

Zeitschrift: Bulletin technique de la Suisse romande
Band: 81 (1955)
Heft: 21-22: École polytechnique fédérale Zurich: centenaire 1855-1955, fasc. no 2

Artikel: La turbine-pompe réversible axio-centrifuge à pas variable: le développement d'une nouvelle machine hydraulique
Autor: Dériaz, Paul
DOI: <https://doi.org/10.5169/seals-61375>

Nutzungsbedingungen

Die ETH-Bibliothek ist die Anbieterin der digitalisierten Zeitschriften auf E-Periodica. Sie besitzt keine Urheberrechte an den Zeitschriften und ist nicht verantwortlich für deren Inhalte. Die Rechte liegen in der Regel bei den Herausgebern beziehungsweise den externen Rechteinhabern. Das Veröffentlichen von Bildern in Print- und Online-Publikationen sowie auf Social Media-Kanälen oder Webseiten ist nur mit vorheriger Genehmigung der Rechteinhaber erlaubt. [Mehr erfahren](#)

Conditions d'utilisation

L'ETH Library est le fournisseur des revues numérisées. Elle ne détient aucun droit d'auteur sur les revues et n'est pas responsable de leur contenu. En règle générale, les droits sont détenus par les éditeurs ou les détenteurs de droits externes. La reproduction d'images dans des publications imprimées ou en ligne ainsi que sur des canaux de médias sociaux ou des sites web n'est autorisée qu'avec l'accord préalable des détenteurs des droits. [En savoir plus](#)

Terms of use

The ETH Library is the provider of the digitised journals. It does not own any copyrights to the journals and is not responsible for their content. The rights usually lie with the publishers or the external rights holders. Publishing images in print and online publications, as well as on social media channels or websites, is only permitted with the prior consent of the rights holders. [Find out more](#)

Download PDF: 14.07.2025

ETH-Bibliothek Zürich, E-Periodica, <https://www.e-periodica.ch>

Pour de grandes agglomérations, la digestion commune est plus rémunératrice que la fermentation commune. Pour les autres agglomérations, la fabrication de terreau est la plus intéressante.

Il n'est pas possible de donner ici des indications plus précises, car les conditions sont éminemment variables d'un endroit à l'autre. On peut dire cependant que la vente du gaz et du terreau dans le premier cas, celle du terreau dans le deuxième cas, couvre les frais d'exploitation et une part des frais d'amortissement des installations. Dans l'un et l'autre cas, on restitue à la communauté, sous forme de combustible et sous forme d'un produit nécessaire à l'agriculture, des matières qui sans cela seraient perdues.

BIBLIOGRAPHIE

1. H. E. BABBITT : *Sewerage and sewage treatment*, 7^e ed. New York, 1953. — 2. BIENECK : *Die Methoden zur Beurteilung von Stadtkompost, in die Aufbereitung und Verwertung städtischer Abfallstoffe*, p. 79-82. Stuttgart, 1950. — 3. N. S. BUBBIS : *Sludge drying tests at Winnipeg*. S.I.W. 25. 1361-1362. 1953. — 4. G. S. CLEMENTS, R. J. STEPHENSON, C. J. REGAN : *Dewatering of sewage sludge*. Chem. Age (London). 63. 708-710. 1950. — 5. G. S. CLEMENTS, R. J. STEPHENSON, C. J. REGAN : *Sludge dewatering by freezing with added chemicals*. J. & proc. Inst. Sew. Purif. 1950. 318-337. — 6. G. S. CLEMENTS, R. J. STEPHENSON : *Further work on the sludge freezing process*. S.I.W. 26. 692. 1954. — 7. Dano, *Ingeniørforretning og Maskinfabrik*. (*Le procédé Dano pour la solution hygiénique du problème des ordures ménagères*.) Copenhague. — 8. W. R. DRURY : *Disposal of garbage with sewage, design*. Lectures presented at Univ. of Michigan. School of Pub. Health, 1947. — 9. S. C. EVANS, F. W. ROBERTS : *Heat treatment of sewage sludge*. J. & proc. Inst. Sew. Purif. 1946. 17-28. — 10. FRASCHINA : *Sludge elutriation at the Richmond-Sunset plant, San Francisco (Calif.)*. S.I.W. 22. 1413-1416. 1950. — 11. H. W. GEHM & V. C. BEHN : *High rate anaerobic digestion of industrial wastes*. S.I.W. 22. 1034-1040. 1950. — 12. A. L. GENTER : *Computing coagulant requirement in sludge conditioning*. Proc. A.S.C.E. 71. 307-330. 1945. — 13. E. HOLINGER : *Kombination von Abwasserreinigung mit Kehrlichtbeseitigung*. Bull. mens. S.S.I.G.E. 35. 93-97. 1955. — 14. Hygiene Inst. E.T.H. : *Kehrlicht-Kataster 1937*. Zürich 1938. — 15. K. IMHOFF : *Taschenbuch der Stadtentwässerung*. 15. Aufl. München, 1954. — 16. A. JOULOT : *Les ordures ménagères*. Paris, 1946. — 17. E. G. KOMINEK : *Accelerated waste treatment methods*. Chem. Eng. Prog. 45. 417-420. 1949. —

