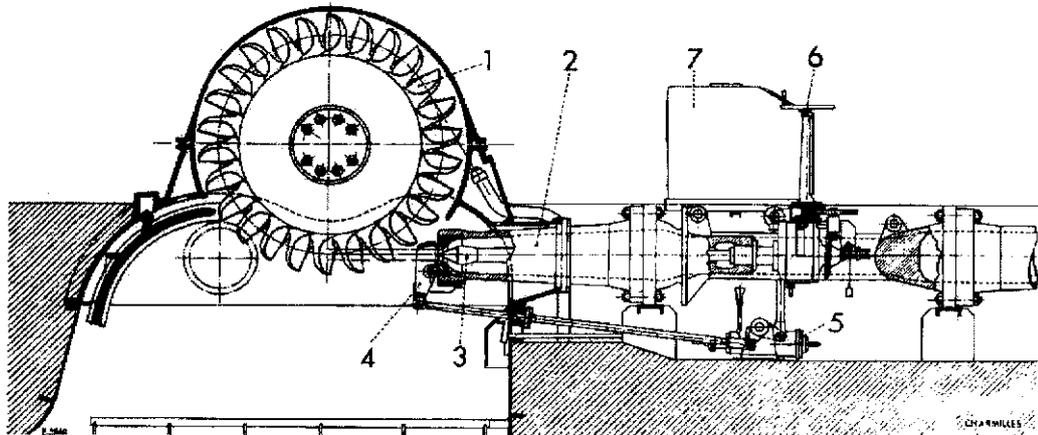


Fig. 3.37. — Turbine Pelton de Reisseck (Autriche).  
Ateliers des Charmilles constructeur.

Chute 1 765,3 m (la plus élevée du monde en 1959), débit 1 470 l/s, puissance 23 000 kW, vitesse 750 t/mn. Une roue de diamètre Pelton 2,150 m à un jet de diamètre 107 mm.  $ns = 11,5$  t/mn.

1 : roue motrice d'une seule pièce de fonderie. 2 : injecteur bifurqué. 3 : pointeau de réglage. 4 : écran déflecteur. 5 : cylindre de sécurité à pression d'eau antagoniste. 6 : réglage à main du pointeau. 7 : régulateur de vitesse.

a trait à une turbine des Ateliers des Charmilles, record du monde de chute avec 1 765 m. On remarquera l'injecteur bifurqué à commande mécanique.

A l'ancienne construction des bâtis moulés en fonte ou acier s'ajoutent maintenant des réalisations soudées de moindre poids et de formes plus pures,

les figures 3.36 et 3.58 en montrent des exemples particulièrement réussis (Ateliers de Vevey). On reproche quelquefois à ce mode de construction de donner des éléments plus sonores et plus facilement sujets aux vibrations.

Dans certains cas la roue peut se trouver particulièrement éloignée du palier d'alternateur en raison du développement de la cuve dans le sens de la largeur conséquence d'une vitesse spécifique par jet élevée. Un second palier peut alors s'imposer pour limiter les dimensions de l'arbre en diamètre, la figure 3.38 en donne un exemple. Remarquer sur cette machine les dispositions prises pour assurer l'étanchéité au passage de l'arbre, car bien que l'intérieur du bâti soit à la pression atmosphérique, les rejaillissements pourraient provoquer des fuites.

Pour les machines comportant deux éléments plusieurs dispositions sont possibles.

Avec un axe horizontal on peut placer une turbine, une roue, un jet identique au modèle étudié ci-dessus à chaque extrémité de l'arbre de l'alternateur, l'ensemble ne comporte que deux paliers, l'excitatrice et la pompe à huile sont placées de part et d'autre à l'extérieur de la machine, entraînées directement par manchons élastiques, figures 3.39. Cette disposition n'est pas toujours possible, pour des raisons d'encombrement par exemple ou si l'alternateur, fonctionnant en moteur synchrone, doit par l'une de ses extrémités entraîner une pompe d'accumulation. On se trouve alors conduit à placer deux jets sur une même roue qui peut également se trouver montée en porte à faux à l'extrémité de l'arbre de l'alternateur. Les figures 3.46.a et b montrent une réalisation de ce type. La disposition augmente en complexité en raison de la présence du second injecteur dont le décalage angulaire doit être suffisant pour que son écoulement ne soit pas affecté par les rejaillissements du premier. Un bouclier dont on remarquera également l'existence dans les figures 3.40 et 3.45.a placé au-dessus de l'injecteur inférieur protège ce dernier des effets du jet supérieur lorsque celui-ci se trouve dévié par l'écran déflecteur. Le développement des tubulures dans la salle des machines est important, il est possible de le réduire un peu en utilisant des injecteurs du type rectiligne, figure 3.40.

Le bâti est sensiblement plus compliqué. Schématiquement il comporte trois parties : un bouclier massif en acier moulé sur lequel viennent se fixer les tuyauteries des injecteurs, la figure 3.41 détaille cette fixation pour les turbines représentées figures 3.46 et 3.45, un bâti inférieur ou cuve de grande largeur, un bâti supérieur ou capote plus étroite. Ces trois parties sont assemblées suivant deux plans de joint perpendiculaires dont l'un contient l'axe horizontal. Le plan de joint vertical est placé de telle manière que le mobile peut être enlevé en ôtant simplement la capote. La figure 3.42 donne l'aspect des divers éléments de ce bâti.

La turbine une roue deux jets se fait également dans la disposition avec axe vertical (Fig. 1.18). Nous verrons plus loin l'intérêt de l'axe vertical qui, presque tombé en désuétude, connaît depuis quelques années une faveur nouvelle.

La turbine à trois jets est plus rare : pour les placer sur une même roue, ce qui

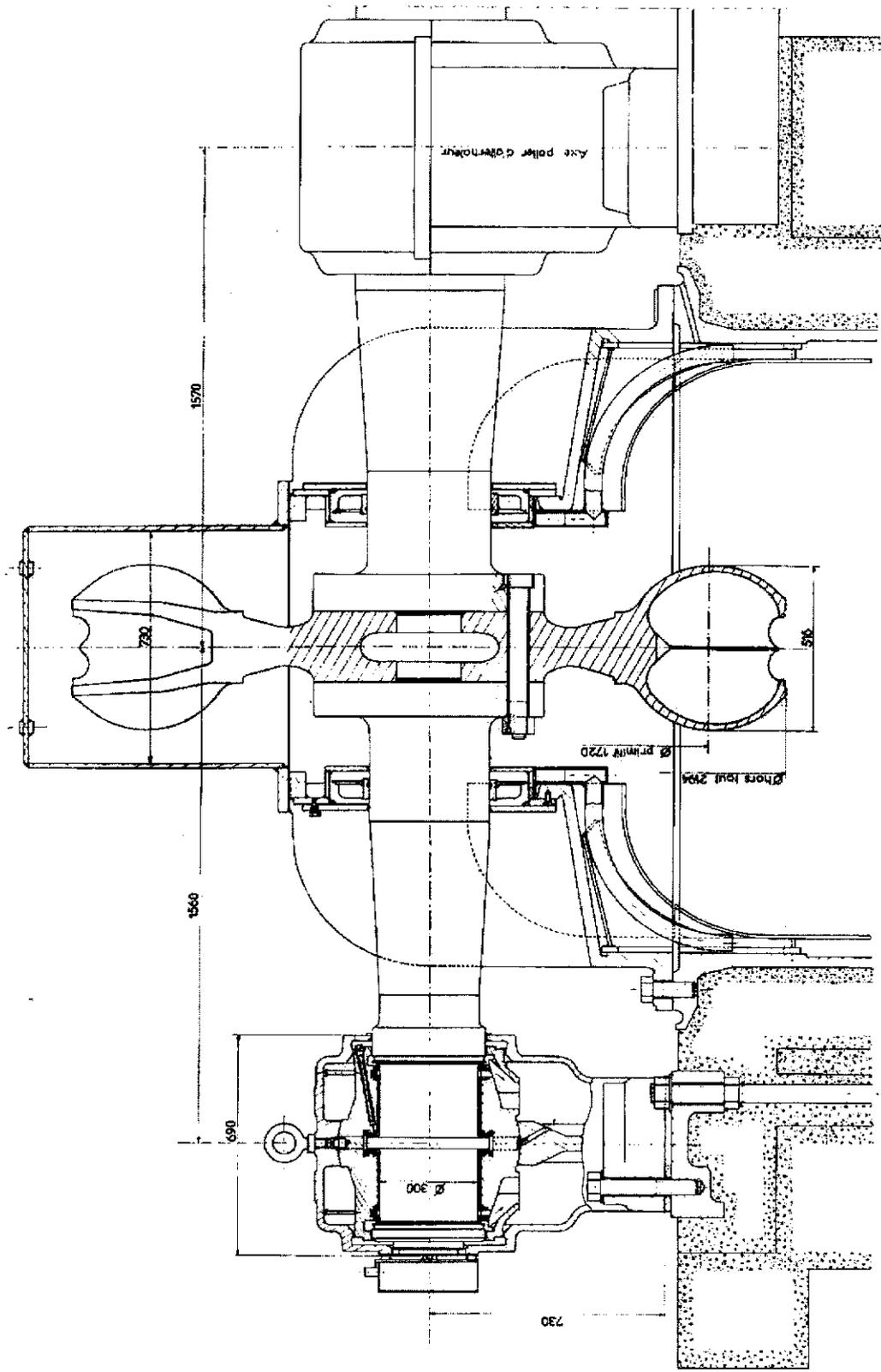


Fig. 3. 38. — Turbine Pelton, une roue à deux jets.  
 Puissance 16 100 kW sous 435,9 m à 500 t/mn. Centrale de Laksapana (Ceylan).  
 Construction de la Sté des Forges et Ateliers du Creusot. Voir roue, figure 3. 54.





