

# La turbine à hélice

Autor(en): **Dubs, R.**

Objektyp: **Article**

Zeitschrift: **Bulletin technique de la Suisse romande**

Band (Jahr): **51 (1925)**

Heft 4

PDF erstellt am: **29.06.2024**

Persistenter Link: <https://doi.org/10.5169/seals-39490>

## **Nutzungsbedingungen**

Die ETH-Bibliothek ist Anbieterin der digitalisierten Zeitschriften. Sie besitzt keine Urheberrechte an den Inhalten der Zeitschriften. Die Rechte liegen in der Regel bei den Herausgebern.

Die auf der Plattform e-periodica veröffentlichten Dokumente stehen für nicht-kommerzielle Zwecke in Lehre und Forschung sowie für die private Nutzung frei zur Verfügung. Einzelne Dateien oder Ausdrucke aus diesem Angebot können zusammen mit diesen Nutzungsbedingungen und den korrekten Herkunftsbezeichnungen weitergegeben werden.

Das Veröffentlichen von Bildern in Print- und Online-Publikationen ist nur mit vorheriger Genehmigung der Rechteinhaber erlaubt. Die systematische Speicherung von Teilen des elektronischen Angebots auf anderen Servern bedarf ebenfalls des schriftlichen Einverständnisses der Rechteinhaber.

## **Haftungsausschluss**

Alle Angaben erfolgen ohne Gewähr für Vollständigkeit oder Richtigkeit. Es wird keine Haftung übernommen für Schäden durch die Verwendung von Informationen aus diesem Online-Angebot oder durch das Fehlen von Informationen. Dies gilt auch für Inhalte Dritter, die über dieses Angebot zugänglich sind.

# BULLETIN TECHNIQUE

Réd. : D<sup>r</sup> H. DEMIERRE, ing.

DE LA SUISSE ROMANDE

Paraissant tous les 15 jours

ORGANE DE PUBLICATION DE LA COMMISSION CENTRALE POUR LA NAVIGATION DU RHIN

ORGANE DE L'ASSOCIATION SUISSE D'HYGIÈNE ET DE TECHNIQUE URBAINES

ORGANE EN LANGUE FRANÇAISE DE LA SOCIÉTÉ SUISSE DES INGÉNIEURS ET DES ARCHITECTES

SOMMAIRE : *La turbine à hélice*, par R. DUBS, ingénieur en chef de la Société *Escher, Wyss & C<sup>ie</sup>*, à Zurich. — *Concours d'idées pour l'établissement d'un Plan d'extension de la Commune de Saint-Maurice* (suite). — *Questions relatives à l'exportation d'énergie électrique et à la mise en valeur de nos forces hydrauliques*. — *Méthodes modernes d'épuration des eaux d'égout en Europe et en Amérique*, par le D<sup>r</sup> Hans PETER, ingénieur à Zurich, directeur de la Société d'Entreprise de Forages et de Travaux, S. A., Zurich-Berne. — BIBLIOGRAPHIE. — CARNET DES CONCOURS. — *Service de placement*.

## La turbine à hélice

par R. DUBS, ingénieur en chef de la Société  
*Escher, Wyss & C<sup>ie</sup>*, à Zurich.

Sous ce titre a paru, dans la *Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure*, une étude remarquable parce qu'elle met bien en lumière le parti qu'on peut tirer, pour la construction des turbines hydrauliques, des recherches au laboratoire dont l'efficacité est plus certaine que « les investigations mathématiques entreprises par Prasil, Lorenz et Bauersfeld et qui ont échoué » de l'avis du D<sup>r</sup> F. Laczek<sup>1</sup> un des novateurs heureux dans le domaine des turbines hydrauliques. D'autre part, le D<sup>r</sup> Kaplan, le champion du principe des aubes réceptrices mobiles, affirme que « nous ne pouvons prescrire à un liquide naturel une trajectoire déterminée avant de connaître les lois naturelles qui régissent ces trajectoires. A cet effet, nous devons observer avec diligence et amour (*sic*) ces trajectoires, ensuite les décrire et c'est alors seulement que nous pourrions prétendre soumettre ces lois à la représentation mathématique. En outre, tout perfectionnement de cette représentation ne pourra être que le résultat de nouvelles expériences, et ainsi de suite, jusqu'à ce que nous soyons en mesure de représenter les mouvements de l'eau avec la conformité aux phénomènes naturels qui est indispensable pour atteindre le but visé<sup>2</sup>. »

