4.6. Organes de récupération.

4.6.1) *Rôle.*

L'aspirateur, ou tube d'aspiration, ou diffuseur des turbines à réaction a pour objet :

— de récupérer la hauteur comprise entre la sortie de la roue et le niveau aval,

— de récupérer la plus grande partie de l'énergie cinétique à la sortie de la roue ($c_2^2/2g$).

Cette dernière est d'autant plus grande que la vitesse spécifique est plus élevée ce dont il est facile de se rendre compte. Au point de fonctionnement normal la composante giratoire de la vitesse absolue à la sortie de la roue est faible ou nulle et le carré du coefficient de vitesse méridienne :

$$Kc_{m2}{}^2 = \frac{c_{m2}^2}{2gH}$$

représente la part d'énergie contenue encore dans le fluide sous forme cinétique, à la sortie de la roue, rapportée à l'énergie mise à la disposition de la turbine. C'est cette part d'énergie qu'il importe de ne pas laisser perdre.

La relation 13 du paragraphe 2.3.5 lie Kc_m à la vitesse spécifique :

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

et permet de calculer Kc_{m2}^2 pour diverses turbines présentant des ns variés, par exemple :

$ns =$	100	$Ku_1 = 0{,}7$	$D_2/D_1 = 0{,}72$	$m = 0$	$\eta = 0{,}9$	$Kc_{m2}^2 = 0{,}018$
$ns =$	400	$Ku_1 = 1{,}3$	$D_2/D_1 = 1$	$m = 0{,}65$	$\eta = 0{,}9$	$Kc_{m2}^2 = 0{,}30$
$ns =$	1 100	$Ku_1 = 2{,}5$	$D_2/D_1 = 1$	$m = 0{,}4$	$\eta = 0{,}9$	$Kc_{m2}^2 = 0{,}61$

ce qui montre que l'énergie cinétique du fluide à la sortie de la roue (qualifiée encore de perte provisoire à la sortie) très faible pour les turbines spécifiquement lentes peut atteindre les 6/10e de l'énergie totale à vitesse spécifique élevée ce qui explique le développement particulièrement important des aspirateurs des turbines axiales.

4.6.2) *Equation du tube d'aspiration.*

Considérons l'aspirateur schématisé figure 4.75 et appliquons l'équation de Bernoulli à un filet liquide respectivement entre la sortie de la roue et celle de l'aspirateur et entre ce point et le niveau aval :

$$\frac{c_2^2}{2g} + \frac{p_2}{\varpi} + z_2 = \frac{c_3^2}{2g} + \frac{p_3}{\varpi} + z_3 + \varphi$$

$$\frac{c_3^2}{2g} + \frac{p_3}{\varpi} + z_3 = 0 + \frac{p_a}{\varpi} + z_a + \varphi'$$

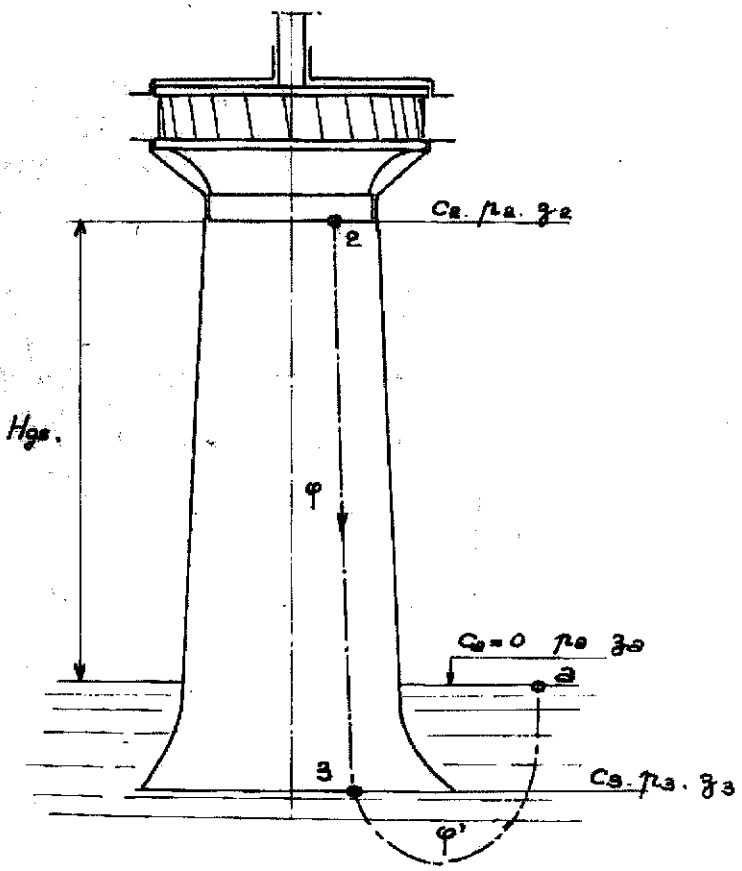


Fig. 4.75. — Fonctionnement du tube d'aspiration.

φ perte de charge dans le tuyau d'aspiration, la perte de charge φ' est à peu près uniquement due à l'évasement brusque à la sortie du tuyau d'aspiration, elle a donc sensiblement pour valeur :

$$\varphi' = \frac{c_3^2}{2g}.$$

D'où, d'après les relations ci-dessus :

$$\frac{c_2^2}{2g} + \frac{p_2}{\varpi} + z_2 = \frac{p_a}{\varpi} + z_a + \frac{c_3^2}{2g} + \varphi$$

soit :

$$Hgs = z_2 - z_a = \frac{p_a - p_2}{\varpi} - \frac{c_2^2 - c_3^2}{2g} + \varphi$$

Hgs, hauteur géométrique d'aspiration.

Ou encore en faisant apparaître le rendement de l'aspirateur :

$$\eta_s = \frac{\dfrac{c_2^2 - c_3^2}{2g} - \varphi}{\dfrac{c_2^2 - c_3^2}{2g}} = \frac{\text{énergie cinétique effectivement récupérée}}{\text{énergie cinétique théoriquement récupérable}}$$

$$Hgs = \frac{p_a - p_2}{\varpi} - \frac{c_2^2 - c_3^2}{2g}.\eta s\,.$$

Ce rendement qui peut atteindre et même dépasser 0,9 ne peut être déterminé que par l'expérimentation, il est sensiblement influencé aussi bien par les modifications de formes qui peuvent être apportées à l'aspirateur (nervures, rayons de courbure...) que par la répartition des vitesses méridiennes à la sortie de la roue.

4.6.3) *Coefficient de cavitation. Limite d'emploi des turbines à réaction.*

La pression minimale se trouve atteinte au voisinage du bord de sortie de l'ailette mobile, elle s'obtient en retranchant à la pression atmosphérique qui règne sur la surface libre à l'aval : pa/ϖ,

— la hauteur géométrique d'aspiration, *Hgs* et les pertes de charge dans l'aspirateur : φ,

— la hauteur de vitesse à la sortie de la roue : $c_{m2}^2/2g$ $(c_{u2} = 0)$,

— la dépression locale au voisinage de la sortie du profil : $k.\dfrac{w_2^2}{2g}$ soit :

$$\frac{p_{min}}{\varpi} = \frac{pa}{\varpi} - Hgs - \varphi - \frac{c_{m2}^2}{2g} - k\frac{w_2^2}{2g}$$

avec :

$$\varphi = \frac{c_{m2}^2}{2g}(1 - \eta_s)$$

en négligeant c_3^2 devant c_2^2 (c_3 = 1 à 1,5 m/s et $c_2 \simeq 10$ m/s)

$$\frac{p_{min}}{\varpi} = \frac{pa}{\varpi} - Hgs - \frac{(2 - \eta_s).c_{m2}^2 + kw_2^2}{2g}\,.$$

La valeur minimale de $\frac{p_{min}}{\varpi}$ est la tension de vapeur de l'eau froide, pratiquement zéro, d'où :

$$Hat - Hgs \geqslant \frac{(2-\eta_s)\ c_{m2}^2 + kw_2^2}{2g} \qquad Hat = \frac{pa}{\varpi}$$

relation qui fixe la valeur maximale de *Hgs* pour éviter les phénomènes de cavitation.

En divisant les deux membres par la hauteur nette :

$$\frac{Hat - Hgs}{H} \geqslant (2 - \eta_s).Kc_{m2}^2 + k.Kw_2^2$$

on fait apparaître le coefficient de cavitation de l'installation :

$$\sigma = \frac{Hat - Hgs}{H}$$

qui doit rester supérieur au coefficient de cavitation critique :

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

défini à partir des vitesses à la sortie de la roue.

Ce coefficient de cavitation critique augmente avec la vitesse spécifique ce dont on peut également se rendre compte à partir de l'expression 13 du paragraphe 2.3.5.

En supposant une vitesse de sortie sans composante giratoire σ_{cr} devient :

$$\sigma_{cr} = Kc_{m2}^2(2 + k - \eta_s) + k.Ku_2^2$$

dont nous allons calculer la valeur dans les trois cas envisagés au paragraphe 4.6.1.

$ns = 100$ $\quad Kc_{m2}^2 = 0{,}018$ $\quad Ku_2 = \frac{D_2}{D_1} Ku_1 = 0{,}5$ $\quad \eta_s = 0{,}8$ $\quad k = 0{,}05$

$\sigma_{cr} = 0{,}035$

$ns = 400$ $\quad Kc_{m2}^2 = 0{,}30$ $\quad Ku_2 = Ku_1 = 1{,}3$ $\quad \eta_s = 0{,}85$ $\quad k = 0{,}1$

$\sigma_{cr} = 0{,}544$

$ns = 1\,100$ $\quad Kc_{m2}^2 = 0{,}61$ $\quad Ku_2 = Ku_1 = 2{,}5$ $\quad \eta_s = 0{,}9$ $\quad k = 0{,}2$

$\sigma_{cr} = 2{,}04$

On remarquera l'augmentation des valeurs choisies pour k, les dépressions locales étant plus accentuées pour les profils épais des roues hélices que pour les aubes minces des Francis.

Les chiffres trouvés ci-dessus n'ont évidemment qu'une valeur indicative, on pourra les comparer aux résultats expérimentaux donnés par la figure 2.34.

4.6.4) *Réalisation des aspirateurs.*

Le ralentissement d'une veine liquide s'accompagne toujours de tourbillons, d'instabilités de l'écoulement liés aux pertes de charge. Pour les réduire il est nécessaire de n'augmenter que très progressivement la section de l'écoulement. Pour les parties tronconiques l'angle au sommet du cône ne devrait pas dépasser 10°, mais le manque de place oblige souvent à l'augmenter. A la sortie de l'aspirateur l'énergie cinétique résiduelle doit être réduite au minimum, habituellement 0,5 à 1 % de la chute nette.

L'accroissement de la vitesse spécifique provoque l'augmentation de la quantité d'énergie cinétique à récupérer par kilogramme de fluide, donc le développement de l'aspirateur dans le sens de la longueur pour respecter les conditions de divergence.

L'aspirateur des petites turbines spécifiquement lentes est souvent un tuyau conique en fonte ou en tôle dont l'extrémité plonge dans le canal d'évacuation. Cette extrémité doit être suffisamment immergée pour éviter les entrées d'air (0,4 à 0,5 m). Si l'axe est horizontal on fait un coude au départ de la turbine (Fig. 4.76).

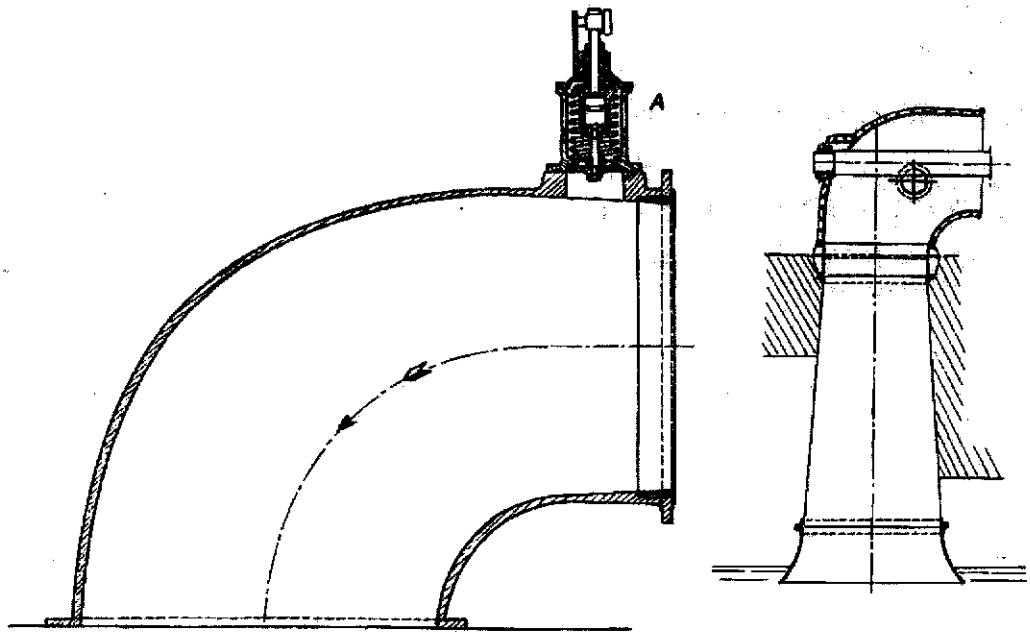


Fig. 4.76. — Aspirateurs de turbines Francis horizontales.

A gauche, coude d'aspiration en fonte pour turbine avec roue en porte à faux. (*A*, reniflard actionné par le cercle de vannage utilisé lorsque le coup de bélier d'aspiration est à craindre). A droite, coude d'aspiration en deux pièces (fonte) et tuyau en tôle.

La nécessité pour les turbines spécifiquement rapides de placer la roue près du niveau aval et d'utiliser une grande longueur d'aspirateur conduit, lorsque l'axe est vertical, à la réalisation d'un aspirateur coudé. La même dis-

position est utilisée pour toutes les turbines de grande puissance à axe vertical en vue de limiter les travaux en profondeur. Ces aspirateurs coudés sont habituellement réalisés en béton. Souvent blindée à l'entrée pour éviter les érosions la section passe progressivement de la forme circulaire à la forme rectangulaire (Fig. 2.11, 4.47, 4.48).

Les grands diffuseurs sont souvent partagés par une paroi de déviation dans la région coudée et un pilier de soutien dans la partie terminale, cet ensemble contribue à améliorer le rendement en régularisant l'écoulement, ces deux éléments sont très visibles sur la figure 4.47.

La fermeture rapide du distributeur cause une forte dépression dans l'aspirateur (voir 2e partie, § 2.2.6), cette dépression qui peut entraîner des vaporisations n'est pas dangereuse en elle-même mais le recollement des couches liquides qui la suit peut par l'effet de « marteau d'eau » ainsi provoqué produire de graves dégâts dans la turbine. Lorsque ce phénomène est à craindre on munit la machine d'une soupape qui, en cas d'une fermeture rapide du distributeur, laisse pénétrer de l'air. Des soupapes de ce genre sont visibles figures 1.19, 4.76, 4.101, 4.102, 4.104, 4.145. Elles sont actionnées par le cercle de vannage et un dash-pot n'autorise leur fonctionnement que si le mouvement de ce dernier est suffisamment rapide.

4.7. Turbines Francis.

4.7.1) *Dispositions générales.*

Les turbines Francis conviennent au domaine des chutes dites moyennes allant de quelques mètres à plus de quatre cent cinquante et à toute l'échelle des puissances unitaires de quelques dizaines à plus de deux cent mille kilowatts. Il est évident qu'une disposition uniforme des machines ne peut convenir dans tous les cas.

La turbine Francis en chambre d'eau ouverte telle qu'elle se trouve schématisée sur la figure 4.78 a pratiquement disparu, remplacée par la turbine hélice mieux adaptée et plus économique surtout dans sa forme dite « microcentrale ».

La disposition à axe horizontal présente un certain nombre d'avantages qui la font préférer lorsque ni la puissance ni la chute ne sont trop élevées : en particulier, turbine, alternateur, mécanismes de réglage se trouvent au même niveau ce qui facilite la surveillance et l'entretien, le groupe peut aisément être muni d'un volant lorsque l'insuffisance du PD^2 naturel de l'installation le rend nécessaire, enfin cette disposition permet l'emploi des rues doubles dont nous verrons plus loin l'intérêt. En contrepartie l'encombrement en surface est plus grand et l'alternateur doit se trouver à l'abri des crues d'aval ce qui conduit soit à prévoir une aspiration toujours positive avec les inconvénients que cela peut présenter au point de vue cavitation soit à bâtir la centrale en caisson étanche. Enfin l'axe horizontal convient moins aux unités de puissance élevée en raison du développement de la bâche spirale qui ne trouve plus une assise

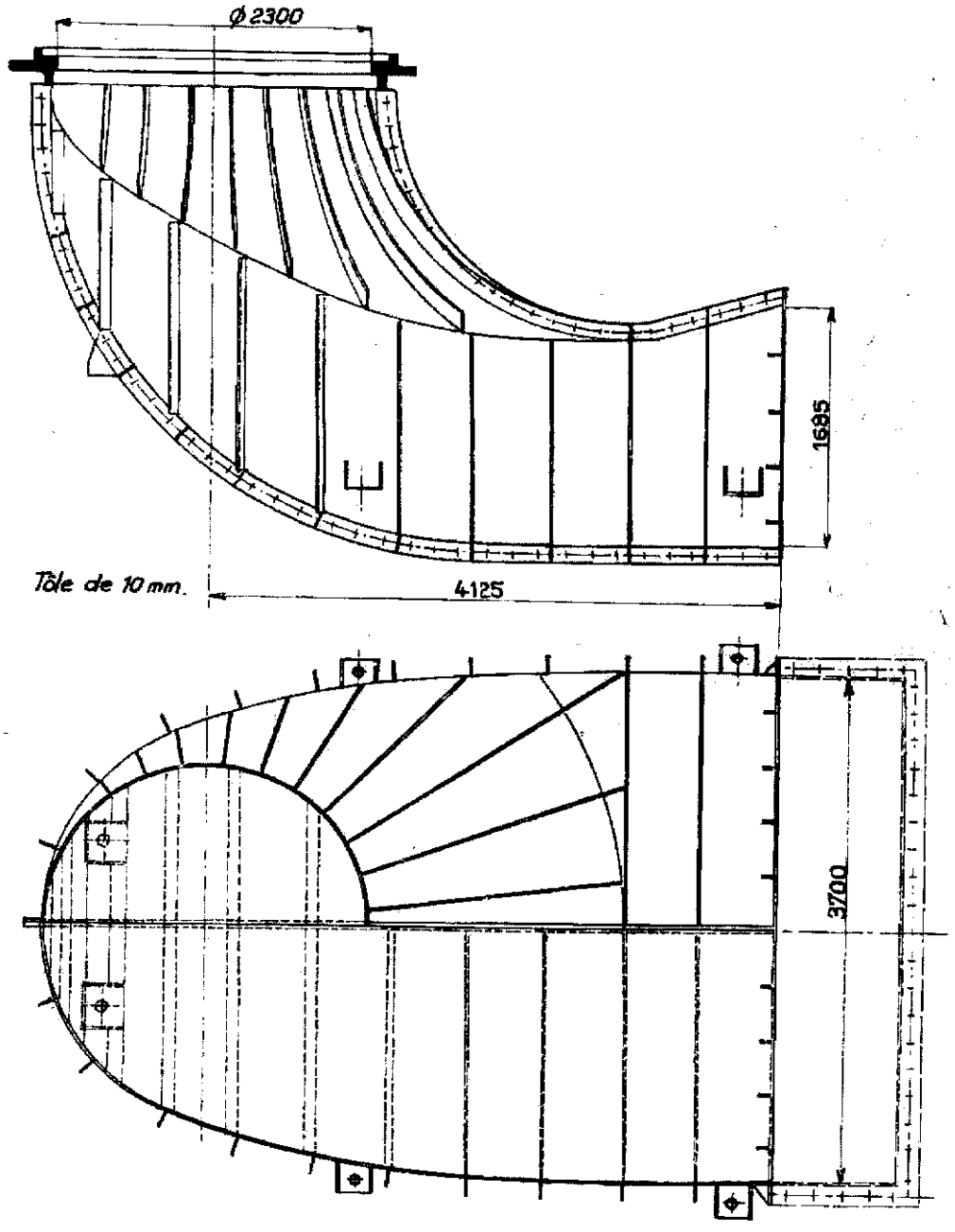


Fig. 4.77. — Blindage d'aspirateur.

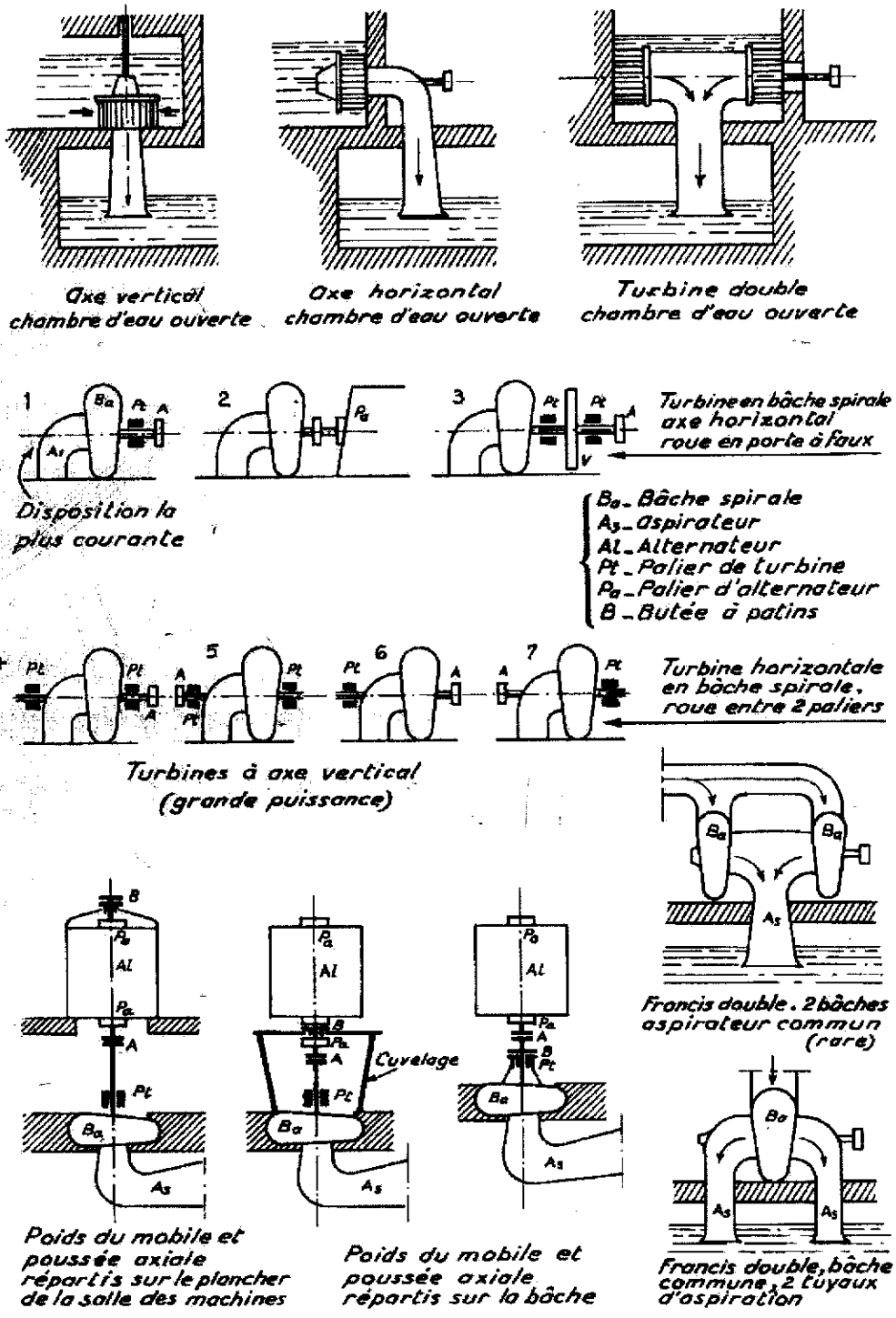


Fig. 4.78. — Dispositions générales des turbines Francis.

suffisante et ne peut être encastrée dans le béton en vue d'améliorer la stabilité de la machine, et aux chutes trop élevées car elles conduisent à des poussées axiales importantes qui exigent des paliers de butée de grandes dimensions peu concevables en axe horizontal (1).

La turbine à axe horizontal se prête à diverses dispositions schématisées figure 4.78. La première est de beaucoup la plus usuelle dans le cas de la commande d'un générateur électrique, l'accouplement est nécessairement rigide, la seconde permet de réduire l'encombrement axial du groupe, la troisième est utilisée lorsque la turbine doit être munie d'une poulie de transmission ou d'un lourd volant, la quatrième permet également l'utilisation d'un lourd volant en combinaison avec l'entraînement d'un alternateur par accouplement direct, la cinquième et la septième sont rarement utilisées, la sixième présente des avantages dans le cas d'une forte poussée axiale encaissée par un palier de butée lié rigidement à la turbine par le coude d'aspiration. La Francis double est rare dans la forme à deux bâches mais courante avec deux tuyaux d'aspiration.

La disposition verticale numéro un permet d'éloigner le générateur de la turbine ce qui peut être utile dans certains cas mais conduit à appliquer sur le plancher de la salle des machines le poids du mobile, celui du stator d'alternateur et la poussée axiale, l'utilisation d'un cuvelage sorte de bâti tronconique chaudronné permet de reporter tout ou partie de ces charges sur la bâche et le massif de béton qui l'entoure comme le montre le schéma suivant. En reliant la butée aux fonds de la turbine on peut éviter le cuvelage troisième schéma ou ne lui faire porter que le stator de l'alternateur, d'une manière ou de l'autre l'encombrement en hauteur du groupe se trouve sensiblement réduit.

4.7.2) *Turbines Francis à axe horizontal. Exemples de réalisations.*

Figure 4.79. Cette petite turbine : $H = 14$ m, $P = 222$ kW (300 ch), $N = 720$ t/mn, $Q = 1{,}915$ m^3/s présente une vitesse spécifique élevée, $ns = 460$ t/mn qui se traduit par un écoulement dans la roue plus axial que centripète et l'absence de ceinture. La puissance et la chute réduites expliquent la simplicité de la construction : la bâche tient lieu de bâti et le palier-butée est supporté par le fond de la turbine. Les systèmes d'étanchéité aux tourillons des directrices et au passage de l'arbre sont réduits au minimum. Un volant est placé à l'accouplement avec l'alternateur et la vanne de garde est un robinet papillon (non représenté). On remarquera le tuyau d'aspiration en tôle avec un coude cloisonné en fonte aux formes particulièrement étudiées car la perte provisoire est relativement élevée en raison de la valeur de la vitesse spécifique. Construction des Ateliers des Charmilles.

La figure 4.145 est une vue des turbines d'Erlenbach (Suisse) représentées en coupe sur la figure 1.19 à laquelle nous renvoyons le lecteur. Les caractéristi-

(1) Mais ce n'est pas une règle générale, comme on pourra le constater par l'exemple cité en note page 289.

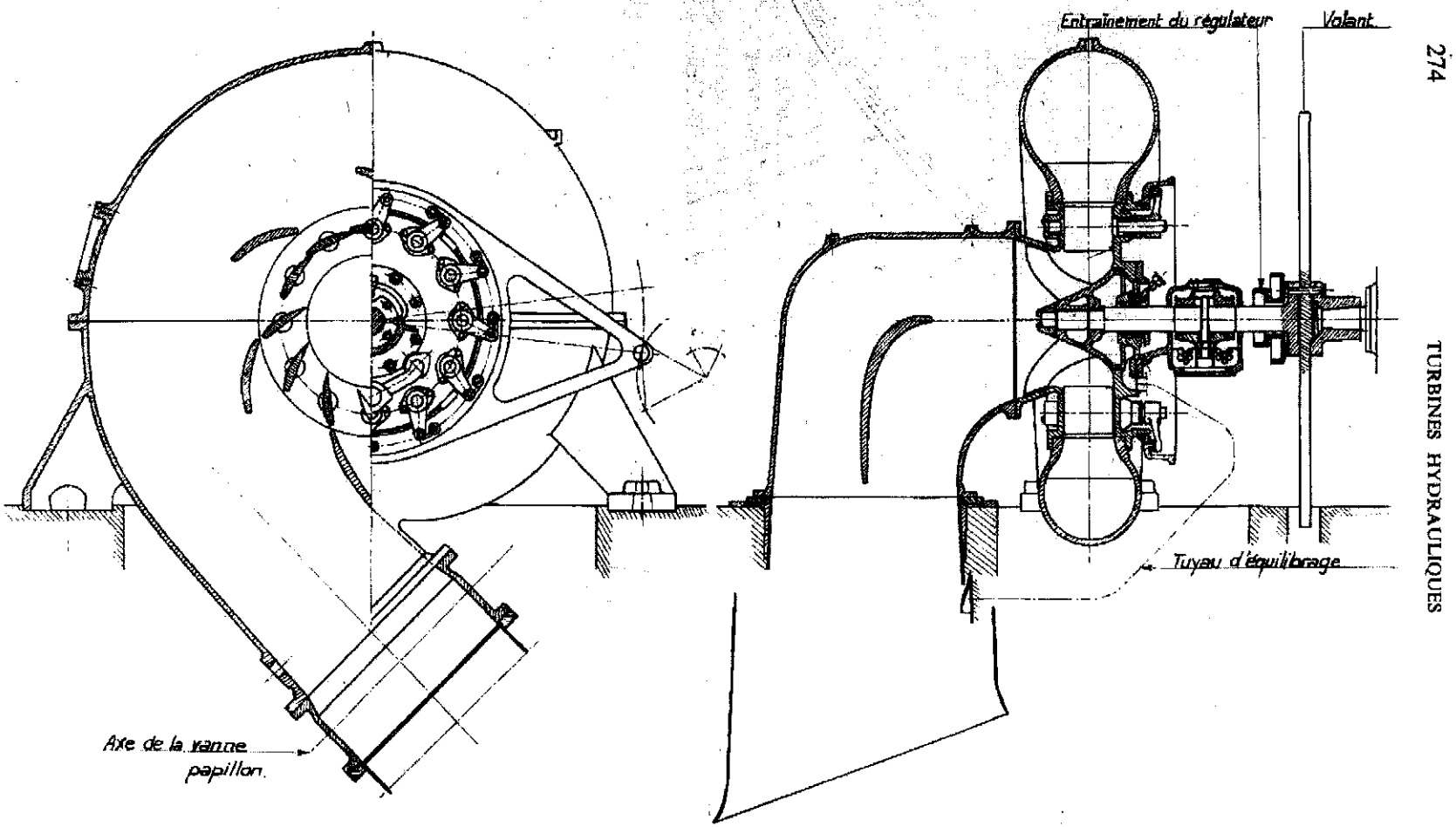


Fig. 4.79. — Turbine Francis à axe horizontal.

$H = 14$ m. $P = 222$ kW. $N = 720$ t/mn.

La vitesse spécifique élevée ($ns = 460$ t/mn) se traduit par un écoulement dans la roue plus axial que centripète et l'absence de ceinture.
Construction Ateliers des Charmilles.

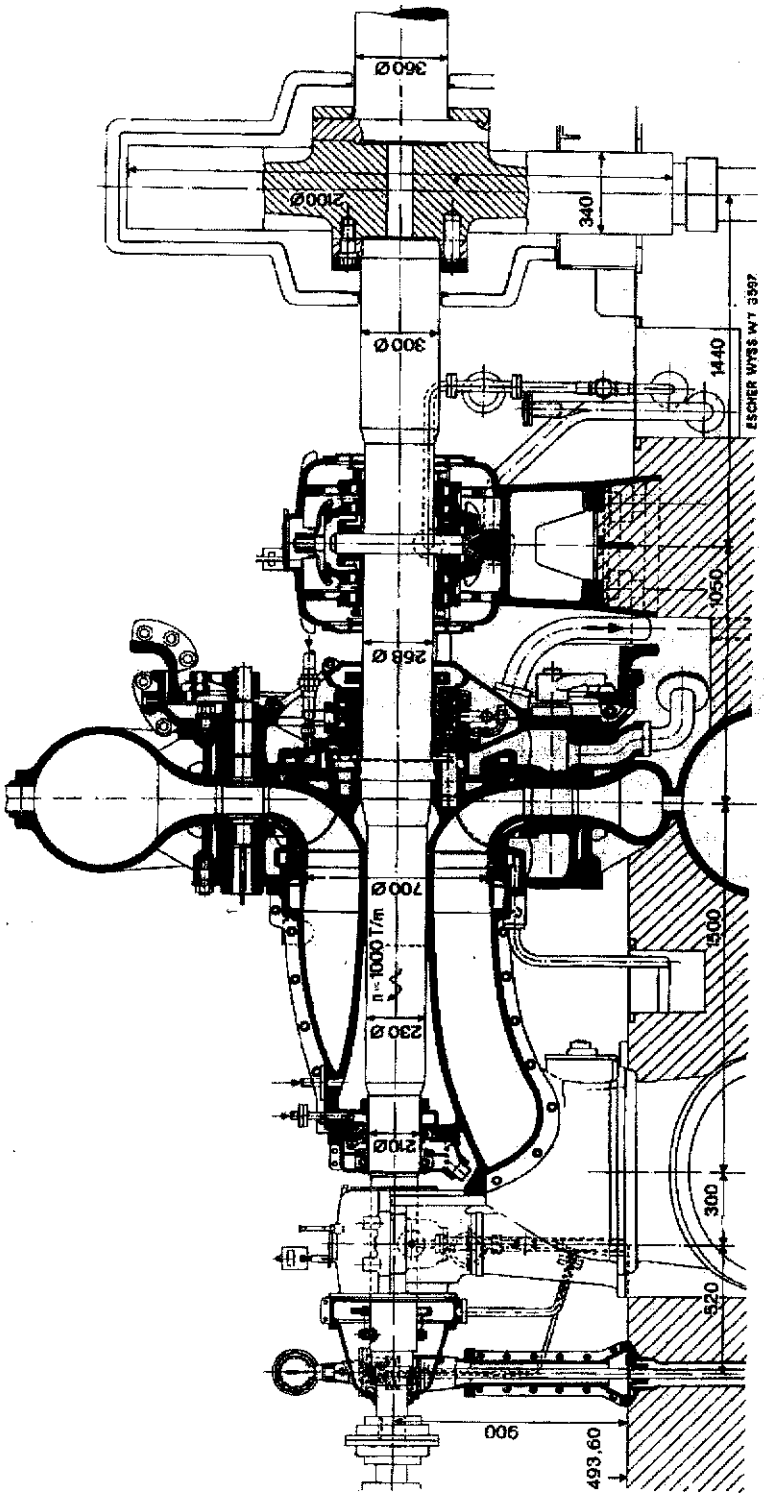


Fig. 4.80. — Turbine Francis horizontale de 10 200 kW, chute 243 à 282,5 m, vitesse de rotation 1 000 t/mn. Centrale de Dobsina (Tchécoslovaquie). Escher Wyss constructeur. Voir aussi figure 4.67.

ques sont : $H = 301$ m, $P = 8\,500$ kW (11 600 ch), $N = 1\,000$ t/mn, $Q = 3{,}3$ m^3/s ce qui conduit à une vitesse spécifique $ns = 86$ t/mn. La chute est particulièrement élevée pour une turbine horizontale à roue simple, aussi le constructeur a-t-il prévu un dispositif particulier pour équilibrer la poussée axiale. Ce dispositif qui rappelle le disque d'équilibrage automatique de certaines pompes centrifuges multicellulaires permet de réaliser une parfaite symétrie des poussées de part et d'autre de la roue en créant de chaque côté de celle-ci des joints d'étanchéité à jeu axial donc à perte de charge variable. L'existence d'une chute élevée se manifeste encore par les épaisseurs des parois, les systèmes d'étanchéité aux directrices. Remarquer les plaques d'usure au distributeur et le graissage du mécanisme de vannage. La turbine comporte un orifice compensateur et une soupape à air visible sur les deux figures. Construction des Ateliers de Vevey.

Figure 4.80. Avec une puissance minimale de 10 200 kW (13 900 ch) à 1 000 t/mn, une chute pouvant varier entre 243 et 282,5 m la turbine de Dobsina (Tchécoslovaquie) présente un *ns* moyen de 111 t/mn. Le groupe comporte en plus de la turbine un alternateur-moteur et une pompe d'accumulation. La turbine a deux paliers dont un de butée très volumineux. A l'accouplement avec l'alternateur on a placé un volant très lourd (9 t). Construction Escher-Wyss.

Figure 4.81. Disposition en voie de disparition de la turbine Francis jumelle en chambre d'eau avec tuyau d'aspiration unique. Le mécanisme de vannage est, dans sa plus grande partie, immergé.