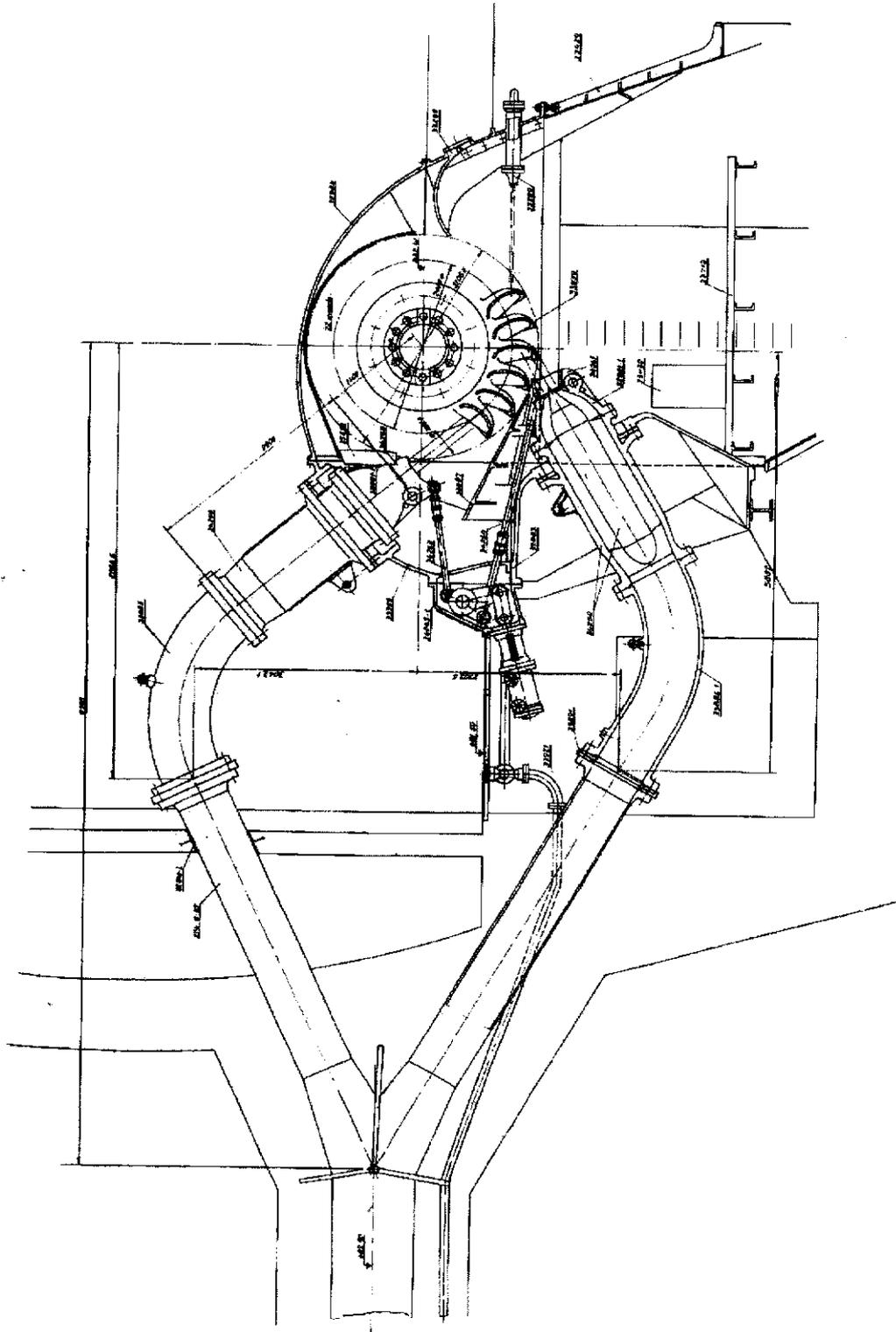


Fig. 3.40. — Turbine Pelton, une roue à deux jets. Puissance 41 500 kW sous 683 m à 428 t/mn. Centrale de Soazza (Suisse).  
Disposition avec injecteurs rectilignes. Construction des Ateliers de Vevey.

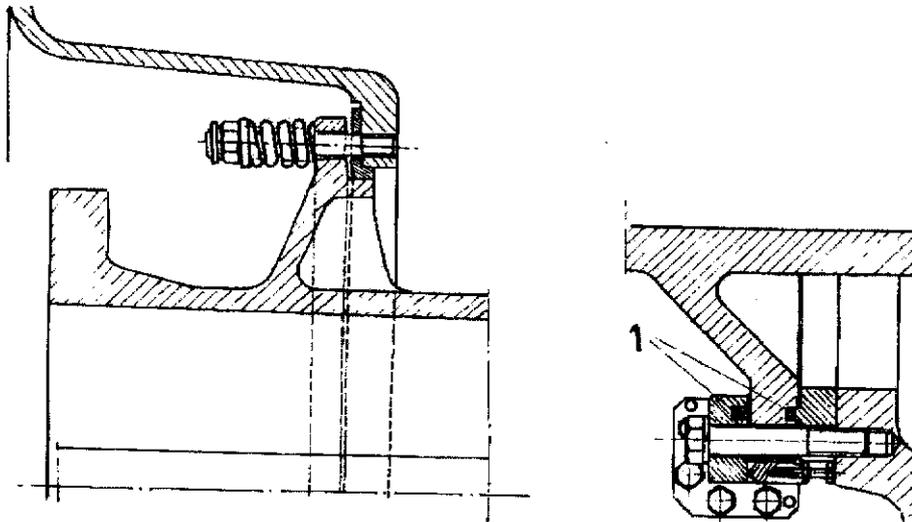


Fig. 3.41. — Injecteurs : fixations articulées employées éventuellement pour éviter l'action des tuyauteries sur les bâtis.

A gauche : réalisation Escher Wyss.

A droite : construction des Ateliers de Vevey.

1 : anneaux en matière plastique remplis de liquide.

est désirable pour des raisons de construction, il faut utiliser la disposition verticale. Les développements de tuyauteries interdisent en effet plus de deux jets sur une seule roue à axe horizontal. Les turbines de Barrados (Espagne), construction Neyrpic, présentent la particularité de posséder trois jets à  $90^\circ$ , cette disposition qui crée une dissymétrie dans les poussées, d'ailleurs facilement absorbée par les paliers, présente l'avantage de réduire la longueur donc

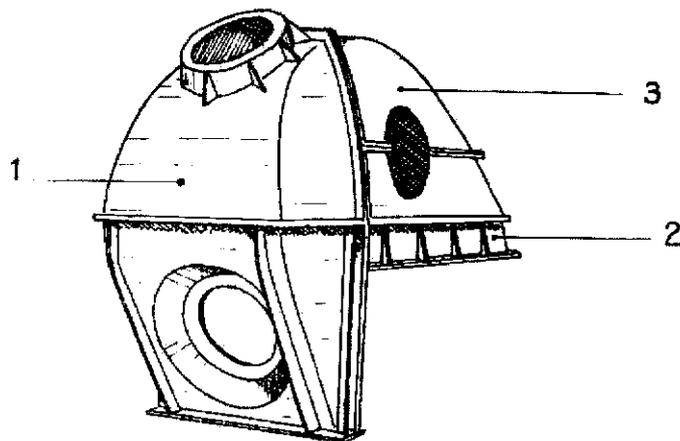


Fig. 3.42. — Bâti en tôle pour turbine Pelton à axe horizontal et à deux injecteurs.

Construction Ateliers de Vevey.

1 : bouclier. 2 : cuve. 3 : capote.

le poids du collecteur (Fig. 3.43). Il en est de même pour les turbines de Goeschenen (Suisse) constructeurs Escher Wyss et Bell, Kriens (Fig. 3.44).

La disposition la plus fréquente des turbines à quatre injecteurs est celle qui comporte deux roues à deux jets placées en porte-à-faux de part et d'autre de l'alternateur à axe horizontal, sans paliers propres aux turbines, figure 3.45.a et b.

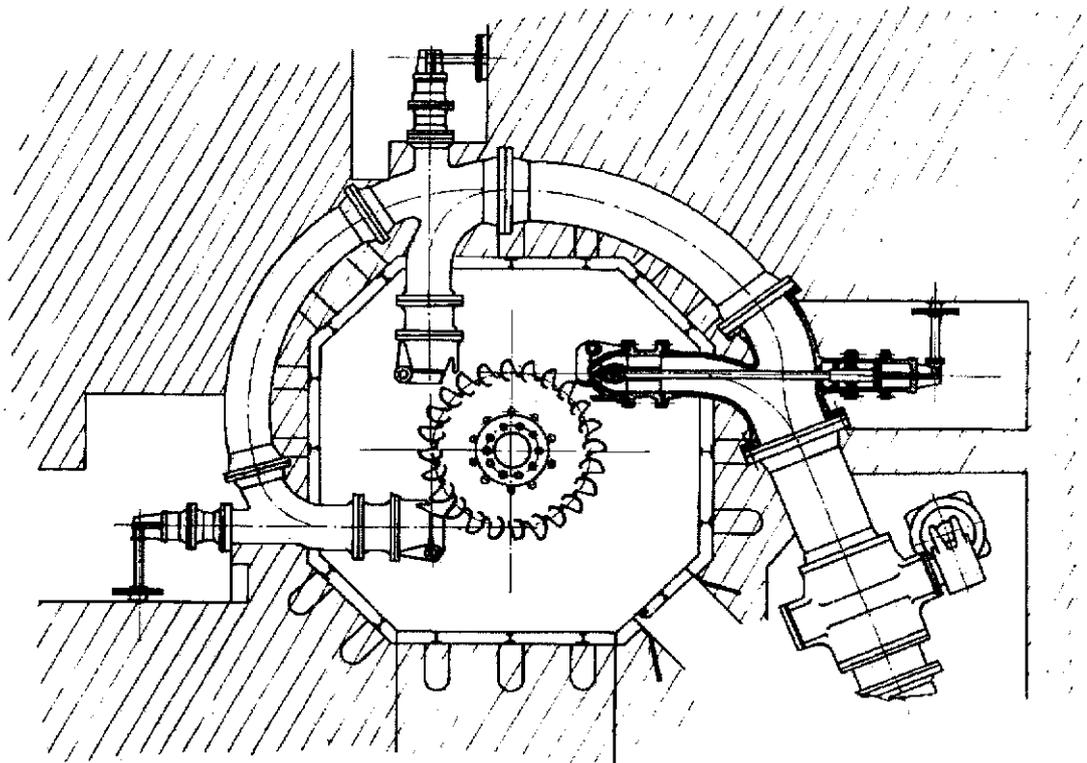


Fig. 3.43. — Turbine Pelton à axe vertical à trois injecteurs.  
15 000 kW sous 582 m à 600 t/mn.  
Centrale de Barrados (Espagne). Construction Neyrpic.

Si l'une des extrémités de l'alternateur doit demeurer disponible, par exemple pour entraîner une pompe d'accumulation, les deux roues à deux jets sont placées côte à côte dans le même bâti et un palier-turbine devient nécessaire. La turbine de Motec (Suisse), construction Ateliers des Charmilles illustre cette disposition (Fig. 3.47.a). Les roues sont en deux pièces et l'anneau 3 a été taillé dans l'arbre. Même disposition pour les turbines de l'Hospitalet-Lanoux (France), construction Jeumont-Riva dont la figure 3.47.b montre l'installation générale du groupe.

Une turbine Pelton à quatre injecteurs peut aussi se présenter avec un axe vertical et une roue à quatre jets comme le montre la figure 3.48.