M. Dubs analyse les phénomènes de cavitation, c'est-à-dire la formation d'espaces vides d'eau, auxquels les turbines à hélice sont particulièrement exposées, quand la hauteur d'aspiration est grande, à cause de la pression spécifique élevée à laquelle les aubes sont soumises, du fait de leur surface réduite comparativement à celle des aubes Francis. Cette cavitation se traduit par une diminution du rendement et par la corrosion du métal.

Lorsque, et c'est le cas de la figure 1, l'eau circule dans la roue mobile suivant une direction axiale l'énergie cinétique (rapportée à 1 kg. d'eau)  $\frac{C_2^2}{2g}$  à la sortie de la roue peut être facilement calculée pour des dimensions de la roue et un débit connus. Désignant par  $C_{m,u}$  la

composante méridienne de la vitesse absolue  $C_2$  et par  $D_2$  le diamètre maximum à la sortie de la roue, l'énergie (rapportée à 1 kg. d'eau) à la sortie de la roue est exprimée, pour un débit  $Q$ , par la relation :

$$H_{C_{m,u}} = \left( \frac{Q}{\frac{\pi}{4} D_2^2} \right)^2 \cdot \frac{1}{2g} = k \frac{Q^2}{D_2^4} \quad (1)$$

si on fait abstraction du rétrécissement de la section libre causé par le moyeu et les aubes réceptrices. Mais, dans les turbines à hélice rapides la vitesse absolue  $C_2$  n'étant jamais rigoureusement parallèle à l'axe de la machine, autrement dit, la sortie dite *normale* n'étant pas réalisée exactement,  $C_2$  est plus grande que sa composante méridienne  $C_{m,u}$  et, par conséquent,  $H_{C_2}$  est toujours plus grande que  $H_{C_{m,u}}$ . La relation (1) qui représente donc la valeur minimum de l'énergie de l'eau à la sortie de la roue, exprime les variations de cette énergie en fonction du débit, à diamètre  $D_2$  constant, à pleine ouverture, ou en fonction du diamètre  $D_2$ , à débit constant.

On voit ainsi que ce diamètre  $D_2$  jouant un rôle prédominant il convient de le déterminer judicieusement. Il semblerait expédient de choisir  $D_2$  grand, mais l'expérience a prouvé que ce choix n'était pas recommandable parce que  $D_1$ , diamètre à l'entrée, devant avoir une valeur assez petite pour que les angles à l'entrée ne soient pas trop faibles, la coexistence de ce petit  $D_1$  et de ce grand  $D_2$  s'oppose à une bonne circulation de l'eau dans la roue. En outre les pertes de charge par frottement croissent avec  $D_2$ . Il en résulte que la valeur la plus convenable de ce  $D_2$  ne peut être trouvée que par l'expérience.

Dans le cas des figures 1 et 2, les diamètres  $D_1$  et  $D_2$  sont égaux. En désignant par  $Q_{1,1}$  le débit rapporté à une chute de 1 m. et à un diamètre de 1 m., on a, en vertu des relations bien connues :

$$\begin{aligned} \frac{Q}{Q_x} &= \sqrt{\frac{H}{H_x}} \quad \text{et} \\ \frac{Q}{Q_x} &= \frac{D^2}{D_x^2} \\ Q_{1,1} &= \frac{Q}{D_1^2 \sqrt{H}} \end{aligned} \quad (2)$$

<sup>1</sup> Voir *Engineering*, du 19 septembre 1924.

<sup>2</sup> *Zeitschrift für das gesamte Turbinenwesen*, du 10 juillet 1920.