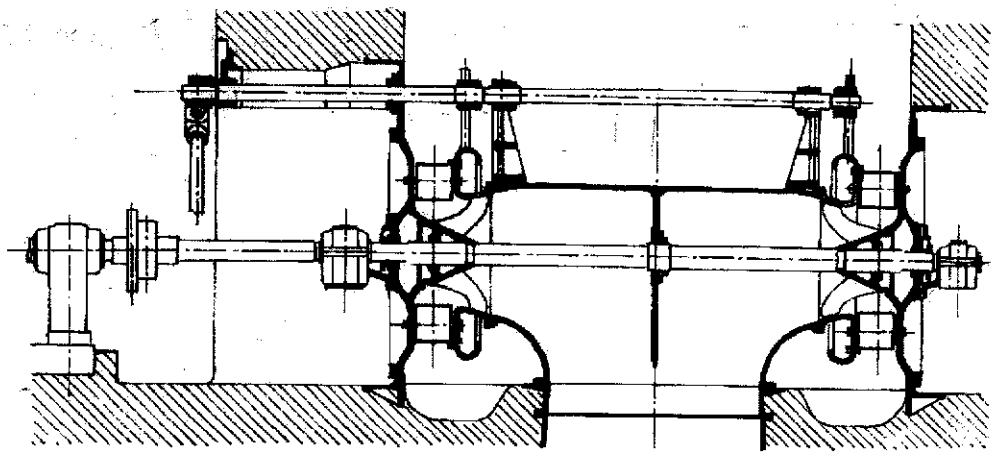


Fig. 4.81. — Réglage d'une turbine Francis jumelle à axe horizontal.

La Francis double classique présente une bâche spirale unique et deux tubulures d'aspiration, figure 4.82. Bien que l'arbre moteur soit plus long, la roue motrice plus compliquée, qu'elle possède deux coudes d'aspiration au lieu d'un seul la Francis double n'est pas d'un prix sensiblement plus élevé que la Francis simple équivalente car ses éléments sont de dimensions plus réduites. Elle présente deux particularités qui peuvent dans certains cas la faire préférer.

— les poussées hydrauliques axiales s'annulent quel que soit le degré de charge de la turbine, en réalité cette constatation est théorique car dans les turbines usées par l'érosion une poussée résiduelle peut s'établir mais elle reste toujours modérée et un palier à collerette suffit pour l'absorber,

— à chute et puissance égales la turbine double a une vitesse de rotation plus élevée que celle de la turbine simple, l'égalité des vitesses spécifiques est en effet réalisée en multipliant la vitesse de la turbine simple par $\sqrt{2}$. Il faut évidemment aboutir à une vitesse de synchronisme, par exemple à une turbine simple tournant à 428,6 t/mn correspond 600 t/mn pour la turbine double. L'augmentation de la vitesse de rotation se traduit par une réduction du prix de l'alternateur.

La figure 4.82 représente une Francis double de 7 360 kW (10 000 ch) sous 170 m à 750 t/mn, débit 4 920 l/s, vitesse spécifique 85 t/mn. Elle a été cons-

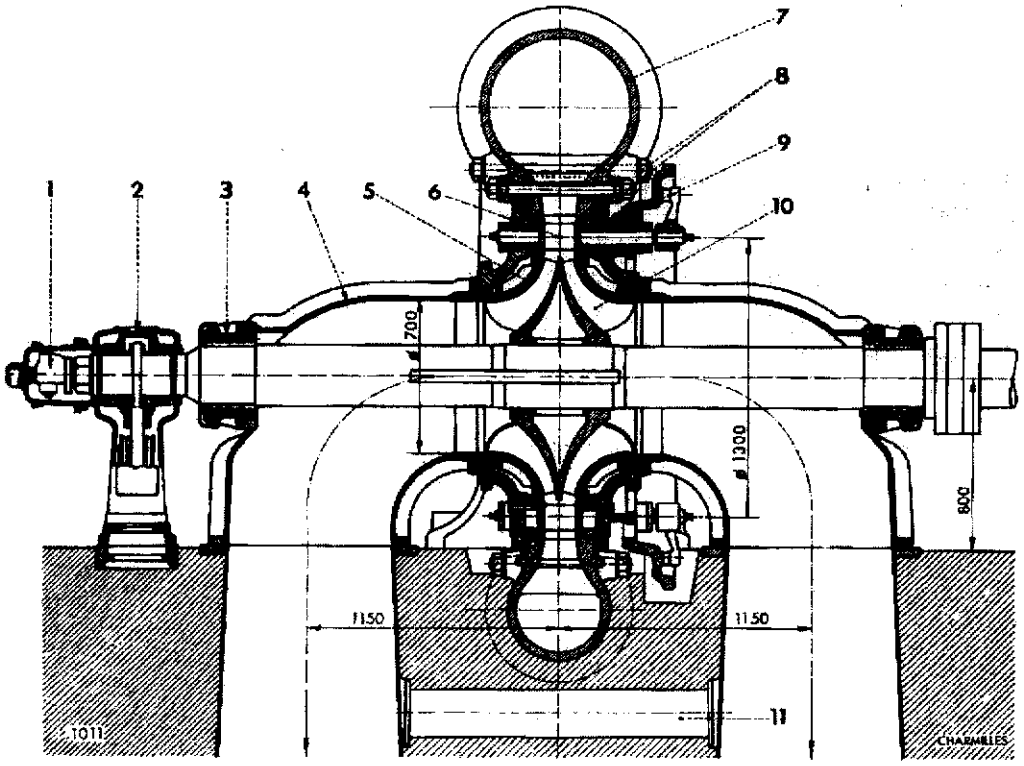


Fig. 4.82. — Turbine Francis double de Martigny-Bourg (Suisse).

Puissance 7 360 kW sous 177 m de chute à 750 t/mn. Construction des Ateliers des Charmilles.

Profils à grand rayon de courbure, symétrie de l'écoulement, équilibrage axial, blindages simples et facilement démontables.

1 : tachymètre de sûreté. 2 : palier de butée. 3 : joint hydraulique. 4 : coude d'aspiration. 5 : blindage. 6 : aube directrice. 7 : bâche spirale. 8 : deux tirants précontraints. 9 : cercle de vannage. 10 : roue motrice. 11 : tuyau d'équilibrage.

truite avec deux autres identiques par les Ateliers des Charmilles pour remplacer les 17 groupes Pelton de puissances diverses de l'usine de Martigny-Bourg (Suisse). L'eau turbinée contient des particules abrasives et la roue, en acier inoxydable moulé, est ouverte malgré la faible vitesse spécifique ce qui évite les joints annulaires dont l'usure serait très rapide. (Fig. 4.146). Les joues de distributeur et les flasques profilés entourant la roue sont amovibles. La bâche, en fonte aciérée, en deux parties, a ses entretoises renforcées par des tirants en raison de la pression relativement élevée.

Figure 4.147. Vue d'une Francis double montée en atelier, Puissance 16 200 kW (22 000 ch) sous 170 m de chute à 720 t/mn. Construction des Ateliers des Charmilles. Bien qu'élevée cette puissance ne constitue pas un maximum. Par l'absence de poussée axiale qui la caractérise la turbine double permet d'élever la limite de la chute possible dans la disposition à axe horizontal et par voie de conséquence la limite de puissance pour des dimensions de machine données. C'est ainsi, par exemple, que les turbines de Bancairon fonctionnent sous une chute de 310 m donnant 27 200 kW à 750 t/mn.

4.7.3) *Turbines Francis à axe vertical. Exemples de réalisations.*

La turbine de la figure 4.83 qui appartient à l'un des quatre premiers groupes mis en place à Génissiat (France) est caractérisée par l'espace important séparant l'alternateur de la turbine. Le démontage de cette dernière s'effectue à l'étage inférieur desservi par deux grues visibles sur la figure. La disposition générale est celle du premier schéma avec report des charges sur le plancher de la salle des alternateurs dont on remarquera l'épaisseur.

Les caractéristiques de la turbine sont : chute 65 m, puissance 66 000 kW (90 000 ch), vitesse 150 t/mn, débit 120 m^3/s, ce qui conduit à une vitesse spécifique de 245 t/mn.

La figure 4.84 donne le détail du cinquième groupe de la même centrale de construction plus récente (Sté des Forges et Ateliers du Creusot). On note la présence d'une pointe perforée dans la partie centrale de la roue, organe qui apparaît aussi sur la figure 4.90 et dont nous allons expliquer l'utilité.

Dans les turbines Francis il n'y a généralement qu'une zone d'ouverture du distributeur pour laquelle l'eau entre dans l'aspirateur sans composante giratoire, cette zone correspond d'ailleurs au fonctionnement à rendement maximal et, à vitesse constante, elle varie avec la chute.

Pour des ouvertures plus réduites que celles qui correspondent à la limite inférieure de cette zone l'eau quitte la roue en tournant dans l'aspirateur dans le même sens de rotation que celle-ci. La pression au sein du liquide diminue vers la partie centrale où, la tension de vapeur étant atteinte, il se produit une zone de vide partiel (torche) dont l'une des extrémités part de la pointe de la roue et dont l'autre tourne avec l'eau et vient se résorber au voisinage des parois de l'aspirateur, figure 4.85. Cette résorption s'accompagne de variations de pression périodiques ou intermittentes entraînant des variations de puissance

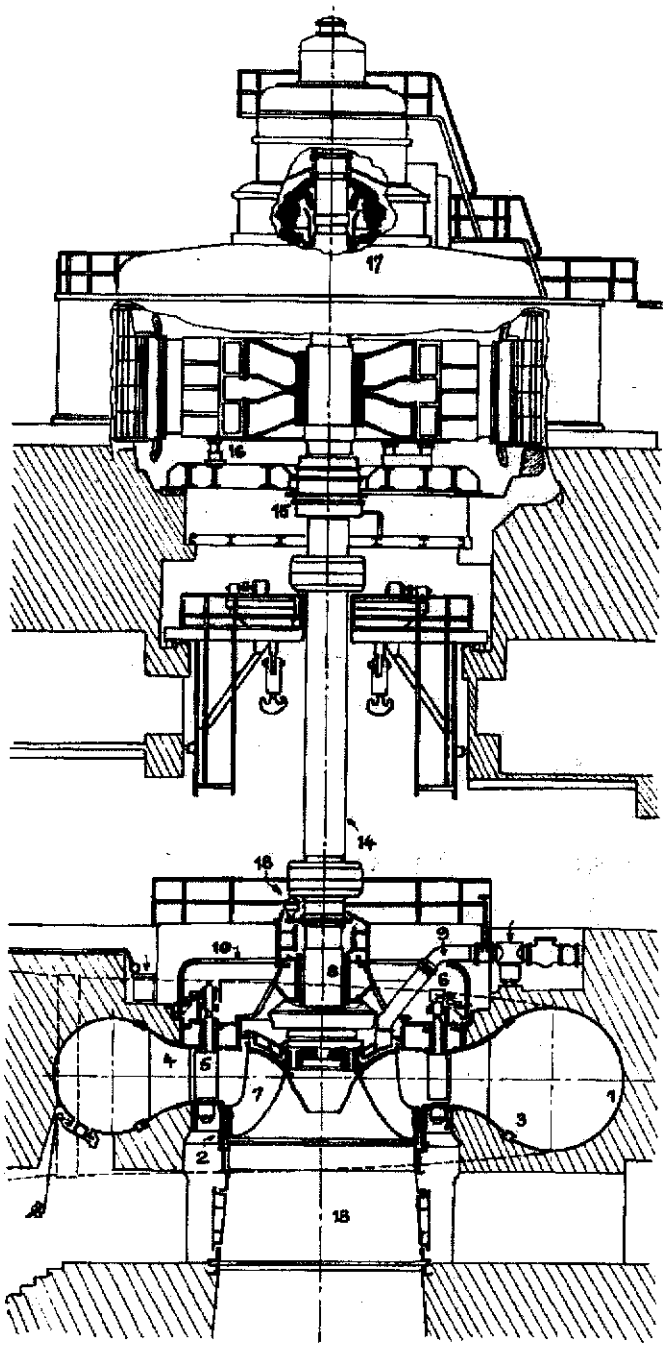


Fig. 4.83. — Installation d'une turbine Francis à axe vertical. $H = 65$ m. $P = 66\,000$ kW. $N = 150$ t/mn. $Q = 120$ m³/s. Centrale de Génissiat (France). Constructeurs pour la partie turbine : S. F. A. C. Escher Wyss. Neyrpic. Ateliers des Charmilles.

1 : Bâche spirale. 2 : Anneau inférieur. 3 : Assemblage des viroles. 4 : Avant directrice. 5 : Directrice mobile. 6 : Manivelle et biellette de manœuvre. 7 : Roue mobile. 8 : Palier turbine. 9 : Tuyau d'équilibrage de poussée. 10 : Cercle de vannage. 13 : Tuyau d'aspiration. 14 : Arbre. 15 : Palier alternateur. 16 : Vérin. 17 : Pivot. 18 : Pompe.

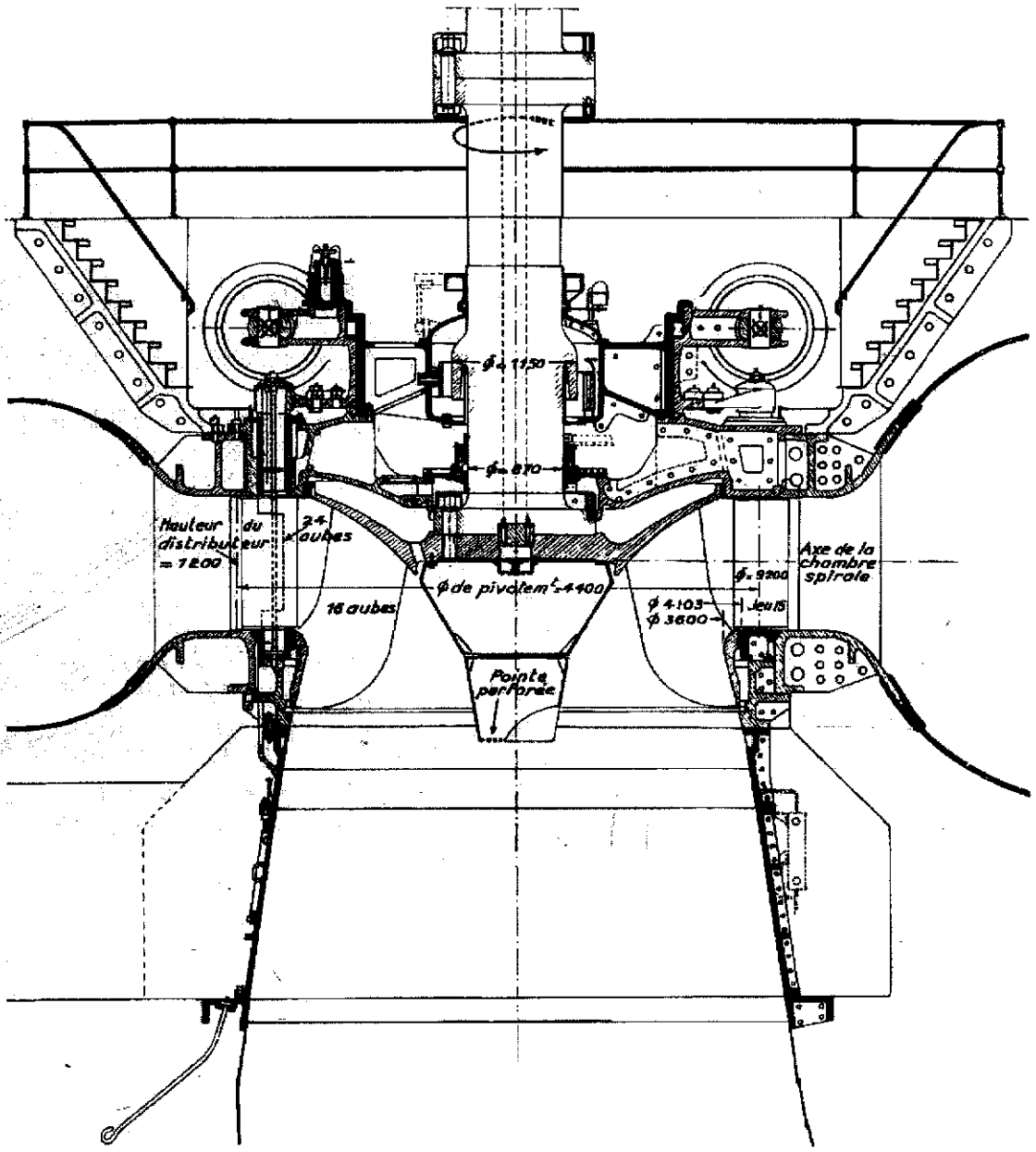


Fig. 4.84. — Turbine Francis à axe vertical de Génissiat (France).

Puissance 73 600 kW sous 65 m à 150 t/mn. Construction de la Sté des Forges et Ateliers du Creusot.

et de poussée axiale dans la machine préjudiciables à son bon fonctionnement.

A des ouvertures plus grandes que celles qui correspondent à la limite supérieure de la zone à composante giratoire nulle apparaît un vortex tournant

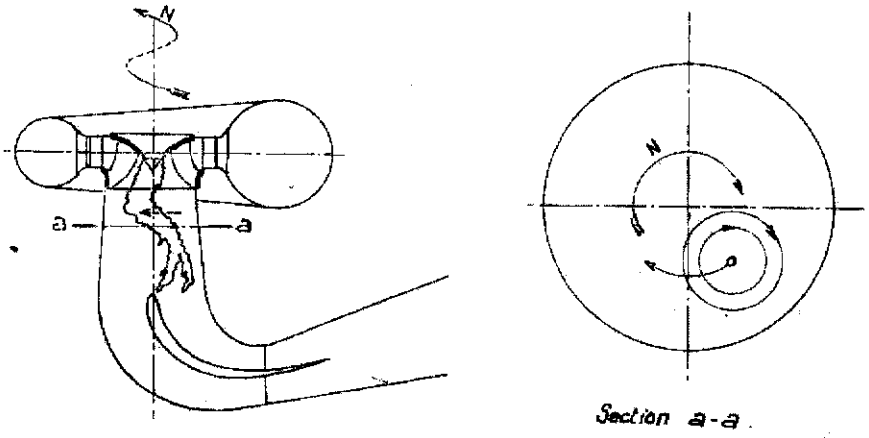


Fig. 4.85. — Vortex ou torche à la sortie d'une roue Francis.

en sens opposé à celui de la rotation de la roue. Ce vortex est toutefois plus stable et ne donne pas lieu aux phénomènes violents indiqués ci-dessus.

Beaucoup de moyens ont été imaginés pour remédier aux perturbations du vortex en particulier l'injection d'air dans la partie centrale de la roue de préférence par l'axe de la turbine pour éviter les inconvénients d'un tube traversant l'aspirateur et soumis aux à-coups de la torche, (Fig. 4.94). Un dispositif plus récent, la pointe ou ogive perforée, est constitué par un profilage en tôle continuant la forme centrale de la roue et comportant des orifices judicieusement placés qui lui permettent de jouer à la fois le rôle d'une pompe rudimentaire et d'un amortisseur par l'émulsion d'eau et d'air qu'elle peut contenir. Dans certains cas ce dispositif se montre particulièrement efficace (Fig. 4.86).

Figure 4.87. Turbine construite par English Electric Co. de 33 500 kW (45 500 ch) sous 244 m à 428 t/mn, ns = 94 t/mn. A remarquer l'entraînement

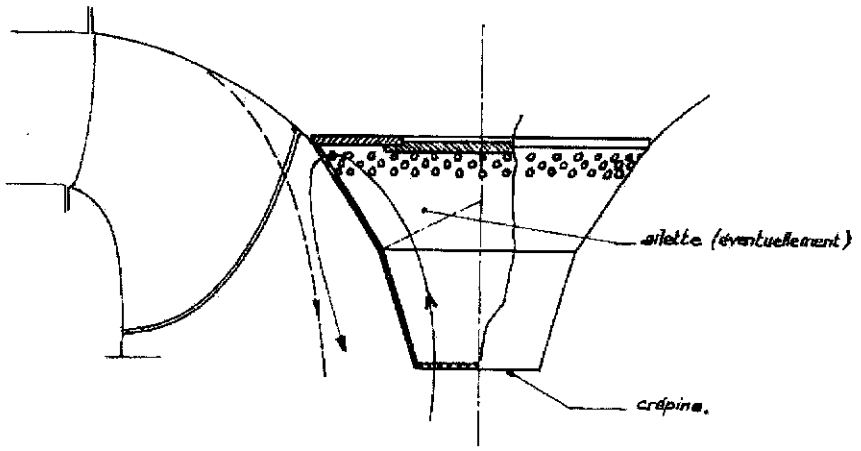


Fig. 4.86. — Pointe perforée.

direct du régulateur de vitesse, dispositif peu courant sur une turbine de cette puissance et l'existence d'un cuvelage.

Les deux groupes « Dordogne » de la centrale de Bort-les-Orgues (France) fonctionnent sous une chute qui peut varier de 40,5 à 113 m. Au-dessus de 80 m le débit est volontairement limité à 100 m^3/s, vitesse de rotation 187,5 t/mn. La puissance maximale, 110 000 kW (150 000 ch), correspond à une vitesse spécifique ns = 201 t/mn. Construction des Ateliers des Charmilles.

Ces turbines (Fig. 4.88) sont caractérisées par les deux particularités suivantes :

— pivoterie placée sur un support reposant sur le fond supérieur de la turbine,

— démontage de la roue et du distributeur par-dessous (Fig. 4.89), La première solution répond au souci de diminuer la hauteur du groupe, la seconde permet de procéder au remplacement des pièces essentielles avec une durée d'immobilisation réduite au minimum, fait très important pour l'exploitation d'une centrale ne comprenant que deux groupes d'une telle puissance.

La bâche qui pèse 190 t a un diamètre d'entrée de 3,8 m, elle est constituée par un cercle entretoise en acier coulé recevant 24 viroles fixées par rivets et double couvre-joint; les viroles sont soudées entre elles et leur épaisseur varie de 21 à 43 mm. Le vannage comporte des biellettes type Charmilles avec vis de rupture (Fig. 4.61) et des plaques d'usure en acier au manganèse. Le fond supérieur en acier moulé est fortement nervuré pour pouvoir transmettre les 900 t de poussée axiale qui lui sont appliquées. Le palier est graissé par barbotage et refroidi par circulation d'eau dans des tubes de cuivre insérés dans le métal blanc du coussinet. La roue motrice en acier inoxydable pèse 50 t. Remarquer sur la figure 4.88 l'une de deux soupapes d'introduction d'air fixée sur le tronçon supérieur du tuyau d'aspiration permettant, en cas de fermeture brusque du distributeur, d'introduire rapidement un important volume d'air dans la turbine pour amortir le choc provoqué par le retour de la colonne d'eau rompue par le coup de bélier d'aspiration. Pour permettre au groupe de fonctionner en compensateur synchrone la roue peut être dénoyée par injection d'air sous pression, pendant ce service les joints sont refroidis par arrosage.

Figure 4.148. Cuvelage en tôle d'acier soudée de l'une des deux turbines de la centrale de Chastang (France) : 100 000 kW sous 71 m à 150 t/mn. Construction de la Compagnie des Ateliers et Forges de la Loire. La bride supérieure reçoit le stator de l'alternateur. Remarquer sur le côté inférieur droit les tubulures et les brides recevant les servomoteurs de vannage.

Figure 4.90. Détails de la turbine de l'un des quatre groupes de la centrale de Serre-Ponçon (France) de 83 900 kW à 214 t/mn. Construction des Ateliers de Vevey. Comme à Bort la chute peut varier dans de larges limites précisées ci-après :

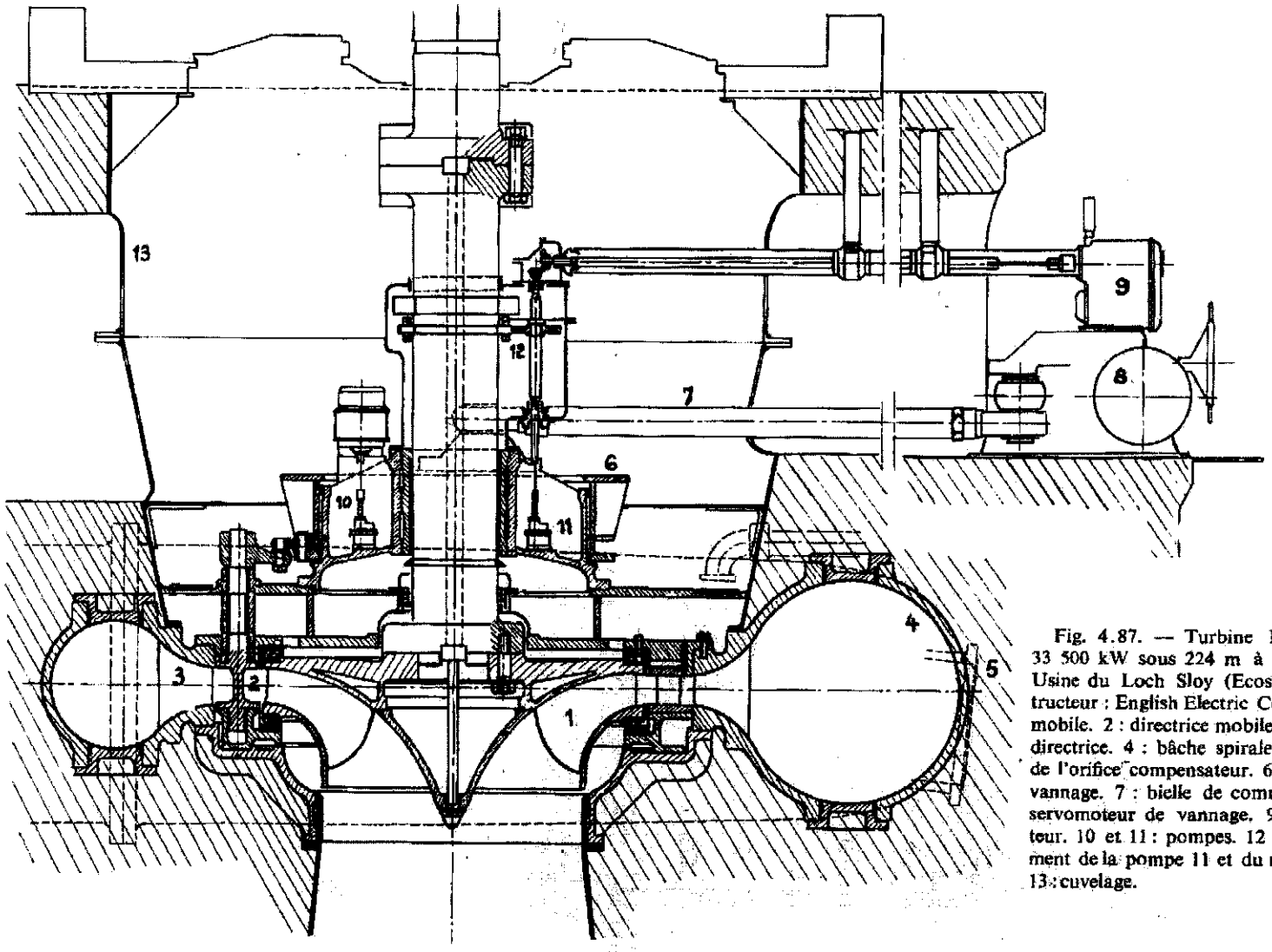


Fig. 4.87. — Turbine Francis de 33 500 kW sous 224 m à 428 t/mn. Usine du Loch Sloy (Ecosse). Constructeur : English Electric Co. 1 : roue mobile. 2 : directrice mobile. 3 : avant directrice. 4 : bâche spirale. 5 : bride de l'orifice compensateur. 6 : cercle de vannage. 7 : bielle de commande. 8 : servomoteur de vannage. 9 : régulateur. 10 et 11 : pompes. 12 : entraînement de la pompe 11 et du régulateur. 13 : cuvelage.

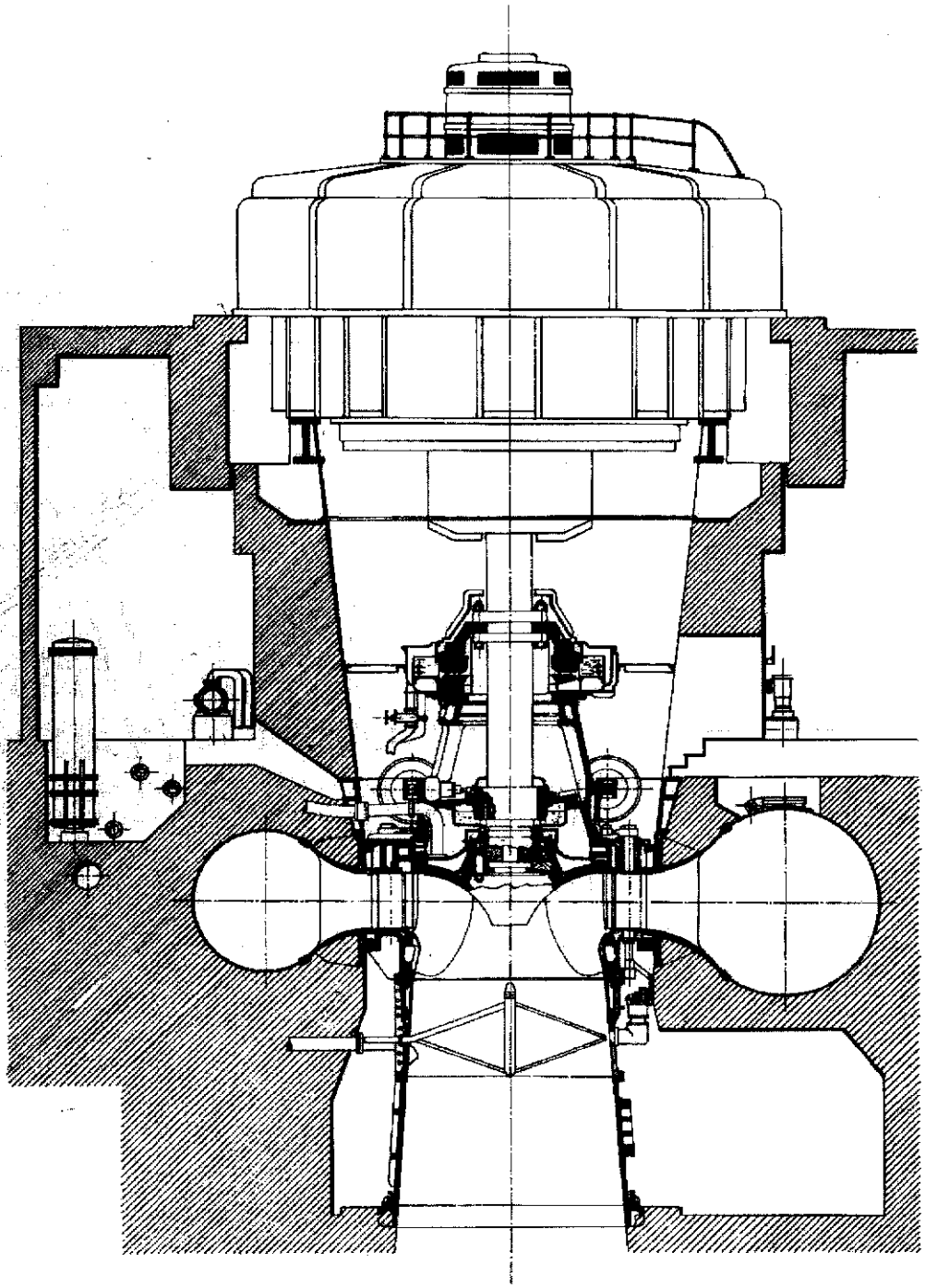


Fig. 4.88. — Turbine Francis de l'aménagement de Bort-les-Orgues (France).

Puissance nominale 110 000 kW. Chute nette 50 à 111 m. Vitesse de rotation 187,5 t/mn.
Construction Alsthom-Charmilles.

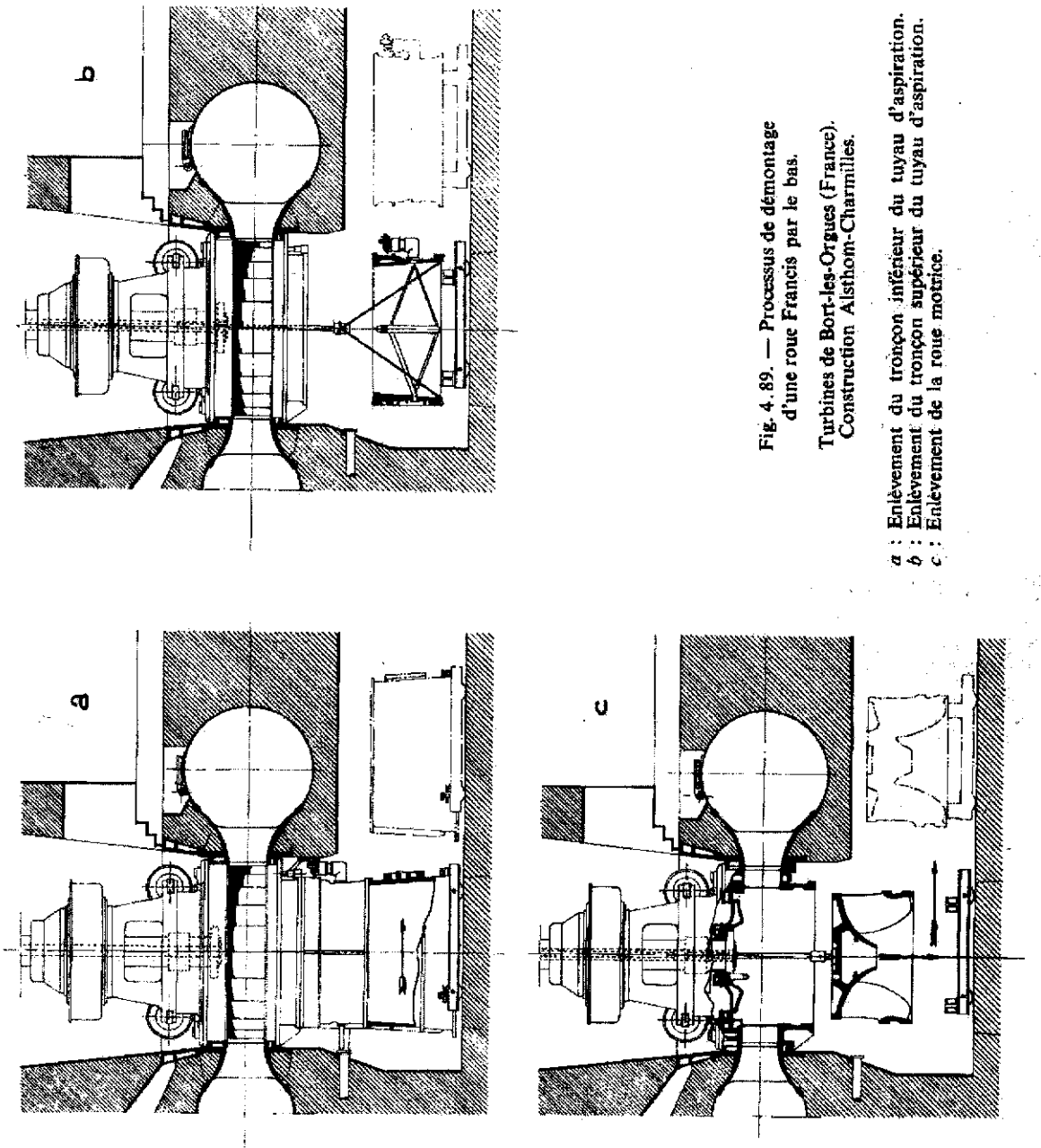


Fig. 4.89. — Processus de démontage d'une roue Francis par le bas.

Turbines de Bort-les-Orgues (France). Construction Alsthom-Charmilles.

a : Enlèvement du tronçon inférieur du tuyau d'aspiration.
b : Enlèvement du tronçon supérieur du tuyau d'aspiration.
c : Enlèvement de la roue motrice.

H m	64,5 à	124,5
Q m³/s	60,2	75
P kW	31 470	83 900
Rendement ...	82,6	91,6
ns t/mn	240	177

La bâche d'un diamètre d'entrée de 3,7 m est réalisée en construction soudée sauf l'avant-distributeur, constitué de quatre éléments en acier coulé, formant base pour le support de pivoterie. Ce dernier est également en construction soudée. La partie supérieure du tuyau d'aspiration est revêtue d'un blindage amovible en acier inoxydable, de même les labyrinthes sont pourvus de frettes amovibles en raison de la nature abrasive des matières normalement en suspension dans l'eau de la Durance. La roue, en acier coulé, pèse 23 t et les parties exposées au risque de cavitation sont plaquées en tôle d'acier inoxydable du type 18/8. Le palier-guide est du type à lubrification automatique à barbotage et comporte un coussinet amovible recouvert de métal antifriction. Le pivot se signale par un dispositif permettant un démontage sans qu'il soit nécessaire de toucher à d'autres organes du groupe. La figure 4.91 montre les diverses phases de cette opération qui exige une glace (ou lentille) de pivot en deux pièces.

Le groupe peut être utilisé en compensateur synchrone, le dénoyage de la roue est assuré par une injection d'air comprimé à travers le couvercle de la turbine abaissant le plan d'eau en une trentaine de secondes à deux mètres au-dessous du niveau de la roue. Pour éviter ensuite la remontée du niveau sous l'effet des fuites d'air notamment à travers le dispositif de commande du distributeur, des hydro-éjecteurs introduisent de l'air pour compenser ces fuites. La figure 4.92 montre le schéma de cette installation.

4.7.4) *Turbines Francis de hautes chutes.*

Le lecteur trouvera en bibliographie quelques éléments des controverses qui, il y a une quinzaine d'années, agitèrent les partisans respectifs des turbines Francis et Pelton dans la zone des chutes où ces machines se concurrencent. Les constructeurs européens sont maintenant arrivés à des conclusions identiques nettement en faveur de la turbine Francis de haute chute sauf pour des cas d'exploitation tout à fait particuliers. Ce sont les progrès réalisés ces dernières années tant en hydraulique qu'en métallurgie (aciers inoxydables à haute résistance à l'usure) qu'en construction électrique (les électriciens ne craignent plus de construire, par exemple, des alternateurs verticaux de 75 000 kW à 600 t/mn ou de 30 000 kW à 1 000 t/mn), qui ont justifié cette évolution.