La turbine à cinq jets actionnant la même roue à axe vertical est relativement

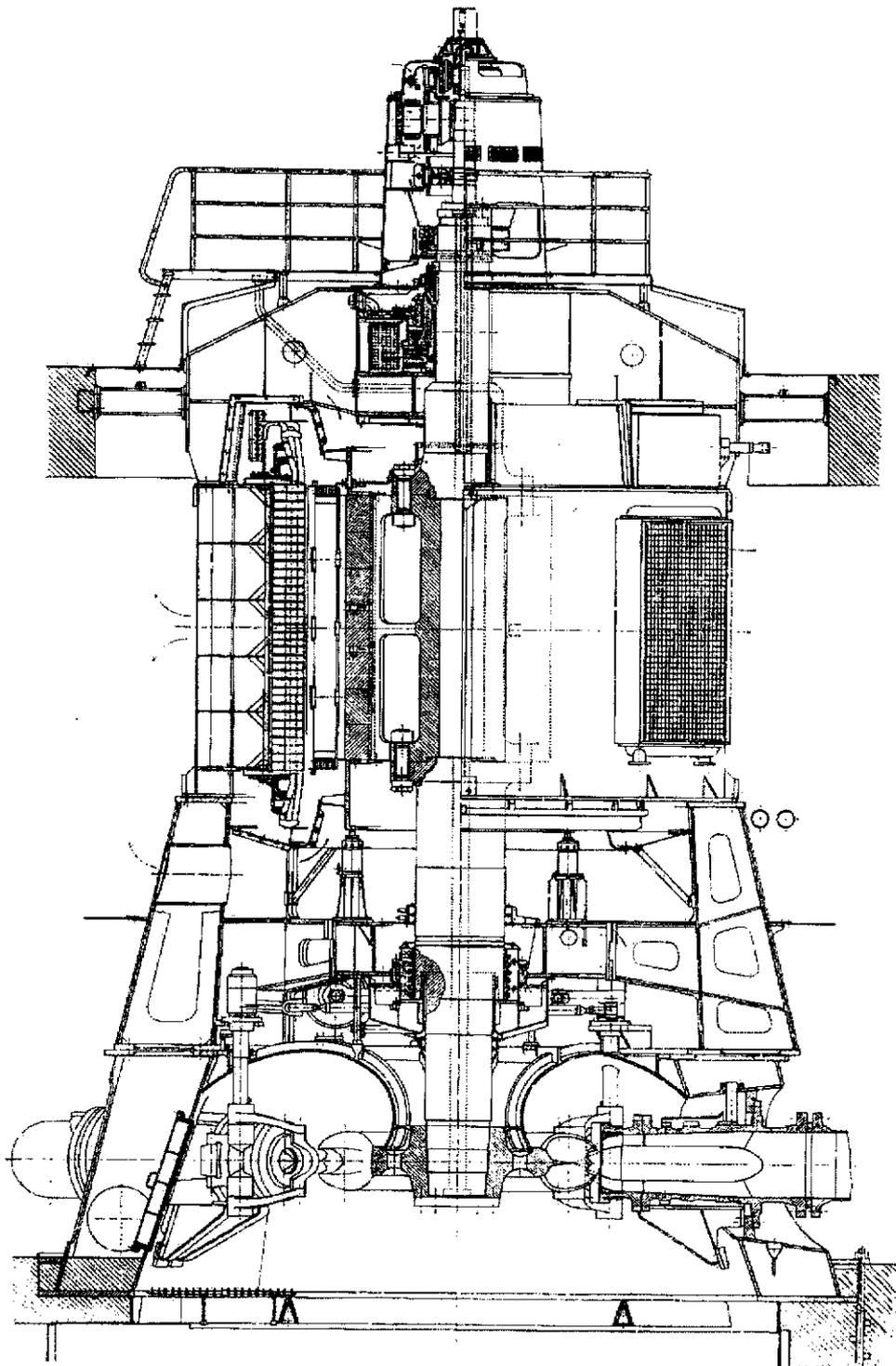
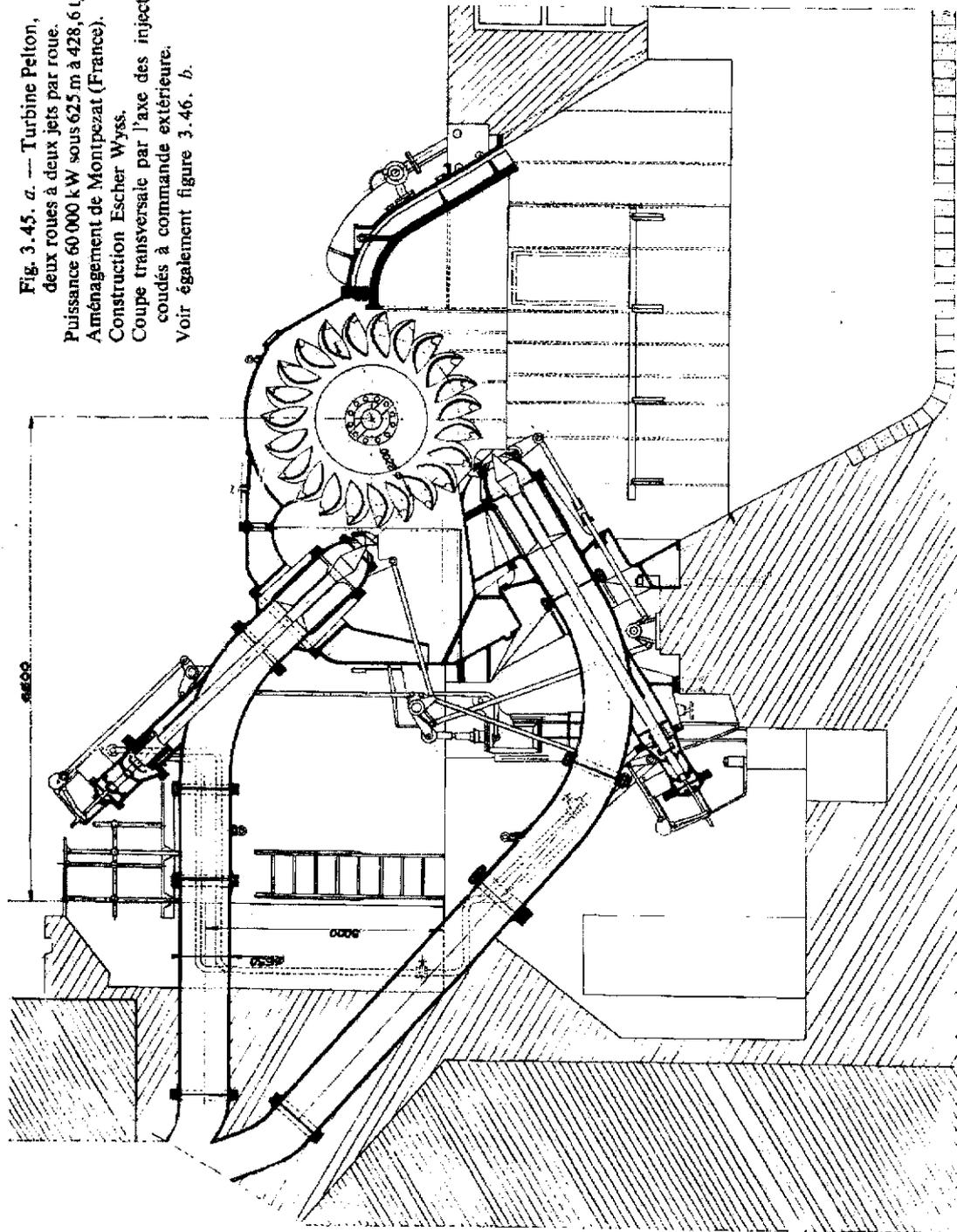


Fig. 3.44. — Turbine Pelton à axe vertical à trois injecteurs décalés de 90°.  
41 500 kW sous 650 m à 500 t/mn.

Aménagement de Goeschenen (Suisse). Constructions Escher Wyss et Bell,  
Kriens pour les turbines, Brown Boveri et Oerlikon pour les alternateurs.  
Injecteurs rectilignes à commande intérieure.

Fig. 3.45. *a.* — Turbine Pelton,  
deux roues à deux jets par roue.  
Puissance 60 000 kW sous 625 m à 428,6 l/mn.  
Aménagement de Monpezat (France).  
Construction Escher Wyss.  
Coupe transversale par l'axe des injecteurs  
coudés à commande extérieure.  
Voir également figure 3.46. *b.*