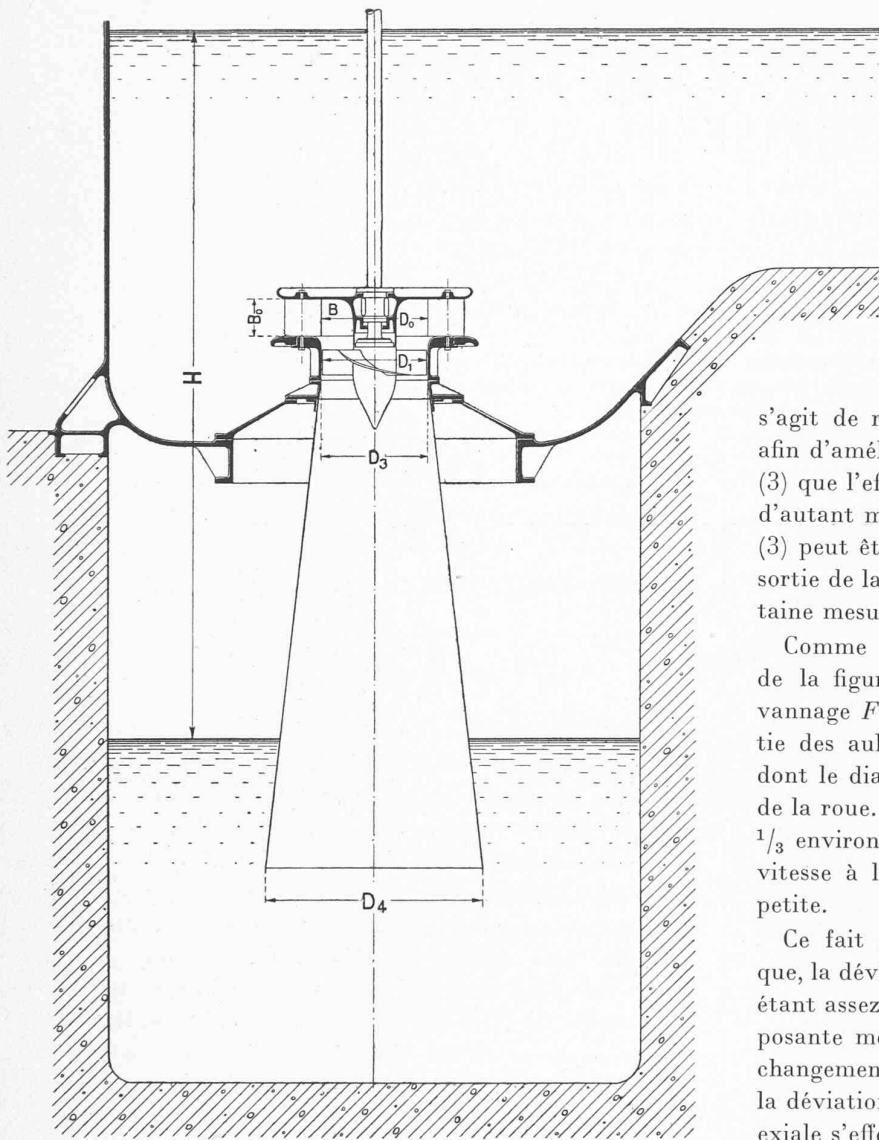


Fig. 1. — Turbine à hélice expérimentée à la station d'essais de la Société Escher, Wyss & Cie, à Zurich.

Substituant dans (1), il vient

$$H_{C_{m^{II}}} = \frac{1}{2g \left(\frac{\pi}{4}\right)^2} \cdot \frac{Q_{1,1}^2 D_1^4 H}{D_2^4}, \text{ ou}$$

$$\frac{H_{C_{m^{II}}}}{H} 100 = S = 8,3 Q_{1,1}^2 \quad (3)$$

puisque  $D_1 = D_2$ . Dans cette formule,  $Q_{1,1}$  est exprimé en  $\text{m}^3/\text{sec}$ .  $S$  représente l'énergie cinétique à la sortie de la roue, en centièmes de l'énergie totale disponible, et qu'il

s'agit de récupérer au mieux dans le tube d'aspiration afin d'améliorer le rendement de la turbine. Il ressort de (3) que l'effet de récupération demandé à l'aspirateur est d'autant moins intense que  $Q_{1,1}$  est plus faible. L'égalité (3) peut être utilisée pour le calcul de la dépression à la sortie de la roue et, par suite, pour prévoir, dans une certaine mesure, s'il y a danger de cavitation.