Rappelons ici les principaux avantages de la turbine Francis sur la Pelton :

— utilisation intégrale de la chute disponible,

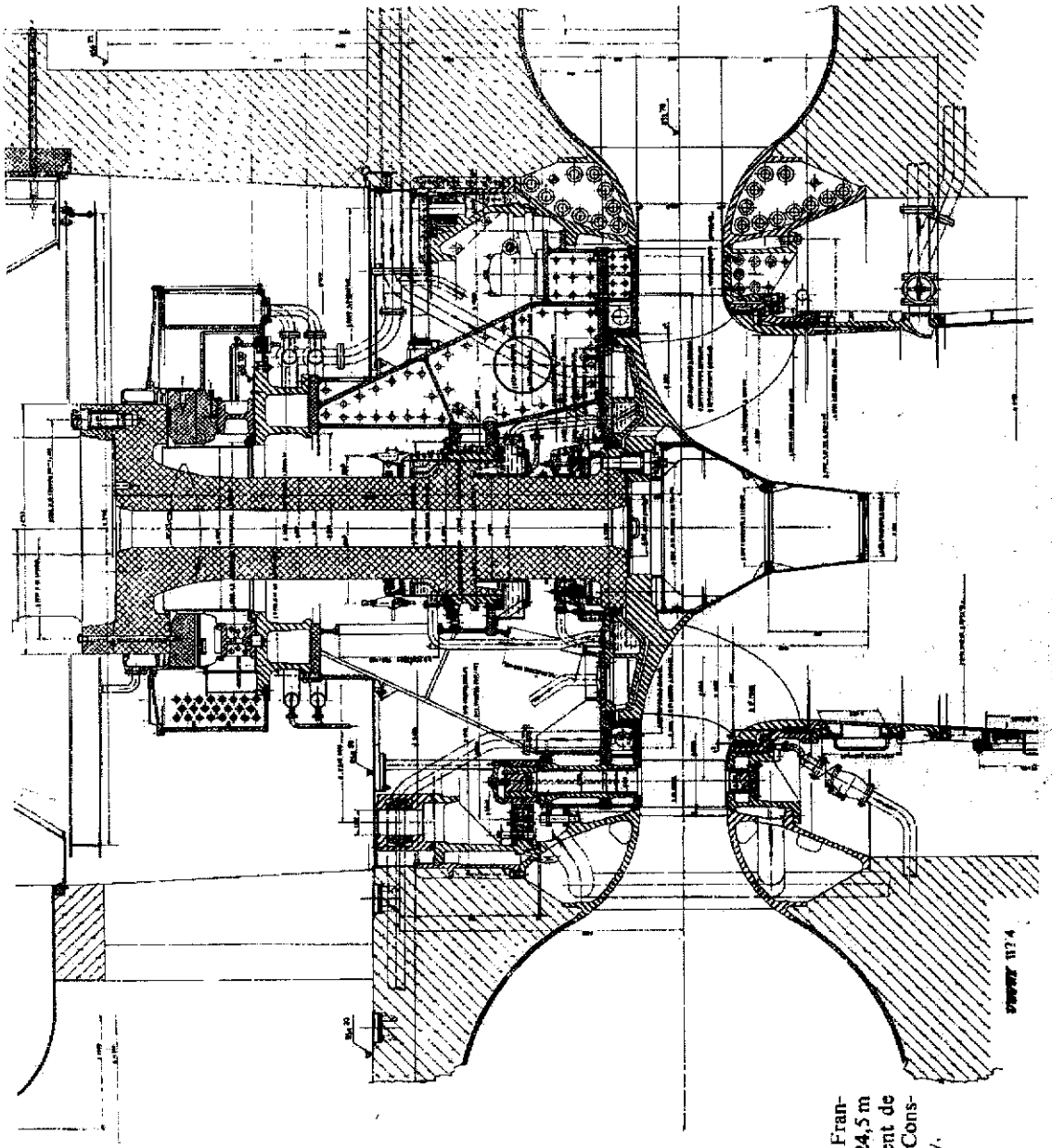
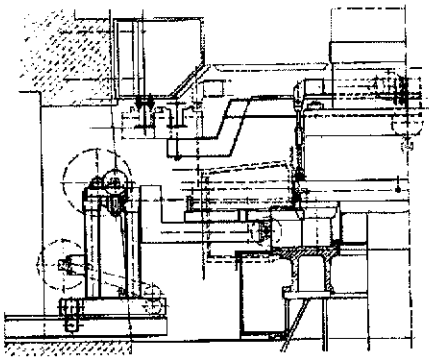
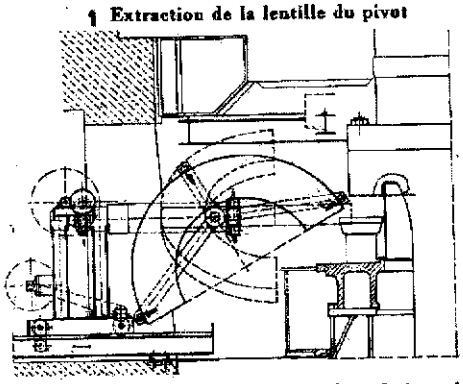


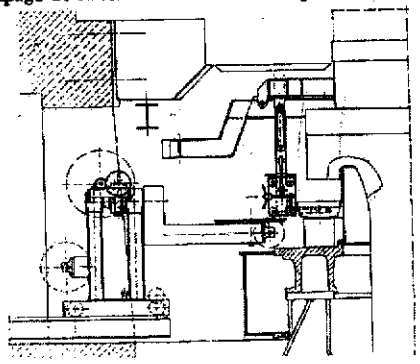
Fig. 4.90. — Turbine Francis de 83 900 kW sous 124,5 m à 214 t/mn. Aménagement de Serre-Ponçon (France). Construction Ateliers de Vevey.



1 Extraction de la lentille du pivot



2 Ripage de la lentille hors du cuvelage de la turbine



3 Démontage des patins

Vue en plan de l'engin de démontage qui sert en même temps au démontage des aubes directrices de la turbine.

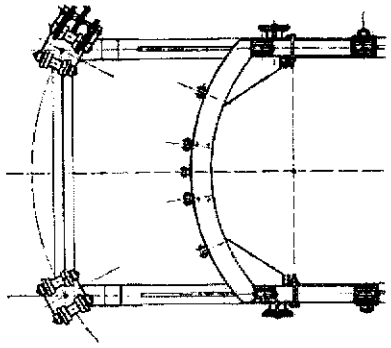
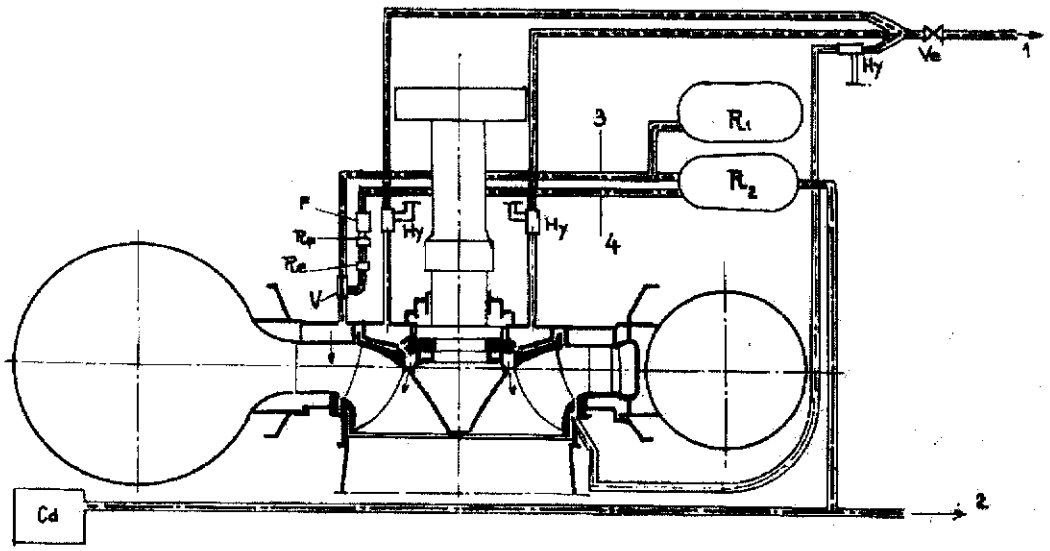


Fig. 4.91. — Engin de démontage d'un pivot (conception des Ateliers de Vevey).



Eau motrice pour les hydro-éjecteurs.

Air comprimé.

Mélange eau-air.

Fig. 4.92. — Dispositif de dénoyage de la roue de la turbine représentée figure 4.90 (Serre-Ponçon).

F : Filtre. *Rp* : Réducteur de pression. *Re* : Relais électromagnétique. *Hy* : Hydro-éjecteur. *V* : Vanne à commande pneumatique. *Cd* : Compresseur de dénoyage. R_1, R_2 : Accumulateurs de dénoyage (5 m³, 22 bars). *Ve* : Vanne motorisée. 1 : Vers la conduite forcée. 2 : Vers l'autre groupe. 3 : Air de dénoyage. 4 : Air de commande de la soupape de dénoyage.

— rendement plus élevé pour les charges supérieures à la valeur obtenue à mi-ouverture,

— vitesse de rotation plus élevée d'où économie sur le générateur, les dimensions des groupes de la centrale et de son équipement,

— moins grande sensibilité à l'usure qui s'exerce principalement sur les frettes d'étanchéité et les blindages facilement amovibles plus que sur les aubages de la roue,

— meilleure adaptation aux variations de chute.

On installe aujourd'hui des turbines Francis pour des chutes dépassant 500 mètres, chutes autrefois exclusivement réservées aux Pelton multiples, bien entendu ces turbines ne peuvent être envisagées que pour des puissances importantes conduisant à des dimensions de roue suffisantes ([1]).

La figure 4.93 représente la coupe verticale de la turbine Francis de la cen-

([1]) Le record semble être détenu par les trois turbines Francis de la centrale de Ferrera (Grisons, Suisse) avec une chute de 522 m, puissance 72.300 kw à 750 t/mn. Ces groupes sont à axes horizontaux et deux sur les trois entraînent une pompe d'accumulation. Construction Escher Wyss et Ateliers des Charmilles en collaboration.

trale portugaise de Paradela (Ateliers des Charmilles, constructeur) dont la figure 4.48 donne la disposition d'ensemble du groupe. On remarquera que celui-ci fonctionne toujours avec une contrepression très sensible ce qui le met à l'abri des phénomènes de cavitation.

La turbine est construite pour les caractéristiques suivantes : chute nette : 402,5 m, débit : 15,87 m^3/s, puissance 56 000 kW (76 000 ch), vitesse de rotation : 600 t/mn, ns = 93 t/mn. La chute peut varier de 354,5 m (45 000 kW) à 423 m (61 500 kW).

On remarquera :

— la bâche spirale en acier moulé exécutée en deux pièces,

— la roue motrice en acier inoxydable portant des joints d'étanchéité à grand développement axial,

— le joint d'étanchéité d'arbre du type plan à anneaux de carbone segmentés pressés axialement contre un anneau de bronze solidaire de l'arbre et le disposi-

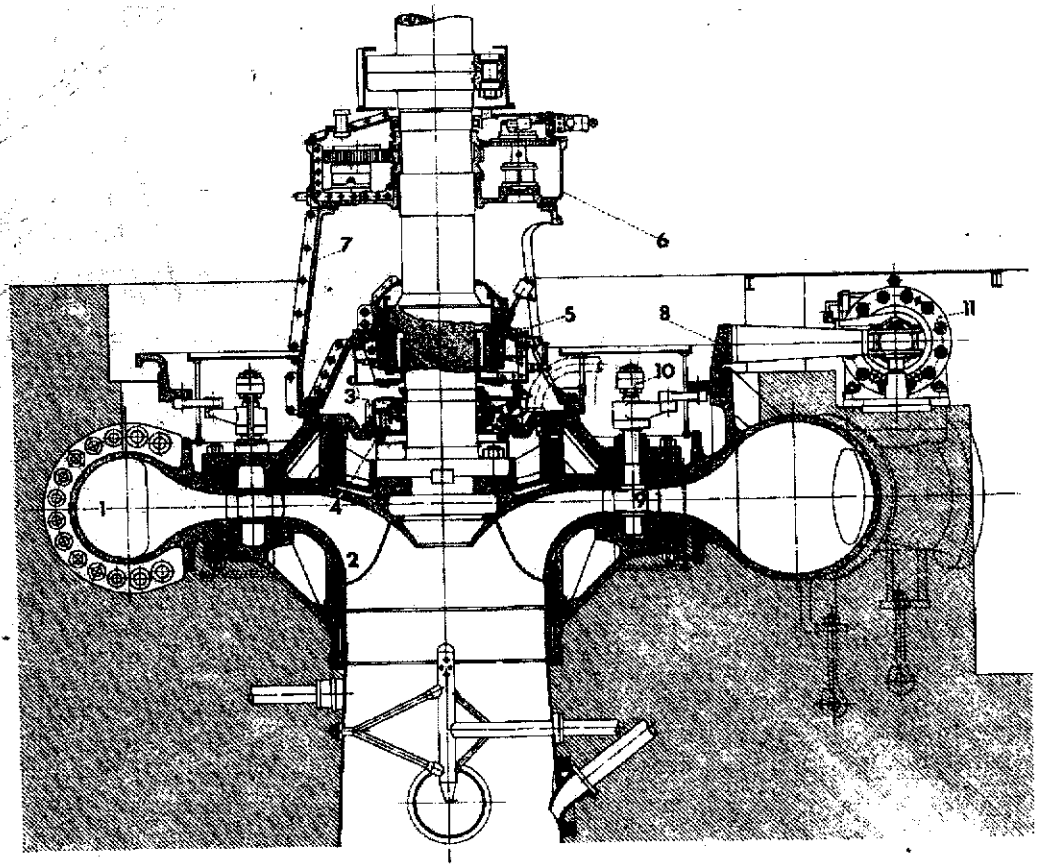


Fig. 4.93. — Turbine Francis de Paradela (Portugal). (Ateliers des Charmilles, constructeur). Chute nette 402,5 m, puissance 56 000 kW à 600 t/mn. Ensemble de l'installation voir fig. 4.48.
1 : Bâche spirale. 2 : Roue motrice. 3 : Joint d'étanchéité. 4 : Joint auxiliaire. 5 : Palier guide. 6 : Carter des pompes. 7 : Support du carter. 8 : Anneau de réglage du distributeur. 9 : Aubes directrices. 10 : Butée réglable. 11 : Servomoteur de réglage.

tif auxiliaire qui permet le démontage de ce joint, particularité intéressante car cette turbine est toujours en contrepression,

— le palier à barbotage avec refroidissement du coussinet par circulation d'eau,

— les aubes directrices à tourillons inférieurs borgnes, du fait que le fond de la turbine est scellé dans le béton, il en résulte une poussée verticale hydraulique de plusieurs tonnes sur chaque tourillon qui justifie l'existence de la butée extérieure réglable (10) soigneusement lubrifiée.

Figure 4.94. La turbine de la centrale de Fionnay (Suisse) construite par Escher Wyss fonctionne sous la chute particulièrement élevée de 455 m, puissance 46 000 kW (62.800 ch), vitesse de rotation 750 t/mn (ns = 92 t/mn). La chute, variable, permet à sa valeur minimale de 284 m une puissance de 26 000 kW.

On retrouvera sur cette machine toutes les particularités de construction découlant d'une chute très élevée : épaisseurs des parois, joints d'étanchéité de roue qui, contrairement à ceux de l'exemple précédent sont courts mais nombreux.

On notera également la présence d'une soupape d'aération de vortex placée dans l'axe de la roue, d'une soupape casse-vide protégeant la machine contre les coups de bélier d'aspiration, d'une tuyauterie d'équilibrage de poussée axiale avec pointeau de réglage.

La figure 4.95 est un exemple de turbine simple à axe horizontal de puissance et de chute élevées : 59 000 kW sous 364 m à 500 t/mn, ns = 88,5 t/mn. Construction Escher Wyss ([1]).

Destiné à la centrale d'accumulation de Limberg (Autriche), le groupe comprend une turbine Francis, un alternateur-moteur, une petite turbine Pelton de freinage, un accouplement à dents pour la pompe d'accumulation du type centrifuge à double flux. Pendant le pompage la turbine est isolée par deux vannes sphériques dont l'une se trouve placée à l'entrée du tuyau d'aspiration.

La roue motrice de la turbine est en acier moulé au chrome-nickel, les éléments particulièrement soumis à usure, flasques fixes, entrée du diffuseur, labyrinthes sont rapportés en métal inoxydable ; ces derniers qui tournent dans l'air lors du fonctionnement en pompe sont refroidis par eau. Pour l'aération du tuyau d'aspiration il est prévu de l'air comprimé en raison de la forte contre-pression.

Les aubes directrices sont en acier forgé chromé à haute résistance. L'anneau d'entretoise forme un élément distinct de la bâche spirale, en acier moulé, en plusieurs pièces.

Le palier de butée, qui sert en même temps pour l'alternateur, peut absorber dans les deux sens une poussée axiale de 116 tonnes. Il se trouve relié rigidement par un élément tronconique en acier moulé au fond de la turbine.

([1]) Cette disposition rare jusqu'à ces dernières années tend à devenir plus fréquente avec le développement des centrales d'accumulation. En plus des turbines de Ferrera mentionnées page 289 on peut citer les 9 groupes de l'installation de pompage de Vianden (Luxembourg) d'une puissance unitaire de 106 MW sous 288 m à 428,6 t/mn. (Escher Wyss constructeur).

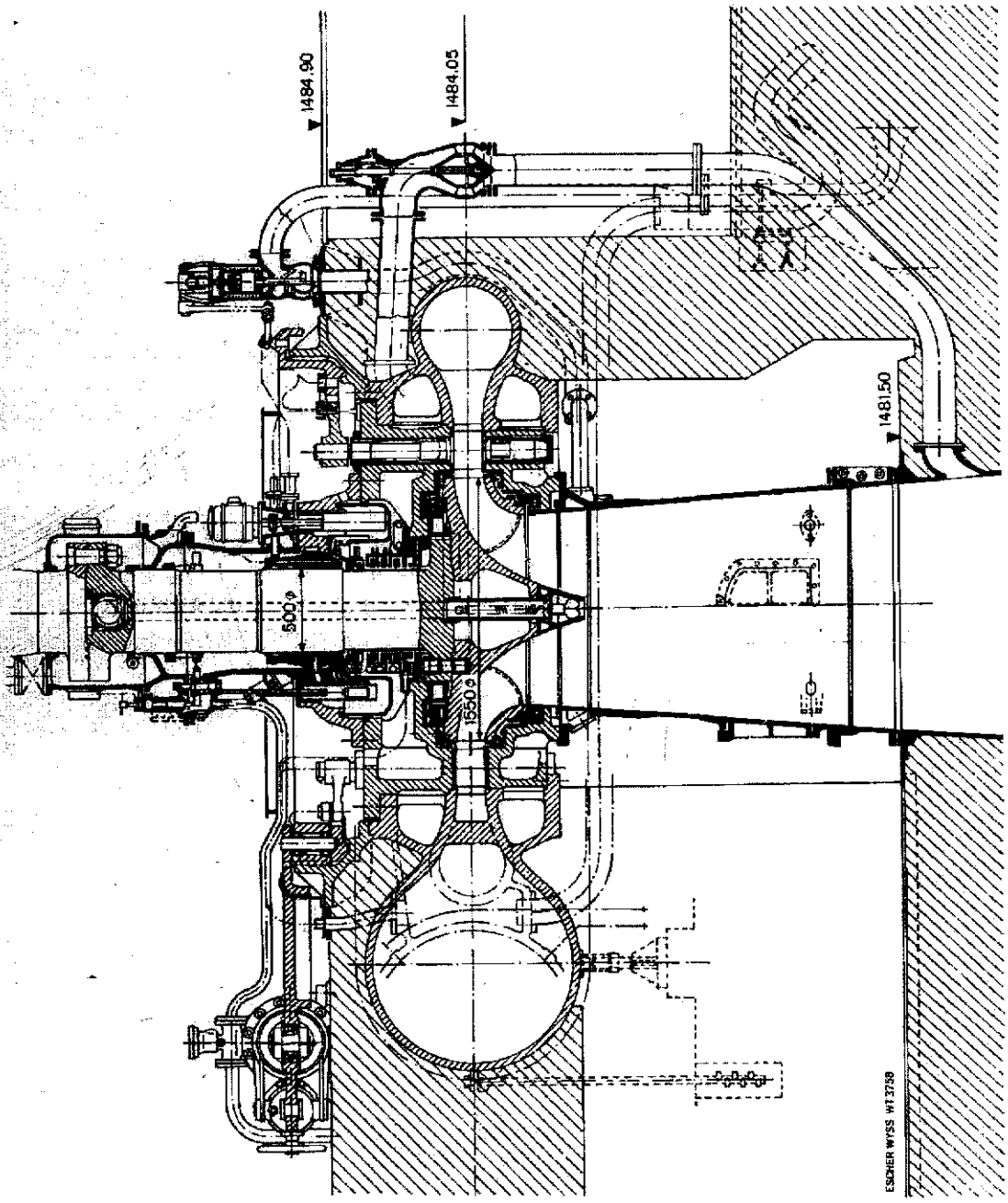


Fig. 4.94. — Turbine Francis verticale de la centrale de Fionnay (Suisse).
Chute 455 m, puissance 46 000 kW, vitesse de rotation 750 t/mn. Escher Wyss constructeur.

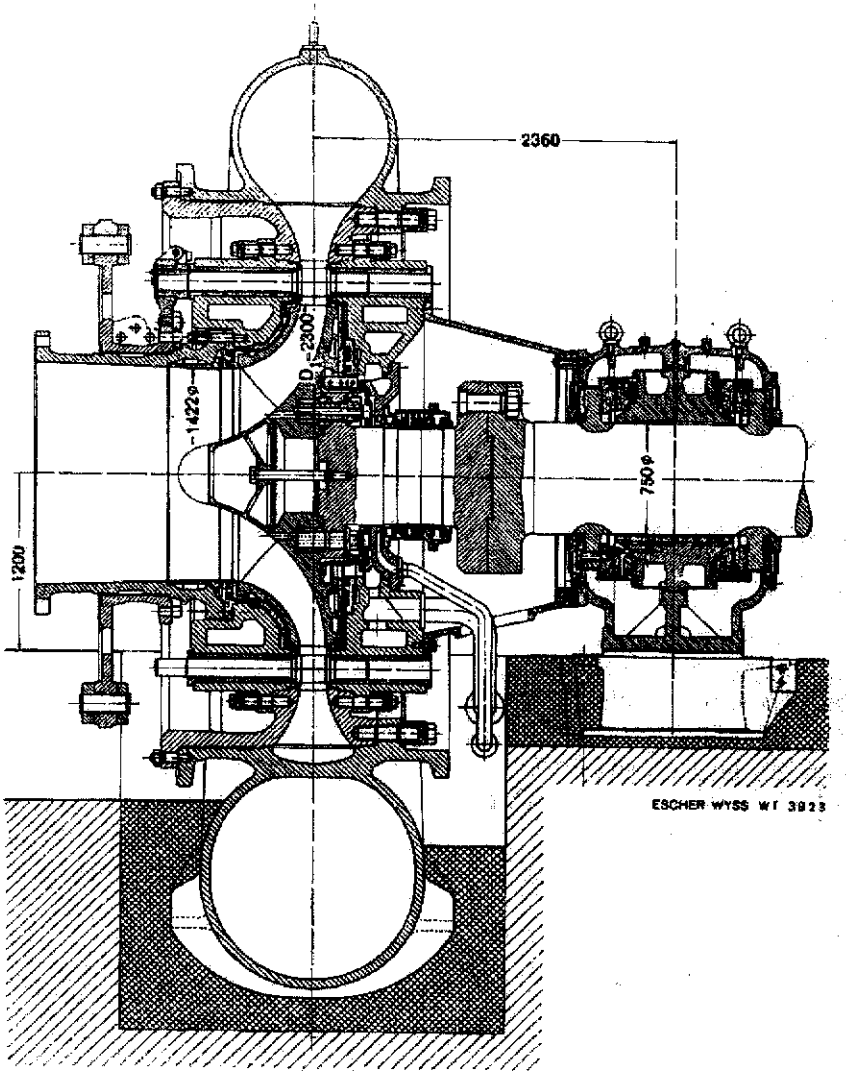


Fig. 4.95. — Turbine Francis de la centrale d'accumulation par pompage de Limberg (Autriche). Puissance 59 000 kW sous une chute de 364 m à la vitesse de 500 t/mn. Construction Escher Wyss.

Chute 455 m, puissance 46 000 kW, vitesse de rotation 750 t/mn. Escher Wyss constructeur.

4.8. Turbines hélices et Kaplan.

La turbine à écoulement axial, hélice ou Kaplan, a dès son apparition il y a une quarantaine d'années supplanté la Francis multiple dans l'exploitation de basses chutes à grand débit.

On connaît l'intérêt présenté par la turbine Kaplan en ce qui concerne la tenue du rendement à charge variable (voir § 2.2.2), il était donc naturel de chercher à étendre son domaine d'action vers des chutes plus élevées, empiétant

ainsi sur celui des Francis qui, nous l'avons vu ci-dessus, empiètent à leur tour sur celui des Pelton. Il y a trente ans une chute de 24 m apparaissait comme un maximum, depuis les progrès de l'hydraulique et de la technologie des machines ont permis d'exploiter des chutes beaucoup plus élevées qui atteignent maintenant 70 m et sans doute davantage dans un proche avenir.

Les installations de basse chute sont caractérisées par un débit important, donc des machines de grandes dimensions conduisant à un encombrement et à un poids notables par kilowatt installé. Les centrales de type classique comportent des groupes verticaux à faible vitesse de rotation mais de vitesse spécifique élevée correspondant à une énergie restante à la sortie de la roue importante qu'il est indispensable de récupérer dans un aspirateur coudé de grand développement. Si on considère, de plus, que la turbine ne peut pas être installée très au-dessus du niveau de la restitution, qu'elle doit même parfois fonctionner à contrepression, on conçoit que l'installation d'un groupe à axe vertical puisse conduire à l'exécution d'infrastructures profondes et coûteuses, aménagements économiquement concevables que sur des cours d'eau de débit suffisant.

Mais il existe dans toutes les régions du monde un grand nombre de cours d'eau d'importance secondaire dont l'équipement s'avère d'autant plus intéressant qu'ils appartiennent à des pays industriellement développés pour lesquels tous les sites économiquement exploitables sont déjà aménagés. Il fallait pour cela concevoir des installations conduisant à des ouvrages de génie civil réduits au minimum et à un matériel de conception simple, si possible construit en série, d'un montage, d'une exploitation et d'un entretien faciles. Depuis une vingtaine d'années sont ainsi apparues des « microcentrales » constituées en général de groupes « tubulaires » dont les puissances s'étagent de quelques dizaines à quelques milliers de kilowatts. Nous leur consacrons un paragraphe spécial.

4.8.1) *Turbines Kaplan classiques. Exemples de réalisations.*

La turbine Kaplan classique est caractérisée par un écoulement présentant deux changements de direction à angle droit.

La disposition à axe horizontal qui rappelle celle des Francis est rarissime, nous en donnons un exemple figure 1.22. On remarquera le soin apporté dans la conception du coude d'aspiration cloisonné dans les deux sens. Construction des Ateliers des Charmilles.

Les dispositions habituelles sont représentées par les neuf premiers schémas de la figure 4.96, les trois derniers ayant trait à des groupes tubulaires. Nous allons illustrer ces schémas par quelques exemples de construction.

La figure 4.97 représente une turbine de 74 kW (100 ch) sous une chute de 3,7 m à 333 t/mn (ns = 648 t/mn). Construction Neyrpic. La construction a été simplifiée en supprimant le distributeur à ailettes mobiles, le réglage ayant lieu par la manœuvre des pales. Cette manœuvre est d'ailleurs effectuée au moyen d'un moteur placé à l'extérieur de la turbine, on remarquera l'entraîne-

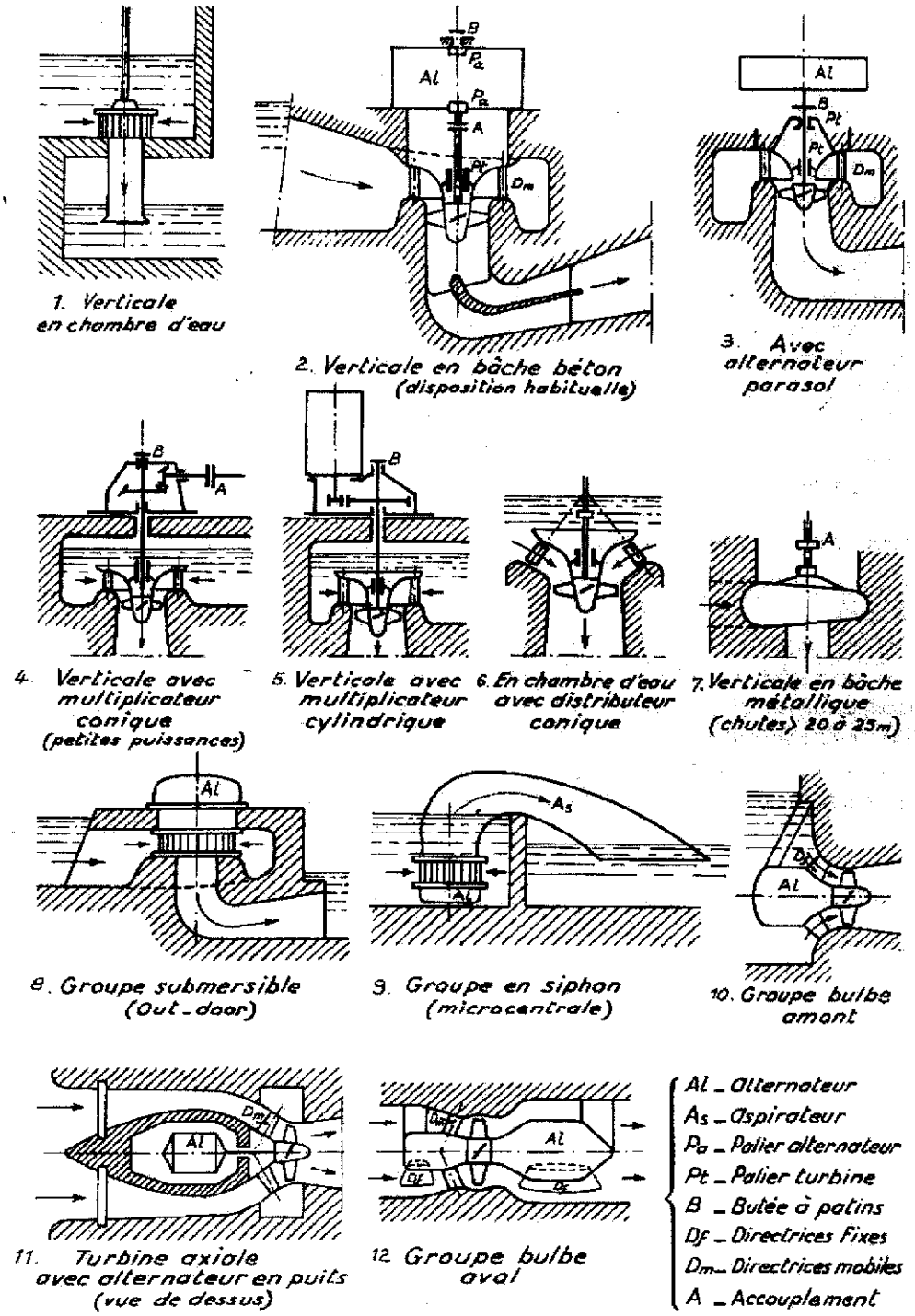


Fig. 4.96. — Dispositions générales des turbines hélices et Kaplan.

ment de la tige de commande par un attelage mécanique pourvu d'une butée à billes et placé au-dessus de l'excitatrice. Le groupe comporte un volant, solution assez rare sur un axe vertical.

La turbine de la figure 4.98 est un peu plus puissante : 96 kW (130 ch) sous 2,25 m à 175 t/mn (ns = 723 t/mn). Construction Neyrpic. Malgré cette puissance réduite la construction n'est pas simplifiée, il y a un mécanisme distributeur et un moteur de pales à pression d'huile de type classique. L'alternateur est entraîné par l'intermédiaire d'un multiplicateur de vitesse, 175/750 t/mn. On remarquera la grande distance entre la turbine et le niveau de la salle des machines qui impose un palier intermédiaire sur l'arbre de transmission.

Le distributeur conique est d'une réalisation plus délicate mais il permet de réduire le diamètre de la machine, la figure 4.99 en montre un exemple. Chute : 3,5 à 2 m, débit : 16,6 à 14,4 m^3/s, puissance : 492 à 232 kW, vitesse : 150 t/mn, ns : 810 à 1 120 t/mn. Construction Ateliers des Charmilles. Remarquer le mécanisme de manœuvre du distributeur du type intérieur.

Figure 4.100 : Turbine de la centrale d'Ayamé, aménagement de la Bia, Côte-d'Ivoire. L'usine comporte deux groupes d'une puissance nominale de 9 360 kW (13 100 ch) sous 19 m à 214 t/mn, ns = 610 t/mn. La chute peut varier de 14 à 22 m. L'alternateur du type parasol comporte un unique palier à huile.

On remarquera sur la turbine construite par les Ateliers de Vevey :

— la bâche constituée d'un cercle entretoise et de viroles en tôle mince découpées et cintrées en atelier et soudées au chantier, la figure 4.142 représente les deux bâches en cours de montage,

— la roue d'un diamètre de 2,3 m qui comporte un moyeu en acier coulé et des pales en acier à 13 % de chrome rapportées par vis sur les tourillons, ce qui en facilite le montage,

— les fonds et le fût qui supporte le pivot à patins oscillants en tôle d'acier soudée.

Construction mixte également pour l'un des sept groupes de la centrale d'Edéa II (Cameroun) d'une puissance de 21 000 kW sous 24 m à 175 t/mn (ns = 558 t/mn). Construction des Ateliers de Vevey (Fig. 4.101).

La centrale d'Ottmarsheim (aménagement du Rhin) comporte quatre groupes présentant les caractéristiques suivantes : chute : 13,4 à 17,4 m, vitesse : 93,8 t/mn, débit : 270 m^3/s. La puissance nominale est 39 200 kW (53 300 ch), elle peut atteindre 41 300 kW sous la chute maximale.