18. J. F. LABOON : *Experimental studies in the concentration of raw sludge*. S.I.W. 24. 423-444. 1952. — 19. C. LUMB : *Heat treatment as an aid to dewatering : ten years full scale operation at Halifax*. J. & proc. Inst. Sew. Purif. 1951. 5-15. — 20. A. MARSHALL : *Descriptive notes on the Horsham Sewage Works*. J. & proc. Inst. Sew. Purif. 1941. 288-298. — 21. L. METCALF & H. P. EDDY : *American Sewerage practice*, Vol. III, 3^e ed. New York, 1935. — 22. P. F. MORGAN : *Studies on accelerated digestion of sewage sludge*. S.I.W. 26. 462-478. 1954. — 23. P. F. MORGAN : *Efficient utilization of digester capacity*. S.I.W. 26. 1340-1346. 1954. — 24. O.E.C.E. : *Collecte et évacuation des ordures ménagères, nettoiement des voies publiques*. Paris, 1953. — 25. O.E.C.E. : *Adductions d'eau, traitement des effluents urbains*. Paris, 1953. — 26. A. M. RAWN, A. P. BANTA, R. POMEROY : *Multiple stage sewage digestion*. Trans. A.S.C.E. 104, 93-132. 1939. — 27. H. ROEDIGER : *Die anaerobe alkalische Schlammfäulung*. Doctorarbeit, Stuttgart, 1954. (Manuscrit.) — 28. W. E. ROSS : *Dual disposal of garbage and sewage at Richmond (Indiana)*. S.I.W. 26. 140-148. 1954. — 29. W. E. ROSS & STEEG : *Richmond, Indiana, solves its garbage-sewage problems*. Am. City 67. 132-4. 1952. — 30. H. SCHMASSMANN : *Bericht N° 1 der Studienkommission zur Beseitigung fester Abfallprodukte im Kanton Baselland*. Liestal, 1953. — 31. H. STRAUB : *Das Klär- und Kompostwerk der Stadt Baden-Baden*. G.W.F. 92, cahier 24. 1951. — 32. H. STRAUB : *Das Kompostwerk Baden-Baden*. G.W.F. 95. 382-386. 1954. — 33. H. STRAUB : *Die jahreszeitliche Verteilung des Hausmülls Städtehygiene N° 2*. 1952. — 34. W. N. TORPEY : *Concentration of combined primary and activated sludge in separate thickening tanks*. Proc. A.S.C.E. 1954 sep. 443. — 35. W. N. TORPEY : *High rate digestion of concentrated primary and activated sludge*. S.I.W. 26. 479-496. 1954. — 36. W. N. TORPEY & M. LANG : *Elutriation as a substitute for secondary digestion*. S.I.W. 24. 813-825. 1952. — 37. TURBA G.m.b.H. : *Eine neue Kehrlichtverwertungs-Anlage in Rüschlikon/Zürich*. Schw. Baublatt 83, 15 oct. 1954. — 38. Univ. of California : *An analysis of refuse collection and sanitary landfill disposal*. San. Eng. Res. Proj. Tech. Bull. 8. 1952. — 39. Univ. of California : *Reclamation of municipal refuse by composting*. San. Eng. Res. Proj. Tech. Bull. 9. 1953. — 40. G. WYLLIE : *Disposal of garbage with sewage, operation*. Lecture presented at Univ. of Michigan, School of public Health. 1947. — 41. S. J. ZACK : *Sludge dewatering and disposal*. S.I.W. 22. 975-996. 1950. — 42. *Symposium on the Concentration of sewage sludge*. Proc. A.S.C.E. 1944. sep. 70. — 43. A. L. GENTER : *Brevet américain 2.259.688, 21 oct. 1941*. Sewage treatment process. — 44. A. L. GENTER, C. C. KENNEDY : *Brevet américain 2.528.649, 7 nov. 1950*. Sewage treatment process. — 45. A. L. GENTER, C. C. KENNEDY : *Demande de brevet américain. N° 482.625, du 18.1.1955*. — 46. *Summary of the Conference on incineration, rubbish disposal and air pollution*. Air Pollution Foundation, Los Angeles 1955.

LA TURBINE-POMPE RÉVERSIBLE AXIO-CENTRIFUGE A PAS VARIABLE

Le développement d'une nouvelle machine hydraulique

par PAUL DÉRIAZ, ingénieur mécanicien E.P.F., ex-assistant du professeur Meissner, chef de bureau de construction de turbines hydrauliques à l'English Electric Company

L'ampleur toujours croissante des réseaux de distribution d'énergie électrique pose des exigences de plus en plus sévères pour maintenir un service ininterrompu. Plus un réseau est étendu, plus il est exposé à des dérangements, et donc d'autant plus essentielle devient la constitution de réserves de puissance.

Il est important que ces réserves, c'est-à-dire cette puissance de secours, soient disponibles en grandes

quantités et à délais extrêmement courts. Cette condition peut se poser, par exemple, pour un branchement entre plusieurs réseaux, comme aussi pour faire face à l'imprévu, mais surtout et très généralement en vue de disposer d'énergie de pointe.