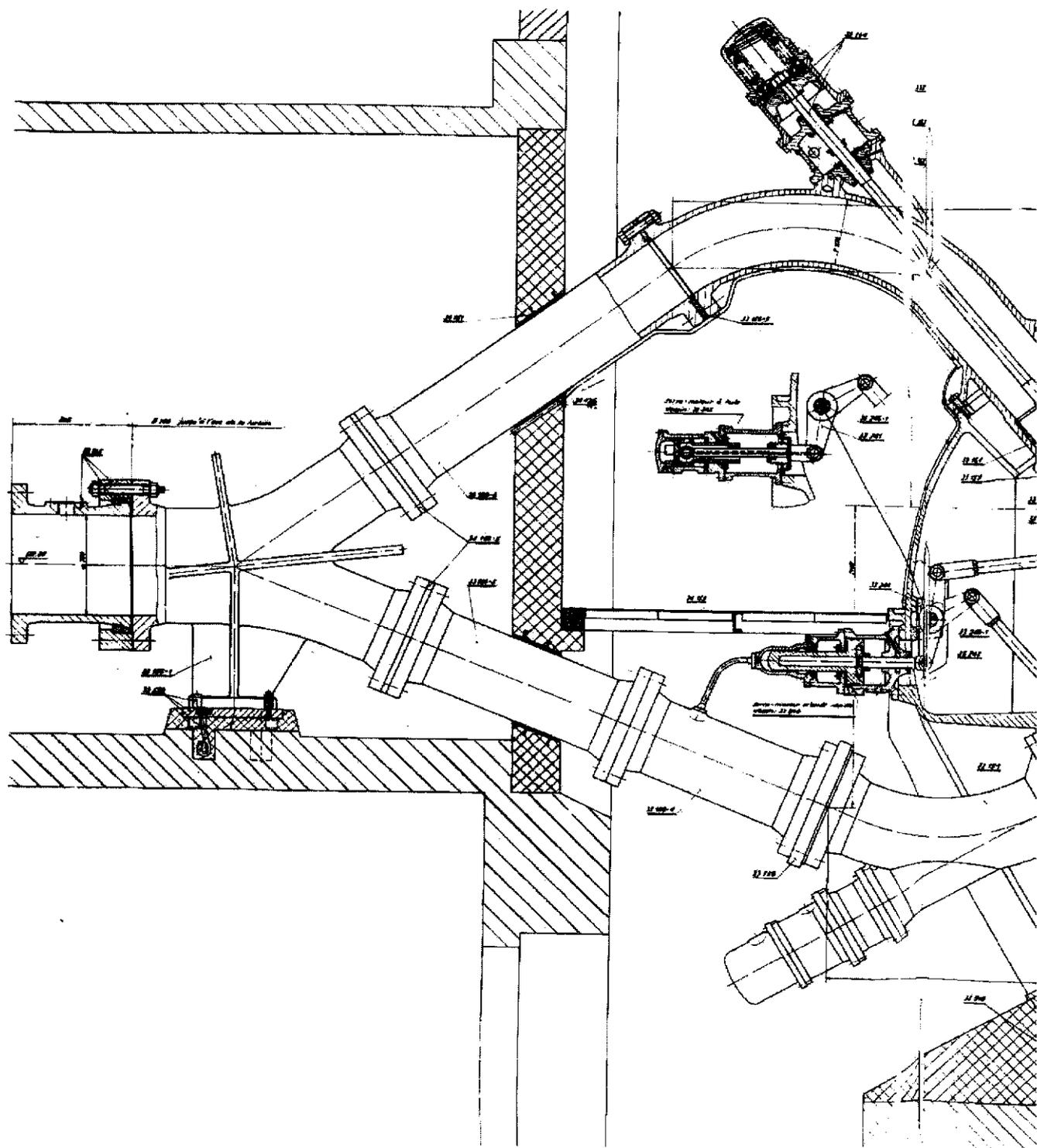
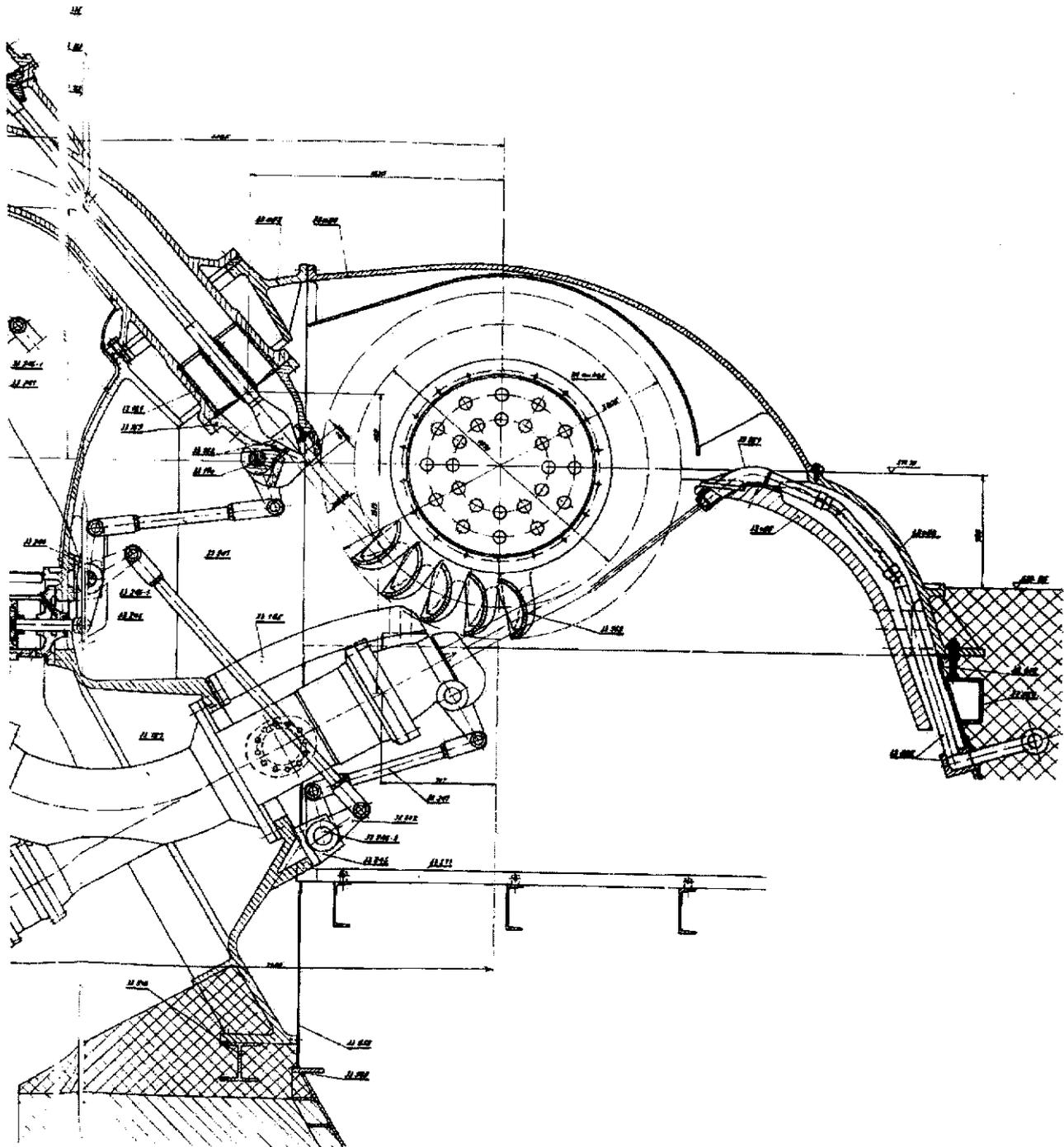
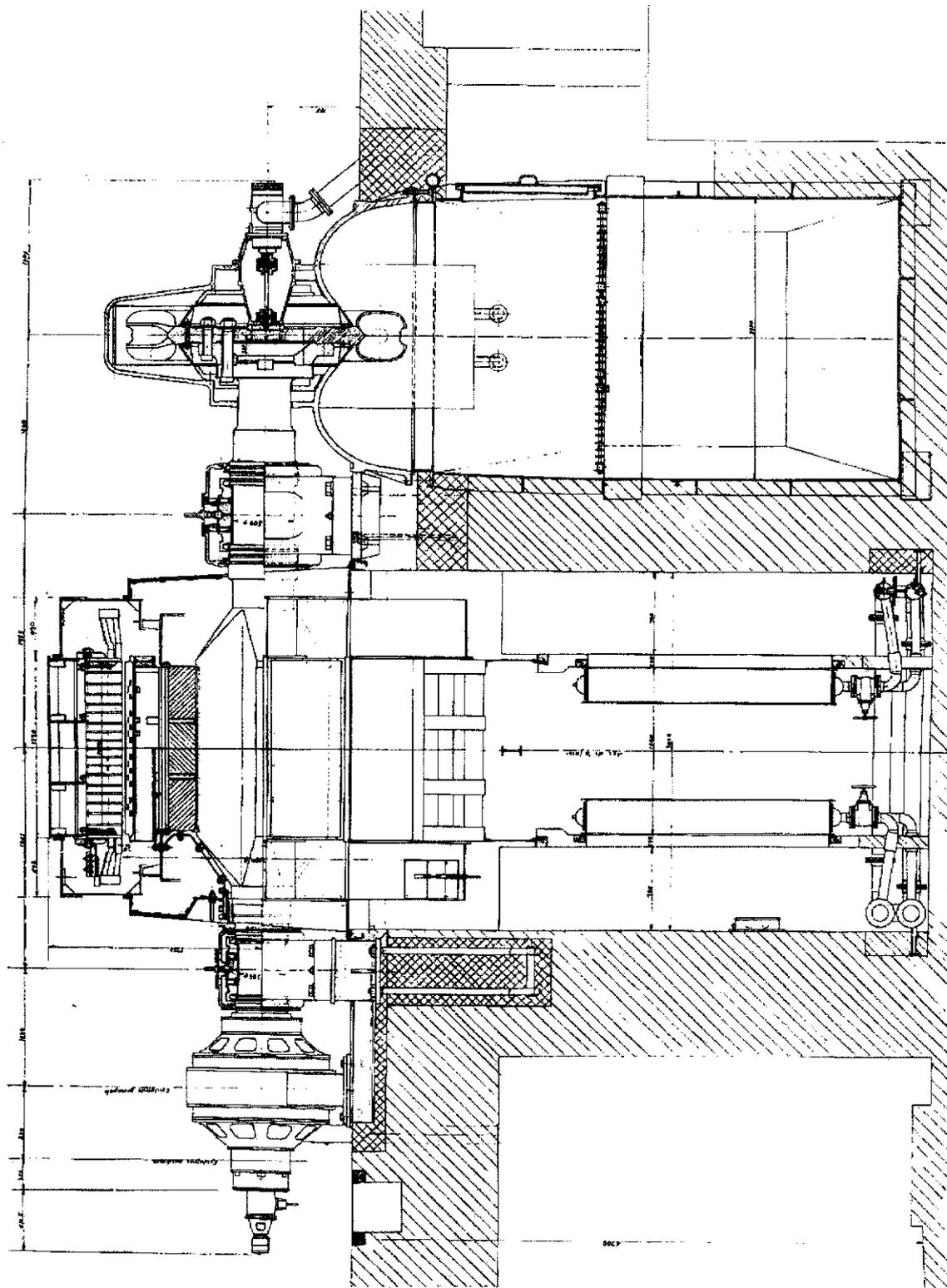


Fig. 3.46. a. — Coupe d'une turbine Pelton, une roue à deux jets. Puissance 20 500 }  
 Construction des Ateliers de Vevey. Voir égalem }



jets. Puissance 20 500 kW sous 790 m à 600 t/mn. Centrale d'Ardon (Suisse), de Vesly. Voir également figure 3.40, b.



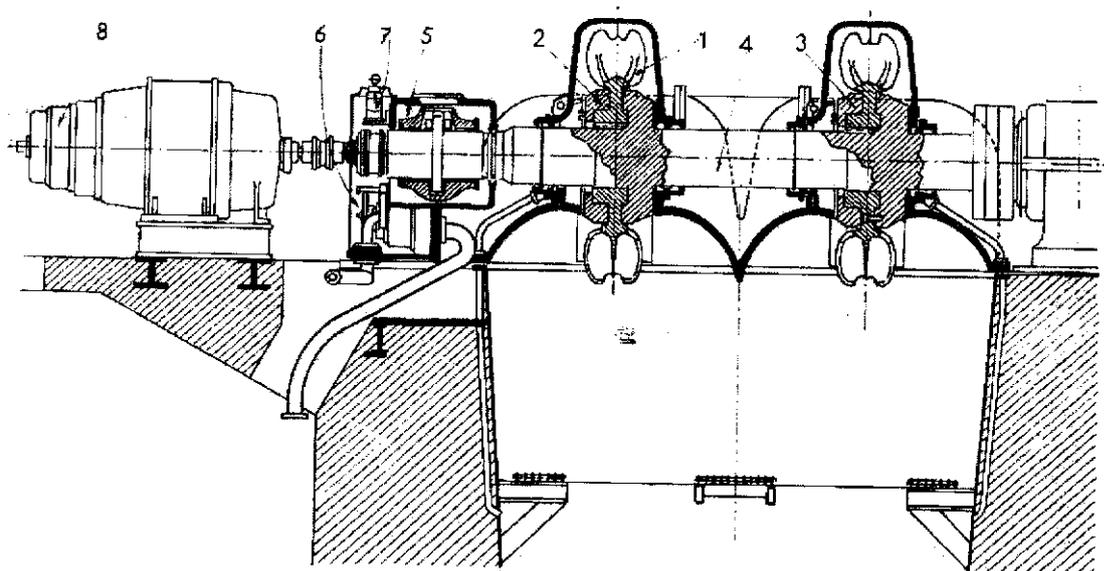


Fig. 3.47. a. — Turbine Pelton, deux roues à deux jets par roue.

Construction des Ateliers des Charmilles.  
Puissance 23 000 kW sous 677 m à 750 t/mn. Aménagement de Motec (Suisse).  
Vue d'ensemble des groupes figure 3.61.

1 : couronne d'aubes en deux pièces. 2 : anneau de freinage au travers duquel peut passer la collerette de butée du palier 5. 3 : anneau de freinage taillé dans la masse de l'arbre. 4 : arbre moteur. 5 : palier de guidage et de butée. 6 : pompe à huile. 7 : limiteur d'emballement. 8 : excitatrice et alternateur pilote.

rare, citons par exemple celle de Miègebat (S. N. C. F.) de 23 600 kW sous 380 m à 427 t/mn, construction Neyrpic (Fig. 5.25.c) (2<sup>e</sup> partie).

Six jets sur la même roue, bien entendu à axe vertical, paraît être la limite actuelle réalisée récemment sur les turbines de Bridge River (Canada), 62 000 kW sous 342 m à 300 t/mn, construction Neyrpic (Fig. 3.49).

#### *Evolution des turbines Pelton vers la disposition à axe vertical.*

L'augmentation de la puissance pour une chute donnée est obtenue par un accroissement de débit qui se traduit soit par une augmentation du diamètre des jets, soit par une augmentation du nombre des injecteurs. Le premier moyen conduit à l'accroissement de la vitesse spécifique par jet ce qui en limite rapidement les possibilités, il entraîne également l'augmentation des dimensions des

Fig. 3.46. b. (ci-contre). — Coupe longitudinale d'un groupe hydroélectrique.  
Turbine Pelton, une roue à deux jets, puissance 20 500 kW sous 790 m à 600 t/mn.  
Construction des Ateliers de Vevey.  
Alternateur Sécheron-Genève. Centrale d'Ardon (Suisse).  
Voir également figure 3.40. a.