On peut remarquer sur le groupe représenté figure 4.102 (construction des Ateliers des Charmilles) :

— la roue Kaplan à cinq pales en acier moulé inoxydable, diamètre 6,25 m, poids 87 tonnes. Les aubes ont été usinées sur une machine à raboter par reproduction dont la figure 4.103 donne la disposition générale,

— la méridienne sphérique du manteau entourant la roue qui permet de maintenir constant le jeu radial à la périphérie des pales mais qui implique un assemblage dans le plan équatorial pour permettre le démontage de la roue,

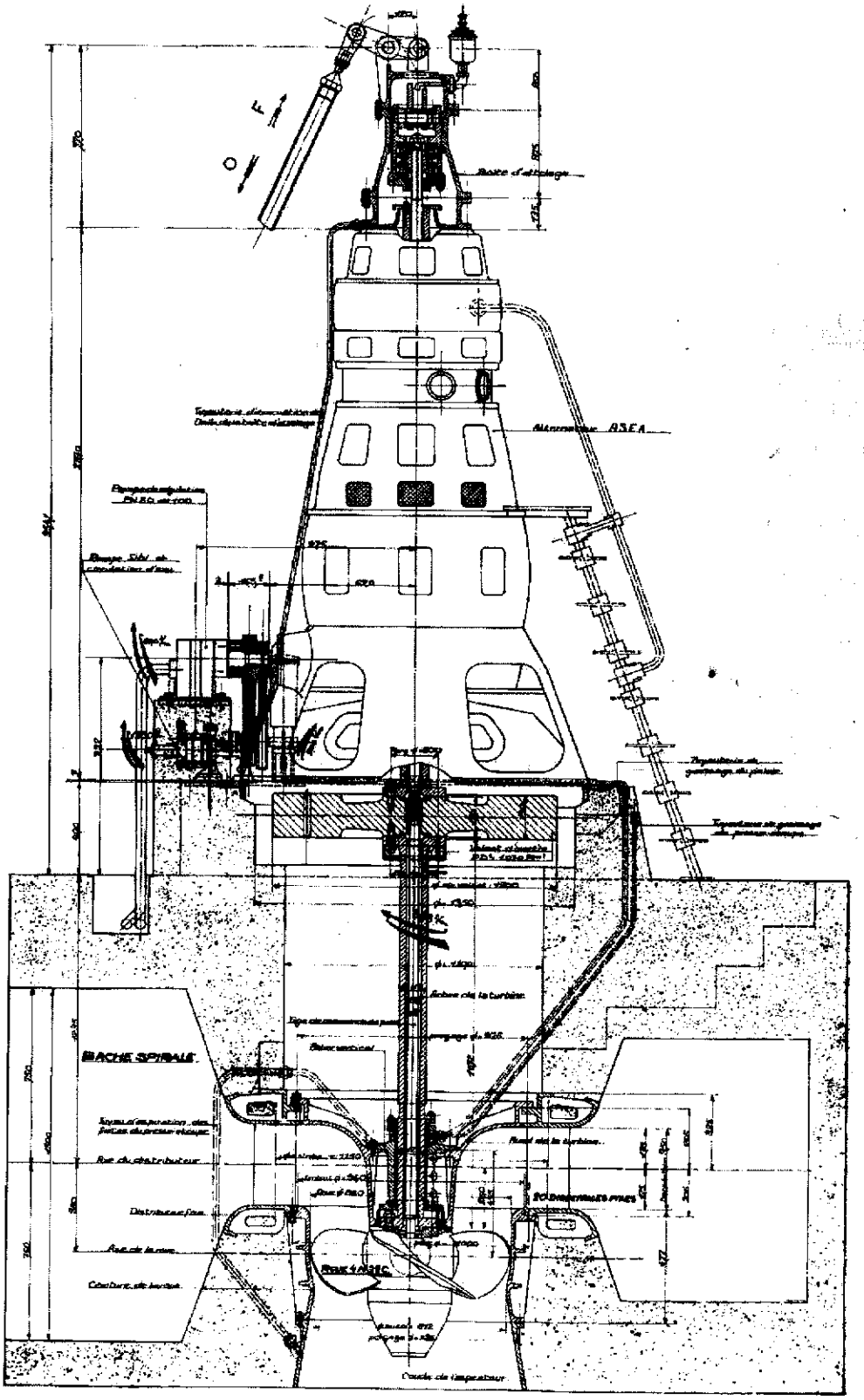


Fig. 4.97. — Turbine Kaplan à distributeur fixe.
Puissance 74 kW, chute 3,7 m, vitesse de rotation 333 t/mn. Construction Neyrpic

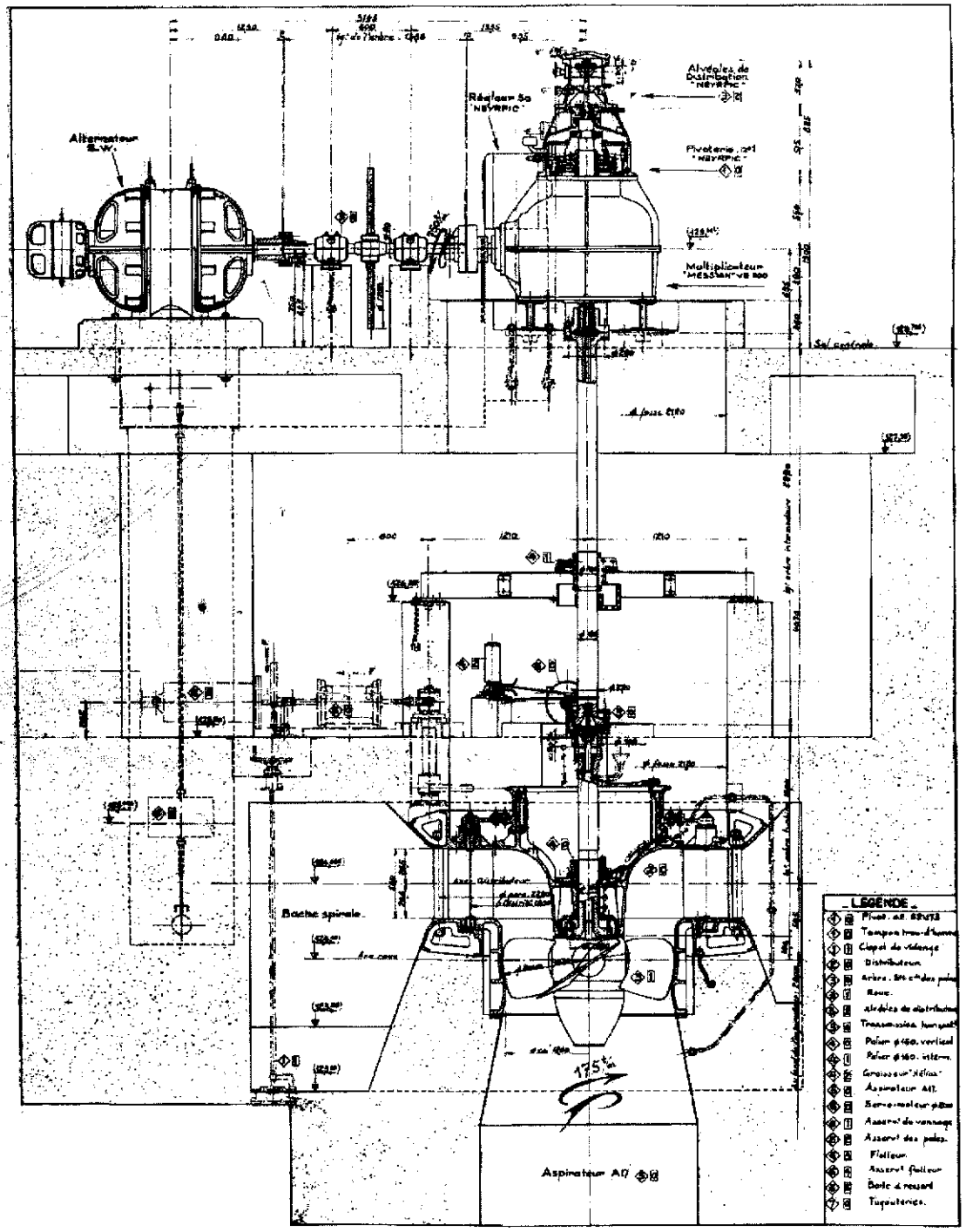


Fig. 4.98. — Turbine Kaplan avec multiplicateur à engrenages coniques.

Puissance : 96 kW, chute 2,25 m, vitesse : 175/750 t/mn. Constructeur de la turbine : Neyrpic.

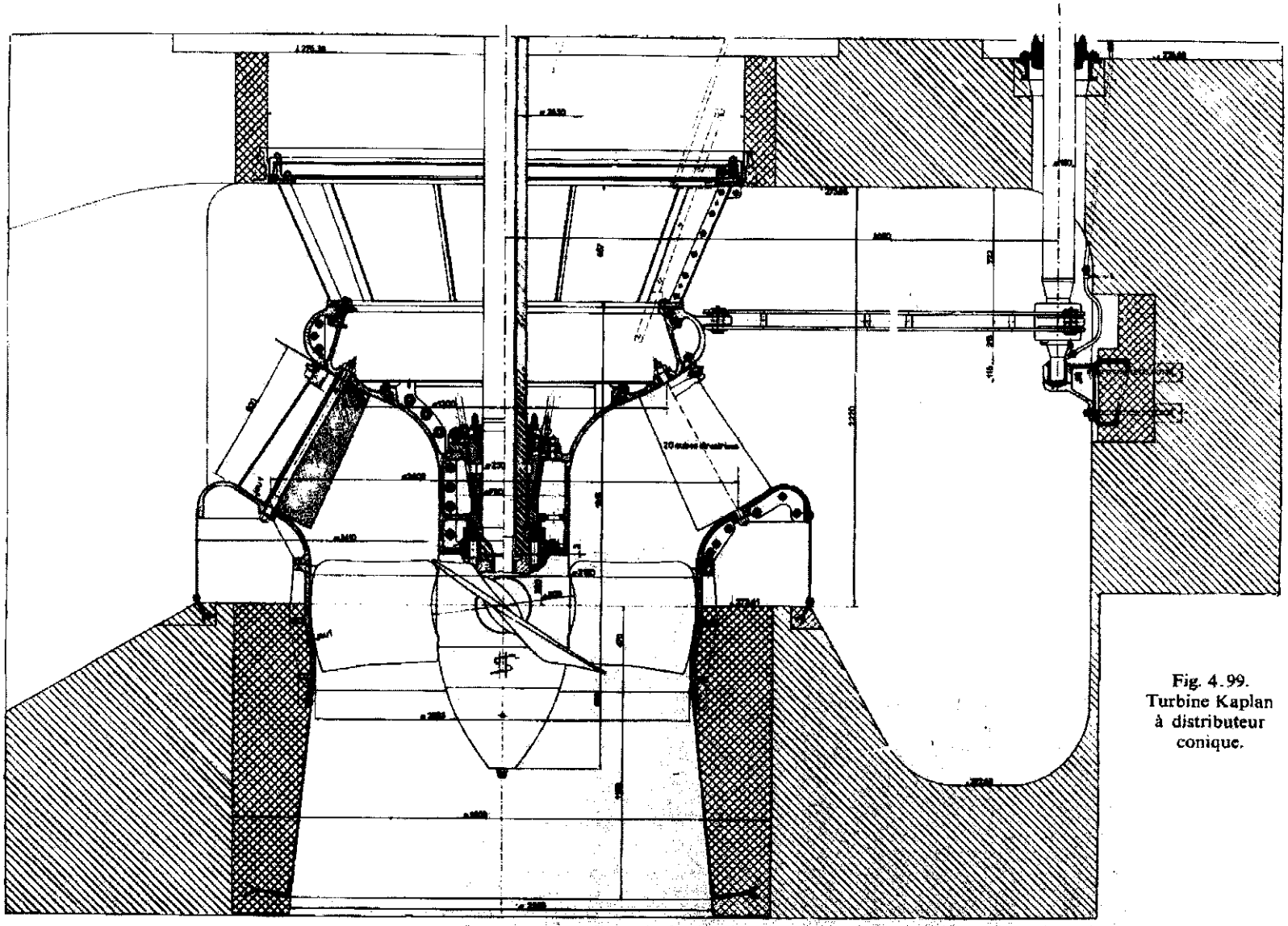


Fig. 4.99.
Turbine Kaplan
à distributeur
conique.

Chute 3,5 à 2 m. Débit 16,6 à 14,4 m^3/s. Puissance 492 à 232 kW. Vitesse de rotation 150 t/mn. Construction Ateliers des Charmilles.

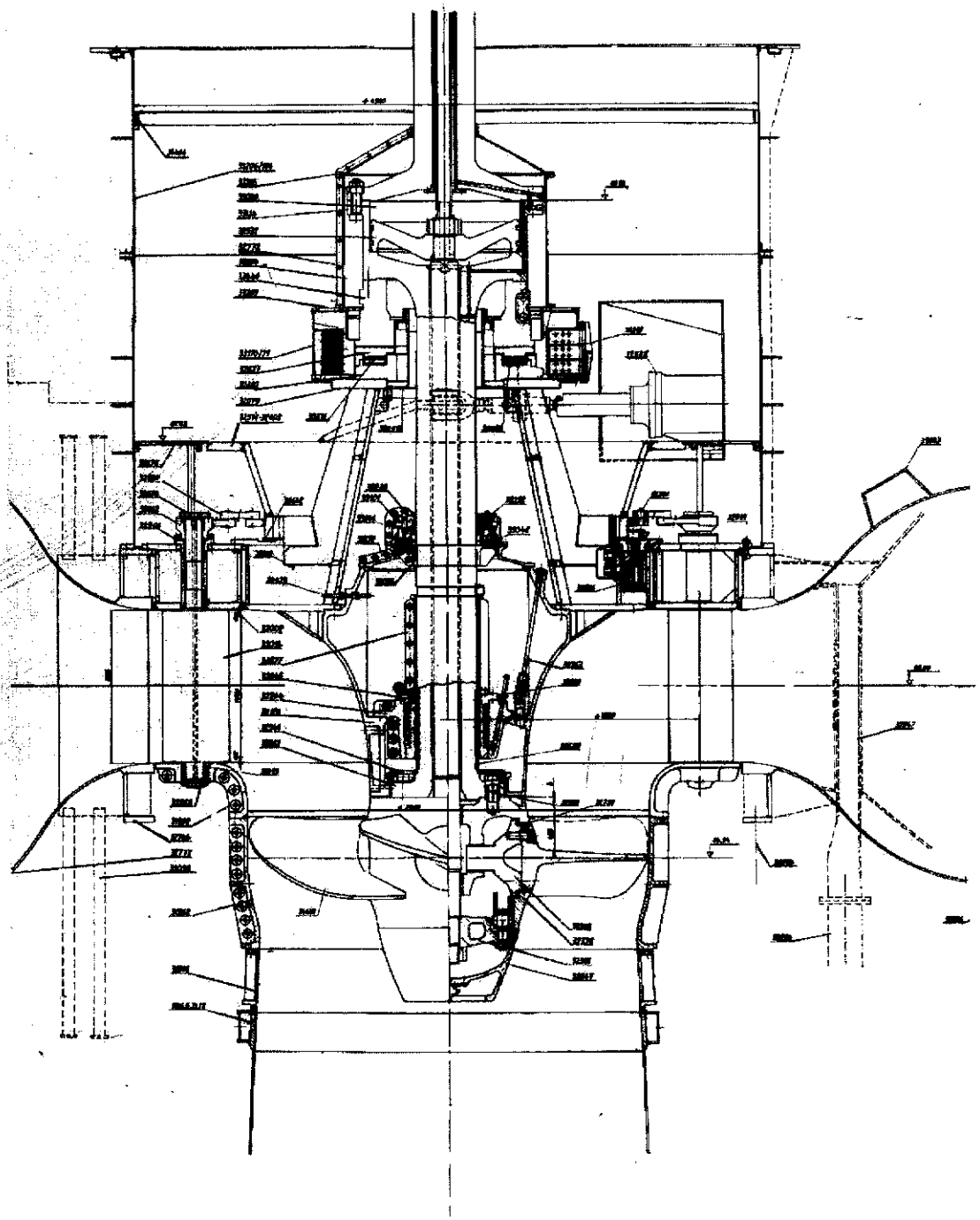


Fig. 4.100. — Turbine Kaplan de 9 360 kW sous 19 m à 214 t/mn.
Centrale d'Ayamé (Côte-d'Ivoire). Construction des Ateliers de Vevey.
Voir figure 4.142 détails de la bâche spirale.

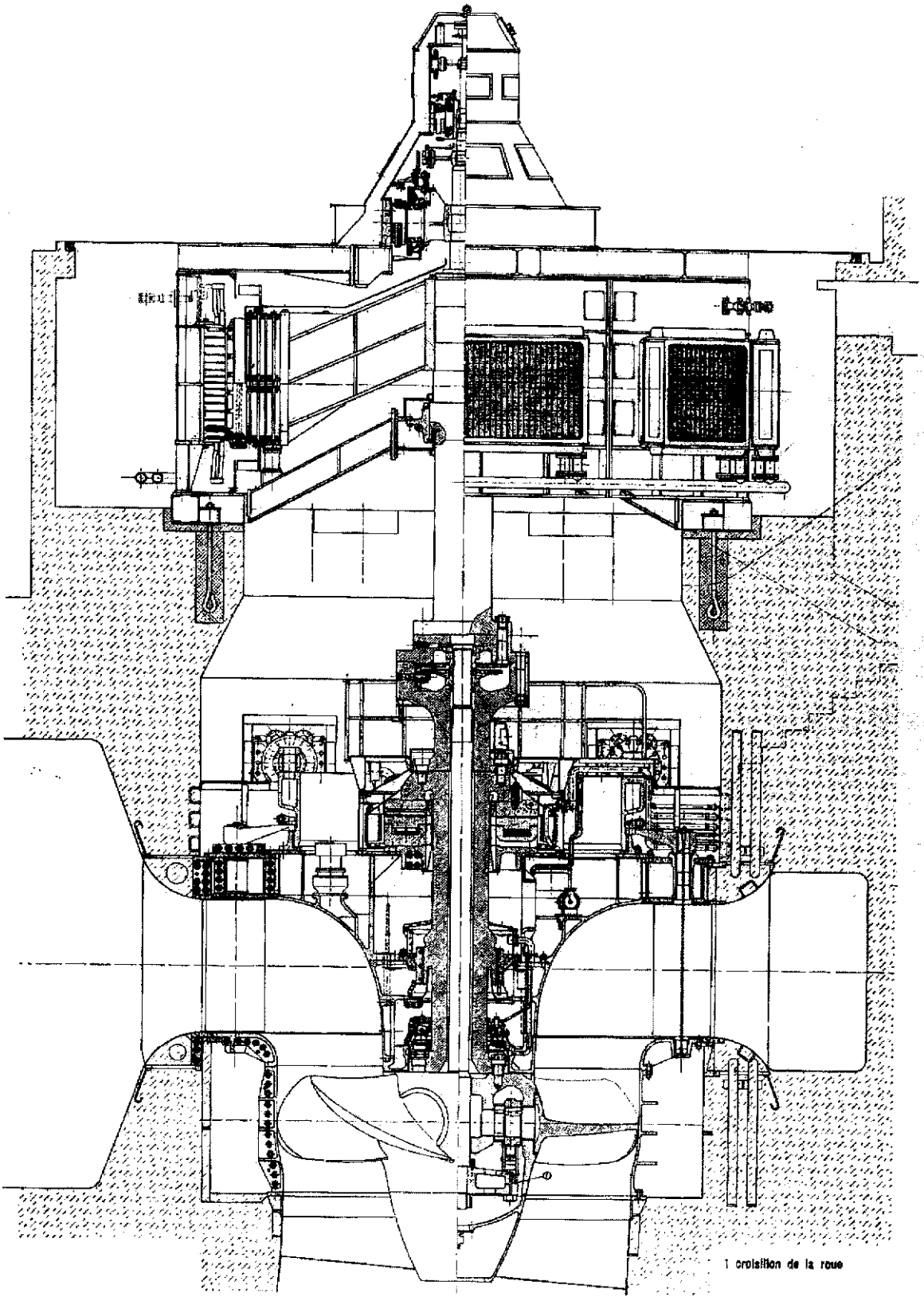
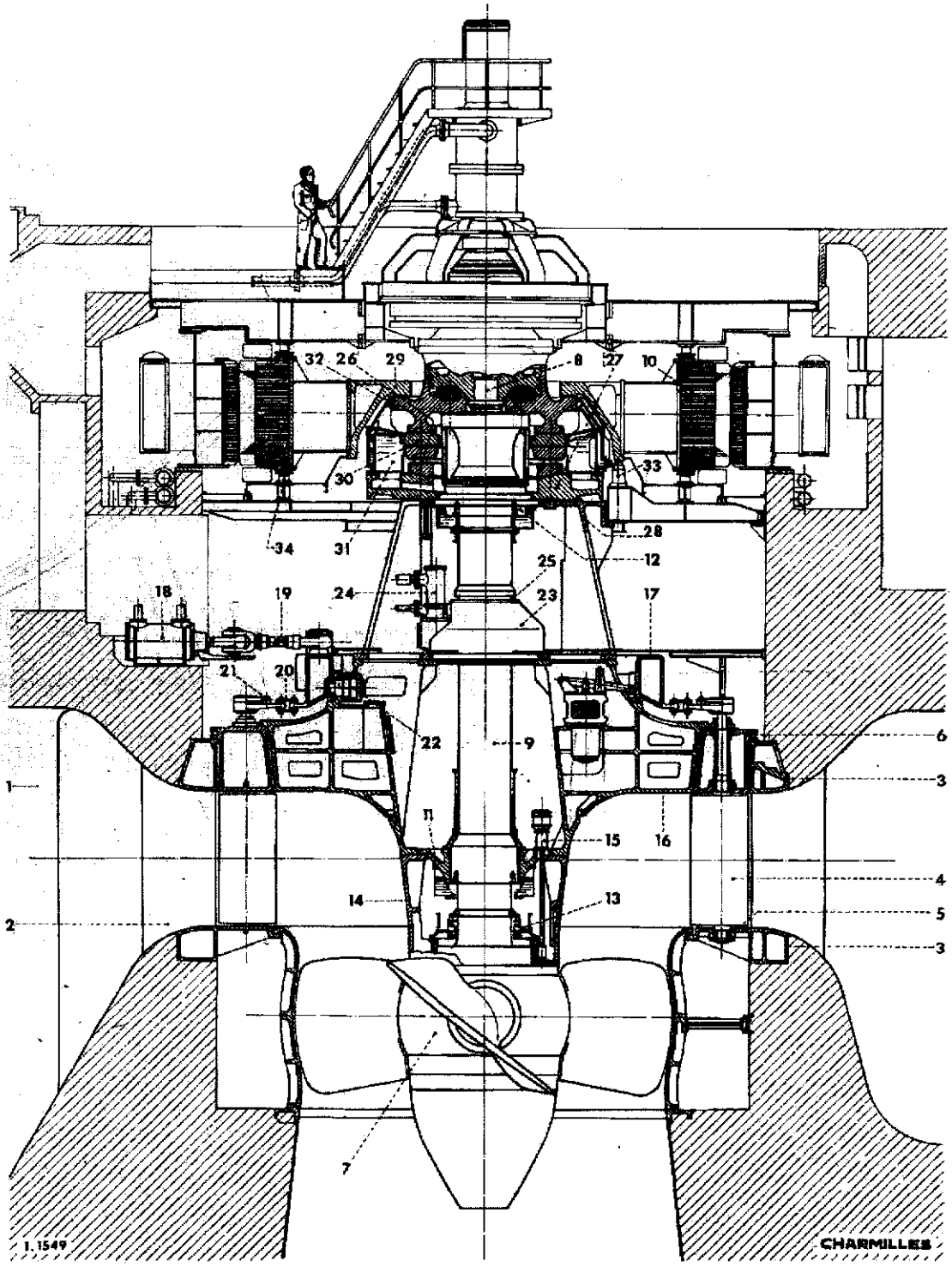


Fig. 4.101. — Turbine Kaplan de 21 000 kW sous 24 m à 175 t/mn
de la centrale d'Edéa (Cameroun). Construction des Ateliers de Vevey.


32
26
29
8
27
10
33
30
34
31
28
12
25
18
19
24
23
17
21
20
22
9
6
1
3
11
15
16
4
14
13
5
2
3
7
I. 1549
CHARMILLES

— les deux paliers à barbotage (11) et (12), refroidis par circulation d'eau à l'intérieur des coussinets, l'un se trouve immédiatement au-dessous du pivot qui est dimensionné pour une charge de 1 100 tonnes, ce pivot se trouve d'ailleurs dans le moyeu de l'alternateur ce qui conduit à un groupe particulièrement compact,

— les vérins de soulèvement des parties tournantes (33) et les freins (34) à pression d'air.

Les quatre groupes de Birsfelden (Rhin suisse) comportent chacun une turbine Kaplan pouvant absorber 325 m^3/s sous une chute de 7,39 m en développant une puissance de 22 000 kW, la vitesse de rotation est de 68,2 t/mn (ns = 960 t/mn). Construction des Ateliers des Charmilles (Fig. 4.104).

La roue d'un diamètre de 7,2 m comporte quatre pales en acier moulé blindées à l'extrados par un revêtement partiel en acier inoxydable aux endroits qui risqueraient d'être exposés à la cavitation dans certaines conditions de fonctionnement. Afin de réduire la hauteur du groupe le moteur des pales est placé dans le moyeu de l'alternateur du type parasol. On remarquera, comme pour le groupe d'Ottmarsheim, les soupapes d'entrée d'air (36) et le verrou d'immobilisation du cercle de vannage (35). Particularité à signaler : un joint étanche (25) monté à la partie inférieure du corps central qui, une fois appliqué sur le moyeu de la roue, permet de remplacer les anneaux segmentés du joint d'étanchéité (21).

La turbine représentée figure 4.105 présente les caractéristiques suivantes : puissance : 55 000 à 61 200 kW sous une chute comprise entre 22,11 et 29 m avec un débit variant de 286 à 232 m^3/s. Sous 29 m la turbine peut donner 67 000 kW en augmentant le débit. Vitesse de rotation : 115,4 t/mn. La poussée axiale hydraulique atteint 780 t et le pivot est prévu pour une charge de 1 300 t.

La roue motrice comporte six pales commandées par un servomoteur à huile placé dans le moyeu, la partie inférieure du manteau (10) est plaquée d'acier inoxydable. Le cercle de vannage est actionné par quatre moteurs (28) placés intérieurement au même niveau. Les charges axiales sont transmises à l'anneau

Fig. 4.102 (ci-contre). — Groupe Kaplan d'Ottmarsheim (France).

Chute : 13,4 à 17,4 m, vitesse de rotation 93,8 t/mn, débit : 270 m^3/s, puissance nominale : 39 200 kW.
Ateliers des Charmilles constructeur.
Ensemble de l'installation figure 4.47.

1 : Bâche spirale. 2 : Entretoises profilées. 3 : Anneaux d'entretoises. 4 : Aubes mobiles. 5 : Palier. 6 : Anneau supérieur. 7 : Roue mobile. 8 : Tige de manœuvre. 9 : Arbre. 10 : Rotor d'alternateur. 11 : Palier de turbine. 12 : Palier d'alternateur. 13 : Joint d'étanchéité. 14 : Corps central. 15 : Pompe d'évacuation des fuites. 16 : Fond central. 17 : Cercle de vannage. 18 : Servomoteur de vannage. 19 : Bielle de commande. 20 : Biellette de liaison. 21 : Manivelle avec boulon de rupture. 22 : Verrou du cercle de vannage. 23 : Carter, 24 : Pompe à huile. 25 : Portée de démontage. 26 : Couronne à patins. 27 : Anneau de base. 28 : Tétrapode. 29 : Moyeu d'alternateur. 30 : Anneau de butée. 31 : Bac à huile du pivot. 32 : Couvercle de cuve. 33 : Vérins. 34 : Freins.

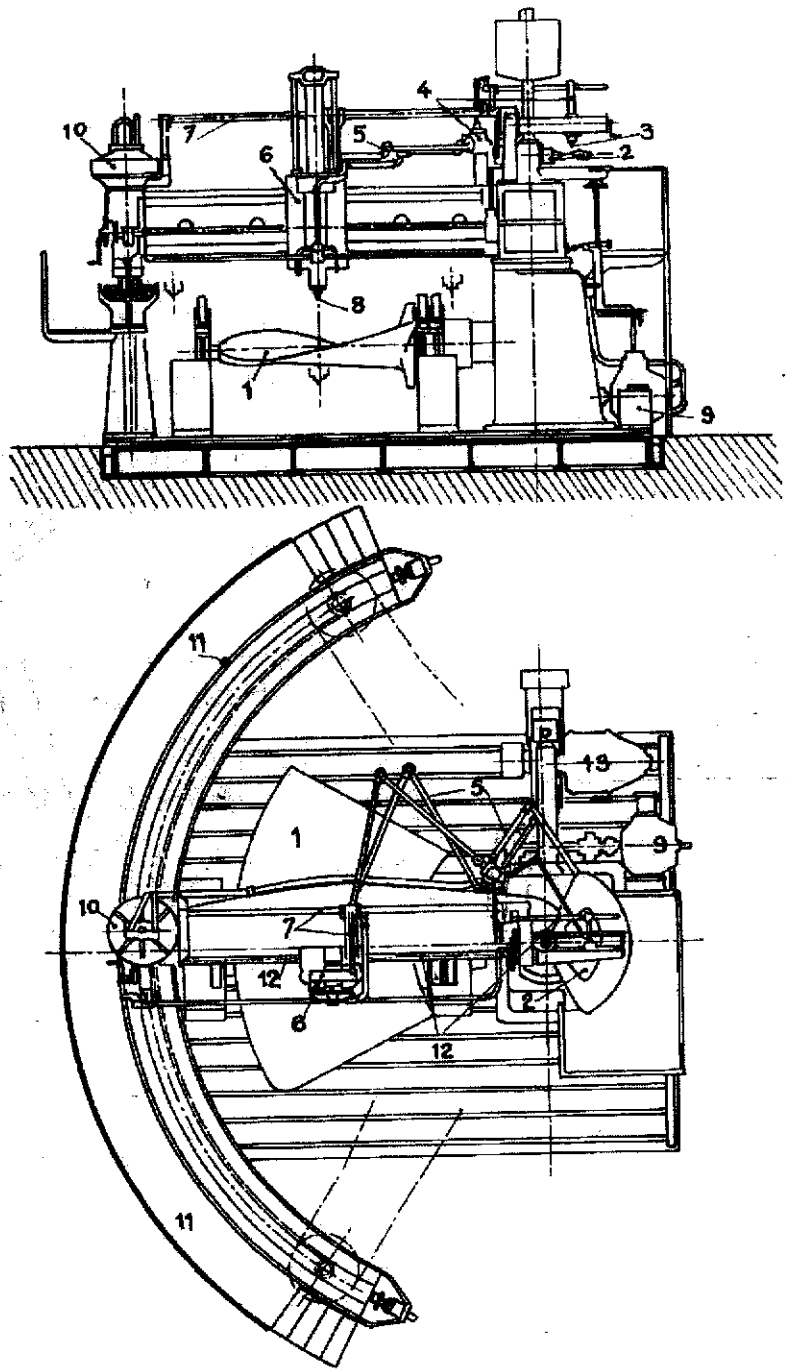


Fig. 4.103. — Machine à usiner les surfaces gauches des Ateliers des Charmilles.
1 : Pièce à usiner. 2 : Surface modèle. 3 : Broche pilote. 4 : Relais et distributeur. 5 : Tuyauterie de liaison. 6 : Servomoteur du porte-outil. 7 : Tringlerie d'asservissement. 8 : Outil. 9 : Pompe à huile « Hele Shaw ». 10 : Moteur hydraulique du bras oscillant. 11 : Cames de fin de course. 12 : Vis de commande de l'avancement radial. 13 : Moteur électrique.

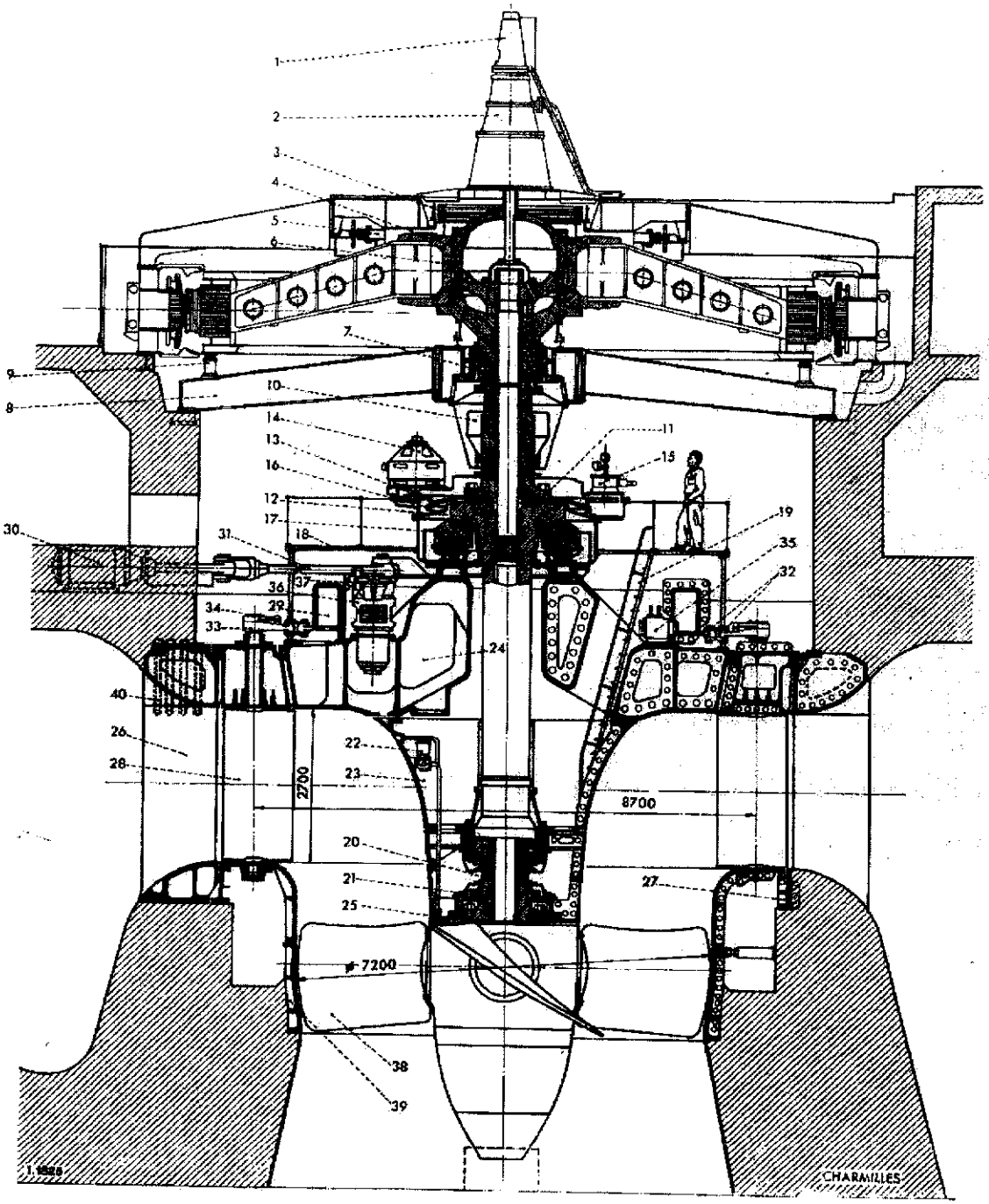
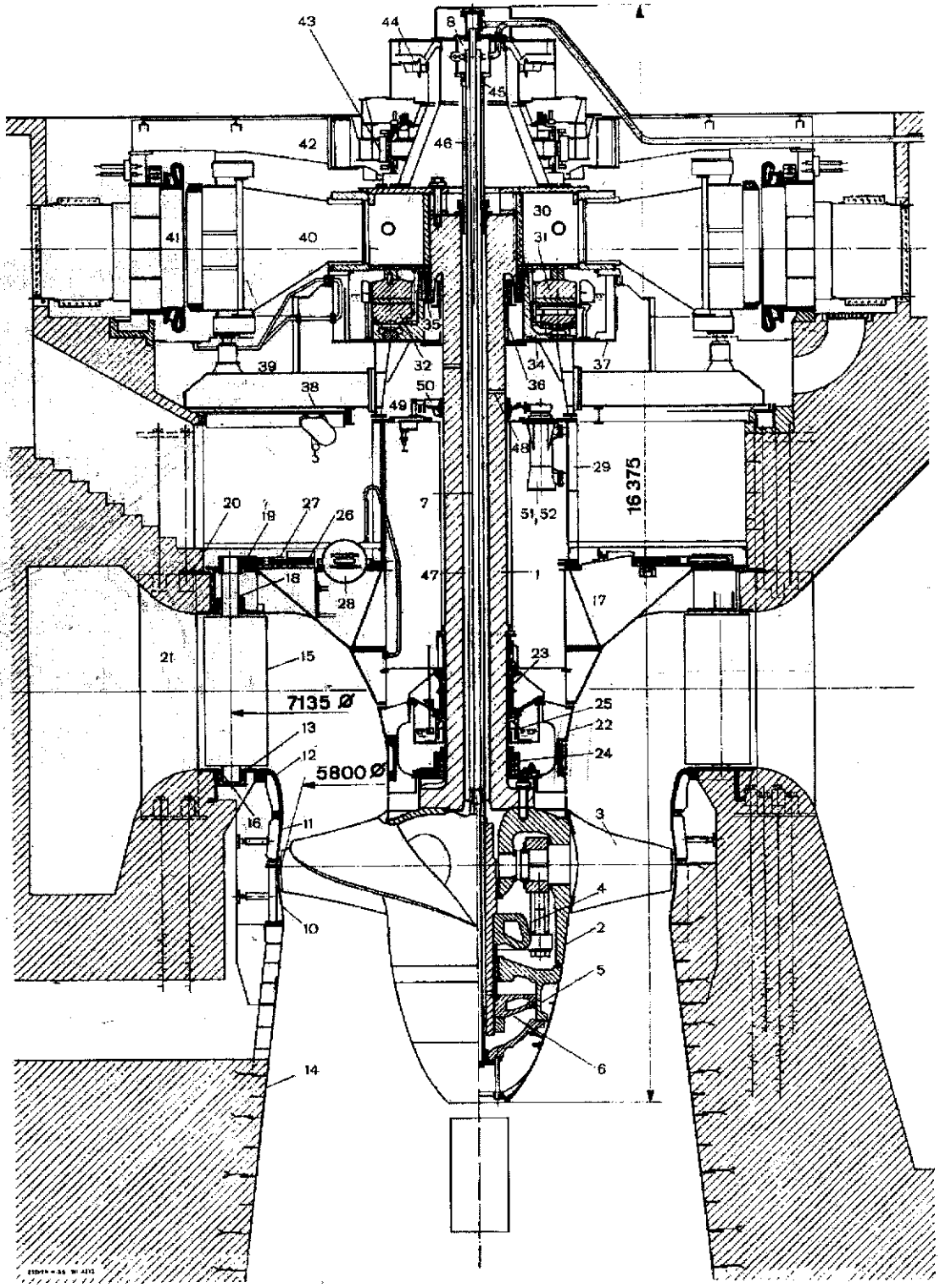


Fig. 4.104. — Groupe Kaplan de Birsfelden (Suisse). Chute nette : 7,39 m, débit : 325 m^3/s, vitesse de rotation : 68,2 t/mn. Construction des Ateliers des Charmilles.

1 : Commande d'asservissement. 2 : Chapeau de réglage. 3 : Bagues de commutation. 4 : Cylindre du moteur de pales. 5 : Alternateur auxiliaire. 6 : Moyeu d'alternateur. 7 : Palier d'alternateur 8 : Croisillon. 9 : Vérin. 10 : Cuve-tampon. 11 : Manchon d'accouplement alternateur. 12 : Plateau d'accouplement turbine. 13 : Engrenage. 14 : Excitatrice de l'alternateur auxiliaire. 15 : Limiteur d'emballement. 16 : Denture d'entraînement de la pompe à huile haute pression. 17 : Anneau de glissement du pivot. 18 : Passerelle. 19 : Echelle. 20 : Palier turbine. 21 : Joint d'étanchéité. 22 : Moteur de la pompe de reprise. 23 : Pompe de reprise des fuites. 24 : Fond central supérieur. 25 : Joint étanche. 26 : Entretoises profilées. 27 : Plaques de base. 28 : Directrices mobiles. 29 : Cercle de vannage. 30 : Servomoteur de vannage. 31 : Bielle de manœuvre. 32 : Biellettes de liaison. 33 : Manivelle. 34 : Boulon de sécurité. 35 : Verrou. 36 : Reniflard. 37 : Galet de commande du reniflard. 38 : Pale, 39 : Manteau. 40 : Anneau d'entretoise.