Comme on peut s'en rendre compte par l'examen de la figure 1, le réglage du débit est effectué par un vannage *Fink* et, à ouverture totale, les arêtes de sortie des aubes directrices sont situées sur un cylindre dont le diamètre est sensiblement égal au diamètre  $D_1$  de la roue. La hauteur  $B_0$  du distributeur étant égale à  $1/3$  environ de  $D_1$ , la composante méridienne  $C_{m_0}$  de la vitesse à la sortie des aubes directrices est relativement petite.

Ce fait influence favorablement le rendement parce que, la déviation des veines liquides dans le plan méridien étant assez forte et prolongée, une diminution de la composante méridienne de la vitesse atténue les pertes par changements de direction. La figure 1 montre encore que la déviation de l'eau de la direction radiale à la direction axiale s'effectue entièrement dans l'espace  $B$  non pourvu d'aubes, faisant suite au distributeur et servant, en quelque sorte, de vestibule à la roue. La direction de l'eau est

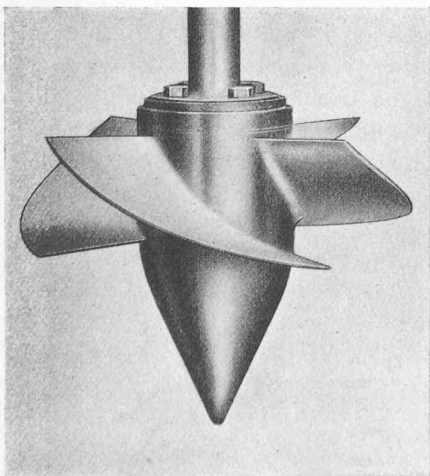


Fig. 2. — Roue à 4 pales de la turbine A à hélice Escher Wyss.

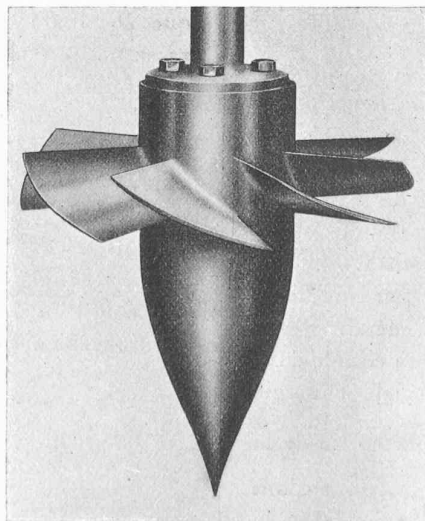


Fig. 4. — Roue à 8 pales d'une turbine à hélice Escher Wyss.

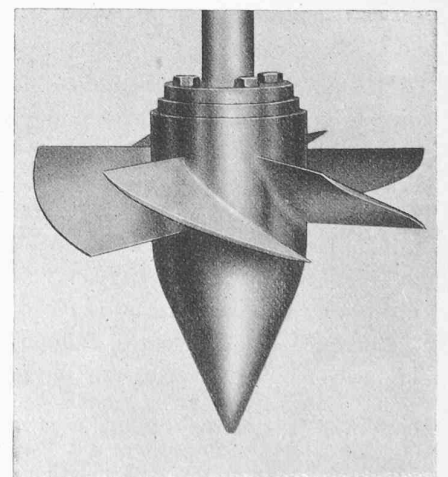


Fig. 3. — Roue à 6 pales d'une turbine à hélice Escher Wyss.

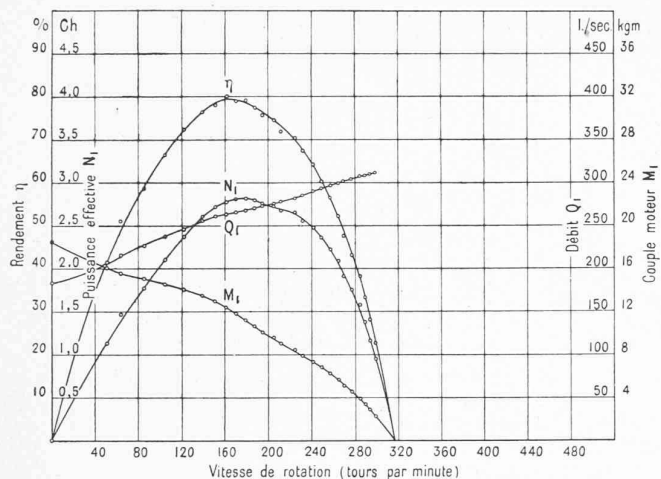


Fig. 5. — Turbine à hélice A. Caractéristiques pour une chute de 1 m. et un degré d'ouverture de 50 %.