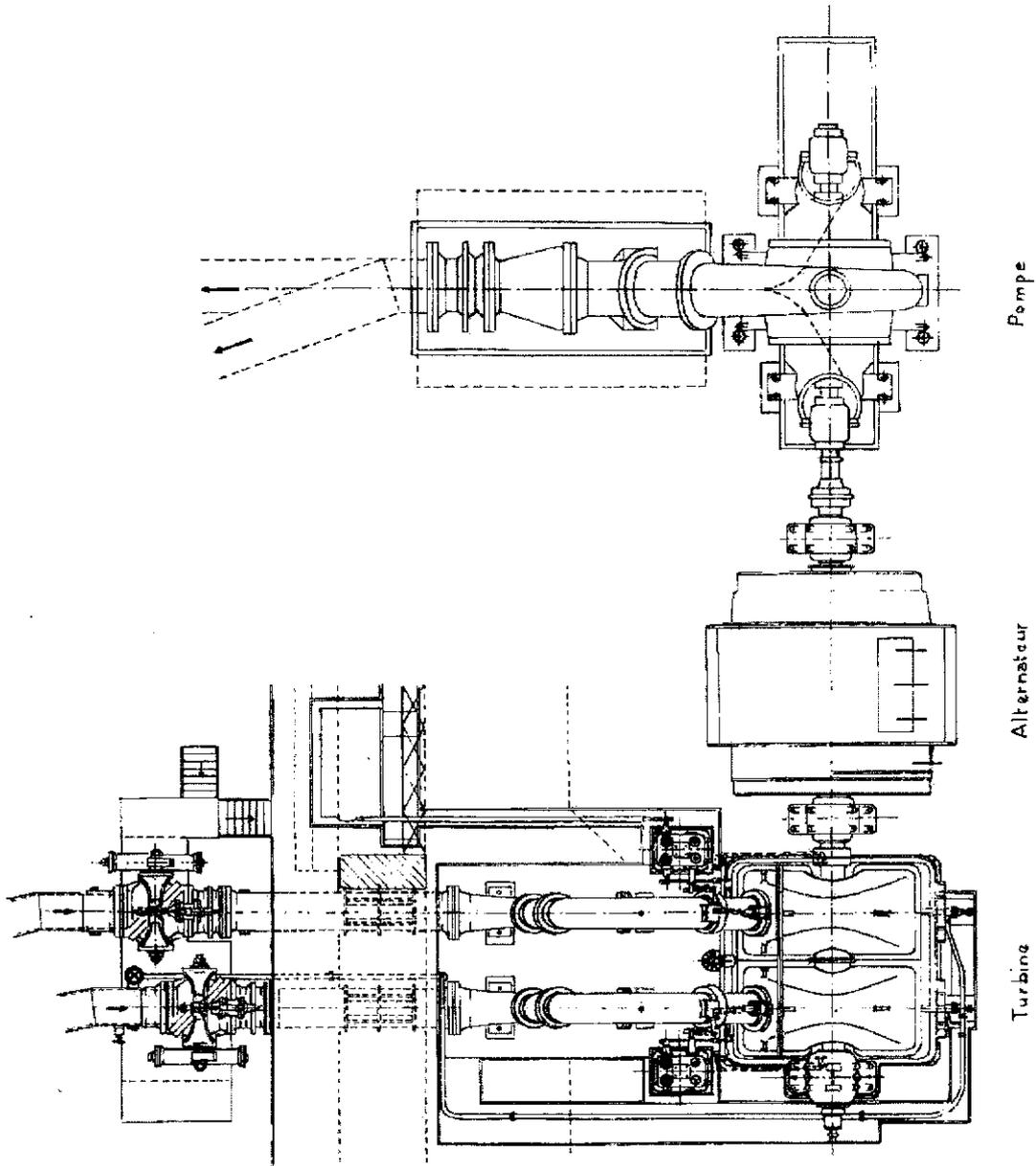


Fig. 3.47. b. — Groupe turbine Pelton, pompe d'accumulation de l'aménagement de l'Hospitalet-Lanoux (France). Construction Jeumont-Riva. Caractéristiques de la turbine à deux roues à deux jets par roue : 29 500 kW sous 730 m à 750 t/mn. Caractéristiques de la pompe : 4 m<sup>3</sup>/s sous 260 m à 750 t/mn.

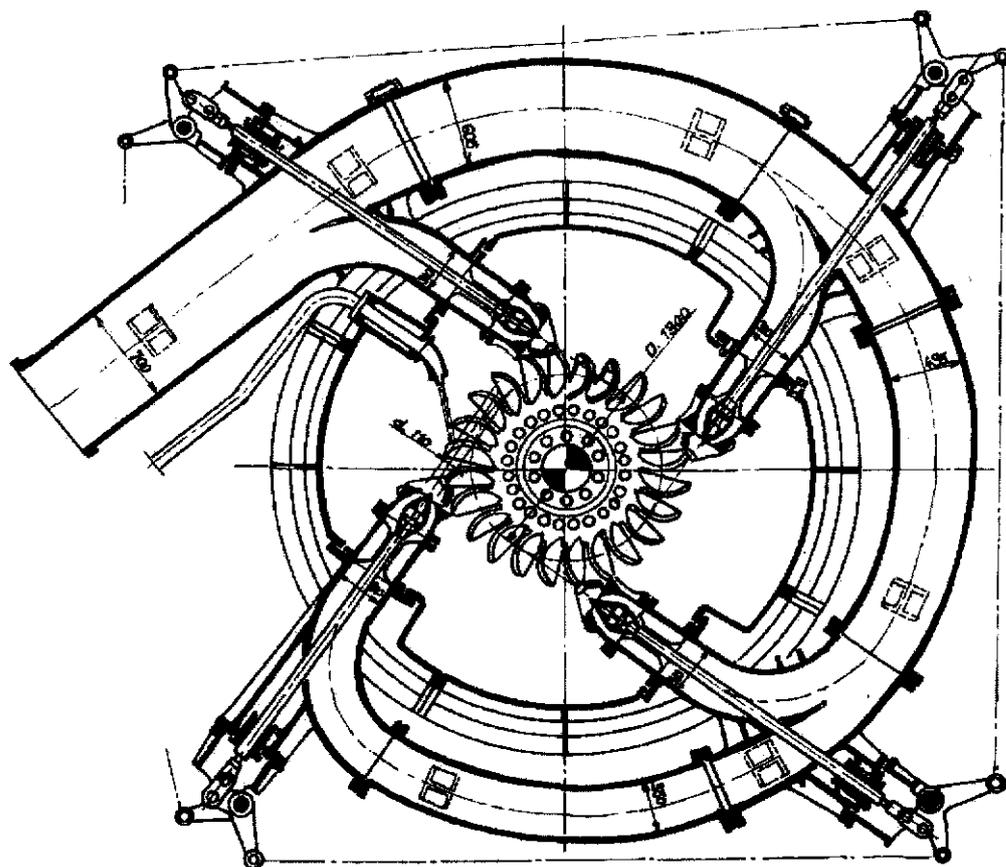


Fig. 3.48. — Turbine Pelton verticale à 4 jets de 10 000 kW sous 394 m (Escher-Wyss).

augets donc de la roue. Le second, étant donné que le nombre d'injecteurs par roue est au maximum de deux en axe horizontal, conduit à la disposition à axe vertical au moyen de laquelle il est possible de placer jusqu'à six injecteurs sur la même roue dont les dimensions restent inchangées. Le fait de remplacer un nombre de jets d'une dimension donnée par un plus grand nombre de jets plus petits permet de construire une turbine de diamètre plus réduit tournant plus vite. Il existe toutefois des limites qui sont liées à la facilité d'évacuation de la partie du débit éjectée au-dessus du plan de la roue et d'autre part à la fatigue du métal de cette dernière soumis à des efforts répétés d'autant plus fréquents que le nombre de jets est plus grand. La figure 3.50 précise le nombre d'impacts par minute à ne pas dépasser pour une chute donnée. Conditions qui s'ajoutent à celle imposée par la limite supérieure de la vitesse spécifique par jet en fonction également de la chute (Fig. 3.51).

Ce sont les perfectionnements apportés dans les tracés hydrauliques des roues, des injecteurs, des culottes, des chambres d'évacuation joints au progrès de

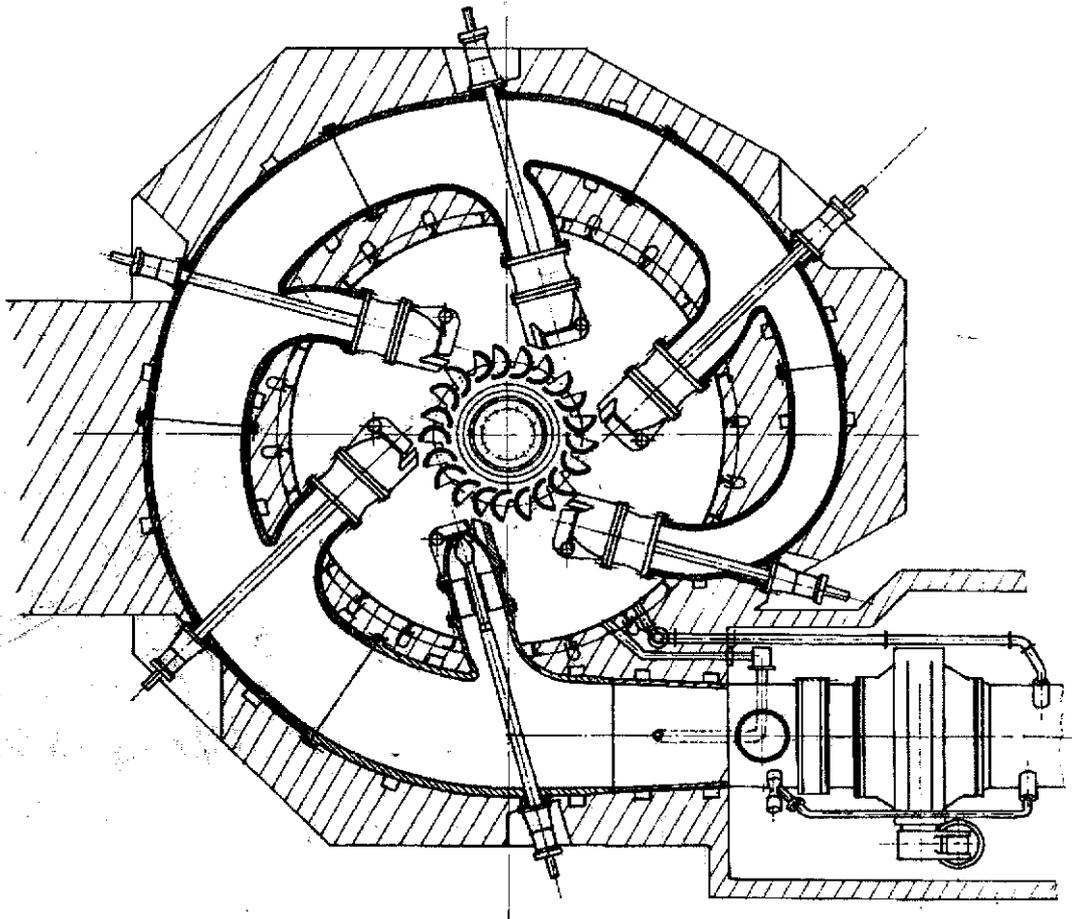


Fig. 3.49. — Turbine Pelton verticale à 6 jets.

Puissance 62 000 kW sous 342 m à 300 t/mn.