A ce titre, en présence d'une accumulation d'eau et de faibles facteurs de charge, la production d'énergie électrique par turbines hydrauliques offre des avan-

tages de tout premier ordre grâce à la rapidité avec laquelle les réserves peuvent être mises en jeu. Dans certaines installations, il suffit d'un temps de quelques secondes seulement pour ouvrir une turbine hydraulique de grande puissance, et passer d'une charge partielle à la pleine charge.

C'est tout particulièrement le cas lorsqu'il s'agit d'installations avec réservoir et conduites forcées courtes. Pour les besoins d'exploitation cet avantage est si important qu'il prime par rapport aux autres considérations économiques.

De telles circonstances devaient attirer l'attention de l'auteur par la manière dont certaines turbines de puissance importante étaient employées :

Au début de 1952 on pouvait remarquer que certaines de nos plus fortes turbines Francis travaillaient jour après jour à très faibles ouvertures et par conséquent à bas rendement. Le danger de dérangement d'un réseau de distribution très étendu rendait nécessaire une puissance de secours immédiate et c'était là l'excuse de ce mode d'exploitation inusité.

Pour le constructeur de turbines, c'était désappointant. Afin d'y remédier, il aurait fallu créer une turbine ayant un rendement maximum à faible ouverture, et non pas approximativement aux sept huitièmes de la pleine charge comme il en est pour une turbine Francis de vitesse spécifique moyenne.

En se référant à la figure 1, on peut voir que la turbine Kaplan répond bien à ces conditions. Par contre, une Francis de vitesse spécifique moyenne ($n_s = 200$ à 250) accuse à quatre dixièmes de charge un rendement inférieur de 10 % au rendement correspondant d'une Kaplan de $n_s = 550$. La surface hachurée de la figure 1

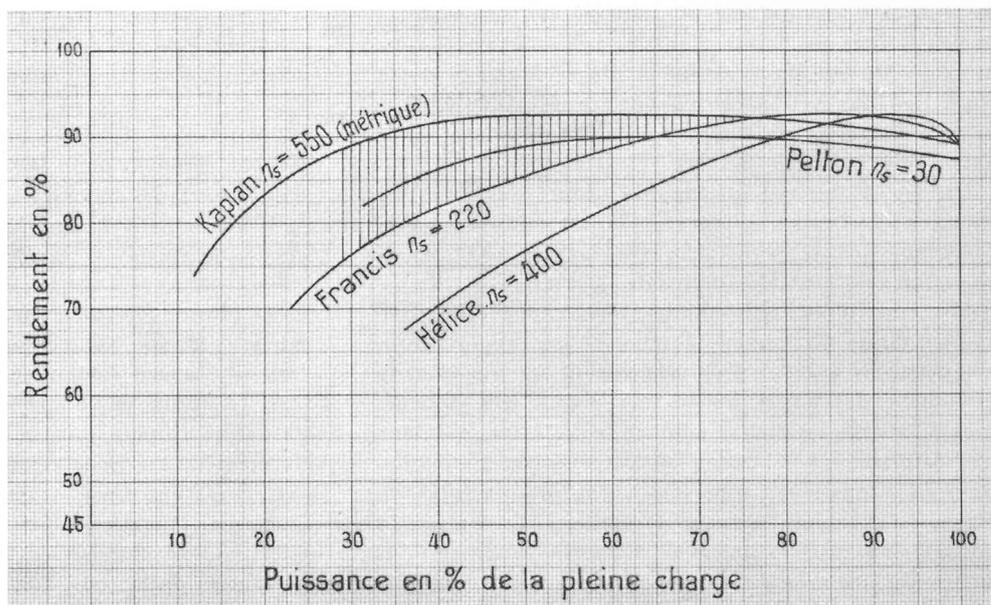


Fig. 1.

montre bien l'importance de l'amélioration désirable. Mais c'est précisément la turbine Francis, travaillant avec accumulation et conduites forcées courtes, qui est intéressante pour des chutes de 80 à 150 mètres. La turbine Kaplan n'est pas utilisable sous de telles chutes et les turbines Pelton sont économiquement exclues à cause de leurs très faibles vitesses spécifiques.

Donc, au début de 1952, l'auteur se posa le problème d'appliquer le principe du « pas variable » de la Kaplan à une chute de 100 m au moins, c'est-à-dire bien au-delà de tout ce qui fut essayé à ce jour. La turbine Kaplan est installée aujourd'hui sous chutes n'excédant pas 65 m environ. Le calcul montre que toute tentative de dépasser ces hauteurs de chute se heurte à de très sérieuses difficultés ; autant dire à des difficultés insurmontables, à la fois de nature hydraulique et mécanique.

Du point de vue hydraulique, une vitesse spécifique bien inférieure à celle d'une Kaplan est une nécessité. Ceci peut se démontrer par une analyse du problème de sécurité contre la cavitation et celui du maintien d'un haut rendement. La réduction de la vitesse spécifique

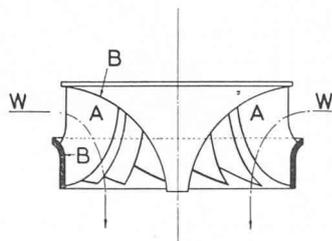


FIG. 2A

Fig. 2 a.