43
44
8
45
42
46
30
41
40
31
35
32
34
37
39
38
50
36
49
48
29
16 375
20
18
27
26
7
51,52
18
47
1
28
17
21
15
23
7135 Ø
25
13
22
12
24
5800 Ø
16
11
3
4
10
2
5
14
6

entretoise (20) par l'intermédiaire des fonds de la turbine et du cylindre d'appui (29). On remarquera la part importante prise par les éléments soudés dans cette construction. Réalisation Escher-Wyss pour la centrale de Pirttikoski, Finlande.

Turbines Kaplan pour chutes élevées.

Ces machines se signalent par l'importance des efforts mis en jeu dans les manœuvres de réglage ce qui conduit à des moteurs de commande et des mécanismes d'orientation des pales fortement dimensionnés. Ces deux éléments sont très apparents sur la figure 4.106 relative à l'une des trois turbines de l'usine de Lavey (Rhône suisse) dont les caractéristiques sont : puissance nominale : 24 800 kW (33 650 ch), chute : 34 à 43 m, vitesse : 214 t/mn, ns = 360 t/mn. Construction des Ateliers de Vevey.

L'examen de la figure montre les particularités de construction suivantes :

— le constructeur a jugé plus efficace d'introduire l'air destiné à limiter le coup de bélier d'aspiration au-dessous et non au-dessus de la roue comme cela se fait généralement dans les turbines spécifiquement rapides. L'air en provenance du reniflard situé dans le couloir des vannes est amené dans un espace annulaire entourant le haut du tuyau d'aspiration (5),

— le démontage des aubes directrices peut se faire vers le bas à l'aide d'un petit palan monté à la partie supérieure du cuvelage supportant l'alternateur,

— il est possible d'éloigner les quatre segments formant le manteau de la roue pour procéder à une révision ou une retouche éventuelle des pales et de leurs joints d'étanchéité.

La roue motrice de la turbine de Barcis (Italie) comporte huit pales et est construite pour une chute de 70 m (Fig. 4.107). Escher Wyss constructeur.

Le couple dû à la position inclinée des biellettes et des leviers auquel le croisillon est soumis au cours des manœuvres de réglage ne peut plus être

Fig. 4.105 (ci-contre). — Coupe d'une turbine Kaplan de Pirttikoski (Finlande). Puissance 55 000 à 61 200 kW, chute : 22 à 29 m, vitesse de rotation : 115,4 t/mn. Escher-Wyss constructeur.

1 : Arbre. 2 : Moyeu de la roue. 3 : Pales de la roue. 4 : Mécanisme de réglage. 5 : Cylindre du servomoteur. 6 : Piston. 7 : Tuyau d'introduction d'huile. 8 : Tuyau d'échappement d'huile. 10 : Ceinture inférieure. 11 : Ceinture supérieure. 12 : Pièce intermédiaire. 13 : Flasque inférieur du distributeur. 14 : Blindage du tuyau d'aspiration. 15 : Aubes directrices. 16 : Douilles de tourillons. 17 : Couvercle de la turbine. 18 : Douilles de tourillons. 19 : Levier de commande. 20 : Anneau d'entretoises. 21 : Aubes entretoises. 22 : Col inférieur du couvercle. 23 : Palier turbine. 24 : Joint d'étanchéité. 25 : Dispositif pour la circulation d'huile. 26 : Cercle de vannage. 27 : Bielles. 28 : Servomoteurs. 29 : Cylindre d'appui. 30 : Moyeu de l'alternateur. 31 : Grain mobile. 32 : Patins. 34 : Bague de centrage du palier guide. 35 : Palier guide supérieur. 36 : Tube de retenue d'huile. 37 : Bâti du palier pivot. 38 : Bras latéraux. 39 : Cylindre de freinage avec vérin à vis. 40 : Rotor de l'alternateur. 41 : Stator de l'alternateur. 42 : Croisillon fixe. 43 : Excitatrice. 44 : Générateur pilote. 45 : Douille d'étranglement extérieure. 46 : Tube de graissage. 47 : Alésage de l'arbre qui conduit l'huile au moyeu. 48 : Trous latéraux pour le trop plein d'huile de lubrification. 49 : Bac de récupération d'huile. 50 : Couronne dentée avec limiteur de survitesse. 51 : Pompe de circulation d'huile pour le pivot. 52 : Pompe du régulateur.

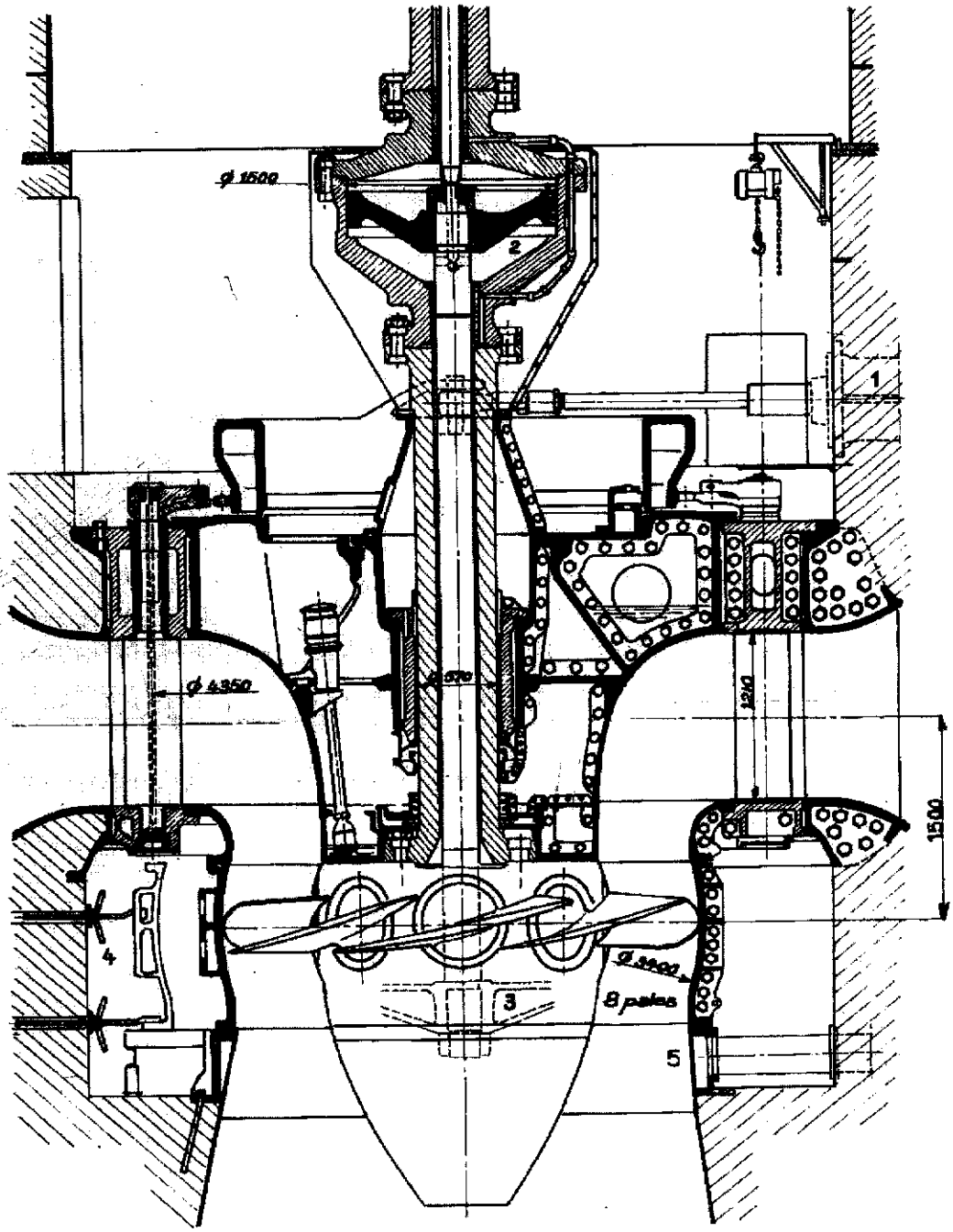


Fig. 4.106. — Turbine Kaplan de l'aménagement de Lavey (Suisse).
Chute nette : 34 à 43 m. Puissance 25 000 kW. Vitesse de rotation : 214 t/mn.
Construction des Ateliers de Vevey.

1 : Servomoteur de vannage. 2 : Servomoteur des pales. 3 : Croisillon de manœuvre des pales.
4 : Démontage du manteau de la roue. 5 : Arrivée d'air annulaire.

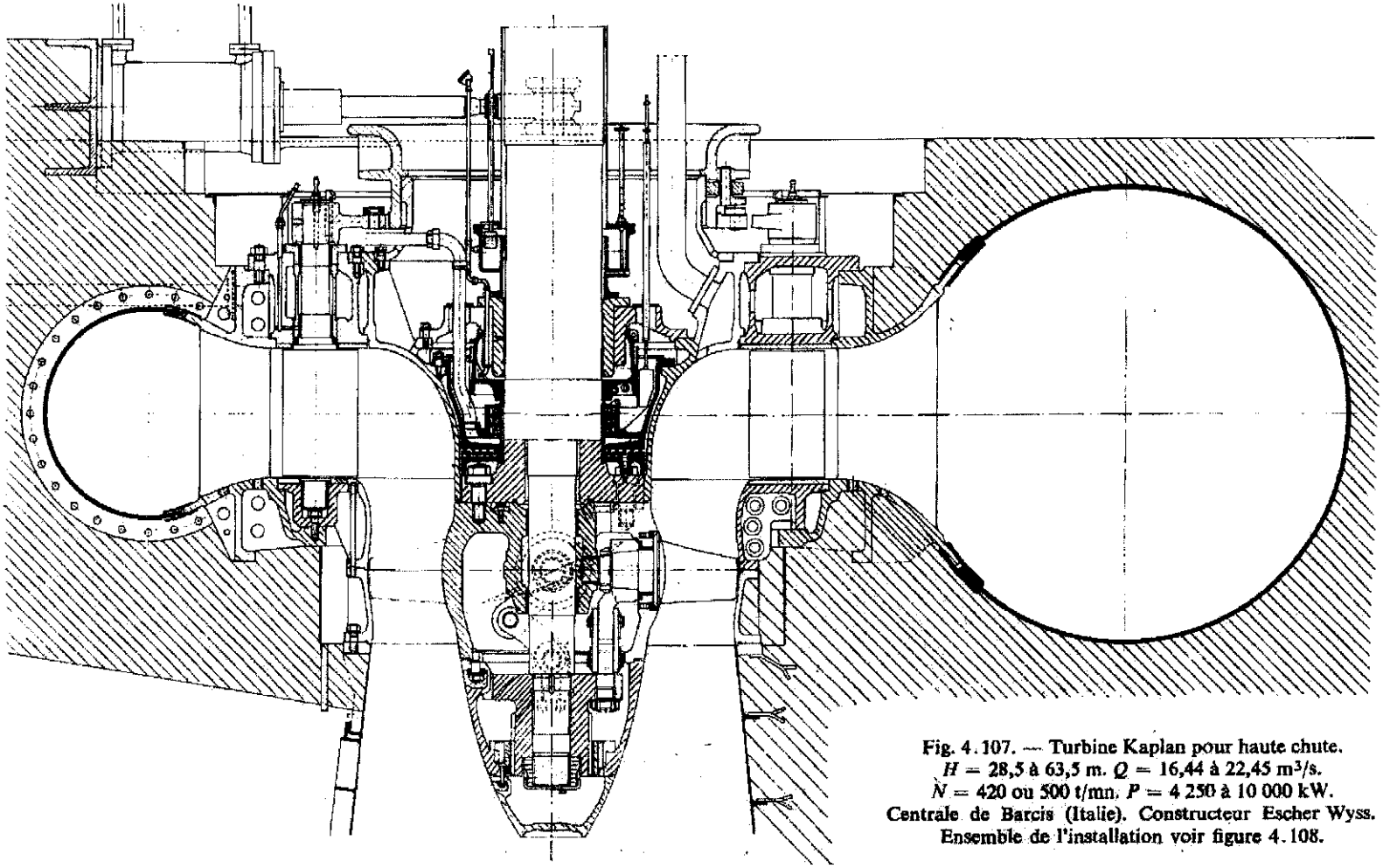
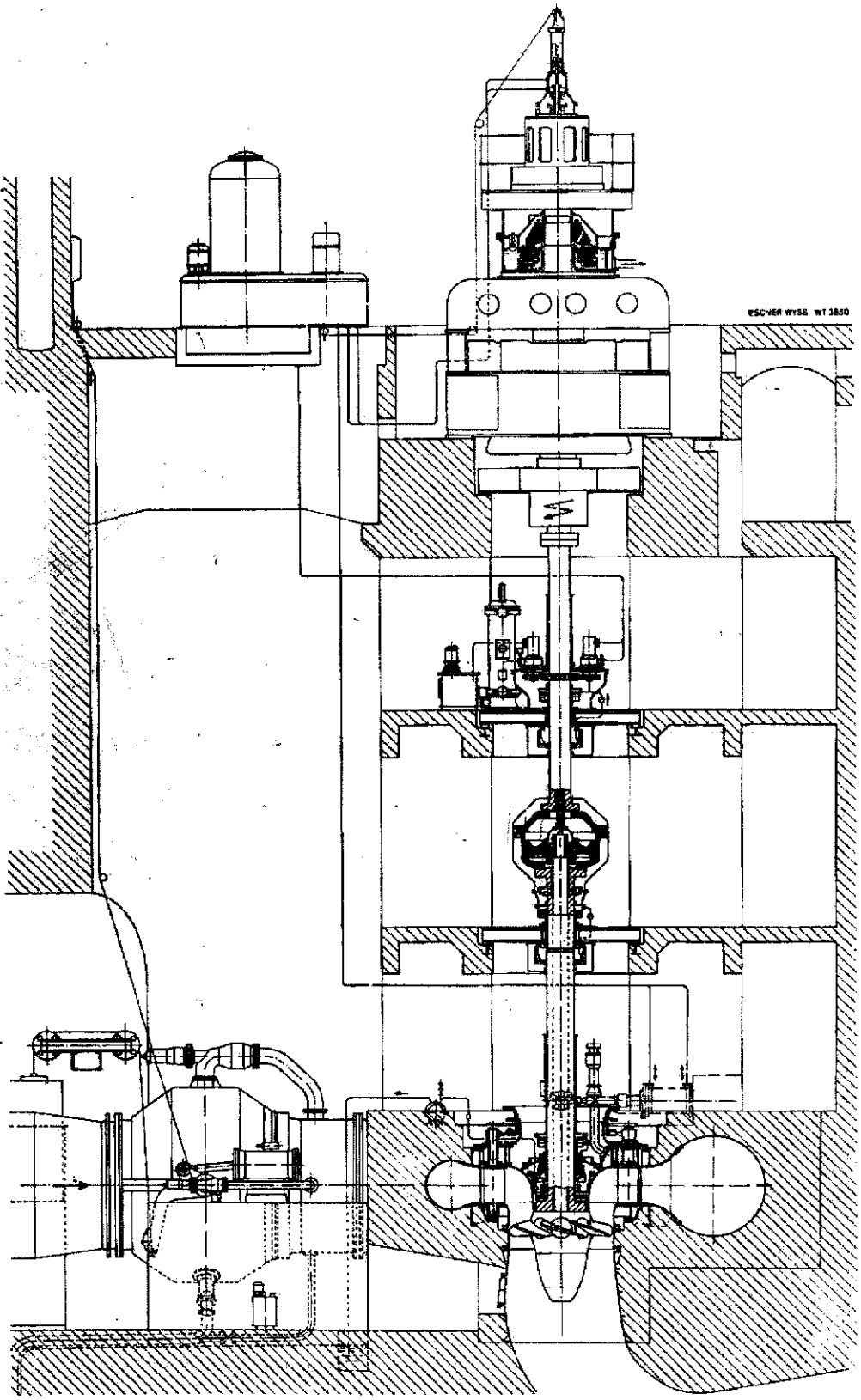


Fig. 4.107. — Turbine Kaplan pour haute chute.
H = 28,5 à 63,5 m. Q = 16,44 à 22,45 m³/s.
N = 420 ou 500 t/mn. P = 4 250 à 10 000 kW.
Centrale de Barcis (Italie). Constructeur Escher Wyss.
Ensemble de l'installation voir figure 4.108.


ESCHER WYSS WT 3830

absorbé comme de coutume par un nombre de clavettes correspondant à celui des pales en raison de son importance. Le constructeur a prévu une couronne dentée extérieurement glissant dans un moyeu cannelé ce qui permet de réduire notablement les pressions sur les faces de contact. La roue fonctionnant avec une contrepression minimale de 3,9 m et le niveau aval pouvant s'élever de 7,9 m, l'alternateur qui est disposé au-dessus du niveau maximal se trouve très éloigné de la turbine d'où un arbre anormalement long guidé par un palier turbine, deux paliers intermédiaires et deux paliers d'alternateur. Le pivot qui peut absorber 235 t est placé au sommet de l'installation (Fig. 4.108).

La figure 4.149 juxtapose deux roues, l'une relative à une chute modérée, l'autre à une chute très élevée, les différences d'aspect et de dimension entre les deux réalisations apparaissent d'une manière frappante.

Figure 4.149*a*. Turbine de Seyssel (sur le Rhône, France), chute 9,5 m, puissance : 14 900 kW, vitesse 75 t/mn, $ns = 642$ t/mn.

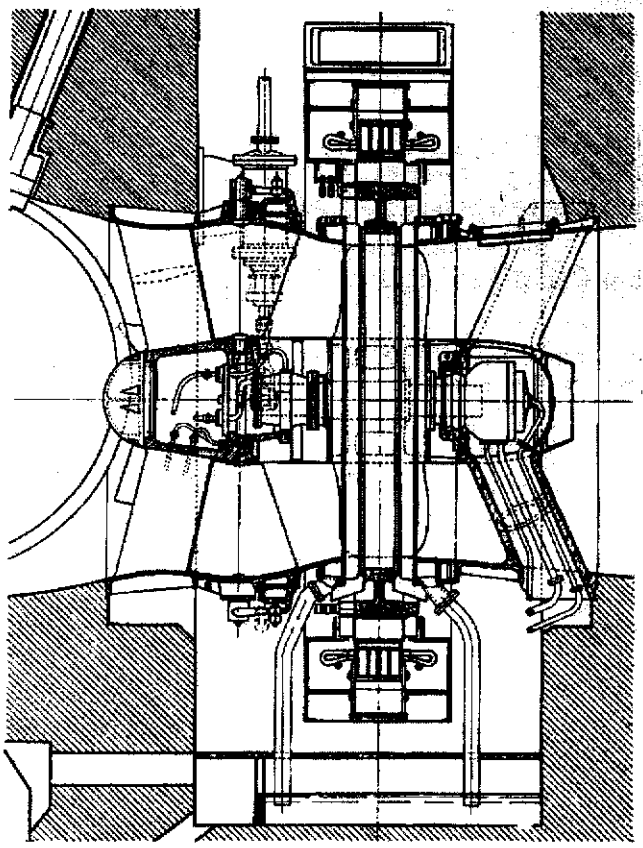


Fig. 4.109. — Turbine tubulaire avec roue polaire de l'alternateur disposée sur la couronne extérieure de la roue motrice à pales fixes. Les aubes du distributeur sont réglables. Ancienne construction Escher Wyss.

Fig. 4.108 (ci-contre). — Turbine Kaplan pour haute chute de la centrale de Barcis (Italie). Escher Wyss constructeur.
L'alternateur et le régulateur sont disposés à une cote supérieure à celle du niveau maximal aval pour éviter une inondation, d'où un arbre de transmission particulièrement long (Détails de la turbine, voir figure 4.107).

Figure 4.149. *b*. Turbine récupérant l'énergie des eaux de la Rhue déversées dans la retenue de Bort-les-Orgues (France), chute 70 m, puissance 23 500 kW, vitesse 375 t/mn, ns = 336 t/mn.

Ces deux machines ont été construites par les Etablissements Neyrpic.

4.8.2) *Turbines à écoulement axial.*

Nous avons vu les inconvénients présentés par les turbines hélices ou Kaplan classiques pour l'utilisation des très basses chutes, inconvénients qui se traduisent par un prix de revient excessif du kilowatt installé. Pour abaisser le seuil de rentabilité il a été nécessaire de faire appel à des techniques nouvelles permettant de réaliser des économies sur les ouvrages de génie civil et le matériel électro-mécanique. La réduction et même la suppression des changements de direction dans l'écoulement à l'intérieur de la turbine permettent de diminuer les volumes des terrassements et maçonneries, de simplifier les formes de la machine, d'augmenter la puissance spécifique et le rendement.

Les solutions apportées varient avec la disposition et le mode d'entraînement de l'alternateur. On distingue :

— la solution avec la roue polaire de l'alternateur montée sur la couronne extérieure de la roue motrice (Fig. 4.109). Les pales sont fixes et les aubes du distributeur réglables. En raison des pertes d'énergie par frottements et des problèmes d'étanchéité difficiles à résoudre cette disposition a été abandonnée,

— la solution puits (Fig. 4.110 et 4.111) qui s'éloigne le moins des solutions classiques permet l'utilisation d'un alternateur normal à axe horizontal. Elle est indiquée dans le cas des groupes relativement puissants,

— la solution bulbe, la plus répandue, dans laquelle l'alternateur se trouve immergé et constitue avec la turbine un seul ensemble. Il peut être placé soit dans le diffuseur, bulbe aval, soit plus généralement à l'amont de la turbine, bulbe amont.

On peut encore classer les groupes bulbes suivant leur affectation :

— les groupes bulbes pour microcentrales de quelques centaines de kW au plus qu'on utilise pour mettre en valeur les faibles chutes avec débits moyens équipés généralement de générateurs asynchrones et de roues hélices à distributeurs fixes, éventuellement d'un alternateur extérieur entraîné par engrenages coniques,

— les groupes bulbes pour chaînes de barrages ou pour l'utilisation des débits réservés sur des barrages plus importants dont la puissance est de l'ordre de 1 000 kW équipés de génératrices asynchrones ou synchrones et de roues hélices à distributeurs fixes,

— les gros bulbes de rivière de plusieurs milliers de kilowatts qui sont équipés d'alternateurs synchrones, d'une roue Kaplan et d'un distributeur mobile avec régulateur de vitesse,

— les bulbes marémoteurs prévus pour fonctionner en marche directe ou inverse afin d'utiliser le flux et le reflux, sous hauteur de chute variable. La rentabilité peut être accrue en faisant fonctionner le groupe en pompe à certains

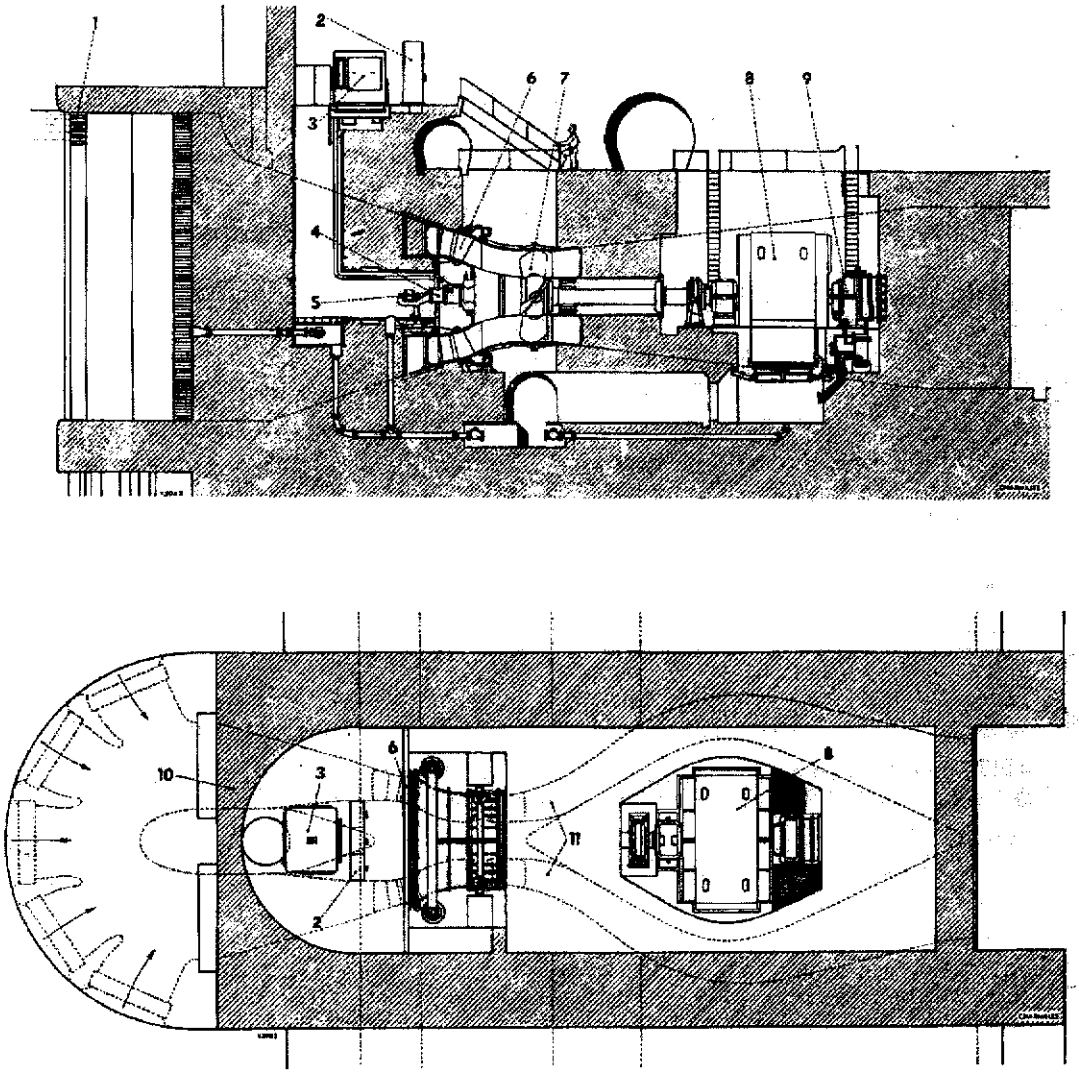


Fig. 4.110. — Groupe puits aval d'Argentat (France).

Chute nette 16, 6 m, puissance 14 400 kW, vitesse 150 t/mn. Ateliers des Charmilles constructeur.

1 : Grille d'entrée, 2 : Tableau de commande. 3 : Régulateur. 4 : Chapeau de réglage. 5 : Alternateur pilote. 6 : Distributeur. 7 : Roue de la turbine. 8 : Alternateur. 9 : Palier de butée. 10 : Pile du barrage. 11 : Aspirateur bifurqué.

moments. Les puissances unitaires sont relativement importantes, 10 MW dans le cas de la Rance.

Le tracé des conduits d'amenée dans les distributeurs des groupes axiaux permet d'obtenir une circulation plus faible à l'entrée de la roue ce qui conduit à de bons rendements avec des puissances spécifiques plus élevées, d'autre part le rendement d'un aspirateur rectiligne est sensiblement supérieur à celui d'un

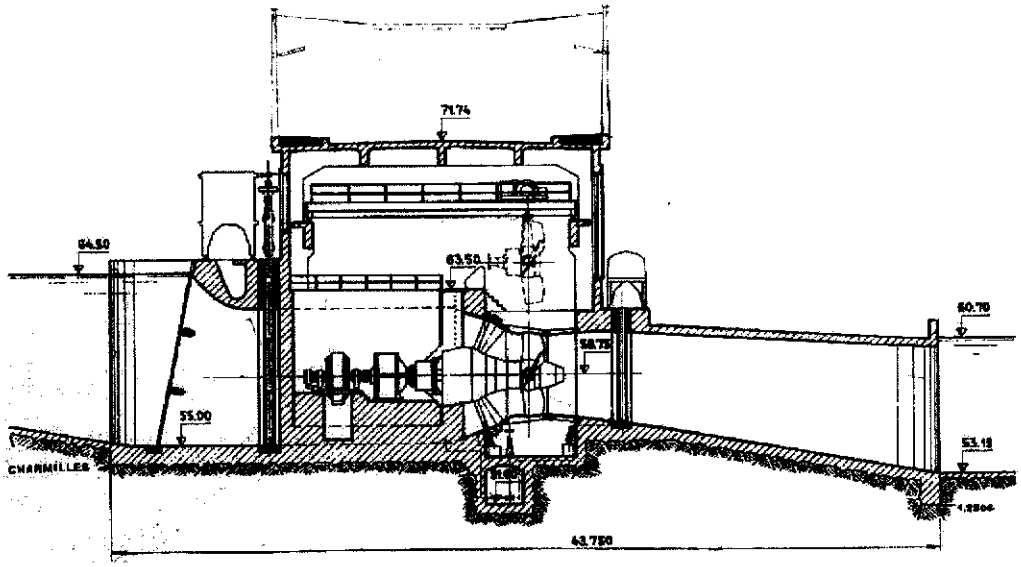


Fig. 4.111. — Centrale équipée de groupes axiaux Kaplan, type puits amont métallique ovale. Puissance 3 350 kW, chute nette 4,3 m, débit 92 m³/s, vitesse de rotation 80/600 t/mn. (Etude des Ateliers des Charmilles).

aspirateur coudé. Tous ces facteurs permettent une réduction du diamètre de roue, en bulbe, de 7 à 8 % par rapport au diamètre de la roue Kaplan classique. Le rapport de la longueur du groupe au diamètre de la roue se trouve également réduit à 1,8 contre 2,5 à 3 pour l'installation verticale de basse chute.

Le principal avantage économique des groupes rectilignes sur les Kaplan réside dans la réduction des travaux de génie civil par suite de l'absence de bâche spirale et d'aspirateur coudé, les formes des ouvrages sont plus simples et l'entre-axe des groupes beaucoup plus réduit, si bien que le prix du kilowatt installé est inférieur d'environ 15 % à celui d'une centrale Kaplan de type classique.

Avantage aussi au point de vue cavitation car, pour la même profondeur des fouilles, la disposition à écoulement axial conduit à une cote du point haut de la roue (cote critique) beaucoup plus basse que pour un groupe à axe vertical. D'autre part chaque pale n'est soumise qu'une fois par tour aux conditions critiques du point haut.

L'inconvénient des groupes bulbes est leur inertie insuffisante, la réduction des diamètres conduit à des temps de lancer courts, de l'ordre de 0,5 à 2 s ce qui exclut le couplage de ces groupes sur des réseaux séparés à faible coefficient d'autoréglage.

Exemples de réalisations.

Figure 4.109. Turbine tubulaire avec roue motrice polaire. Cette disposition, imaginée par Arno Fischer en 1936 comporte une roue hélice à pales fixes dont la jante porte les pôles de l'alternateur qui reste parfaitement accessible et peut

être largement dimensionné. Le distributeur à ailettes mobiles peut être construit en tenant compte uniquement des conditions d'écoulement. Des presse-étoupes spéciaux à lèvres de caoutchouc assurent l'étanchéité des paliers de la turbine. Ce sont aussi des lèvres qui assurent l'étanchéité entre la couronne mobile de la roue motrice et le corps de la turbine. La Société Escher Wyss a construit de 1936 à 1951 de nombreuses machines de ce genre pour équiper des chutes de l'ordre de 8 à 9 m avec des débits de 15 à 25 m^3/s, le diamètre extérieur des roues motrices étant de l'ordre de 2 m.

Figure 4.110. Ce groupe puits aval est installé à Argentat (France) au barrage de compensation de Chastang. Il comporte une turbine Kaplan à double réglage dont les caractéristiques sont les suivantes : chute nette : 16,6 m (valeur minimale 8 m), puissance 14 400 kW (19 500 ch), vitesse : 150 t/mn, $ns = 620$ t/mn. Construction des Ateliers des Charmilles. Cette disposition qui a l'avantage de permettre l'utilisation d'un alternateur normal dont la réfrigération ne pose pas de problème présente l'inconvénient de compliquer les formes du diffuseur dont on connaît l'importance pour ce genre de turbine à perte provisoire très élevée (dans certaines installations Kc_{m2}^2 atteint presque l'unité c'est-à-dire que l'aspirateur doit pratiquement récupérer la totalité de l'énergie). La solution en puits amont est à ce point de vue préférable mais elle allonge l'installation (voir fig. 4.111, étude des Ateliers des Charmilles).

Les avantages hydrauliques des groupes bulbes sont évidents, la parfaite symétrie de l'écoulement, la suppression des pertes dans la bâche, le tracé rectiligne de l'aspirateur permettent un gain de rendement de l'ordre de 3 % sur les groupes classiques de mêmes caractéristiques et l'élévation de la vitesse spécifique maximale admissible qui peut dépasser 1 100 t/mn alors que pour une Kaplan verticale il n'est pas prudent d'aller au-delà de 900 t/mn.

Ce type de turbine dû aussi à Arno Fischer est également apparu tôt, la première application ayant été les deux turbines de 195 kW de l'usine de Rostin en Poméranie installées en 1936 par Escher Wyss.

La difficulté de réalisation du groupe bulbe provient de l'immersion totale de la machine électrique. Il importe d'éviter l'entrée d'eau dans la génératrice, il faut également la refroidir. Une solution consiste à la remplir avec de l'huile mise en légère surpression. Cette huile assure en même temps que l'isolement et le graissage l'échange des calories entre le bobinage et l'eau extérieure. En fait cette solution n'est pas aussi séduisante qu'elle le paraît car, d'une part, il est impossible d'empêcher la présence d'humidité dans l'huile ce qui diminue sa rigidité diélectrique, d'autre part les pertes par frottements sont élevées. Pour les réduire on peut augmenter l'entrefer ce qui facilite l'écoulement de l'huile mais, la génératrice étant généralement asynchrone, le facteur de puissance se trouve réduit.

La génératrice asynchrone d'une conception simple et rustique présente un certain nombre d'inconvénients d'ordre électrique qui lui font souvent préférer la solution synchrone. Cette dernière étant difficile à réaliser immergée dans l'huile on a alors recours à un refroidissement par air en créant par exemple

une circulation d'air à travers les bobines au moyen de ventilateurs solidaires du rotor. Voir figure 4.112, réalisation de la Compagnie Electro-Mécanique. Le Bourget (France).

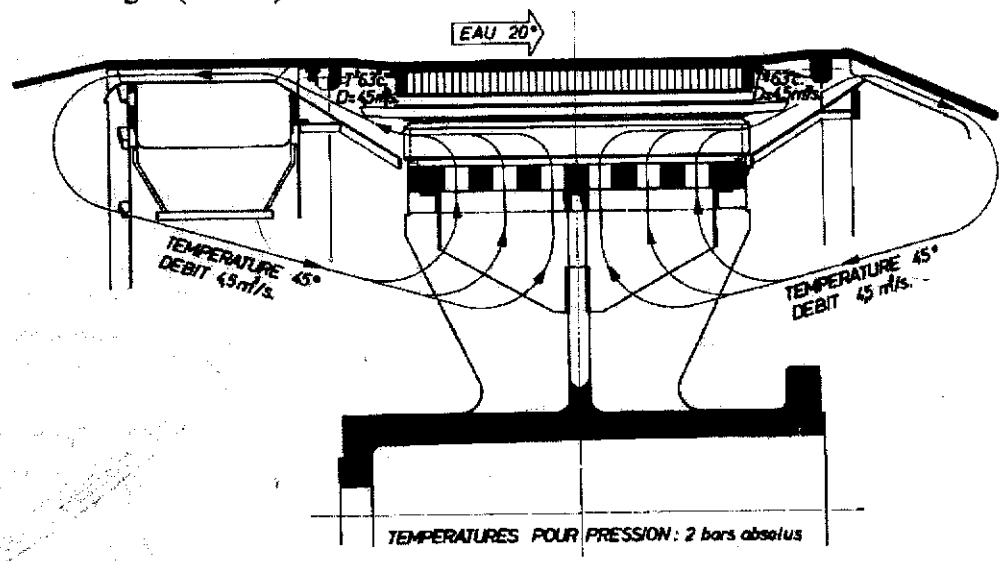


Fig. 4.112. — Vue schématique du refroidissement d'un alternateur par autoventilation. Compagnie Electro-Mécanique.

La figure 4.113 montre la réalisation dite en pertuis de l'un des quatre groupes bulbes amont de l'installation d'Abzac-sur-l'Isle (Dordogne). Distributeur fixe, pales réglables, génératrice asynchrone tournant dans l'huile, chute 2,35 m, puissance 176 kW, vitesse 158 t/mn. On remarquera la facilité de mise en place de l'ensemble du groupe monobloc (Ateliers des Charmilles).