Aménagement de Bridge-River (Canada). Construction Neyrpic.

la métallurgie qui ont conduit au retour vers cette disposition délaissée et dont les avantages pour les groupes de grande puissance ne sont pas négligeables :

— encombrement sensiblement plus réduit en surface, c'est ainsi que l'entraxe des groupes de Roselend-la-Bathie (82 700 kW sous 1 200 m à 428 t/mn) n'est que de 12,5 m alors qu'il aurait atteint 18 m en axe horizontal. En prévoyant une disposition compacte des machines l'encombrement en hauteur de la centrale n'excède pas sensiblement celui qui est nécessaire avec les groupes à axes horizontaux,

— diminution du nombre des tuyauteries d'alimentation, des culottes, qui placées dans les parties inférieures et enrobées dans le béton ont moins

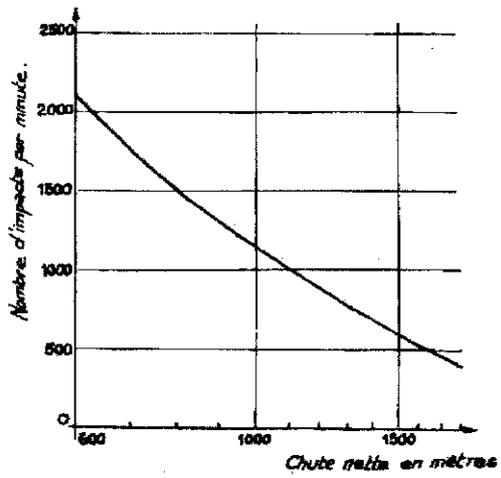


Fig. 3.50. — Nombre d'impacts par minute à ne pas dépasser pour une chute donnée.

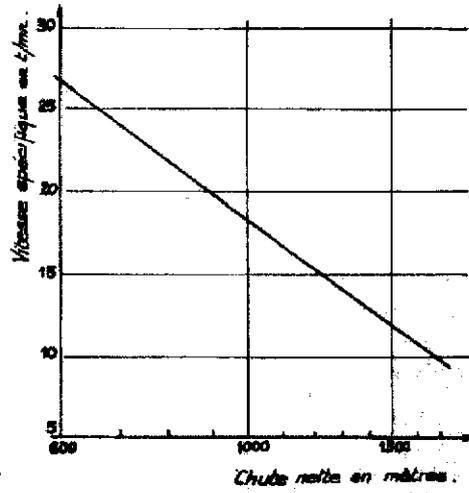


Fig. 3.51. — Vitesse spécifique par jet à ne pas dépasser pour une chute donnée.

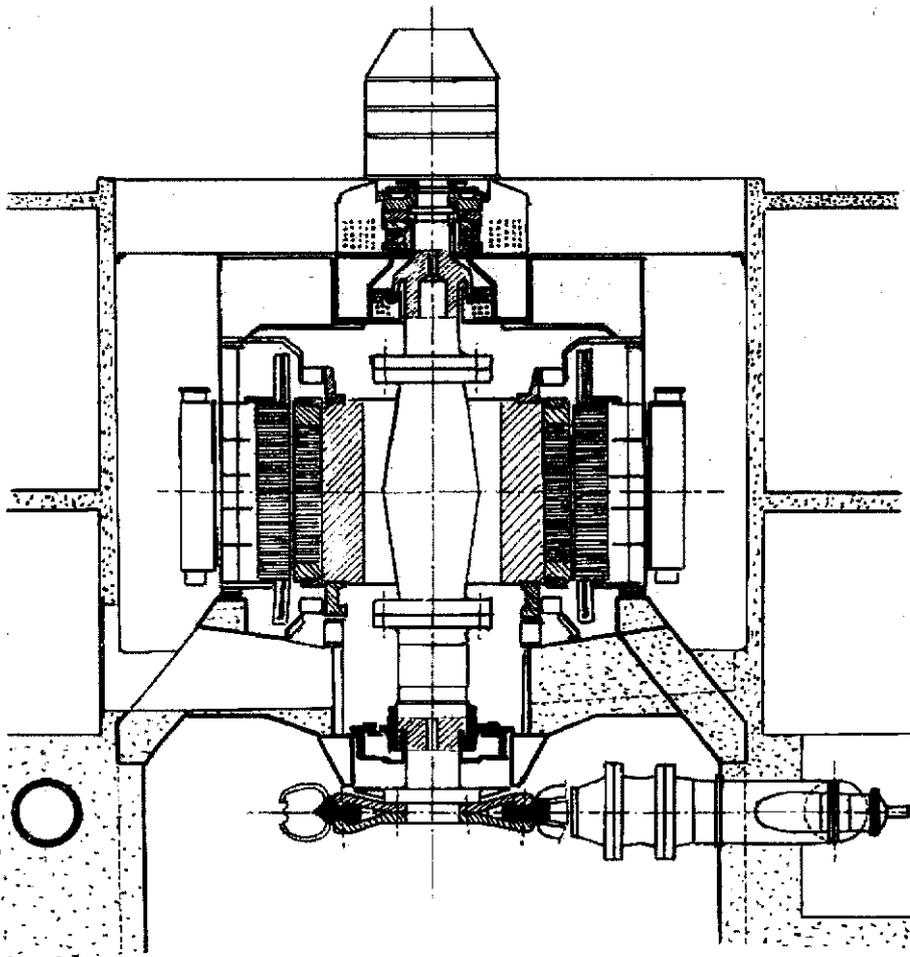


Fig. 3.52. — Turbine Pelton à axe vertical de 84 000 kW sous une chute de 112 m.  
 Vitesse : 428 t/mn. 2 jets (ns par jet : 15,7 t/mn).  
 Construction Neyrpic. Aménagement de La Bâthie-Roselend (France).

tendance à vibrer. L'espace entre les alternateurs se trouve dégagé ce qui facilite l'installation de l'appareillage annexe,

— bâtis de turbines simples, de formes polygonales réalisables en tôles soudées qui, dans les régions où elles se trouvent entourées de béton, peuvent être de moindre épaisseur, (fig. 3.52),

— facilité plus grande du démontage, d'ailleurs exceptionnel, du rotor d'alternateur, accessibilité de la roue, des injecteurs et de leurs moteurs,

— les charges tournantes sont supportées non par des paliers mais par un pivot dont les possibilités et la sécurité de fonctionnement sont sensiblement supérieures. Les pressions moyennes admissibles dans un pivot atteignent en effet 45 bars alors qu'on dépasse rarement 15 bars dans un palier.

TURBINE PELTON



Fig. 3.53. — Couronne d'augets Pelton destinée à une turbine de la centrale de Pragnères (France). Puissance 80 100 kW, chute 1 224 m, vitesse 420 t/mn. Deux roues à un jet, ns par jet 13,7 t/mn. Cliché Neyrpic.

TURBINES HYDRAULIQUES

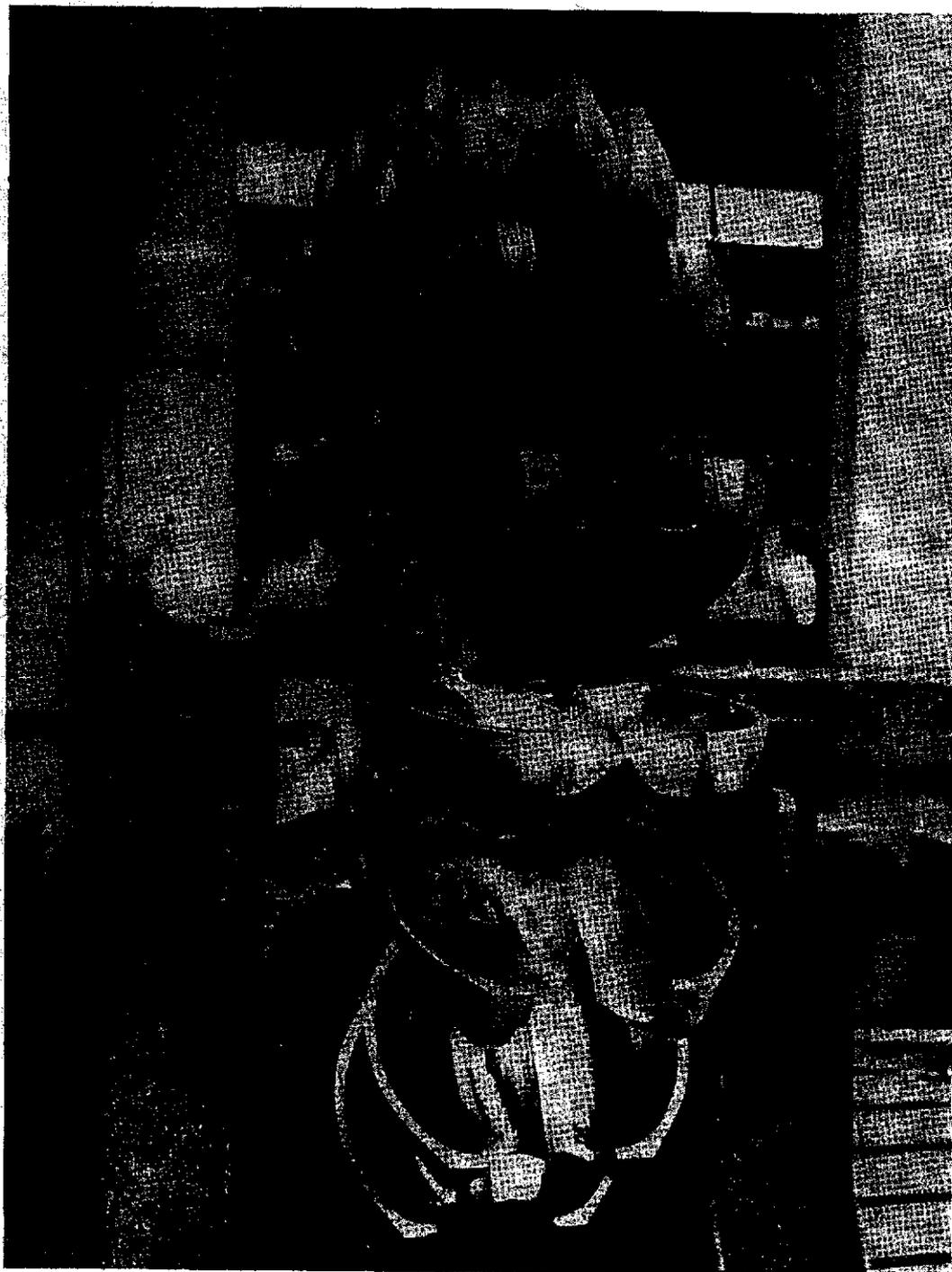
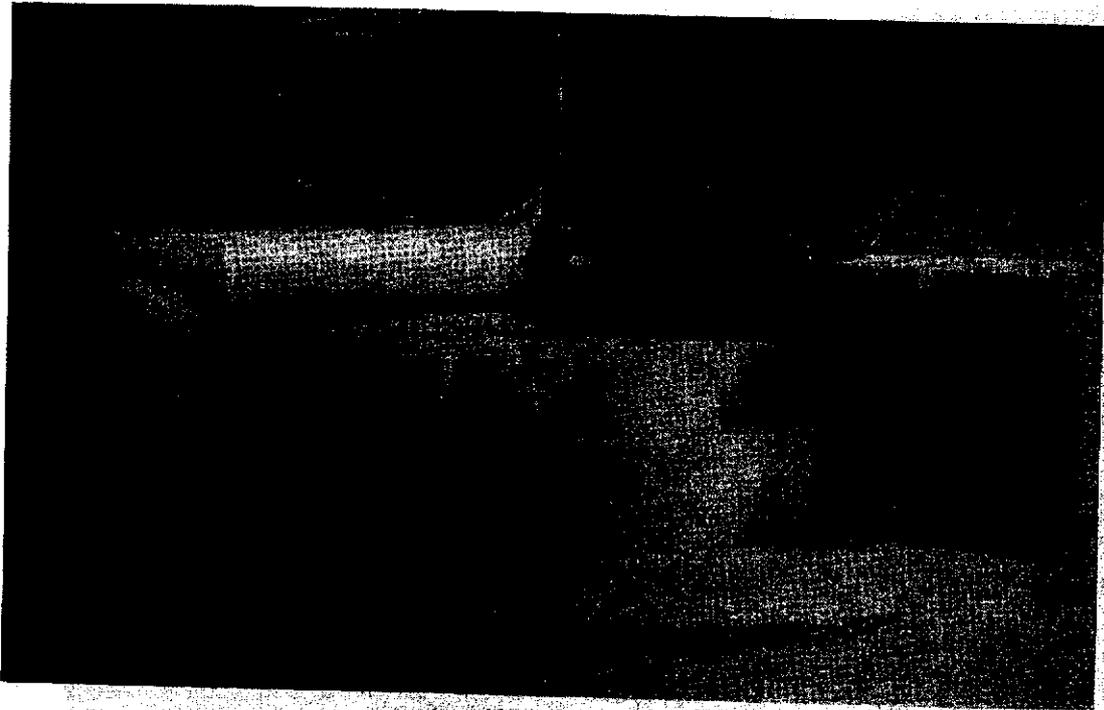