Roue de turbine Francis
Origine approximative 1870 (Swain)
A. Aubage fixe
B. Surfaces toroïdales du profil hydraulique
W. Direction de l'eau : centripète à l'entrée axiale à la sortie

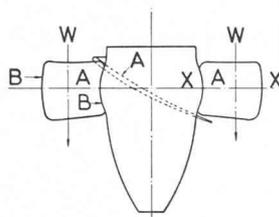


FIG. 2B

Fig. 2 b.

Roue de turbine Kaplan
Date de création : 1913
A. Aubes pivotant suivant axe X—X
B. Surfaces sphériques du profil hydraulique
W. Direction axiale de l'eau

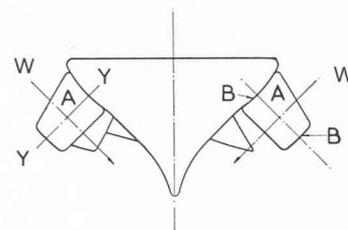


FIG. 2C

Fig. 2 c.

Roue de turbine Dériaz (1952)
A. Aubes pivotant suivant axe oblique Y—Y
B. Surfaces sphériques du profil hydraulique
W. Direction oblique de l'eau

se traduit hydrauliquement par une réduction de la portée radiale de l'arête d'entrée de l'aube de la roue motrice. On est donc amené à placer l'aubage de la roue, non pas en disposition purement axiale, comme pour la Kaplan (fig. 2*b*), mais en position mixte, entre axiale et centripète (fig. 2*c*).

Du point de vue mécanique, pour supporter les énormes efforts hydrauliques appliqués aux aubes de la roue, leurs pivots deviennent très importants et nécessitent un très grand diamètre de l'ogive.

Les conditions hydrauliques demandent aussi une augmentation du nombre d'aubes et du rapport de la longueur des aubes à leur espacement, ce qui rend le placement des larges paliers des pivots très difficile, sans parler des leviers de commande des aubes qui dans une Kaplan sont généralement placés entre les pivots. Pour la Kaplan ces leviers, n'ayant presque plus de place, voient leur longueur extrêmement réduite, en même temps que la longueur des aubes augmente. Il en résulte une énorme disproportion entre la longueur des aubes et celle des leviers, et par conséquent entre la course du servomoteur et son diamètre.

Par pure déduction logique il est donc évident que le caractère purement axial de la Kaplan doit être abandonné et que la position mixte des aubes de la Francis (fig. 2*a*) associée à la propriété de pouvoir en varier le pas devait conduire à la solution.

La nouvelle turbine ainsi conçue est représentée par la figure 2*c*, côté à côté avec ses prédécesseurs. Elle fut au début décrite sous le nom de « Francis à pas variable », mais comme cette dénomination est quelque peu ambiguë, il est convenu de lui donner le nom de turbine Dériaz.

Son aspect essentiel se caractérise par les points suivants :

1. La position oblique des axes des pivots des aubes YY, ce qui confère le caractère mixte de la Francis, avec l'avantage d'une courte portée radiale de l'arête d'entrée sans réduction correspondante de la largeur de l'aube, tout en augmentant la distance entre les paliers des pivots.

2. Les surfaces de l'ogive et du cuvelage qui se trouvent immédiatement adjacentes aux aubes sont des zones sphériques qui permettent de varier le pas, soit les angles de l'aube, tout en maintenant un faible jeu en toute position. Ceci est une différence essentielle avec la roue Francis pour laquelle les surfaces correspondantes sont des secteurs toroïdaux (fig. 2*a*).

3. Les leviers de commande des tourillons sont placés à angle droit de la plus courte distance entre tourillons, assurant ainsi le gros avantage de leviers beaucoup plus longs, donc mieux proportionnés à la longueur de l'aube, et une construction bien plus aisée du fait de l'espace disponible.

4. La forme des aubes est plus simple que la forme de l'aube Kaplan. Les aubes peuvent être construites de manière à fermer entre elles sur toute leur largeur (fig. 7*a* et 7*b*). Ceci est une différence essentielle avec la Kaplan pour laquelle en position fermée le contact entre aubes consécutives ne peut avoir lieu qu'à la périphérie de la roue, tandis qu'un grand espace reste ouvert entre les aubes dans le voisinage de l'ogive.

Dans le courant de l'automne 1952, l'étude théorique se trouvait suffisamment avancée et les avantages se montraient assez prometteurs pour justifier la mise en fabrication d'une turbine expérimentale qui devait réaliser le côté hydraulique. Une roue d'essai fut construite pour être placée dans bêche spirale, cercle d'entretoises, aubes directrices et aspirateur conventionnels, tel que le montre la figure 3. Cette construction prit le nom de « Forme I » de la nouvelle turbine.

Au printemps de 1953 l'English Electric Company se décidait à entrer dans le domaine de la pompe-turbine réversible et à développer un équipement adapté aux conditions hydrauliques posées par la Hydro-Electric Commission of Ontario pour leur projet d'accumulation par pompes à l'amont de leur centrale Sir Adam Beck N° 2, à Niagara.