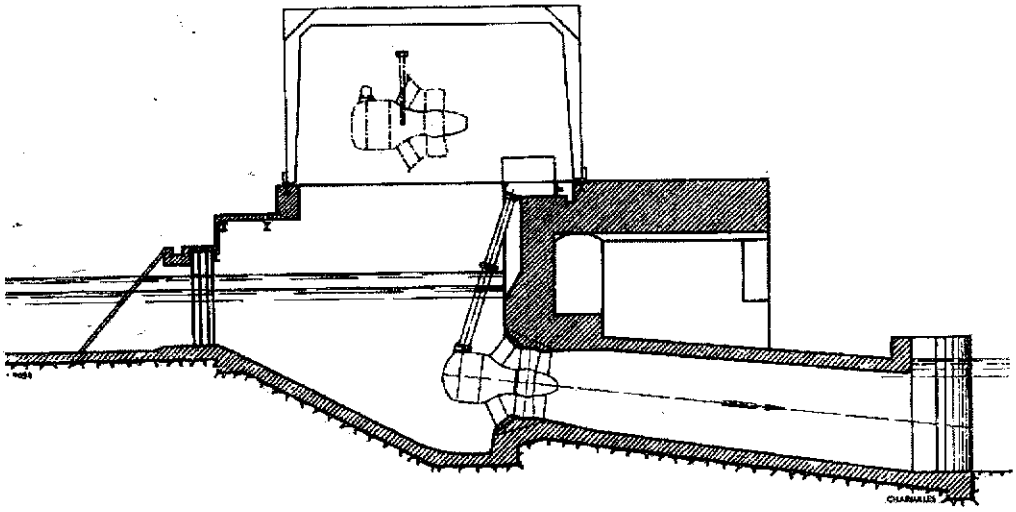


Fig. 4.113. — Groupe bulbe amont asynchrome de l'installation d'Abzac-sur-l'Isle (Dordogne, France).
Chute nette 2,35 m, puissance 176 kW, vitesse 158 t/mn. Ateliers des Charmilles constructeur.

Figure 4.114. Installation en conduit de Bürglen (Suisse), type bulbe amont à multiplicateur. On remarquera à droite une vanne pivotante escamotable dont on amorce le mouvement en la remplissant d'air jusqu'à ce que le courant la ferme complètement.

La turbine (Fig. 4.115), qui fournit 450 kW sous 3 m de chute à 113 t/mn possède un multiplicateur planétaire double disposé à l'amont ce qui en facilite la révision. La vitesse élevée de l'alternateur permet d'en réduire les dimensions et d'accélérer la circulation de l'air de refroidissement entraîné par un ventilateur fixé au volant solidaire de l'arbre grande vitesse. Distributeur fixe, pales mobiles dont le moteur se trouve dans l'ogive de la roue. Construction Escher Wyss.

L'alternateur rapide qui, outre des dimensions plus faibles, présente l'avantage d'un prix de revient plus réduit et d'un rendement plus élevé (ce qui compense les pertes du multiplicateur) doit être étudié pour une vitesse d'emballement élevée. On peut toutefois éviter cet inconvénient en équipant le multiplicateur planétaire d'un frein qui immobilise la couronne en fonctionnement normal et la libère lorsque la vitesse est devenue excessive coupant ainsi la transmission de puissance entre la turbine dont la vitesse croît jusqu'à l'emballement et l'alternateur qui ralentit. La figure 4.116 représente un groupe de ce genre installé à Reutte (Tyrol) et construit par Escher Wyss. Bulbe amont à double réglage, chute : 6,07 m, puissance : 1 240 kW, vitesse de la turbine : 165 t/mn, de l'alternateur : 1 000 t/mn.

Figure 4.117. Groupe bulbe aval à simple réglage de construction Escher Wyss. Cette installation comporte éga-

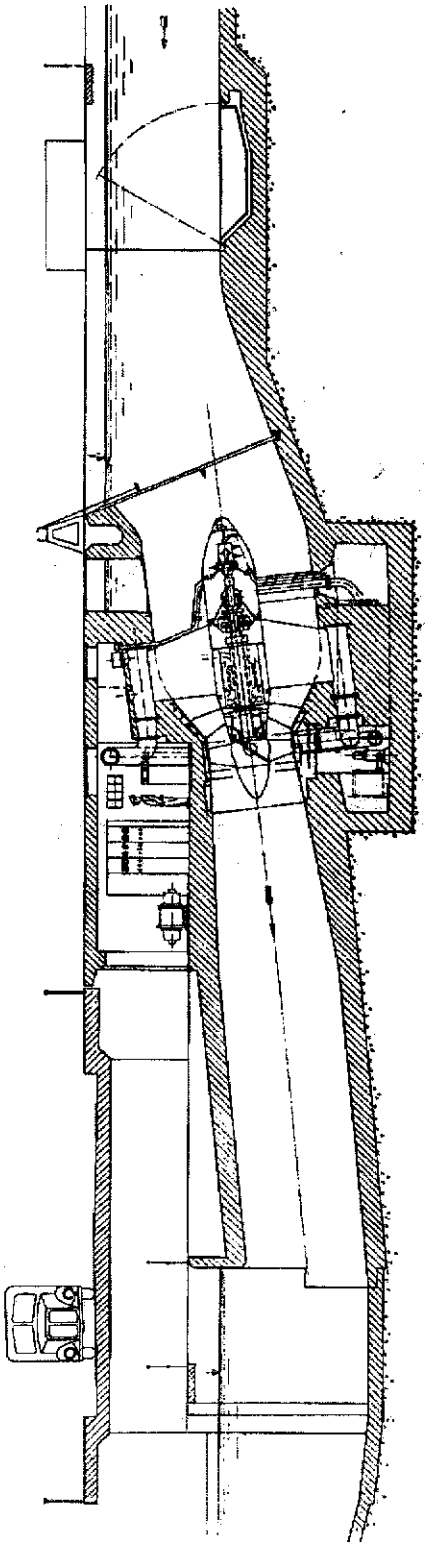


Fig. 4.114. — Profil en long de la centrale de Bürglen (Suisse). Devant la grille d'entrée une vanne clapet escamotable.

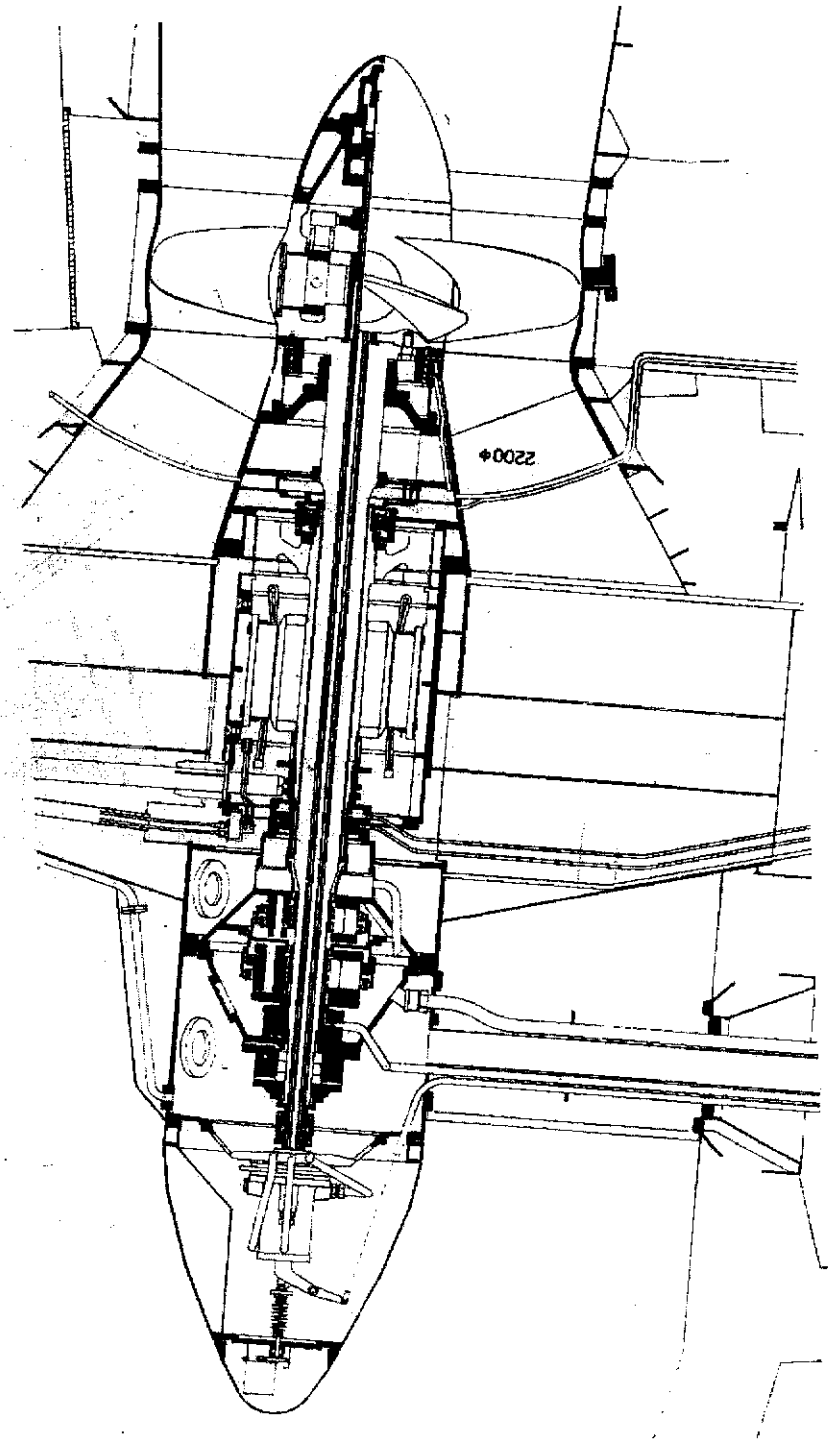


Fig. 4.115. — Turbine en bulbe amont avec multiplicateur de vitesse.
Puissance 450 kW sous 3 m à 113 t/mn. Aménagement de Bürglen (Suisse).
Escher Wyss, constructeur.

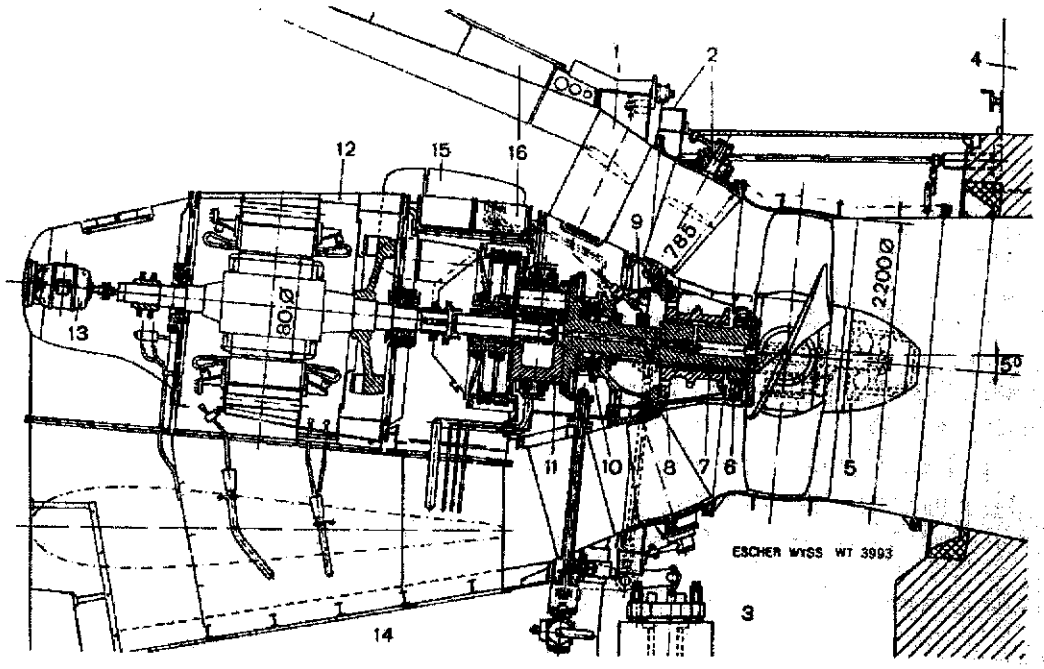


Fig. 4.116. — Turbine tubulaire à double réglage avec alternateur à l'amont, de la centrale immergée de Reutte. Tyrol. Construction Escher Wyss. Puissance 1 240 kW sous 6,07 m à 165 t/mn.

1 : Entretoises profilées. 2 : Distributeur réglable. 3 : Servo-moteur de vannage avec poids de fermeture. 4 : Régulateur. 5 : Roue motrice avec servo-moteur dans l'ogive. 6 : Joint manchette. 7 : Arbre. 8 : Palier graissé par l'huile de réglage. 9 : Asservissement du servo-moteur de la roue. 10 : Pivot. 11 : Multiplicateur planétaire avec frein, entre la roue motrice et l'alternateur. 12 : Alternateur. 13 : Alternateur pilote. 14 : Nervure de support avec canaux de ventilation. 15 : Nervures latérales avec évacuation d'air chaud. 16 : Ouvertures de montage.

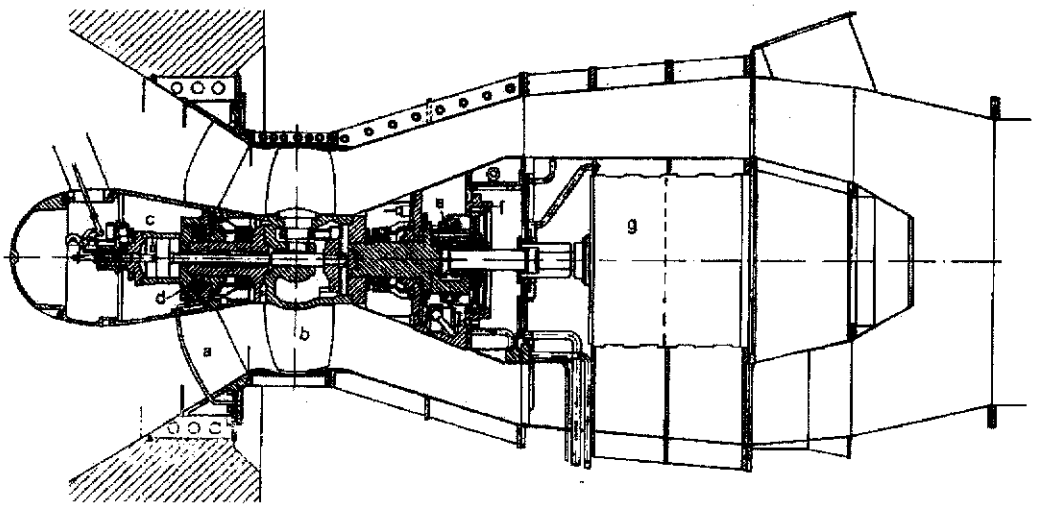


Fig. 4.117. — Turbine tubulaire avec alternateur immergé disposé dans le diffuseur. Construction Escher Wyss.

a : Distributeur à aubes fixes. *b* : Roue motrice à pales orientables. *c* : Servo-moteur des pales de la roue motrice. *d* : Pivot annulaire. *e* : Engrenage planétaire. *f* : Frein commandé par pression d'huile. *g* : Alternateur.

lement un multiplicateur planétaire avec blocage de la couronne par un frein à pression d'huile qui se desserre lorsque la survitesse atteint 30 %. Ces turbines sont de puissance modérée, 100 à 400 kW.

Dans la disposition dite en siphon le groupe bulbe est installé dans la partie ascendante ou descendante d'un conduit enjambant le barrage. La vanne de commande est supprimée, la mise en route s'effectuant en quelques minutes par aspiration de l'air se trouvant dans la partie médiane non immergée du conduit. Cette opération s'effectue à l'aide d'un petit groupe moto-pompe ou d'un hydro-éjecteur. L'arrêt est provoqué en désamorçant le siphon (Fig. 4.118).

Les travaux de génie civil sont réduits au minimum, mais le rendement est plus faible (un ou deux points) en raison des pertes de charge dans le conduit. E. D. F. équipe sur la Mayenne canalisée entre les villes de Mayenne et Laval, 16 biefs dont les différences de niveaux varient de 1,5 à 2,76 m ; il y aura 18 groupes en siphon de puissances comprises entre 50 et 180 kW, dont 13 asynchrones et 5 synchrones.

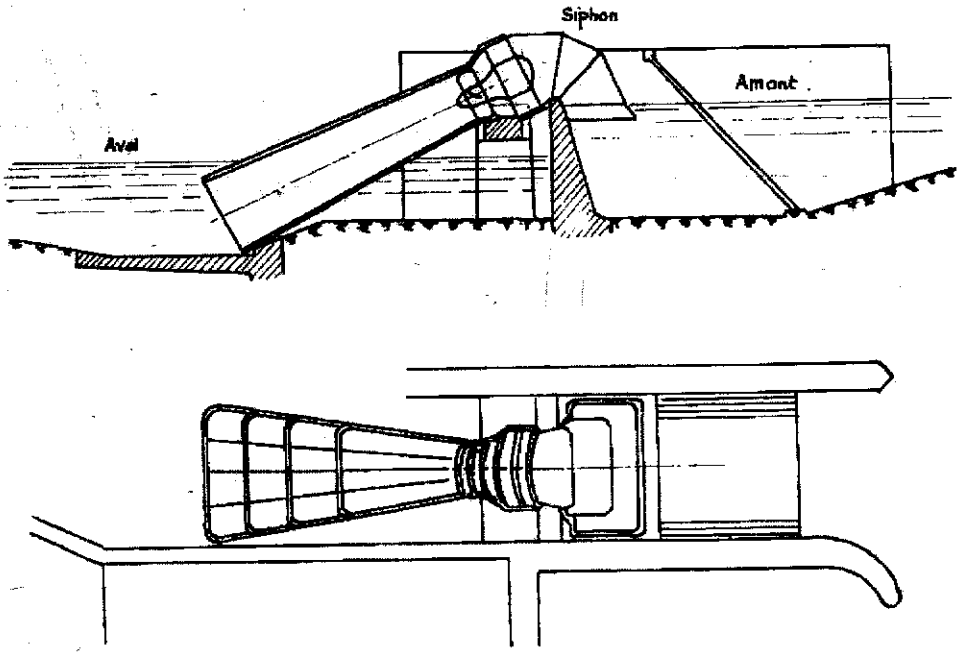
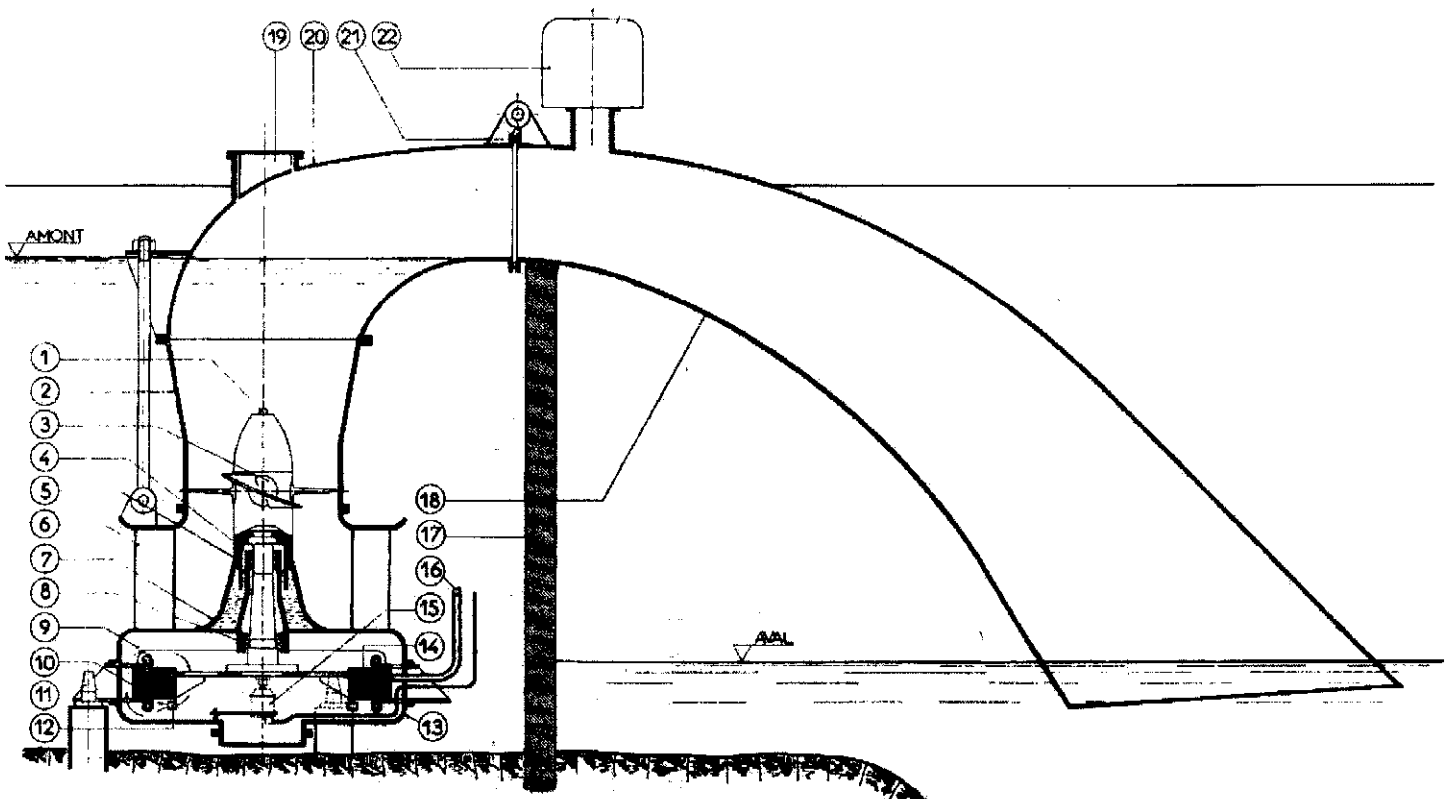


Fig. 4.118. — Bulbe en siphon.

Il existe également des installations en siphon à écoulement ascendant telles que celle représentée par la figure 4.119, qui offrent quelques avantages au point de vue poussée hydraulique opposée au poids des parties tournantes, mais le groupe est peu accessible.



1 : Vis de réglage des pales, à l'arrêt. 2 : Gaine de la roue. 3 : Roue à pales réglables. 4 : Etanchéité. 5 : Roulement de guidage. 6 : Distributeur fixe. 7 : Dôme du distributeur. 8 : Roulement de butée. 9 : Nervures de refroidissement. 10 : Génératrice asynchrone, stator. 11 : Plots supports du groupe. 12 : Ventilateur. 13 : Carter de la génératrice. 14 : Génératrice asynchrone, rotor. 15 : Moteur de réglage des pales, en marche. 16 : Câble de puissance. 17 : Barrage ou batardeau. 18 : Partie fixe de l'aspirateur. 19 : Trou d'homme. 20 : Coude relevable de l'aspirateur. 21 : Joint d'étanchéité. 22 : Ventouse.

Fig. 4.119. — Constitution d'un groupe en siphon à écoulement ascendant.

Le groupe bulbe n'est pas uniquement réservé aux puissances réduites. Si celle-ci est limitée par les possibilités de refroidissement de l'alternateur l'utilisation d'air comprimé permet de repousser cette limite à des valeurs assez élevées : 9 000 kW à Saint-Malo, 18 000 kW à Pierre-Bénite (sur le Rhône) et peut-être dans un proche avenir 30 000 kW. Pour les turbines, la limite est donnée par le poids de la roue située en porte à faux par rapport au palier aval du groupe, par exemple le palier de la turbine de Saint-Malo supporte un effort de 110 t pour un diamètre de roue de 6 m, la limite actuelle semble être 7 m.

Figure 4.150. Vue prise de l'aspirateur de la roue d'un groupe bulbe amont de Beaumont-Monteux (France) : 9 500 kW sous 12,5 m à 150 t/mn, diamètre de la roue : 3,8 m. Construction Neyrpic.

La figure 4.120 est une coupe du groupe bulbe de Saint-Malo, prototype des groupes marémoteurs de la Rance, dont ses caractéristiques sont très proches : 9 000 kW sous 5,5 m à 88,235 t/mn, $ns = 1\,160$ t/mn. Ce groupe peut fonctionner en turbine ou en pompe (directes ou inversées). Sur la figure 4.151 vue de la roue en cours de montage en atelier (Neyrpic).

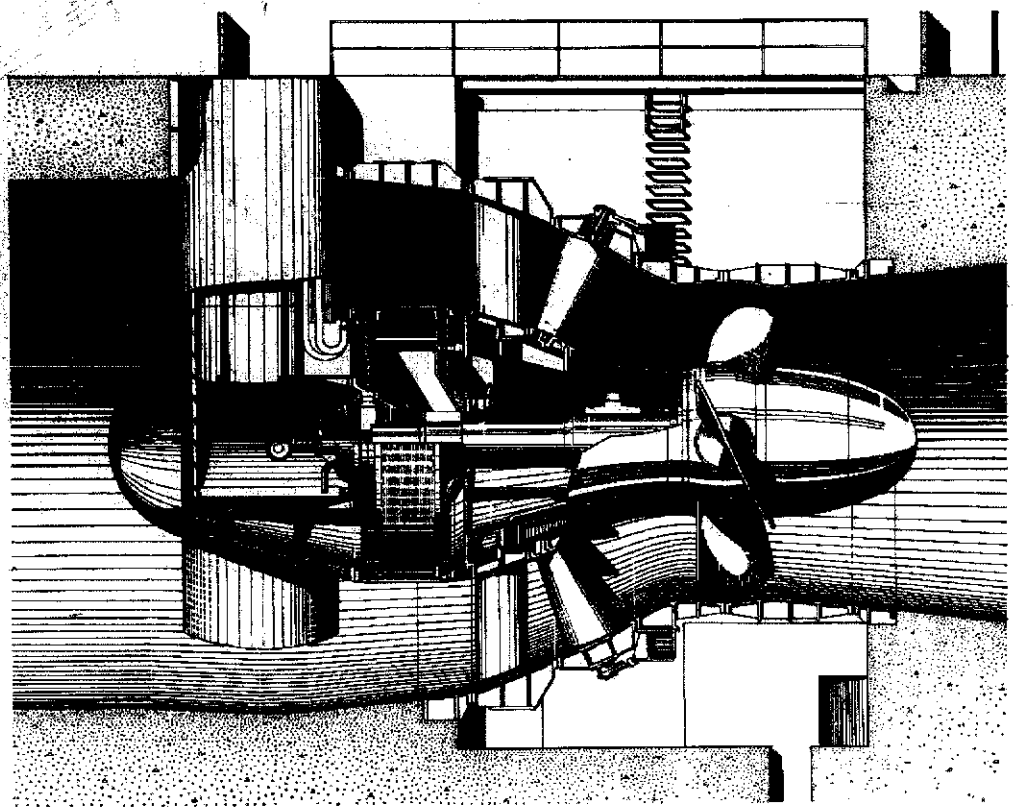


Fig. 4.120. — Groupe bulbe de Saint-Malo.
Puissance 9 000 kW sous 5,5 m à 88,235 t/mn. Construction Neyrpic.
Peut fonctionner en turbine ou en pompe (directes ou inversées).

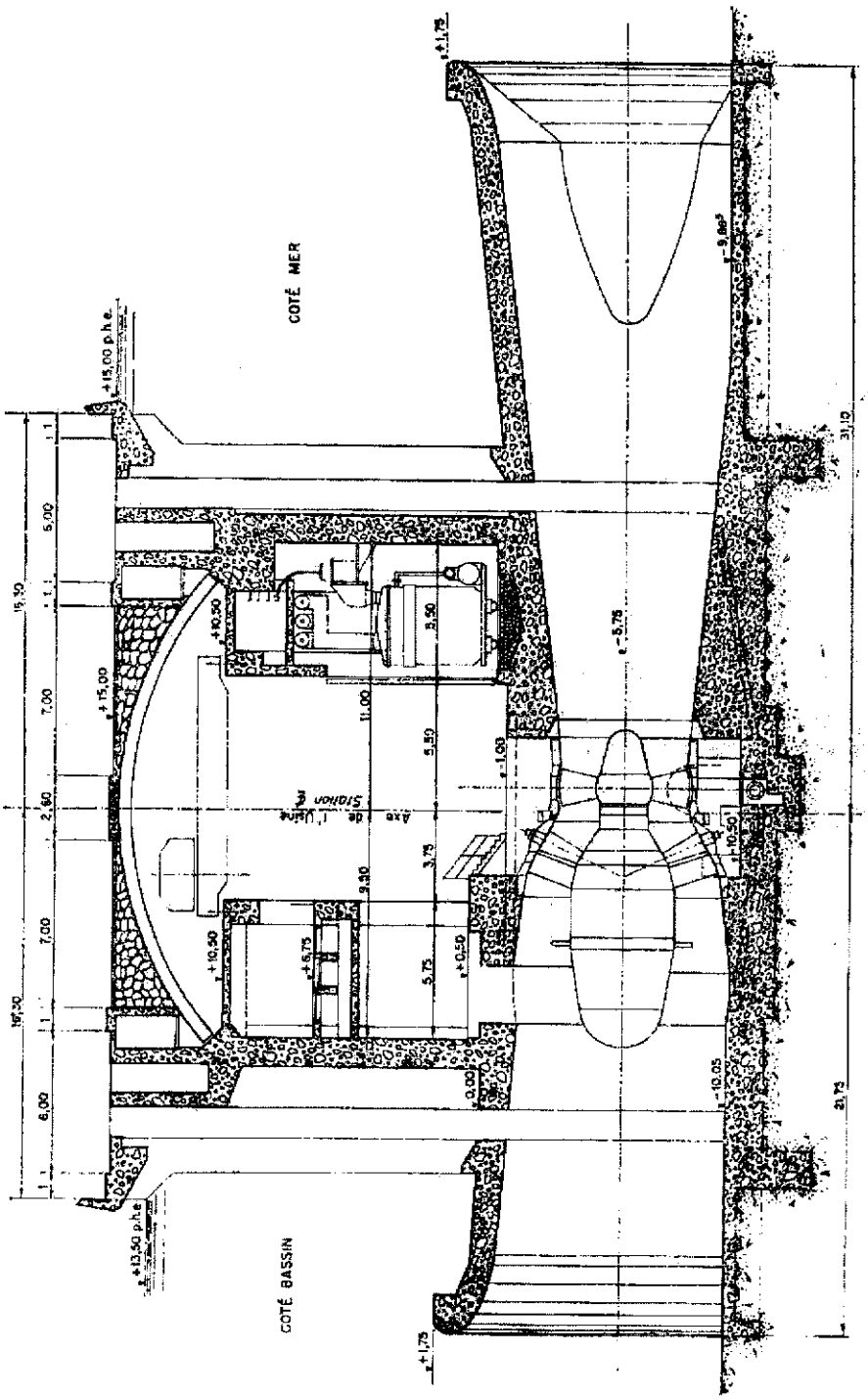


Fig. 4.121.— Coupe transversale de l'aménagement marémoteur de la Rance (France).
24 groupes bulbes de 10 MW à 94 t/mn. Diamètre de la roue : 5,35 m.
Ces groupes fonctionnent pour les deux sens d'écoulement en turbine, en pompe ou en orifice.

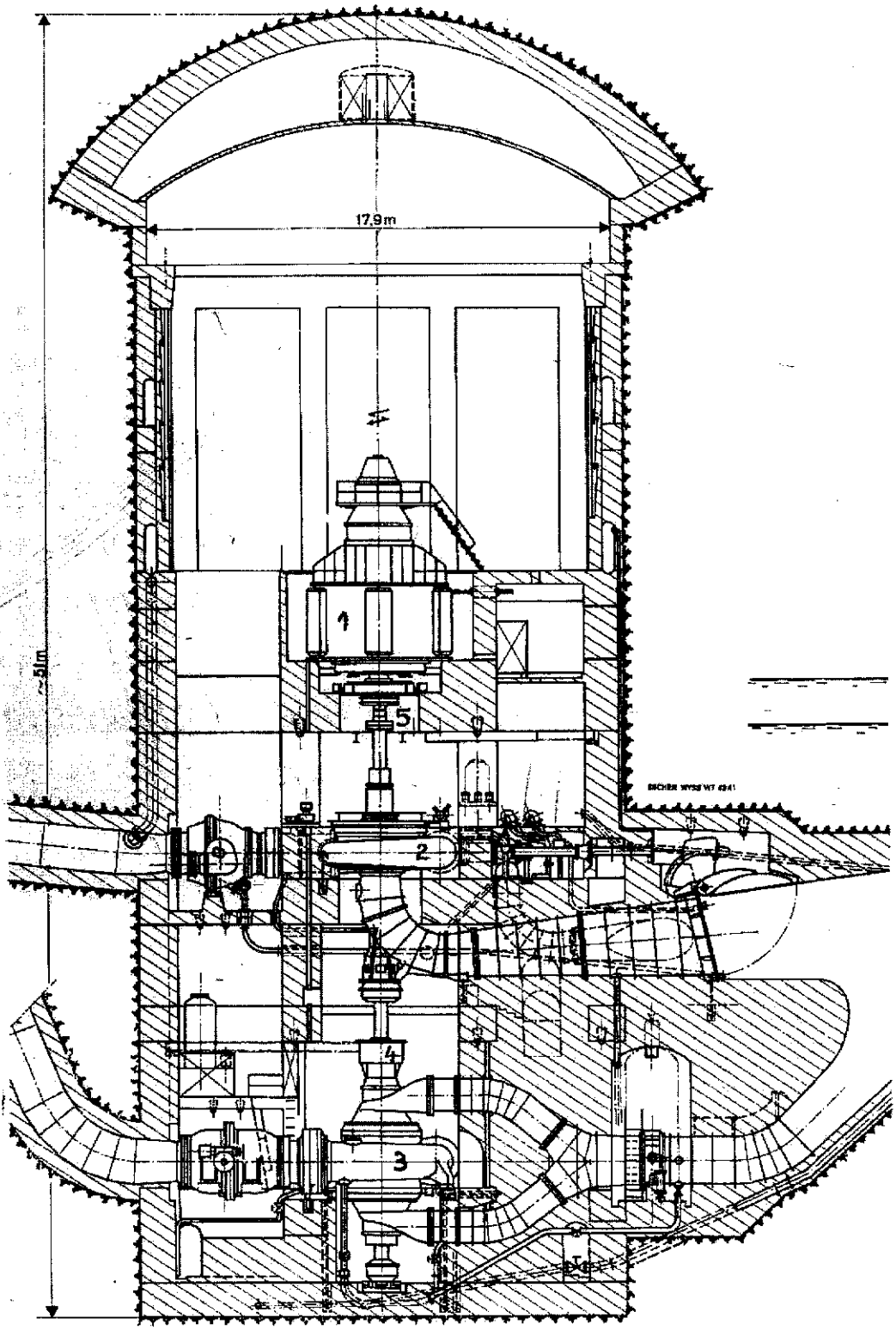


Fig. 4.122. — Groupe avec pompe d'accumulation à axe vertical (Escher Wyss).
Légende, voir figure 4.123.

L'usine de la Rance comporte 24 groupes bulbes analogues au précédent de 10 MW à 94 t/mn, l'alternateur tourne dans une atmosphère d'air à la pression absolue de 2 bars. (Fig. 4.121 : coupe transversale de l'usine).

4.9. **Turbines-pompes.**

Aux heures où la consommation se trouve réduite les réseaux peuvent disposer d'un excédent d'énergie produit par les installations hydrauliques au fil de l'eau ou les grosses unités thermiques et nucléaires qui demandent une grande régularité de marche. On peut mettre cet excédent d'énergie en réserve en l'utilisant pour pomper de l'eau dans un bassin placé aussi haut que possible, eau qui sera turbinée au moment des pointes de consommation.

Une installation dite d'accumulation comporte donc, en principe, une turbine, un alternateur pouvant fonctionner en moteur, une pompe d'accumulation, un accouplement débrayable permettant de mettre la pompe hors service en vue d'éviter les pertes par ventilation lors de la marche en turbine ou en compensateur synchrone. Les pertes par ventilation de la turbine, en service de pompage, sont plus réduites et l'accouplement est généralement permanent.

Le groupe peut être à axe vertical, figure 4.122 ce qui permet de n'utiliser qu'une faible superficie et de mettre en charge l'aspiration de la pompe, ou à axe horizontal (Fig. 4.123), disposition qui facilite la surveillance et l'entretien du matériel mais qui conduit à une centrale très vaste en raison de la longueur des groupes. D'une manière ou de l'autre ces groupes sont coûteux et d'une installation assez compliquée en raison de la multiplication des conduits et des vannes comme le montrent les figures 3.47 et 4.122.

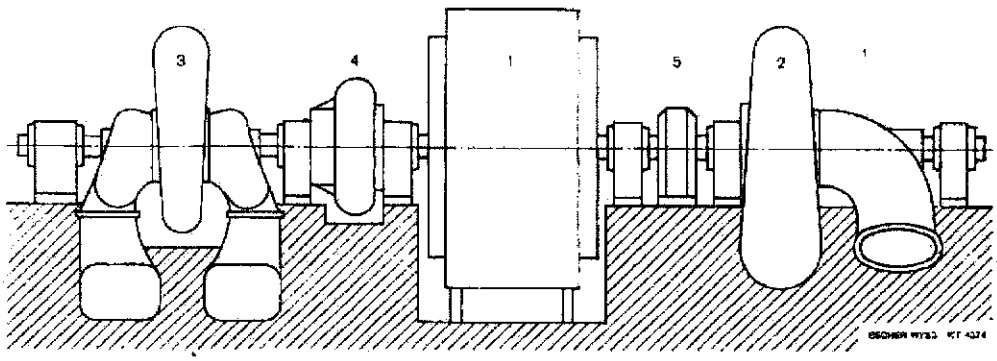


Fig. 4.123. — Groupe avec pompe d'accumulation à axe horizontal. Cette disposition facilite la surveillance et l'entretien du matériel, mais elle conduit à des centrales très vastes, vu la longueur des groupes.
1 : Moteur-alternateur. 2 : Turbine. 3 : Pompe d'accumulation. 4 : Accouplement débrayable. 5 : Accouplement généralement permanent.