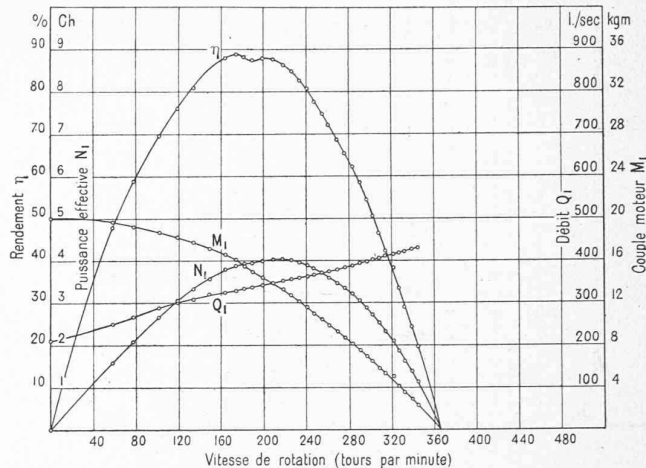


Fig. 6. — Turbine à hélice A. Caractéristiques pour une chute de 1 m. et un degré d'ouverture de 62 %.

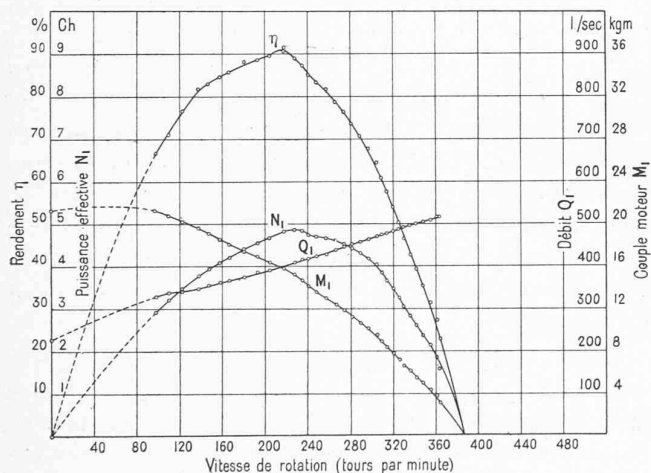


Fig. 7. — Turbine à hélice A. Caractéristiques pour une chute de 1 m. et un degré d'ouverture de 75 %.

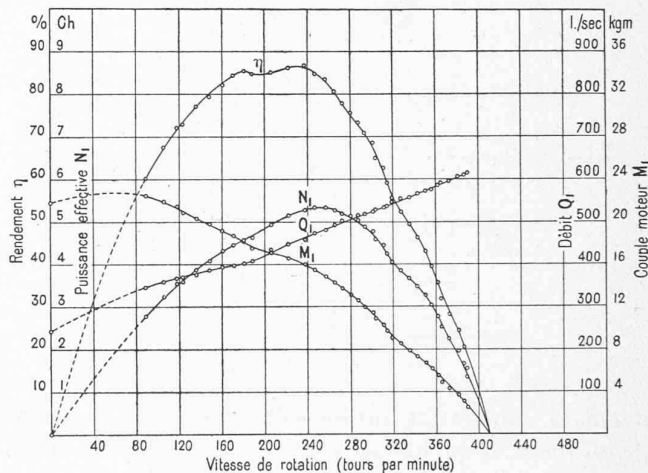


Fig. 8. — Turbine à hélice A. Caractéristiques pour une chute de 1 m. et un degré d'ouverture de 88 %.