Les études commencèrent sur le type conventionnel de la turbine-pompe réversible qui présente généralement l'aspect d'une turbine Francis de vitesse spécifique moyenne. A cause des grandes variations de chute du

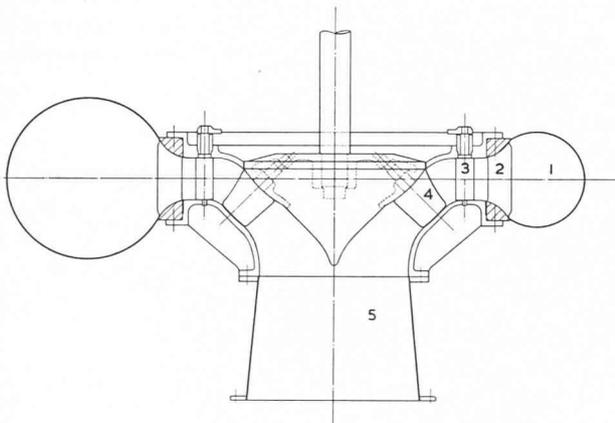


Fig. 3. — Forme I.

1. Bêche spirale conventionnelle
2. Entretoises
3. Appareil directeur
4. Aubage centripète-axial à pas variable
5. Aspirateur

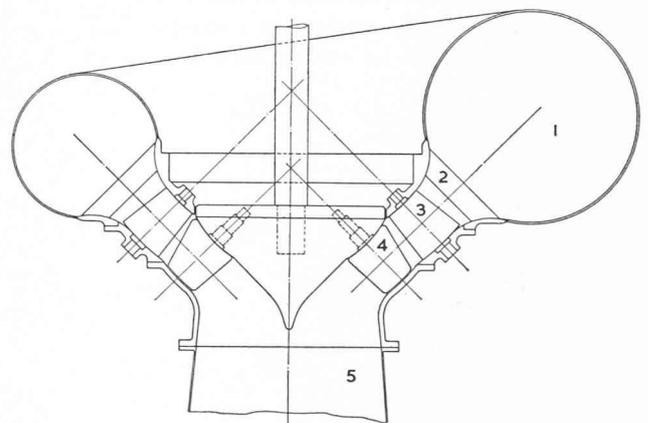


Fig. 4. — Forme II.

1. Bêche spirale oblique
2. Entretoises
3. Appareil directeur, aubes de guidage mobiles
4. Aubage de la roue à pas variable
5. Aspirateur

projet d'accumulation, l'auteur suggéra que la turbine-pompe mixte à pas variable pourrait offrir des avantages réels à cause de sa souplesse de régime de marche. Il fut donc décidé de procéder simultanément à la construction et aux essais du type conventionnel et du type à pas variable.

Il faut expliquer ici que pour le travail en turbine la machine tourne en sens inverse de celui de la marche en pompe. Ce renversement nécessite chaque fois un démarrage à partir de la position de repos. A cause des très grandes puissances du moteur-générateur, il est de règle de le construire du type synchrone. Il en résulte un faible couple moteur au démarrage et à l'approche de la vitesse de synchronisme.

Or la pompe du type conventionnel absorbe un très important couple moteur à ce point, même lorsqu'elle est fermée. Cette difficulté est surmontée dans la pompe conventionnelle par dénoyage, c'est-à-dire en injectant de l'air sous pression dans la pompe de manière à abaisser le niveau de l'eau dans le tuyau d'aspiration et ainsi à permettre le démarrage avec la roue hors de l'eau.

Dans le cas de la pompe à pas variable, cette complication disparaît, car le couple moteur nécessaire pour faire tourner la roue en position d'aubes fermées n'est qu'une très faible fraction du couple à pleine charge. L'équipement pour la fourniture d'air comprimé, avec ses volumineux réservoirs et compresseurs, devient superflu. Le démarrage est beaucoup plus simple et rapide.

A la fin de l'été 1953, les études de la turbine-pompe réversible de système à pas variable comme aussi de système conventionnel à aubage fixe étaient suffisamment poussées pour mettre en fabrication des modèles réduits pour l'essai dans notre laboratoire hydraulique à Rugby, avec priorité sur d'autres essais.

La nouvelle turbine, sous forme réversible, devait satisfaire les exigences de haut rendement, soit comme pompe soit comme turbine. Une forme très différente de bêche spirale et de diffuseur fut construite. C'est ce que montre la figure 4. Ceci devint la Forme II. On remar-

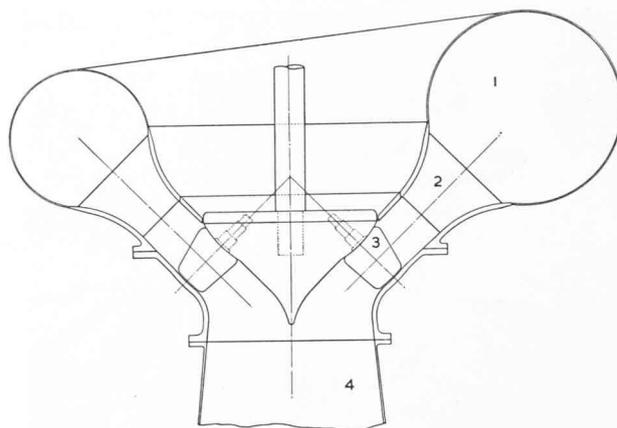


Fig. 5. — Forme III.