Fig. 3. 54. — Roue Pelton d'une turbine de la centrale de Laksapana (Ceylan).

Puissance 16 000 kW, vitesse 500 t/mn, chute 436 m. Une roue à deux jets, ns par jet 27 t/mn.  
Cliché de la Société des Forges et Ateliers du Creusot.

TURBINE PELTON



*Assemblage des noyaux.*



*Vue des diverses faces du noyau.*

Fig. 3.55. — Moulage d'une couronne d'augets Pelton  
(Clichés de la Sté des Forges et Ateliers du Creusot).

TURBINES HYDRAULIQUES

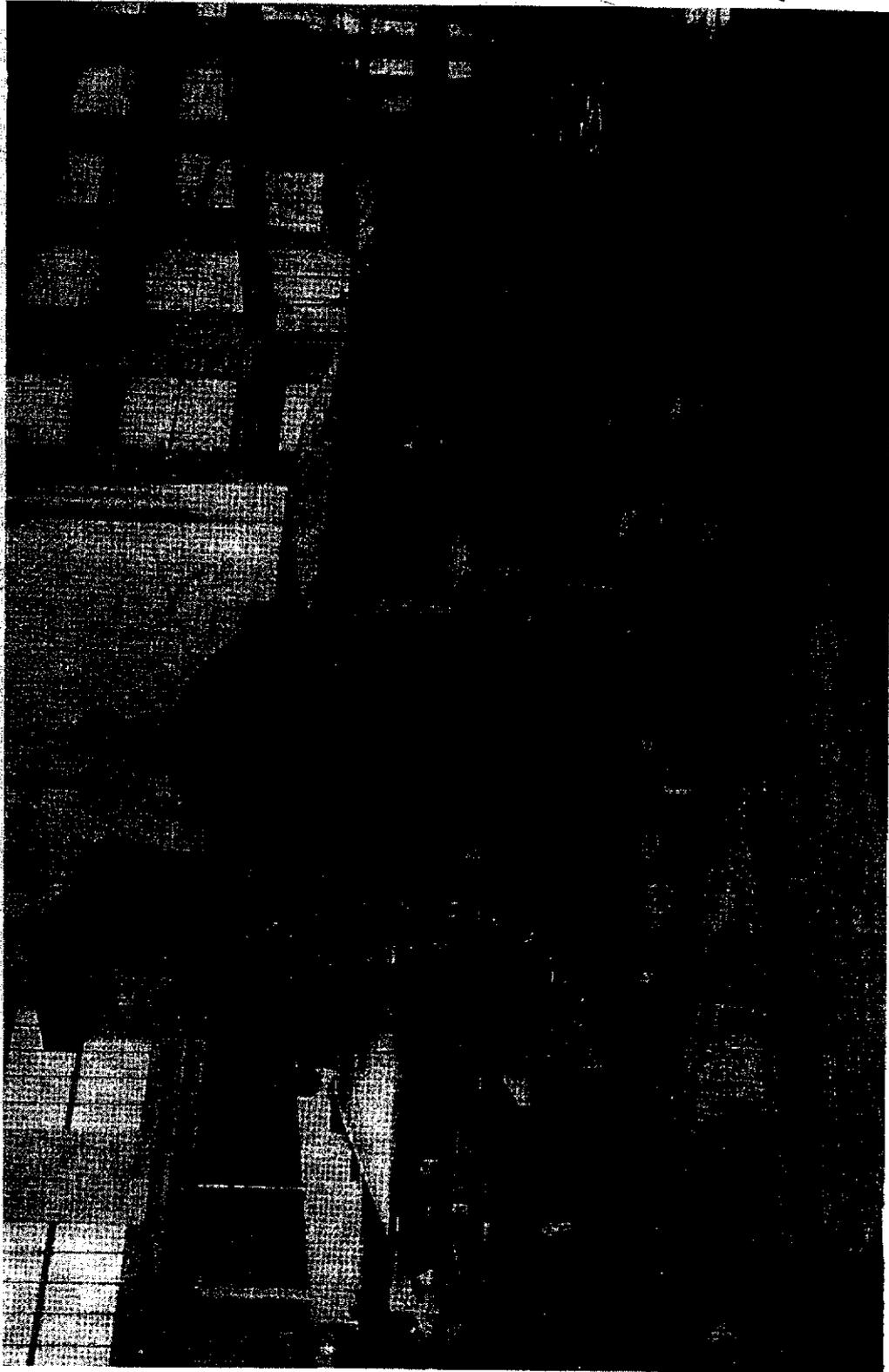


Fig. 3.56. — Injecteur d'une turbine de Darguinah (Algérie) en cours de montage à l'atelier. Cliché Neyrpic.  
Turbine à axe vertical à quatre jets. Puissance 34.000 kW sous 361 m à 375 t/mn.

## TURBINE PELTON

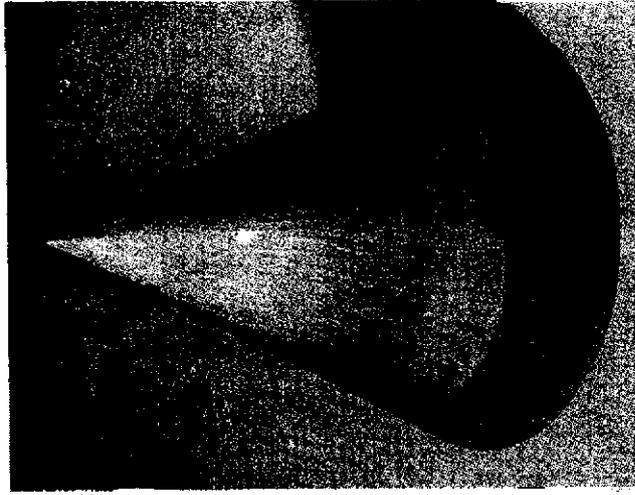


Fig. 3.57. — Extrémité de pointe usée par l'érosion  
(Cliché des Ateliers des Charmilles).

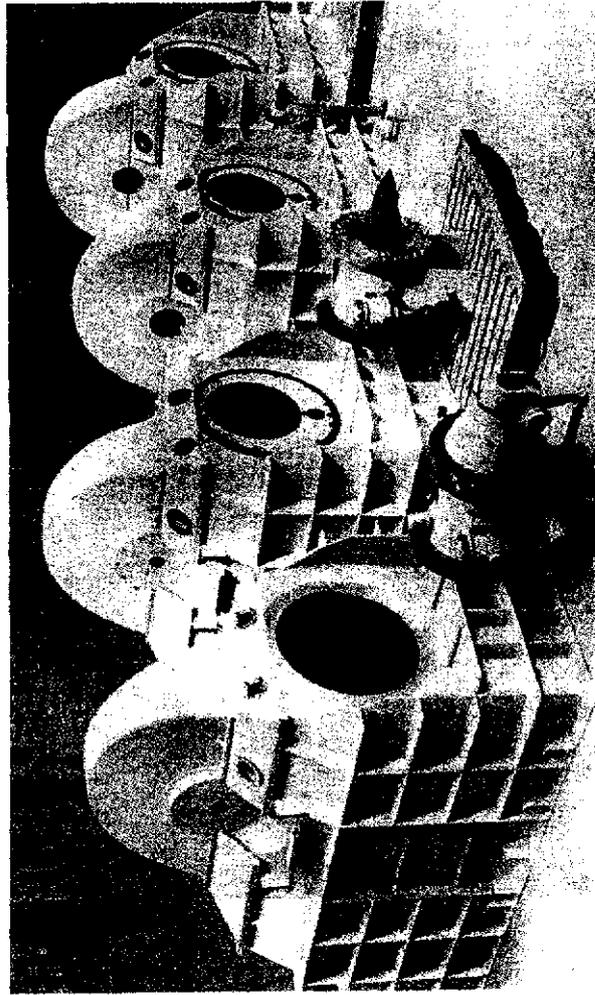


Fig. 3.58. — Bâties des turbines Pelton de la centrale de St-Martin-Vésubie (Electricité de France).  
Puissance 24 000 kW, chute 690 m,  $N = 600$  t/mn. Cliché Ateliers de Vevey-CAFL.