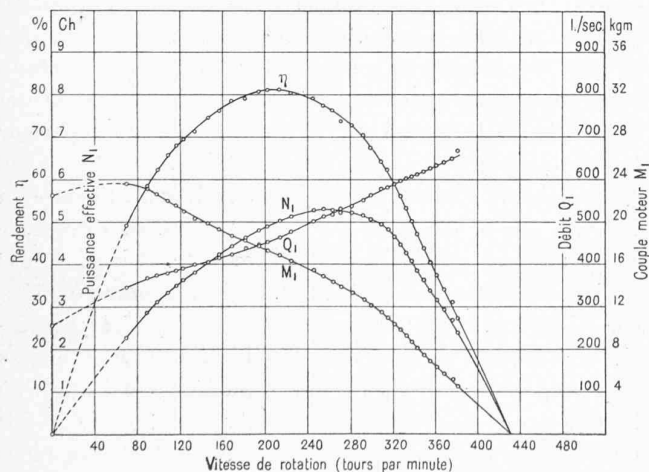


Fig. 9. — Turbine à hélice A. Caractéristiques pour une chute de 1 m. et un degré d'ouverture de 100 %.

ainsi essentiellement axiale au moment où elle pénètre dans la roue.

L'eau parcourt donc la roue axialement et la composante méridienne de la vitesse est sensiblement la même

à l'entrée et à la sortie, à cause de la constance, déjà relevée, du diamètre de la roue. Mais, il faut remarquer que du fait de la force centrifuge, la vitesse absolue à la sortie de la roue possède une composante dont la valeur moyenne peut être calculée en fonction des dimensions de la roue et des résultats des essais. A la sortie de la roue, l'eau traverse (voir fig. 1) un tube d'aspiration en forme de tronc de cône de révolution dont l'angle d'ouverture est de 8° puis s'écoule dans le bief aval.

La fig. 2 représente une hélice à 4 pales coulées en bronze et soigneusement polies pour réduire le frottement; les résultats des essais exécutés sur cette roue sont récapitulés aux figures 5 à 9. La roue de la figure 3 est pourvue de 6 pales et celle de la figure 4 de 8 pales. Ces roues sont prévues pour de grands diamètres qui nécessiteraient des pales démesurées s'il n'y en avait que 4.

Les expériences exécutées sous une chute moyenne de 4 m., dans la station d'essais de la Société Escher, Wyss et C<sup>ie</sup>, décrite aux pages 77 et suivantes<sup>1</sup> du *Bulletin*

<sup>1</sup> Voir aussi la description de la station d'essai de turbines des Ateliers de constructions mécaniques de Vevey dans le n° du 26 juillet 1919 du *Bulletin technique*.

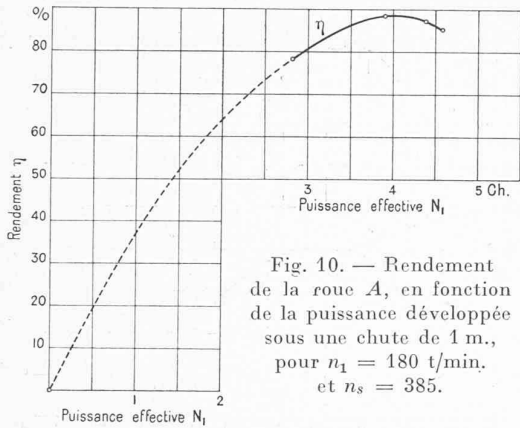


Fig. 10. — Rendement de la roue A, en fonction de la puissance développée sous une chute de 1 m., pour  $n_1 = 180$  t/min. et  $n_s = 385$ .

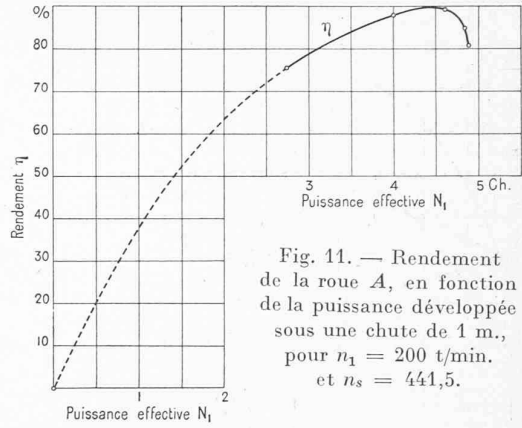


Fig. 11. — Rendement de la roue A, en fonction de la puissance développée sous une chute de 1 m., pour  $n_1 = 200$  t/min. et  $n_s = 441,5$ .