1. Bêche spirale oblique
2. Diffuseur de pompe, aubes fixes
3. Aubage de la roue à pas variable
4. Tuyau de succion de la pompe

quera que la position oblique des passages de la roue est étendue au travers du diffuseur de la pompe jusqu'à la spirale qui présente alors un cercle d'entretoises conique. Un appareil directeur conique est introduit dans le but d'obtenir des informations complètes sur le régime hydraulique tant pour la turbine que pour la pompe, avec toutes combinaisons de positions pour les directrices et les aubes de la roue.

A cette époque notre Laboratoire d'essais hydrauliques à Rugby se trouvait en plein agrandissement. Un bâtiment complètement nouveau devait beaucoup accroître la superficie originale de notre station d'essai, datant de 1935, et qui se trouvait insuffisante pour les demandes constamment croissantes de recherches et de développements hydrauliques. Les essais de freinage durent commencer sans délai et pendant l'automne 1953 furent menés de pair avec la construction du bâtiment.

Dès le début, de bons rendements furent obtenus pour la Forme II. Comme les aubes de la roue pouvaient se fermer entièrement, l'appareil directeur n'était plus

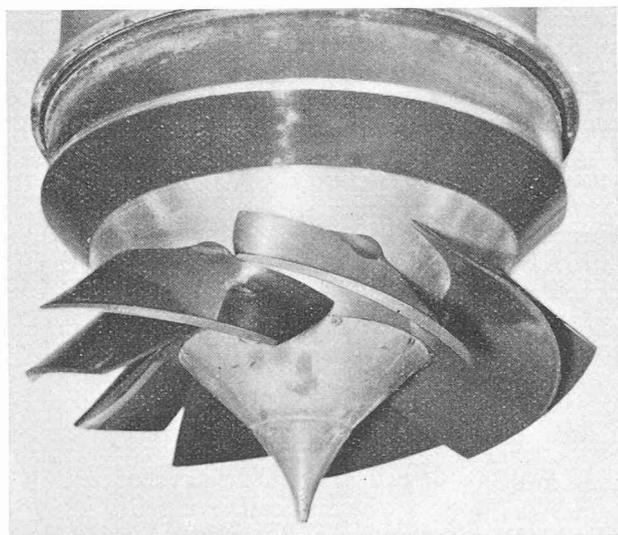


Fig. 7 a. — Roue Dériaz, aubage en position d'ouverture normale.

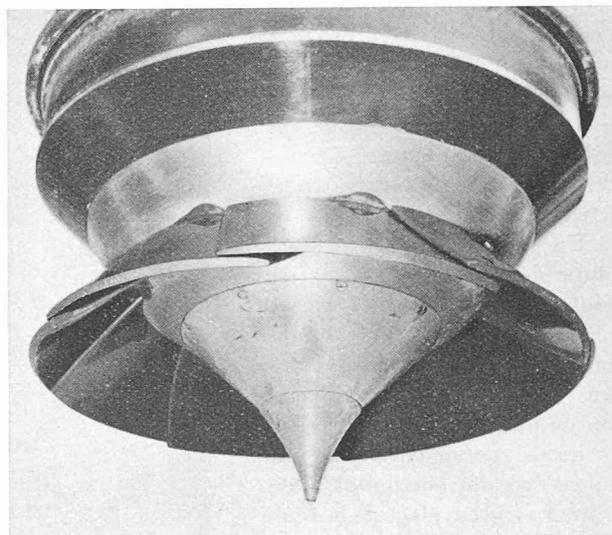


Fig. 7 b. — La même roue avec aubage fermé.

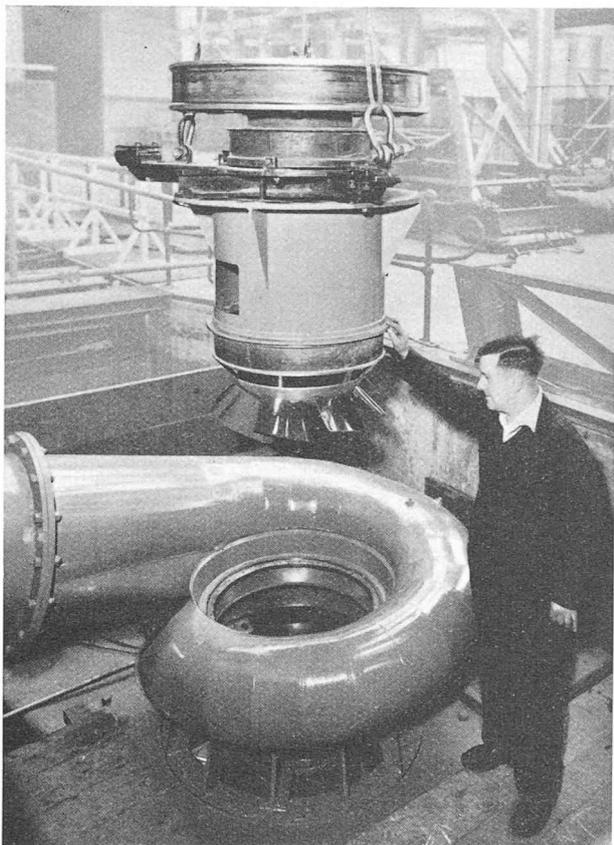


Fig. 6. — Bâche spirale de la Forme III avec roue et tambour du frein, en montage.