TURBINES HYDRAULIQUES

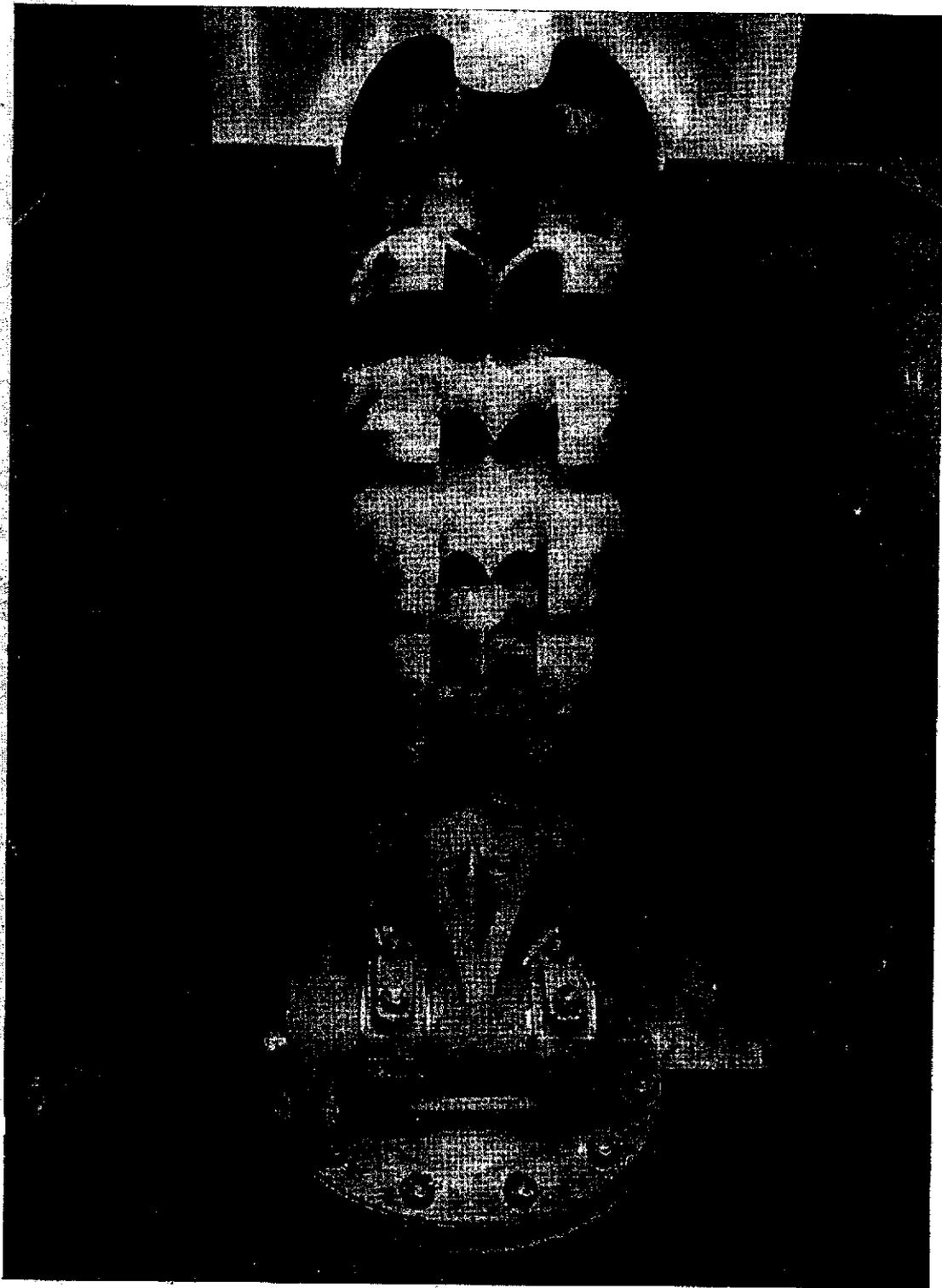


Fig. 3.59. — Vue de l'injecteur inférieur et de la roue d'une turbine de Fontpédrouse (France).  
Construction Neyrpic. Deux roues à deux jets. 5 500 kW sous 166 m à 428 t/mn.

## TURBINE PELTON

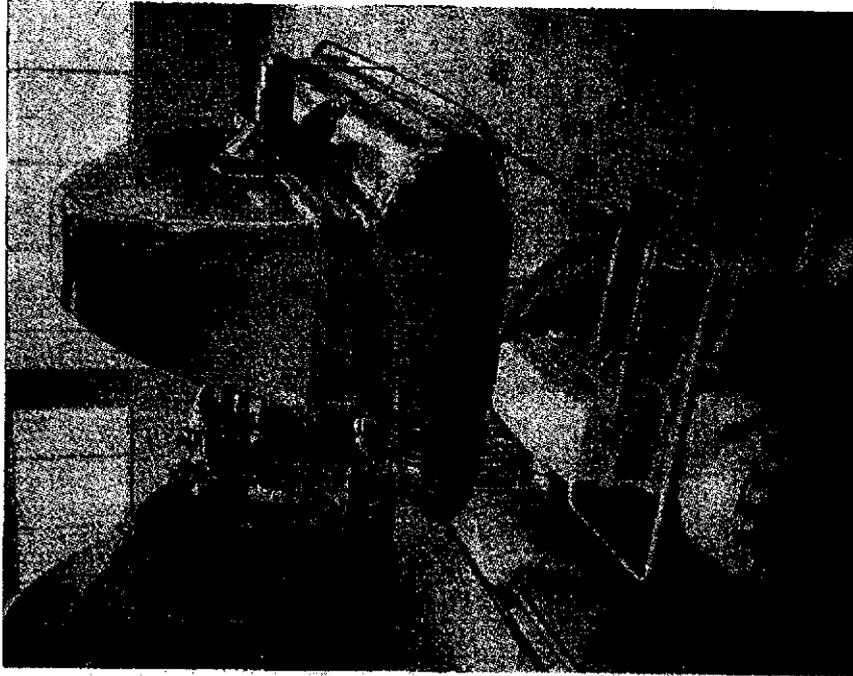


Fig. 3.60. — Vue d'une turbine Pelton avec roue en porte-à-faux équipées d'un injecteur rectiligne.  
Puissance 11.200 à 18.000 kW sous 547-729 m à 500 t/mn.  
Construction Escher Wyss.

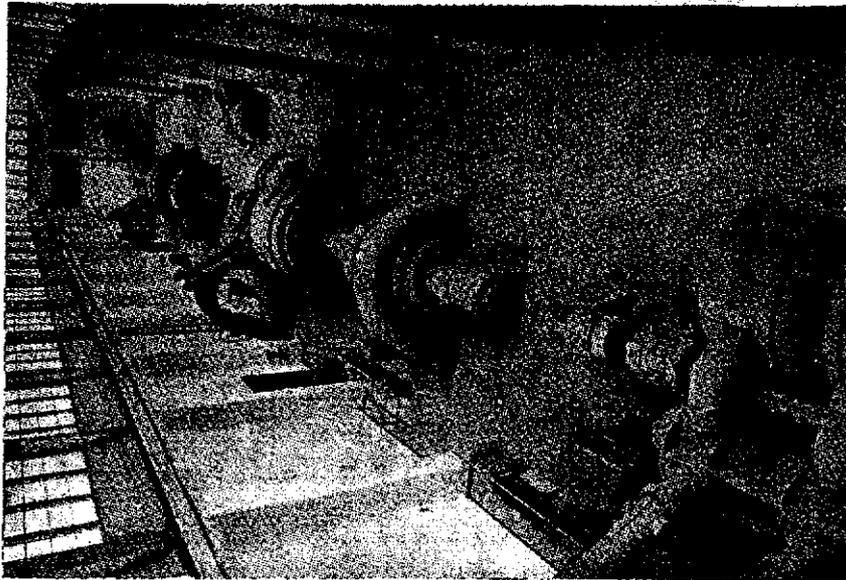
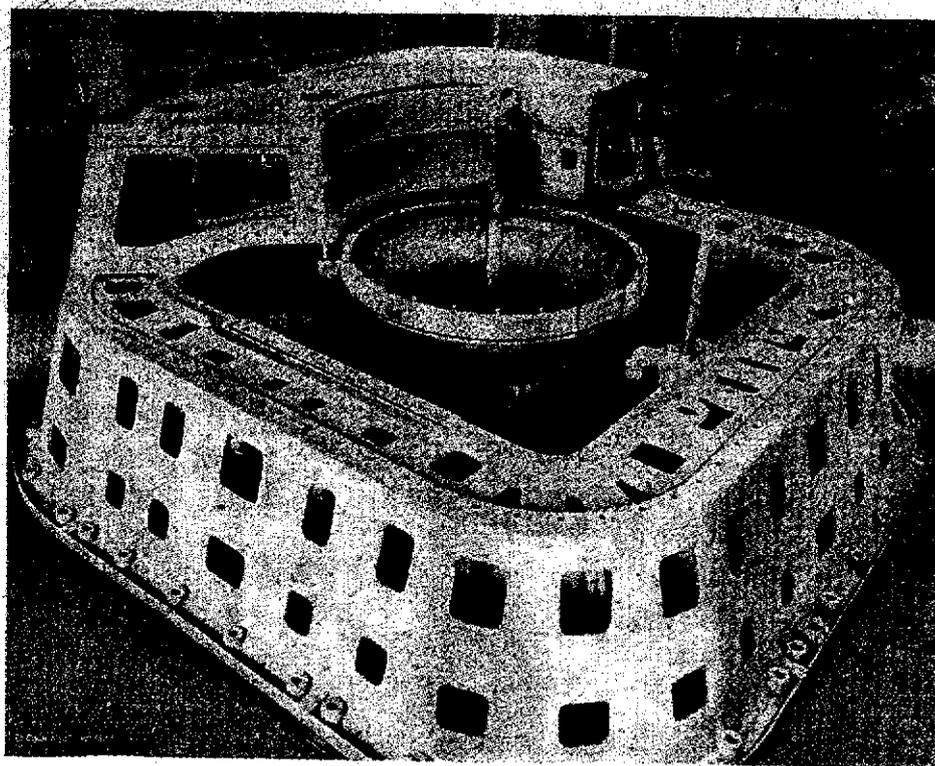
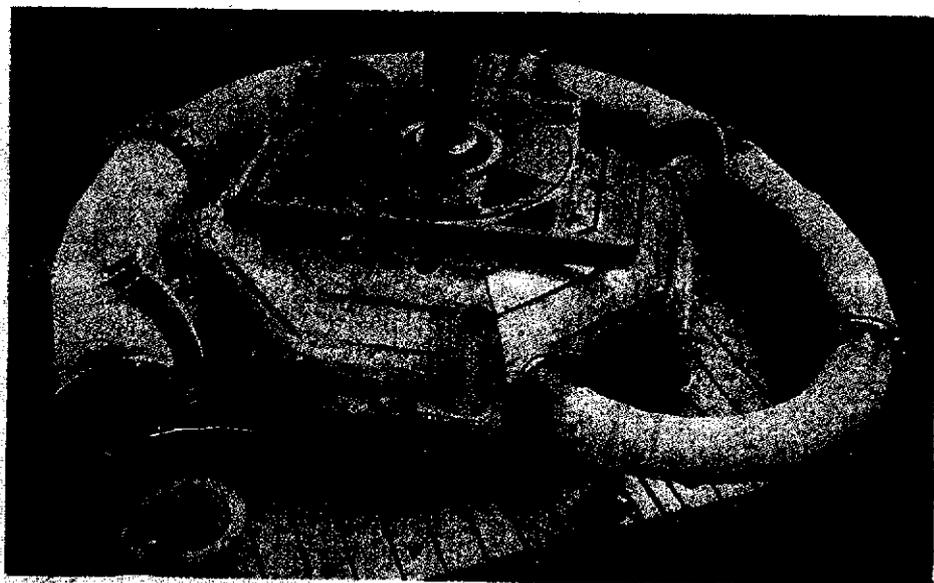


Fig. 3.61. — Vue des groupes Pelton à deux roues à deux jets représentés en coupe sur la figure 3.47 a. L'alternateur-moteur peut entraîner une pompe d'accumulation que l'on voit en avant du deuxième groupe.  
Centrale de Motec (Suisse), Cliché Escher Wyss. Turbines Charmilles.

## TURBINES HYDRAULIQUES



*Turbines Pelton à axe vertical en cours de montage en atelier.*

Fig. 3.62 (en haut). — Turbine de construction récente (1960) à bâti soudé et injecteurs rectilignes (4 jets). Chute 684 m, puissance 65 500 kW, vitesse 450 t/mn, ns par jet 19,2 t/mm. Aménagement de Cubatão (Brésil). Construction Ateliers des Charmilles.

Fig. 3.63 (en bas). — Turbine de construction plus ancienne (1940) avec bâtis en construction moulée et injecteurs classiques (2 jets). Puissance 40 500 kW sous 650 m de chute. Centrale d'Innertkirchen (Suisse). Construction Escher Wyss.