Une solution consiste à combiner en un seul élément la turbine et la pompe, son prix plus élevé reste cependant inférieur à ceux ajoutés des deux machines distinctes.

Pour constituer une roue de pompe-turbine on se base sur une roue de pompe car celle-ci s'y prête mieux qu'une roue de turbine Francis. Les canaux relativement courts de cette dernière entraîneraient au fonctionnement en pompe, par suite d'un ralentissement excessif de l'écoulement, des décollements locaux et des pertes de rendement (Fig. 4.124). En outre les angles de sortie d'une roue de pompe ne doivent pas être trop grands pour permettre d'obtenir une caractéristique stable ce qui n'est pas le cas pour les ailettes des roues Francis.

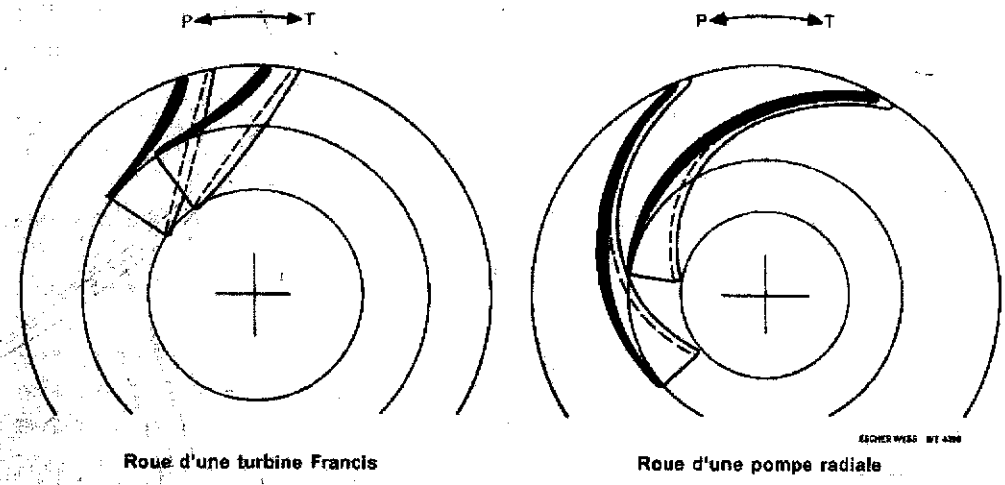


Fig. 4.124. — Les roues de turbines avec leurs canaux relativement courts ne sont pas propres au fonctionnement en régime pompe. En principe, il faut donc, pour une pompe-turbine, partir d'une roue de pompe.

T : Sens de rotation en turbine, *P* : Sens de rotation en pompe.

Toutefois les points de fonctionnement optimaux en turbine d'une part et en pompe d'autre part ne coïncident pas, ainsi, à vitesse constante, le rendement maximal en turbine correspond à une hauteur nette supérieure à la hauteur manométrique qui caractérise l'optimum du fonctionnement en pompe (Fig. 4.125). Comme la turbine fonctionne sous la hauteur statique diminuée des pertes de charge dans la conduite et que la hauteur de refoulement de la pompe est supérieure à la chute nette utilisée par la turbine ce phénomène va à l'encontre de ce que l'on aurait désiré.

On peut donc concevoir une turbine-pompe, soit en utilisant une roue dont le tracé est un compromis entre une roue de pompe et une roue de turbine avec un distributeur conique (Fig. 4.126). Soit en prévoyant un double réglage avec aubes orientables comme sur les turbines Kaplan. La figure 4.127 représente une réalisation de ce genre, la turbine-pompe réversible Dériaz dont le mécanisme de manœuvre des pales à servomoteur rotatif est détaillé Fig. 4.128.

Les turbines-pompes paraissent constituer la solution d'avenir pour l'équipement des installations d'accumulation.

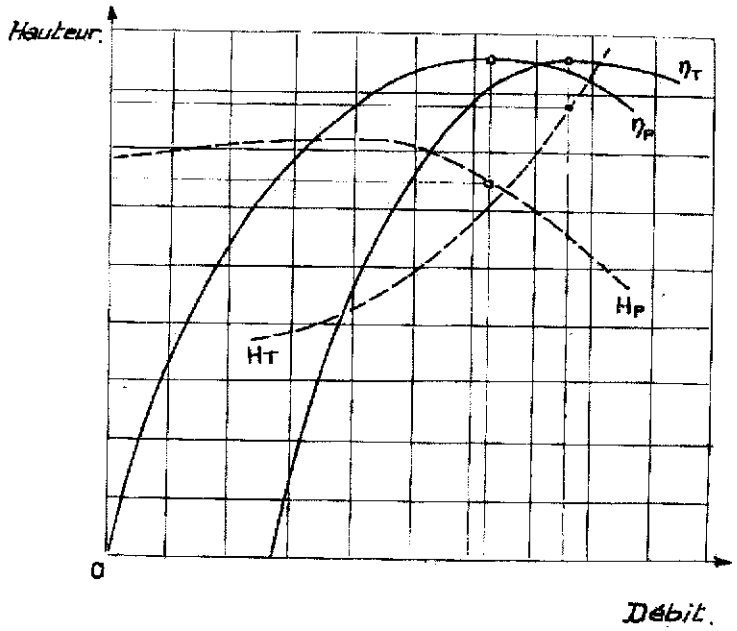


Fig. 4.125. — Courbes de fonctionnement d'une machine réversible.
Le rendement maximal correspond à une hauteur plus élevée dans le fonctionnement en turbine (Indice P : Pompe ; Indice T : Turbine).

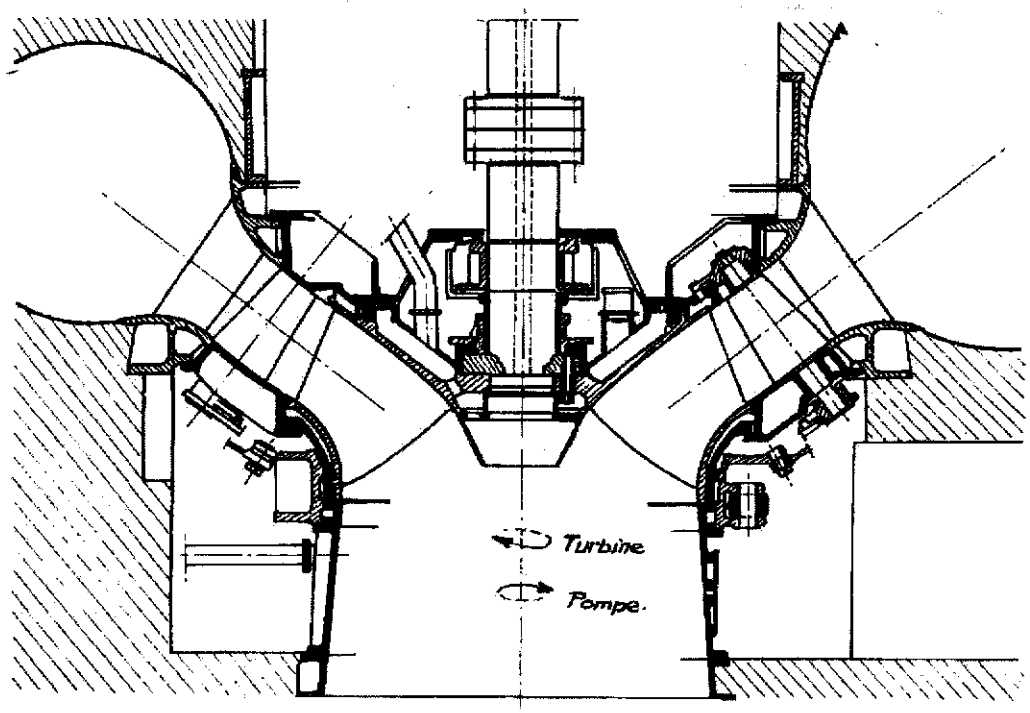


Fig. 4.126. — Turbine-pompe à distributeur conique et aubes fixes.

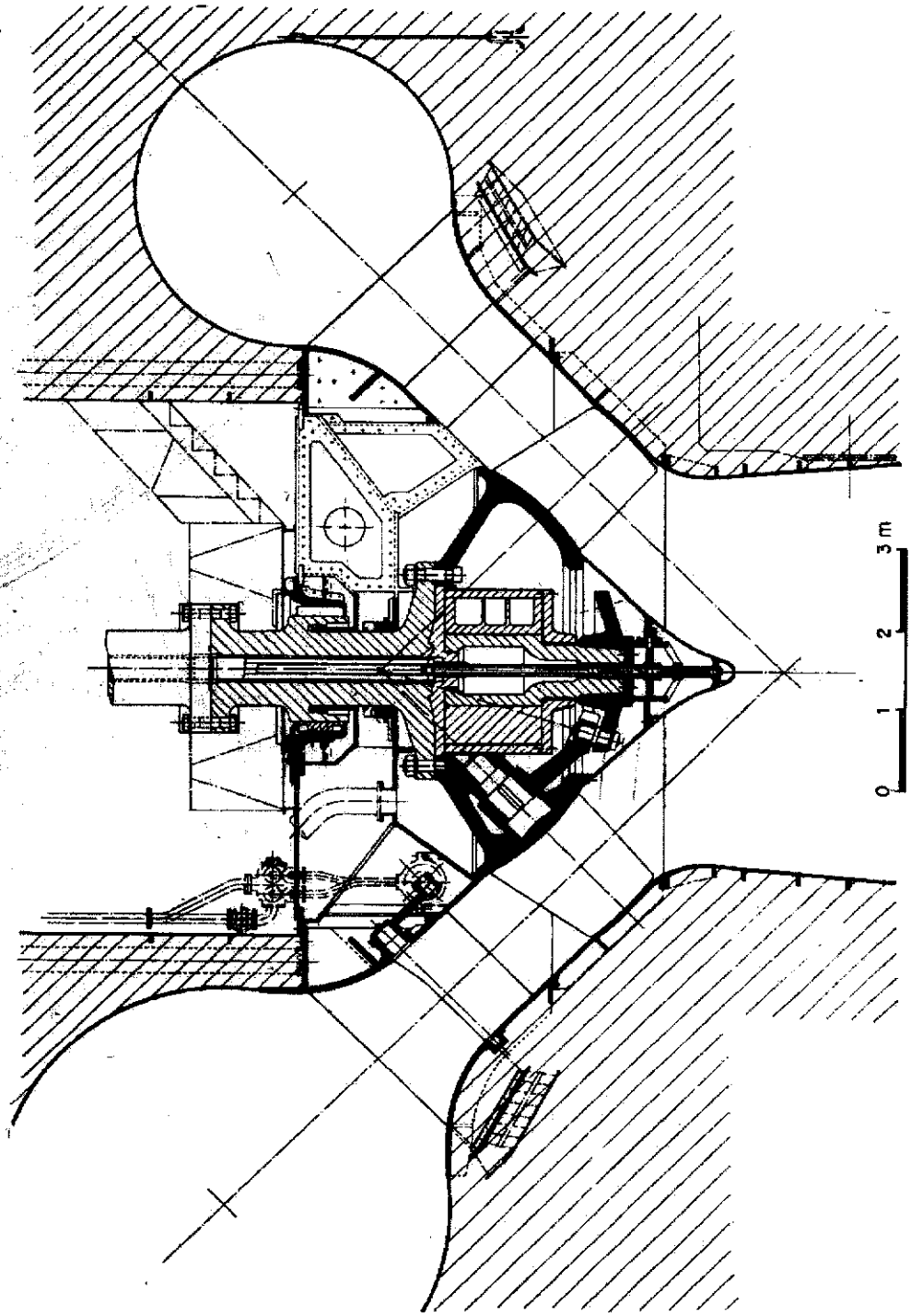


Fig. 4.127. — Pompe-turbine réversible Dériaz.
Puissance de la turbine 34 500 kW. Puissance absorbée par la pompe 39 200 kW.
Chute 12 à 27,5 m. Vitesse 92,4 t/mn.
Centrale « Sir Adam Beck » Niagara. Constructeur English Electric Co.

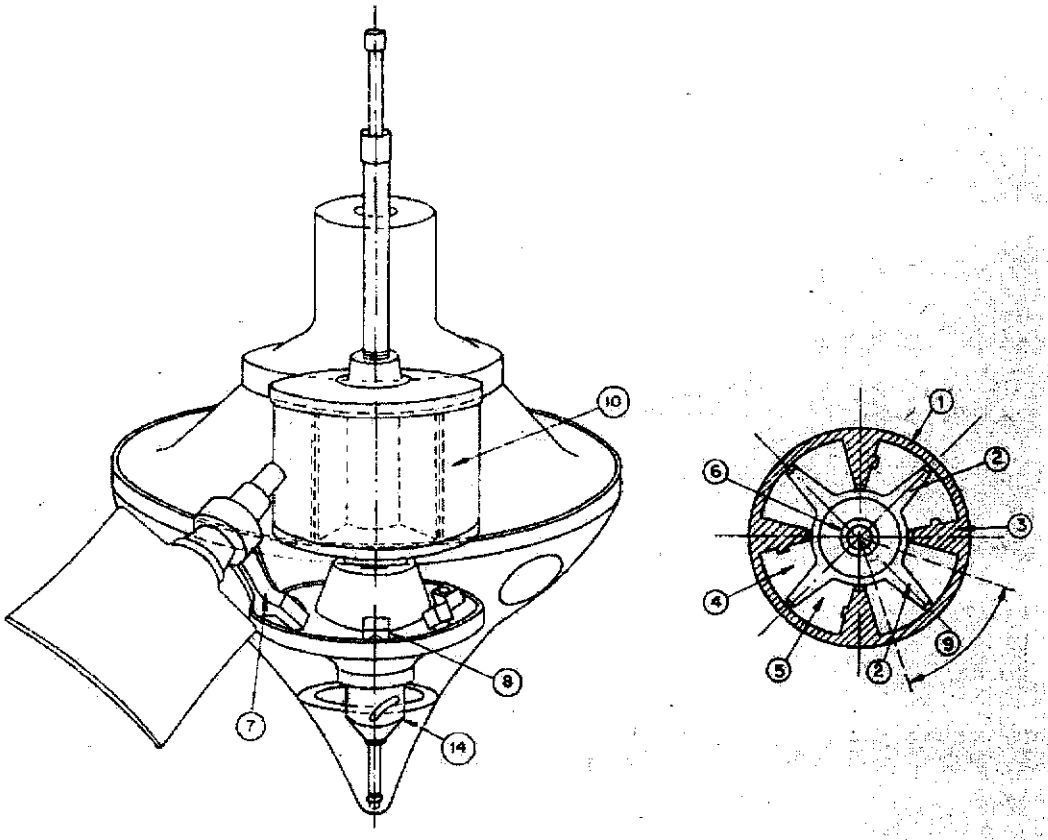


Fig. 4.128. — Mécanisme de manœuvre des pales de la roue Dériaz.
a: Vue d'ensemble du mécanisme. *b* : Coupe à travers le servomoteur à ailettes.

1 : Corps de servo-moteur. 2 : Ailette mobile du rotor. 3 : Ailette fixe. 4 : Chambre de gauche. 5 : Chambre de droite. 6 : Arbre de commande. 7 : Levier de commande des pales 8 : Glissière. 9 : Course de l'ailette (2). 14 : Mécanisme d'asservissement.

Fig. 4.129. — Banc pour essais d'aubages en grille, Escher Wyss.

A droite la grille d'aubes essayée avec, en arrière, le caisson de soufflage ou d'aspiration. A gauche, sur les faces intérieures des panneaux, les manomètres pour mesurer les pressions aux divers points de la surface d'une aube.

Fig. 4.130. — Placage en tôle d'acier inoxydable de l'extrados des aubes d'une roue Francis. Construction des Ateliers de Vevey.

Fig. 4.131 (ci-dessous). — Moulage d'une roue Francis. Assemblage des noyaux. Cliché Cie des Ateliers et Forges de la Loire.

Fig. 4.132. — Roue Francis avec placage du bord de sortie des aubes en tôle d'acier inoxydable.
Cliché de la Sté des Forges et Ateliers du Creusot.

Fig. 4.133. — Meulage d'une roue Francis sans ceinture. Cliché Ateliers des Charmilles.

Fig. 4.134. — Usinage sur tour vertical de l'une des 4 roues Francis de la centrale de Bersimis (Canada). 130 800 kW sous 267 m à 277 t/mn (ns = 110 t/mn). Constructeur Neyrpic.

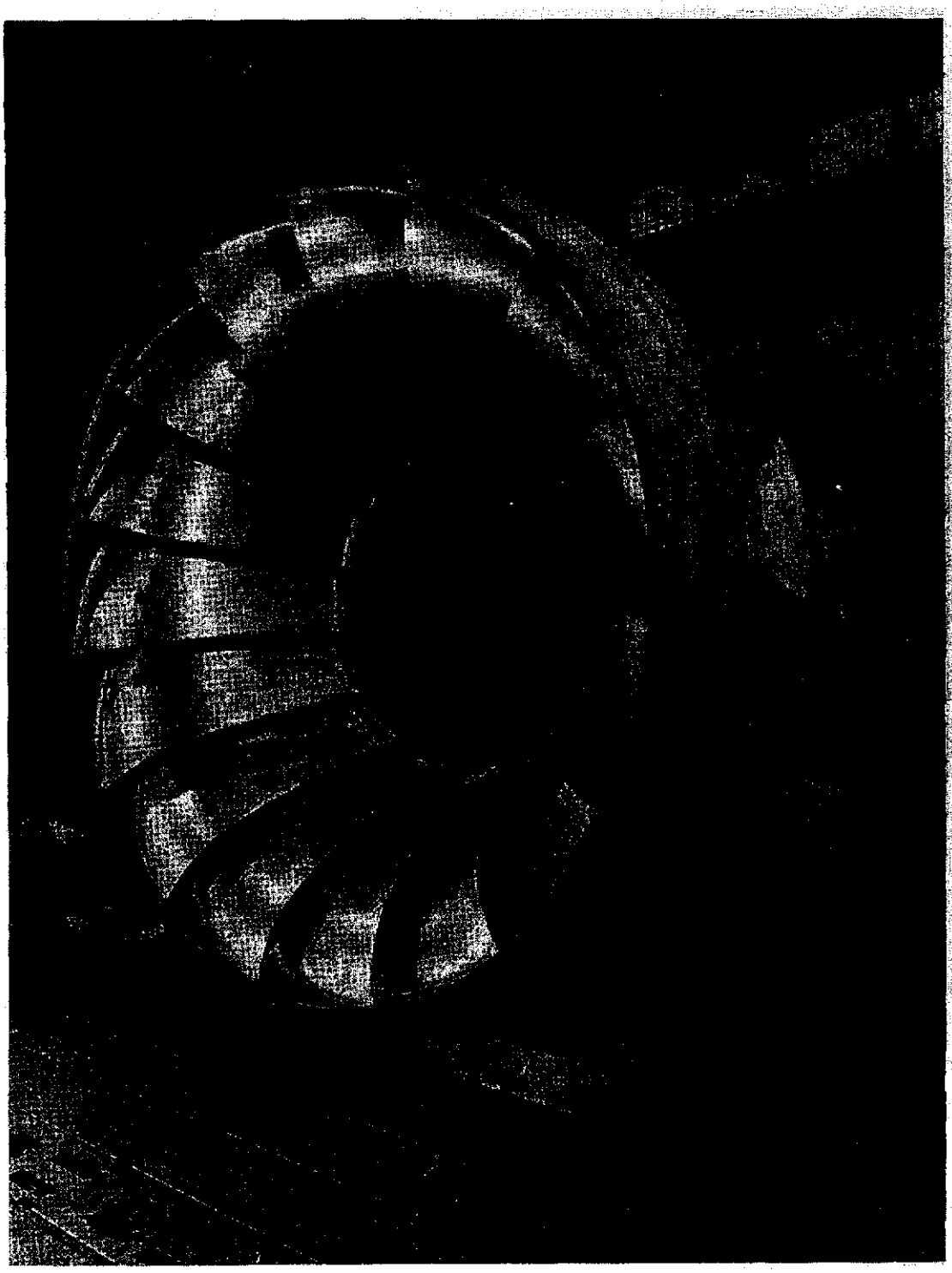


Fig. 4.135. — Roue Francis de 61 700 kW sous 121 m à 250 t/mn (ns = 200 t/mn).
Centrale de Cornatel (Espagne). Construction Neyrpic.

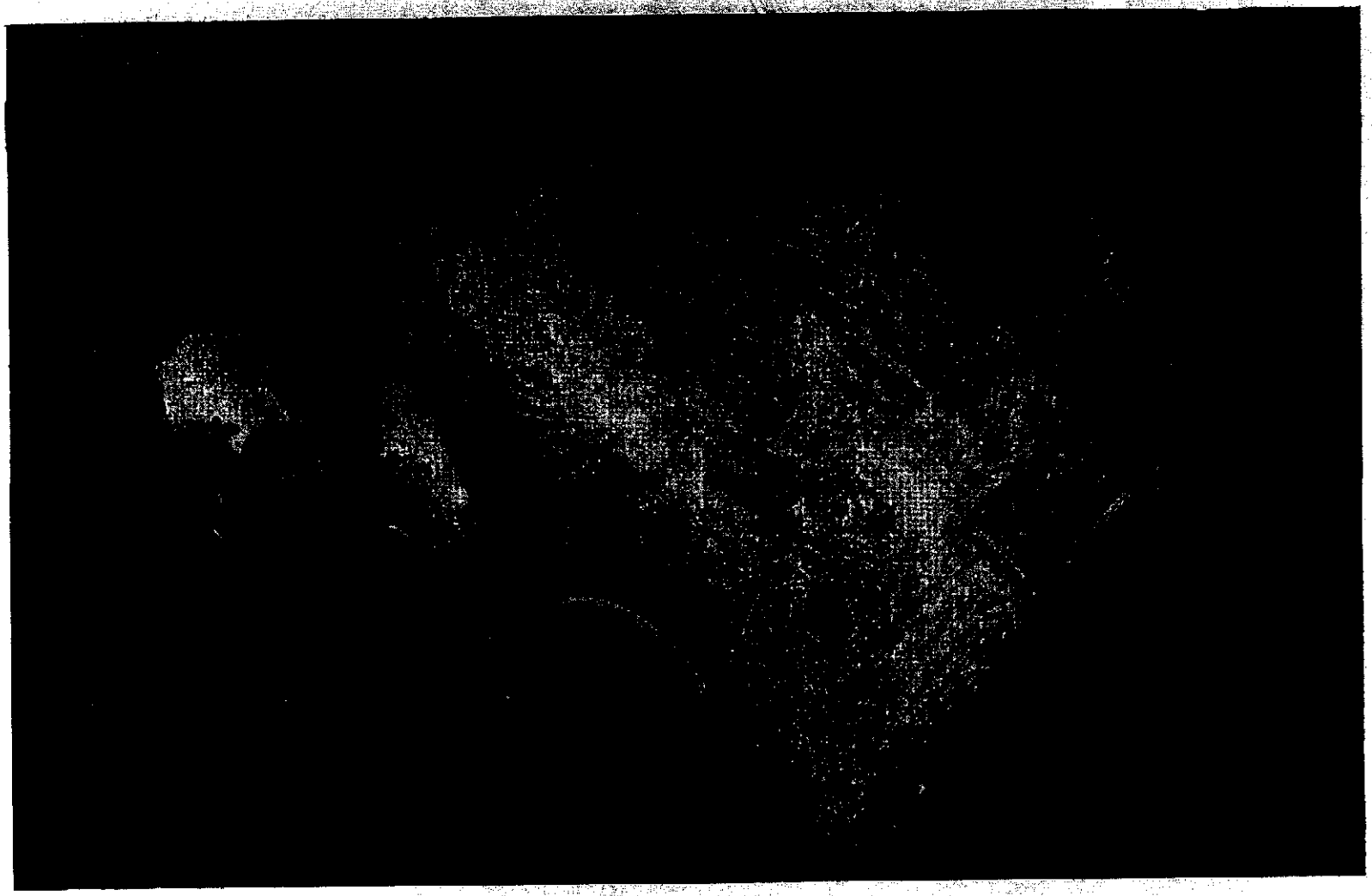


Fig. 4.136. — Pales Kaplan en cours de meulage. Cliché Neyrpic.
Turbine de 35 000 kW sous 16 m à 83,3 t/mn. Aménagement de Vogelgrün (France).

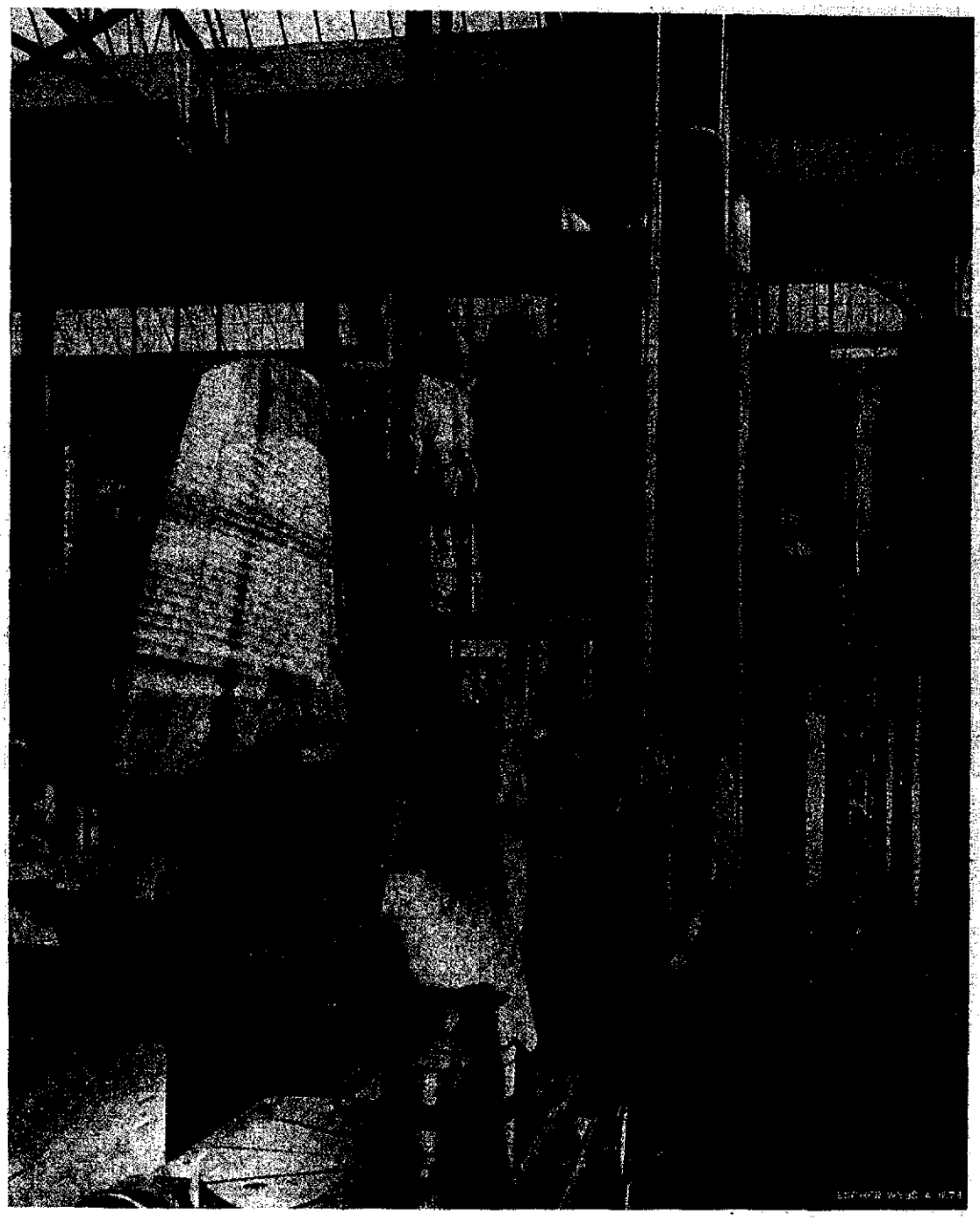


Fig. 4.137. — Fraisage d'une pale Kaplan sur une fraiseuse à copier à commande électronique. Au premier plan, le modèle réduit de la pale et le dispositif palpeur (Construction Escher Wyss).

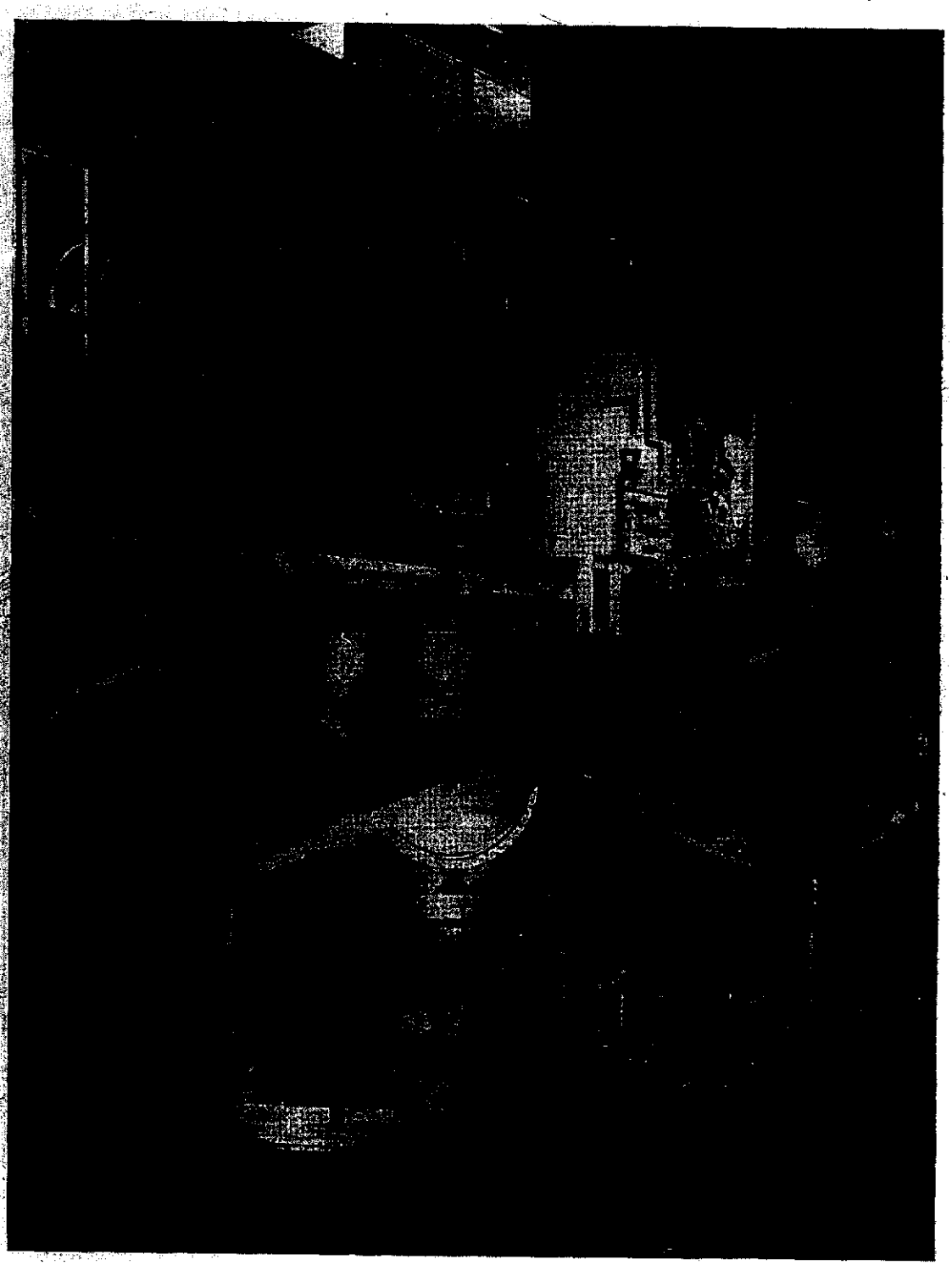


Fig. 4.138. — Tournage des extrémités des pales d'une roue Kaplan.
Turbine de 18 400 kW sous 16 m à 128 t/mn. Cliché Neyrpic.

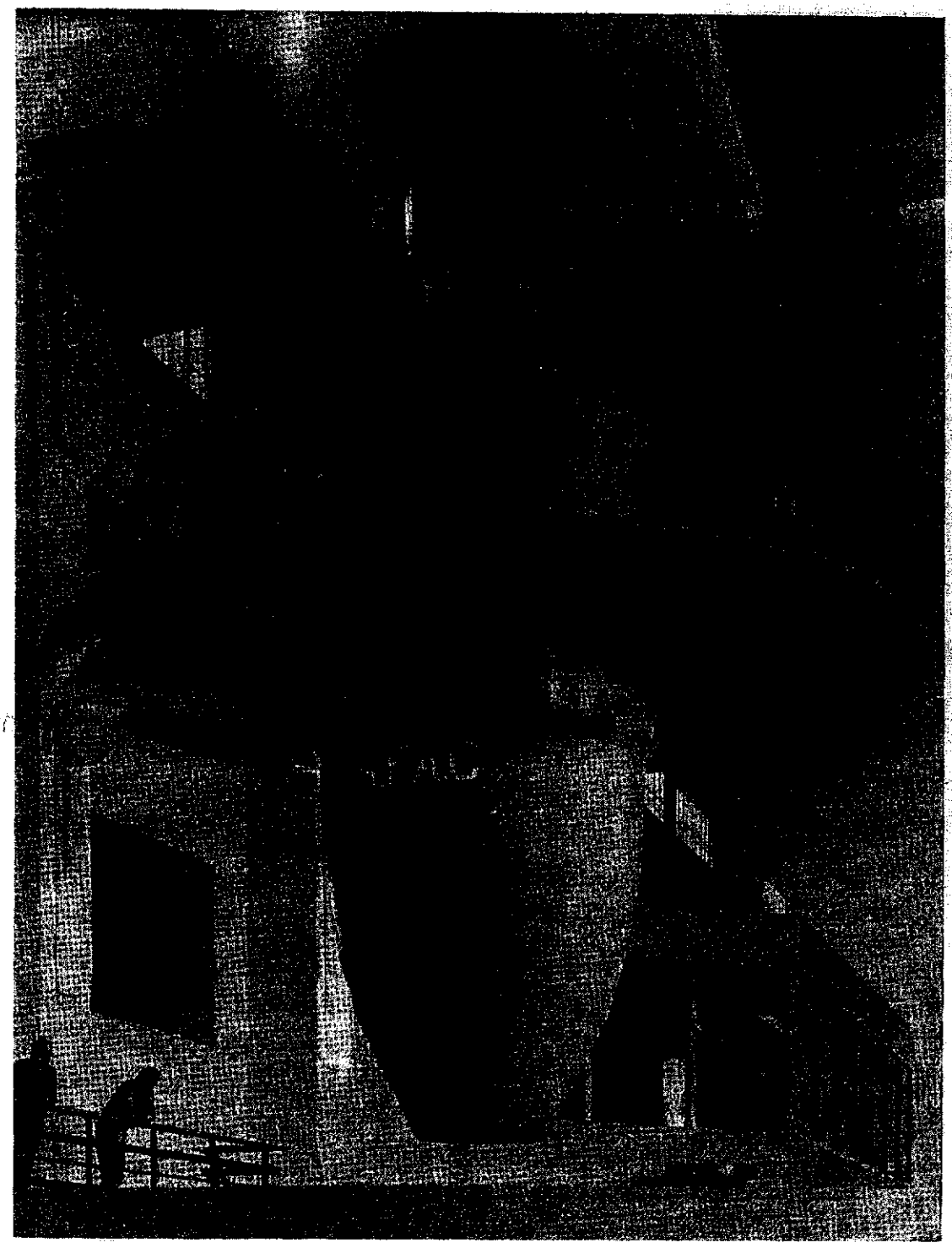


Fig. 4.139. — Mise en place d'une roue Kaplan (Photo Rudler, Mulhouse).
Aménagement de Fessenheim, France. Construction de la Sté des Forges et Ateliers du Creusot.