essentiel. Une troisième version fut réalisée, que l'on peut voir sous la Forme III (fig. 5). Celle-ci se distingue par une grande augmentation des dimensions du diffuseur et par l'absence d'aubes directrices. La figure 6 montre la spirale de la Forme III et la roue en voie d'assemblage et les figures 7a et 7b montrent avec plus de détail la roue en position respectivement ouverte et fermée.

Les essais préliminaires exécutés sous la chute réduite de 4 m se montrant très prometteurs, il fut décidé, à l'instigation de la Hydro-Electric Power Commission of Ontario, de reprendre et de poursuivre les essais sous la chute prototype complète. Celle-ci varie de 27 à 12 m. Un modèle de la turbine-pompe de dimensions plus restreintes devint nécessaire, car le premier modèle mesurant 600 mm de diamètre au centre de pivotement des aubes aurait demandé trop de puissance pour le cadre des essais. Ce modèle réduit est disposé avec axe horizontal. L'aspirateur et le cuvelage de la roue sont construits en perspex pour permettre l'observation au stro-

boscope et ainsi l'étude de la cavitation. Ce modèle a été essayé sous la chute et la hauteur d'aspiration de la machine prototype (fig. 8).

Les essais montrent que la pleine chute peut être développée par la pompe à toute ouverture des aubes de la roue. Aucune zone instable n'a été observée. Ce résultat est de très grande valeur pour l'opération de démarrage qui peut ainsi procéder sans à-coup, et la puissance absorbée peut se régler à toute valeur désirable.

De même, on peut au choix travailler à rendement maximum, ou bien à puissance maxima, suivant les conditions de temps dont on dispose ou de la puissance momentanément utilisable.

Les difficultés qui se présentent souvent au moment de la mise en charge d'une pompe du système conventionnel sont écartées : pour celle-ci la mise en charge consiste à ouvrir les aubes directrices, ce qui oblige à passer par un régime instable, cause de certaines expériences désastreuses qui se sont produites dans des installations de grandes dimensions.

Malgré les avantages nombreux de la nouvelle machine, la solution du problème d'accumulation n'aurait pas été complète sans un autre perfectionnement :

Le but de l'accumulation est de fournir, au moment des pointes, un apport additionnel d'eau à l'amont des deux grandes centrales Sir Adam Beck n° 1 et n° 2. Pour tirer le meilleur parti du bassin d'accumulation, il faut pouvoir en abaisser le niveau d'eau très considérablement, d'où il résulte de grandes variations de la chute sous laquelle la machine travaille en turbine. Or il est important que le débit de la turbine puisse être maintenu au taux voulu quelle que soit la chute qui varie entre les limites de 12 et 25 m.

A très basse chute, le rendement de la turbine n'est plus de grande importance mais il faut que la vitesse de synchronisme et le débit soient maintenus. Hydrauliquement cette condition s'approche de l'emballement

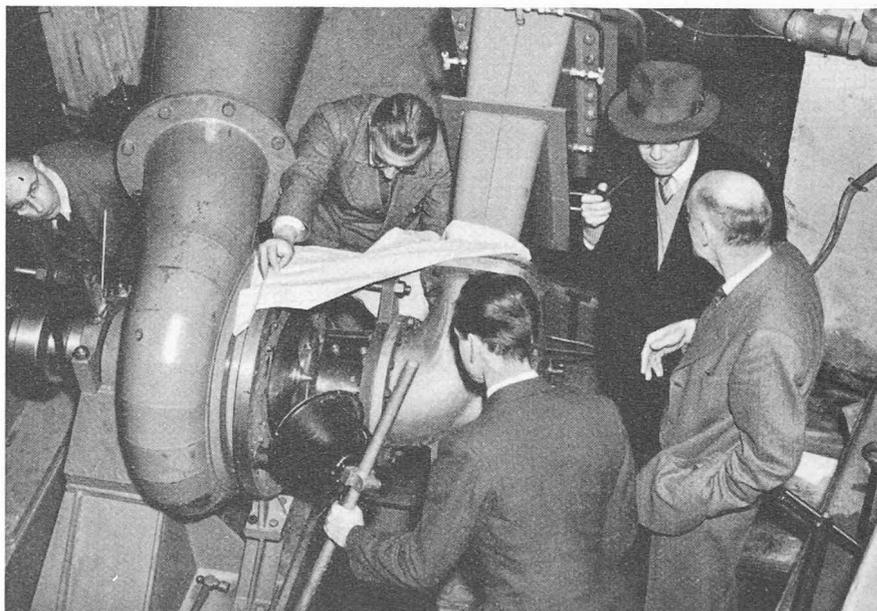


Fig. 8. — La turbine-pompe pendant les essais en modèle réduit.

et, en général, les turbines ne sont jamais appelées à opérer de la sorte quotidiennement et pendant de longues périodes. La difficulté qui se présente apparaît sous la forme de chocs de cavitation dans le centre de l'aspirateur. L'effet fâcheux sur les fondations de l'installation peut être paré par l'introduction d'air, qui a pour effet d'amortir la violence des chocs liquides. Toutefois le débit devient insuffisant.

Le calcul montre que les deux difficultés peuvent s'effacer en réduisant la composante de rotation de l'eau à l'amont de la roue. Après quelques modifications, le fonctionnement de la machine put être rendu complètement satisfaisant et le débit prescrit maintenu. Le tourbillon d'eau dans l'aspirateur fut supprimé et, avec

lui, la cavitation. La nouvelle machine pouvait ainsi répondre à toutes les exigences du problème, avec marges importantes.

Le 1^{er} juillet 1954, la Hydro-Electric Power Commission of Ontario passait commande à la branche canadienne de l'English Electric Co. pour six machines de 52 500 CV chacune, ce qui est l'équipement complet en turbines-pompes de leur projet d'accumulation à leurs deux centrales Sir Adam Beck n° 1 et n° 2.

On remarquera que la rapidité du développement de la nouvelle machine est due à l'occasion offerte par la Hydro-Electric qui, de ce fait, contribue dans une très grande mesure au lancement de cette intéressante innovation.

DE LA MACHINE A POINTER A L'ALÉSEUSE-FRAISEUSE DE PRÉCISION

par JACQUES TURRETTINI, ing. dipl. E.P.F., Société genevoise d'instruments de physique

La machine à pointer a eu son origine dans le Jura. C'est M. Perrenoud, attaché à la Maison Dixi, qui en a créé le prototype, au Loele, à la fin de la première guerre mondiale. Il s'agissait d'une petite machine d'établi, destinée à l'industrie horlogère.

Actuellement, le même nom s'applique à des aléseuses-fraiseuses de haute précision dont certaines atteignent le poids de seize tonnes.

Notre propos est de relever les grandes lignes de cette évolution et, de l'état actuel de la technique, de dégager les tendances des constructeurs.

La machine de M. Perrenoud avait une capacité de 100×100 mm. Son dispositif de mesure était réalisé par des vis-mères munies de tambours micrométriques. Les erreurs progressives des vis étaient automatiquement corrigées par un dispositif repris de la Société genevoise et qui fut inventé par le professeur Marc Thury en 1862. Pour des raisons qui nous échappent, la Maison Dixi ne semble avoir produit qu'un nombre limité de ces machines. En 1920, l'industrie horlogère sollicitait la Société genevoise de reprendre la construction de M. Perrenoud (voir fig. 1).

De ce bref résumé, il ressort qu'entre toutes les industries mécaniques, l'industrie horlogère fut la première à éprouver le besoin d'une machine de précision pour exécuter des outillages destinés à assurer la standardisation et l'interchangeabilité des pièces. On était en droit d'imaginer que l'industrie de mécanique générale, tôt ou tard, suivrait la même évolution et c'est cette juste spéculation qui a conduit la Société genevoise à la création de plus grands modèles, dits industriels, par opposition aux modèles d'établi.

La première machine du nouveau type (voir fig. 2) fut mise sur le marché en 1921 et vendue en Angleterre à la Royal Small Arms Factory, qui écrit peu de temps après « qu'elle apporta une véritable révolution dans la technique d'atelier ». Très différente de la machine de

M. Perrenoud, elle avait déjà l'allure familière d'une raboteuse à deux montants. Le système de mesure, par contre, était identique dans son principe. La broche était entraînée par une poulie à étages permettant quatre vitesses et le dispositif d'avances était constitué par un simple mécanisme à rochet dont le fonctionne-

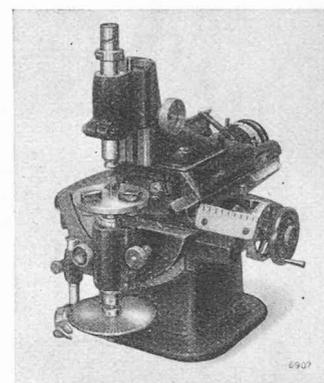


Fig. 1.
Machine à pointer
d'établi.

ment brutal et discontinu ne semblait indisposer personne.

Placé devant cette machine, un technicien de 1955 ne pourrait réprimer un sourire et sa légitime réaction nous donne la mesure du chemin parcouru depuis lors.

Dès 1921, la Société genevoise créa toute une série de nouveaux modèles, sans cesse améliorés. Les machines perdent leur caractère archaïque et leur architecture s'améliore en même temps qu'elles sont dotées de perfectionnements permettant un usinage plus rationnel (boîtes de vitesses, boîtes d'avances, moteurs de déplacements, etc.). En 1933 sort la première machine à trois coordonnées, d'une capacité de $1300 \times 1000 \times 520$ dont le poids approche d'une huitaine de tonnes.