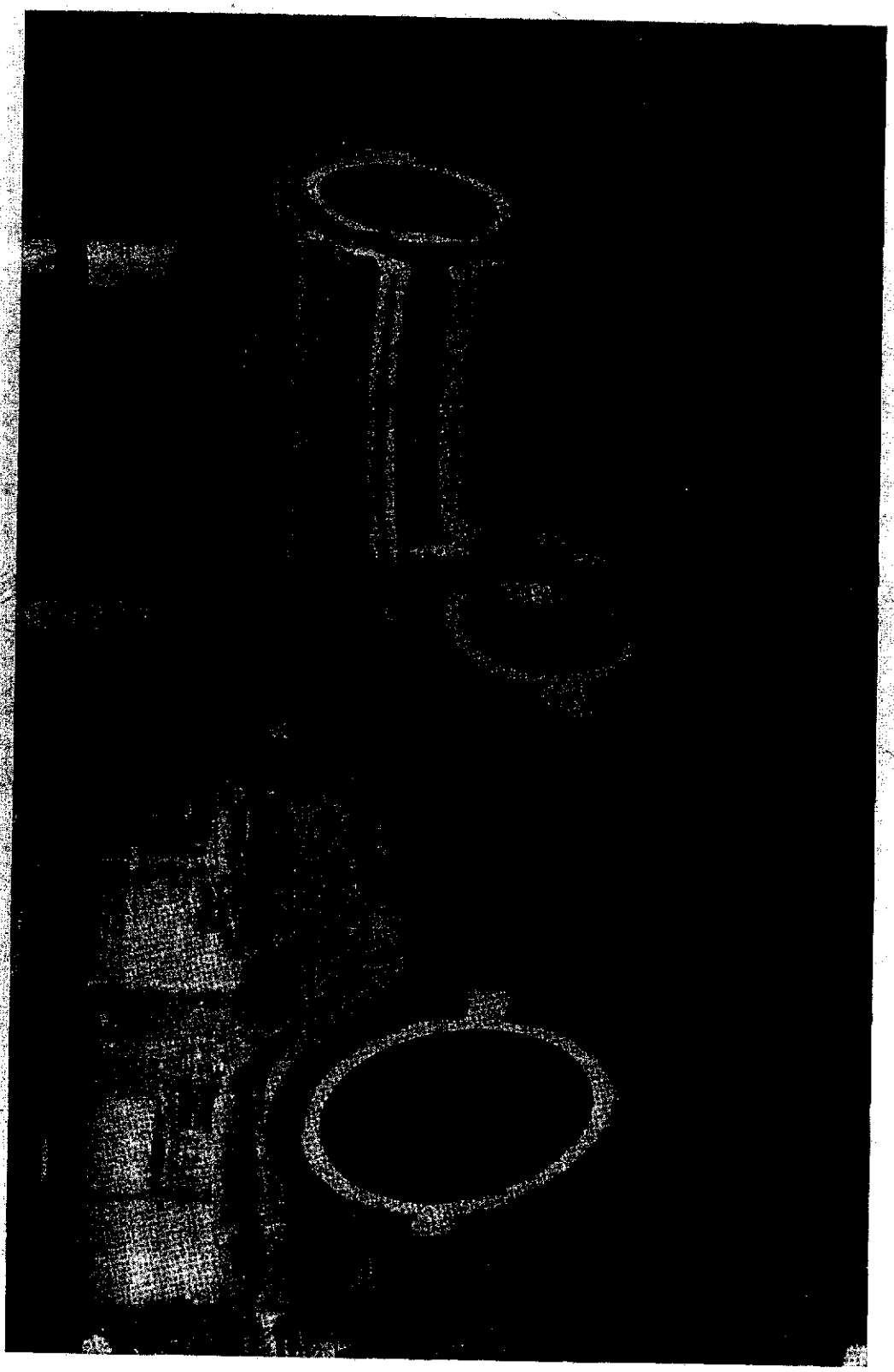


Fig. 4.140. — Turbine Francis à axe horizontal de 23 000 kW. ½ bâche spirale inférieure après ébarbage.

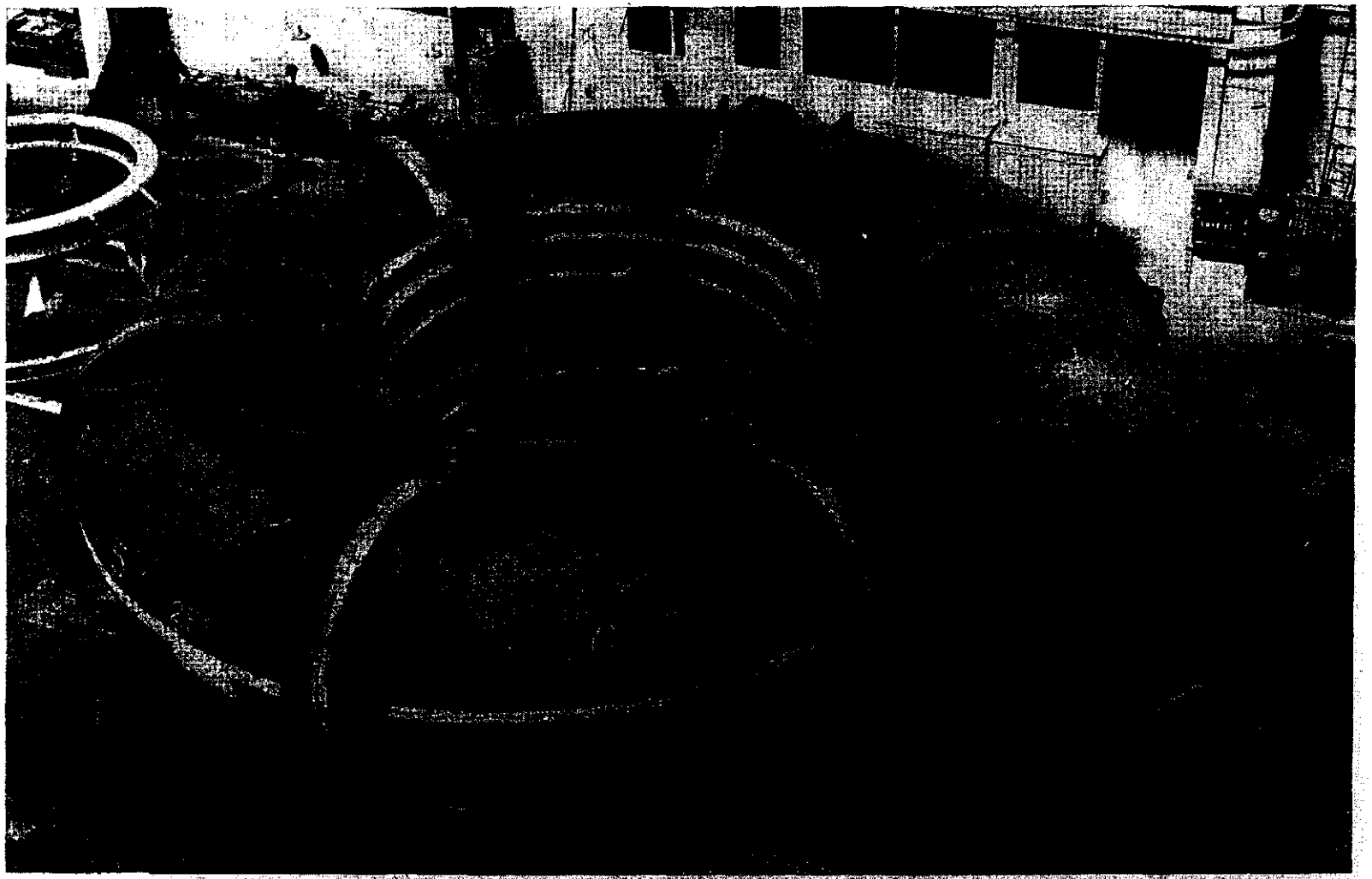


Fig. 4. 141. — Bâche spirale en acier moulé en cours de montage en atelier.
Turbine Francis de 65 000 kW sous 93 m à 187 t/mn. Centrale de Sariyar (Turquie). Construction Neyrpic.

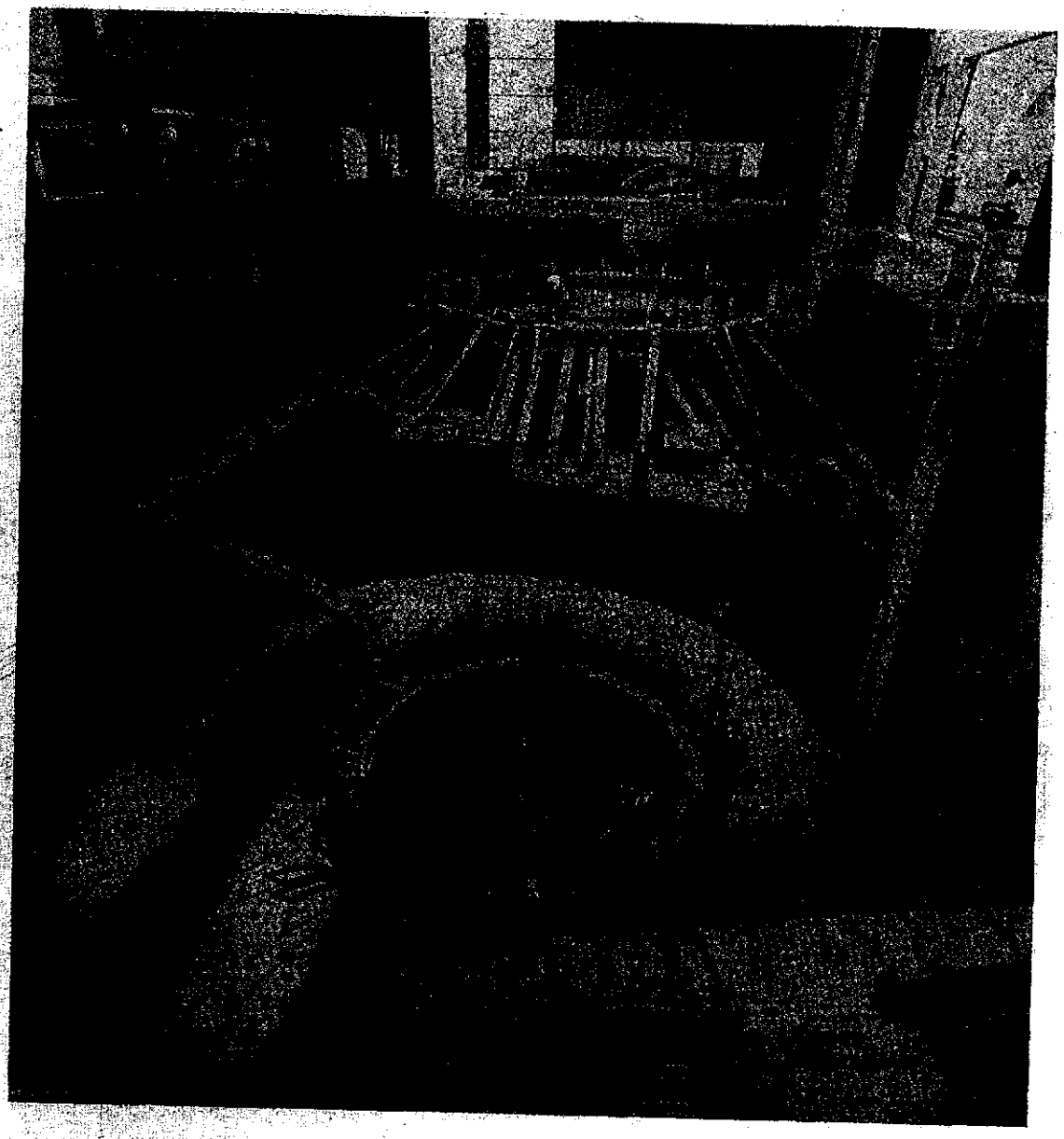


Fig. 4.142. — Bâche spirale de construction soudée en cours de montage.

La bâche est entièrement prise dans le béton (à l'arrière-plan). Celle du premier plan n'est pas encore bétonnée et on remarquera à sa surface les fers destinés à assurer l'ancrage.

Turbines Kaplan de 9 600 kW sous 19 m de chute de la centrale d'Ayamé (Côte-d'Ivoire). Construction des Ateliers de Vevey.
Voir détails de la turbine figure 4.100.

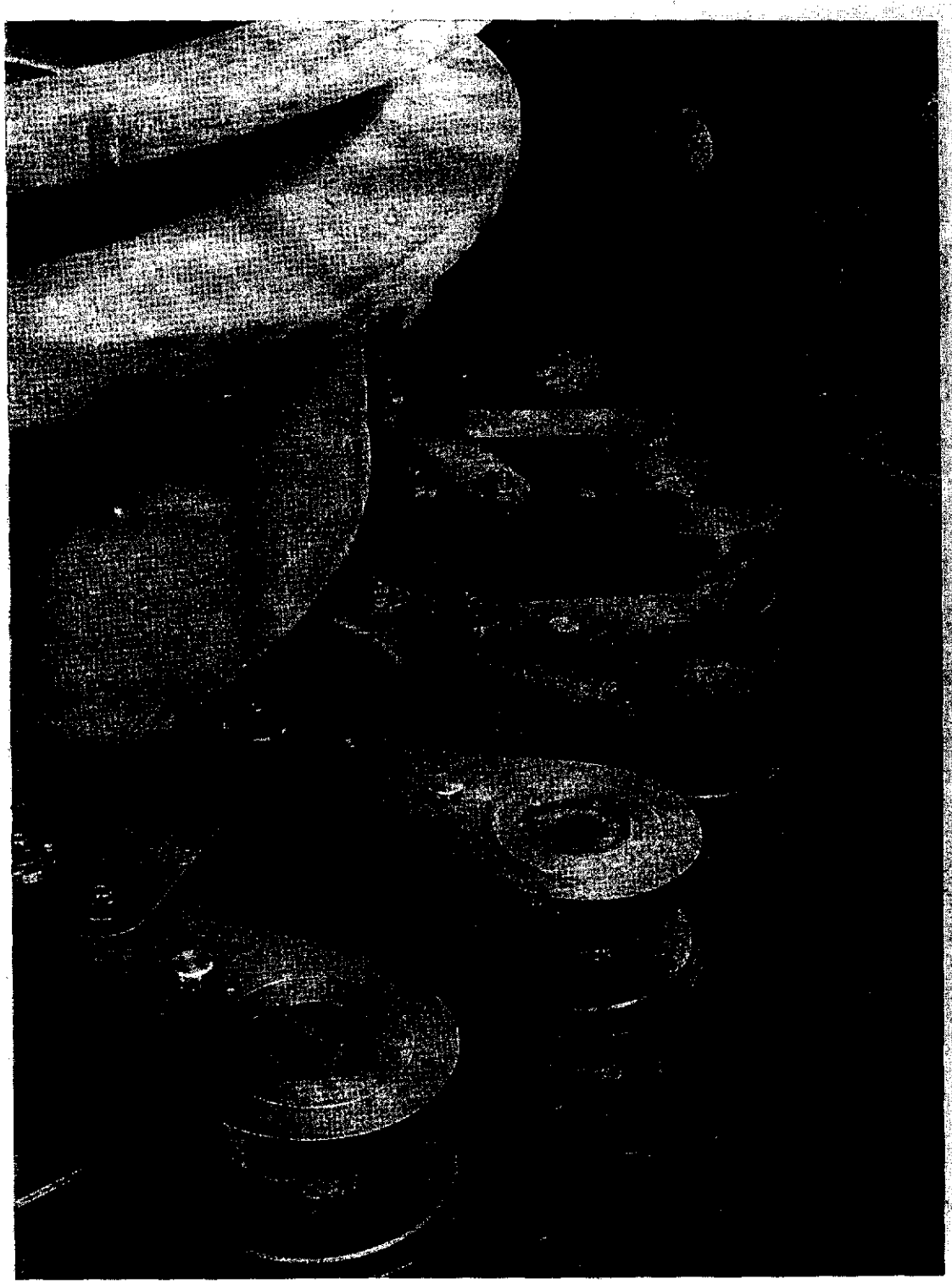


Fig. 4.143. — Commande des directrices mobiles d'une turbine Francis de 20 750 kW sous 34 m à 176 t/mn. Centrale de Maïthon (Inde).

Remarquer les manivelles en deux parties avec goupille de sécurité. Cliché Neyrpic.

Fig. 4.144. — Présentation en atelier de la roue dans le distributeur de l'une des trois turbines Francis à axe vertical équipant la centrale de Tingambato (Mexique). Puissance 53 900 kW, chute 380 m, vitesse 600 t/mn. Neyrpic constructeur.

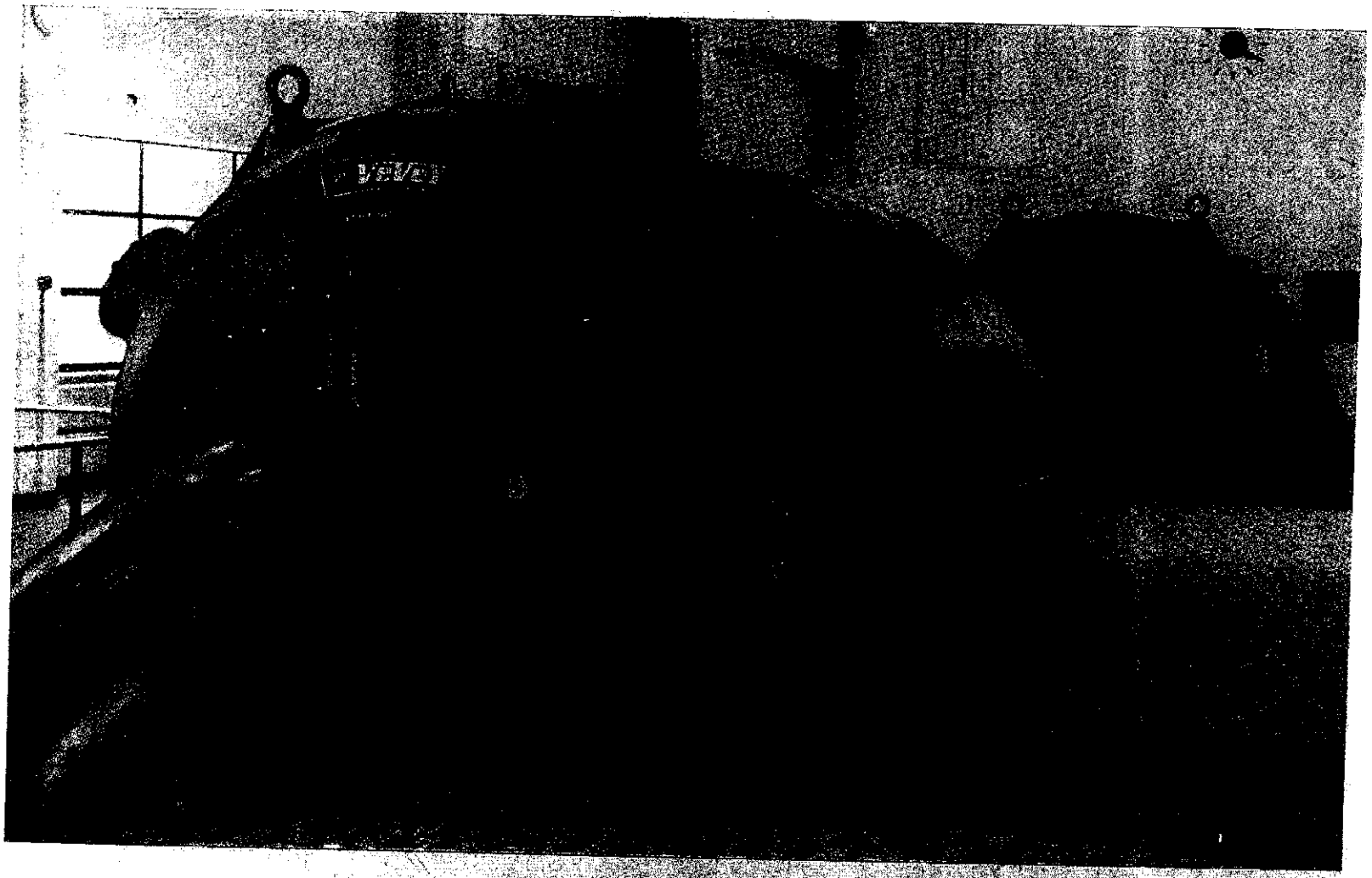


Fig. 4.145. — Groupes Francis d'Erlenbach (Suisse). Ateliers de Vevey constructeur.
Chute nette : 301 m, puissance : 8 500 kW, vitesse de rotation : 1 000 t/mn. Coupe de la turbine, figure 1.19.

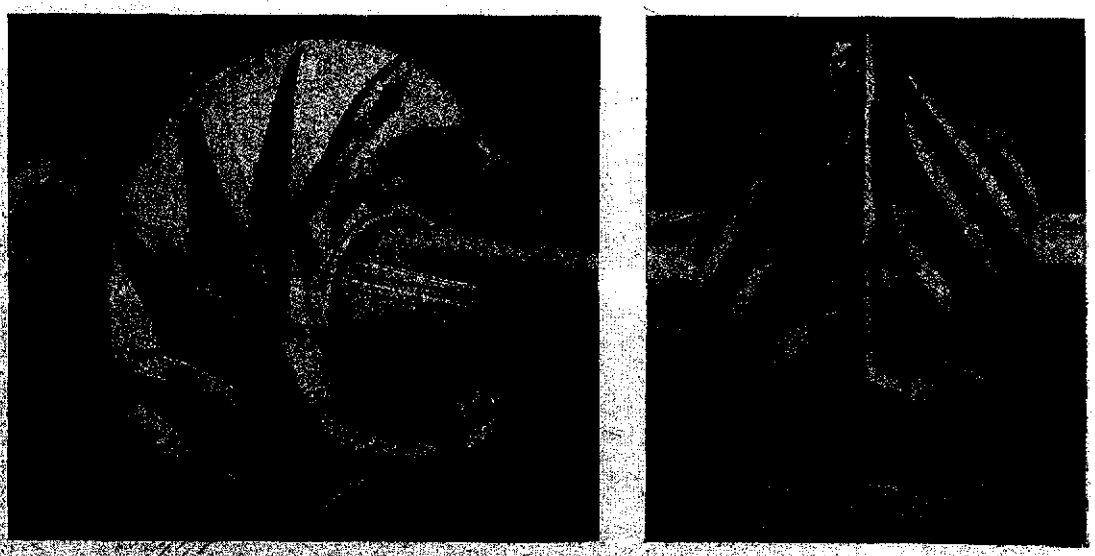


Fig. 4.146. — Roue de la turbine Francis double de la figure 4.82. Malgré la valeur faible de la vitesse spécifique (85 t/mn) la roue est ouverte ce qui facilite le polissage des surfaces actives et supprime les joints cylindriques, particularité intéressante lorsque l'eau turbinée est chargée en matières abrasives (Ateliers des Charmilles).

Fig. 4.147. — Turbine Francis double de 16 200 kW sous 170 m à 720 t/mn.
Centrale de Huampani (Pérou). Construction Ateliers des Charmilles.

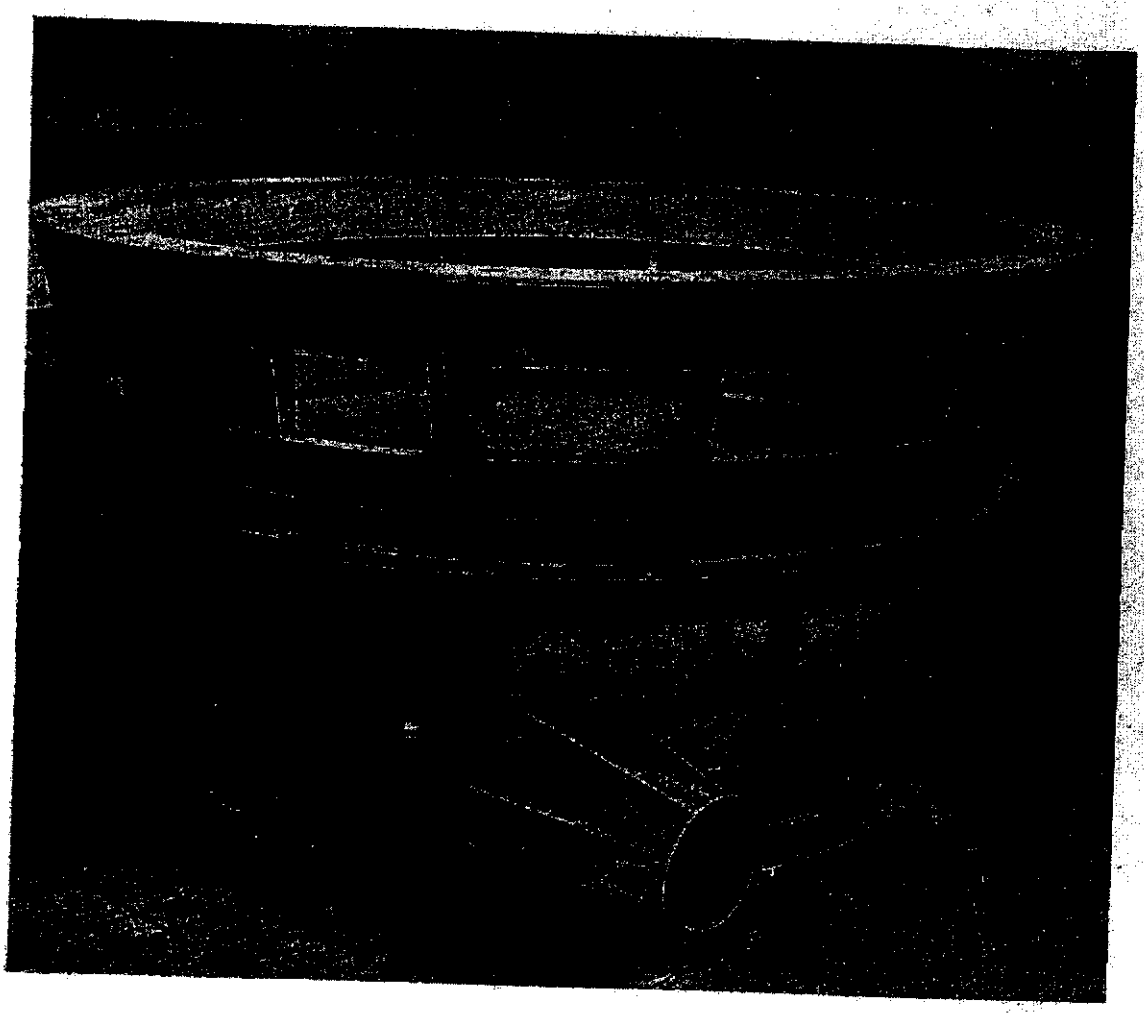


Fig. 4.148. — Cuvelage en chaudronné (Aménagement de Chastang, France).
Cliché de la Cie des Ateliers et Forges de la Loire.

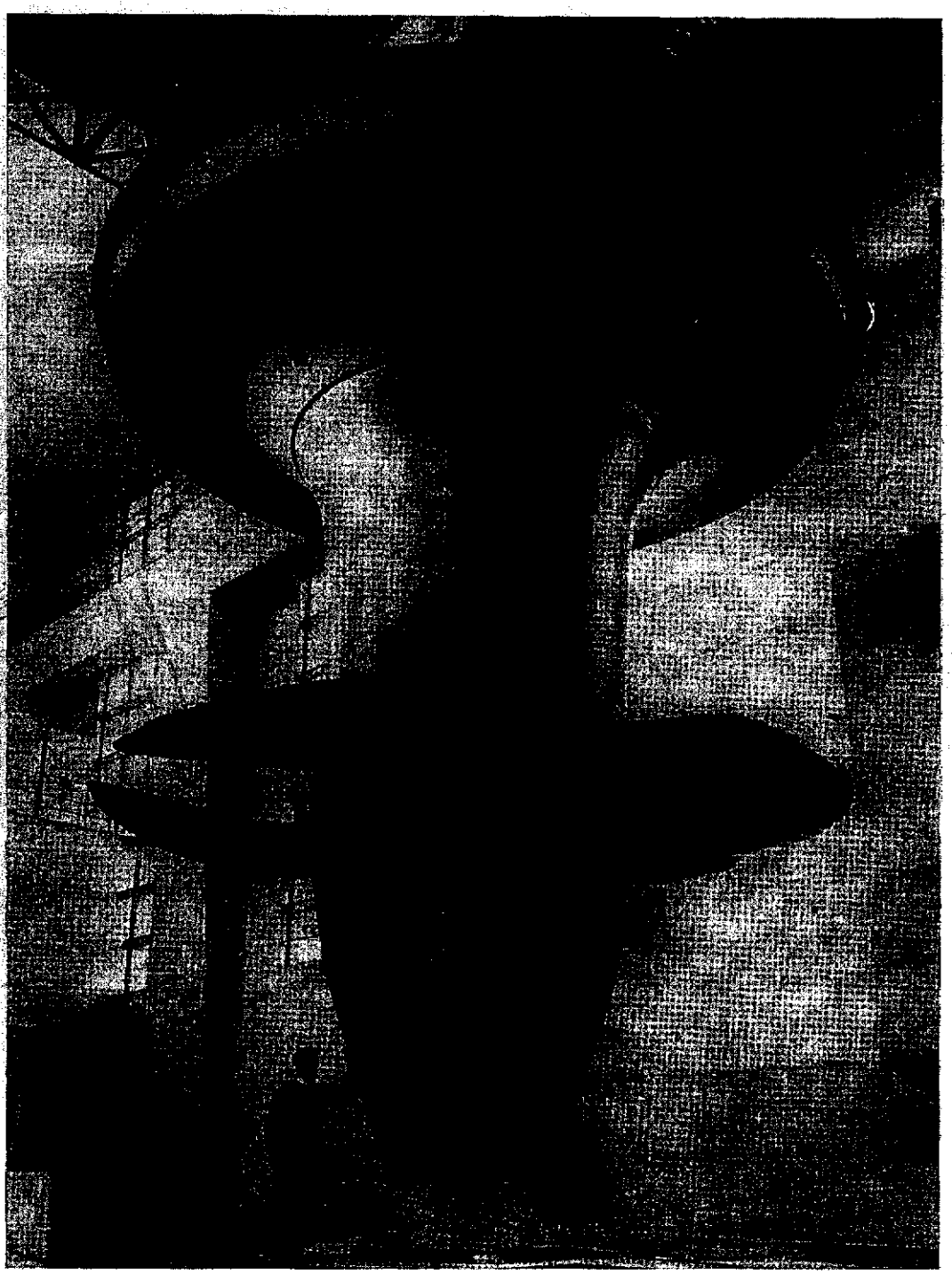


Fig. 4.149. — Comparaison des roues de deux turbines Kaplan fonctionnant sous des chutes très différentes.

Fig. *a*. — Turbine de Seyssel (sur le Rhône, France), chute 9,5 m, puissance 14 900 kW à 75 t/mn, ns = 642 t/mn.

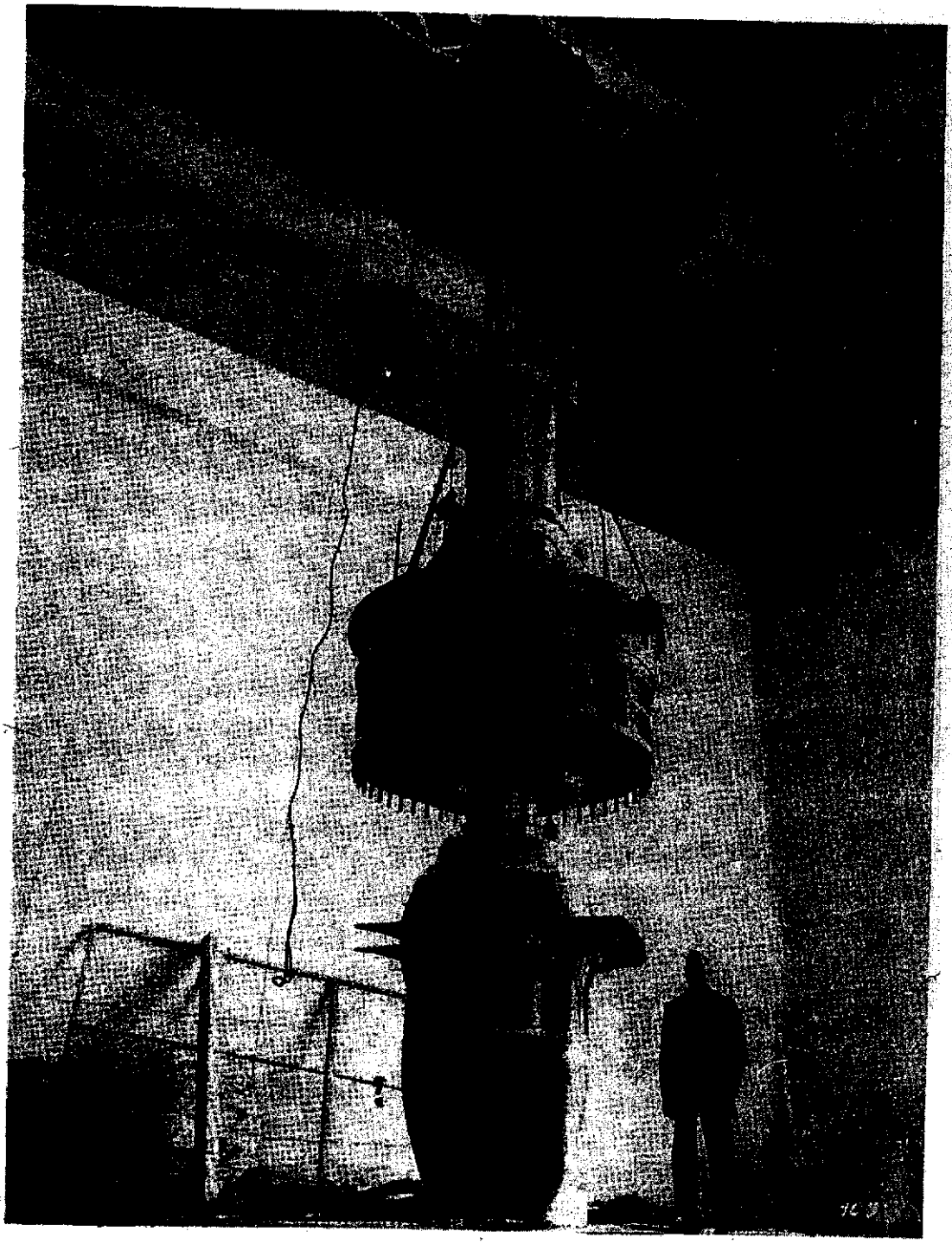


Fig. *b.* — Turbine récupérant l'énergie des eaux de la Rhue déversées dans la retenue de Bort-les-Orgues (France), chute 70 m, puissance 23 500 kW à 375 t/mn, ns = 336 t/mn, Constructeur pour les deux turbines, Neyrpic.

Fig. 4.150. — Roue motrice, vue de l'aspirateur,
d'un groupe bulbe amont de Beaumont-Monteux (France).
Puissance 9 500 kW sous 12,5 m à 150 t/mn. Cliché Neyrpic.

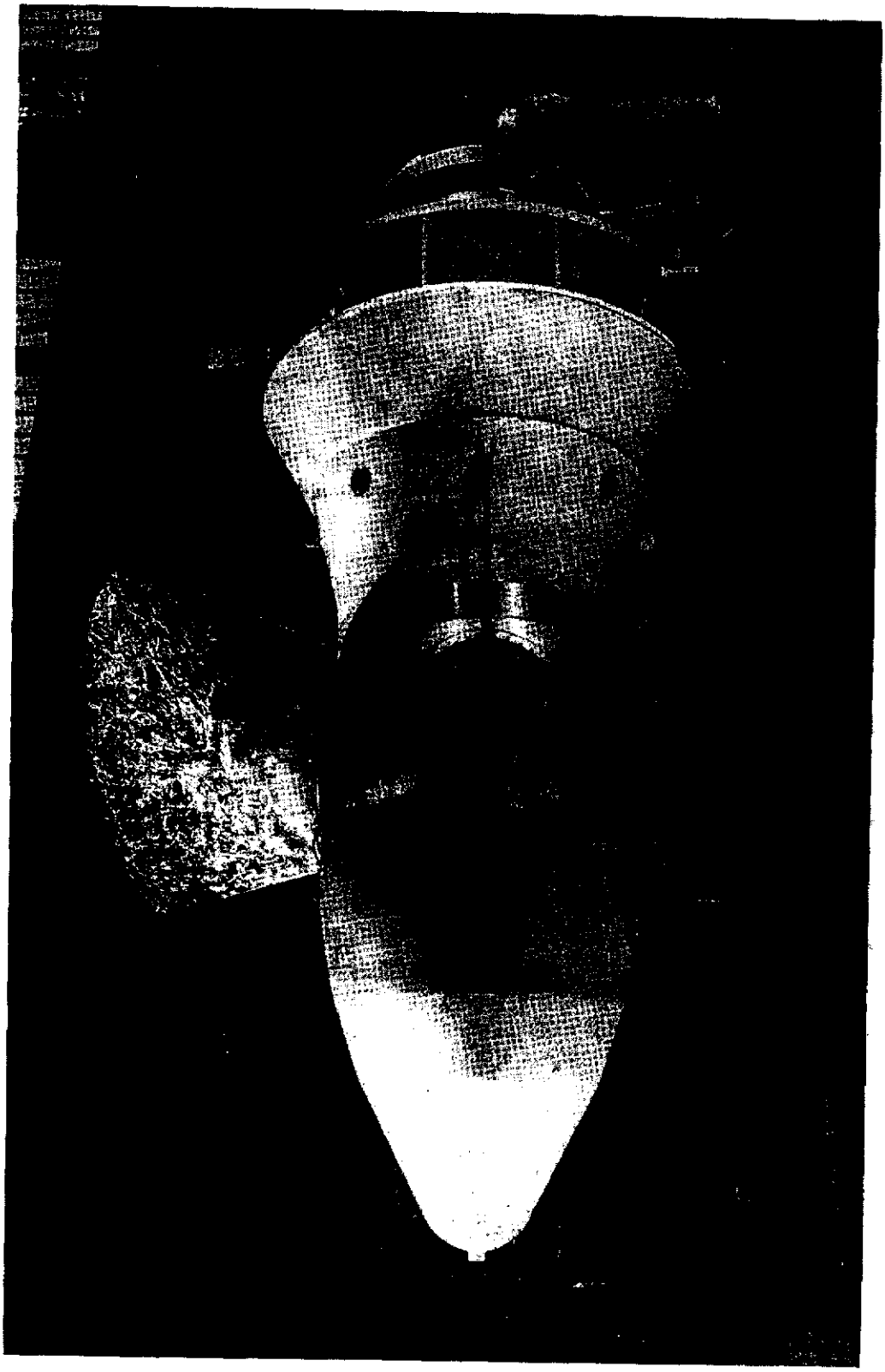


Fig. 4.151. — Groupe bulbe de Saint-Malo. Montage de la roue en atelier. Cliché Neyrpic. Coupe de la turbine, voir figure 4.120.