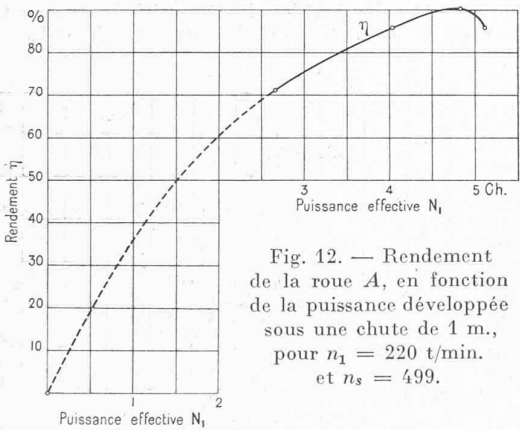


Fig. 12. — Rendement de la roue A, en fonction de la puissance développée sous une chute de 1 m., pour  $n_1 = 220$  t/min. et  $n_s = 499$ .

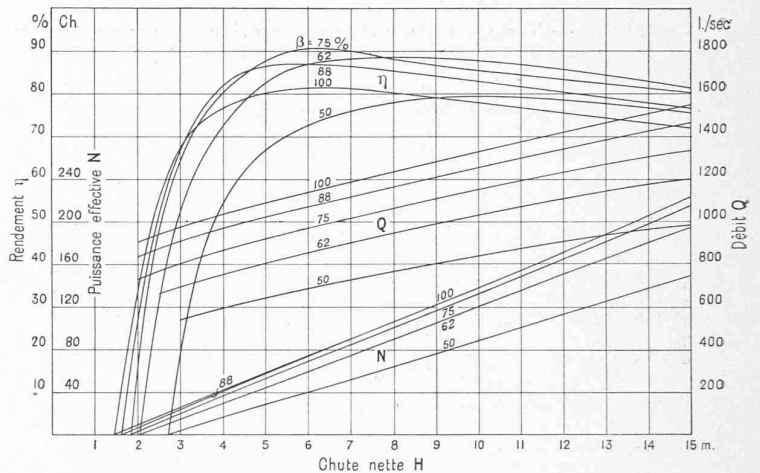


Fig. 13. — Turbine à hélice A. Variation du rendement, de la puissance et du débit en fonction de la hauteur de la chute, pour divers degrés ( $\beta$ ) d'ouverture du distributeur et à vitesse angulaire constante (520 t/min.).

technique, année 1923, ont révélé la stabilité de la marche de ces roues, ce qui influence favorablement les conditions de réglage.

Les figures 5 à 9 représentent les caractéristiques, sous 1 m. de chute, de la turbine d'essai de 600 mm. de diamètre, représentée par la figure 2. On voit que, pour tous les degrés d'ouverture du distributeur et dans le domaine envisagé des vitesses angulaires, le couple moteur croît toujours quand le nombre de tours diminue, de sorte que, pour tous ces régimes, il ne se produit aucun phénomène d'instabilité. Il ressort des figures 6, 7, 8 et 9 que cette turbine fournit un rendement de 89% à 62% de la pleine charge, de plus de 90% à  $\frac{3}{4}$  de charge, de 86% à 88% de la pleine charge, enfin de 81% à pleine charge.

Les figures 10, 11 et 12 représentent les variations du rendement à vitesse angulaire constante ( $n_1 = 180, 200$  et 220 tours/minute) en fonction de la puissance  $N_1$  développée par la turbine, pour un « nombre de tours spécifique »  $n_s$  de 385, respectivement de 441,5 et de 499. Ces courbes montrent qu'entre  $n_s = 440$  et  $n_s = 500$  la roue en question travaille avec de très bons rendements, les rendements étant à peu près les mêmes pour la moitié de la puissance maximum dans les deux cas extrêmes  $n_s = 440$  et  $n_s = 500$ .

La figure 13 fournit les valeurs du rendement  $\eta$ , de la puissance  $N$  et du débit  $Q$  en fonction de la chute, l'ou-

verture  $\beta$  et la vitesse angulaire  $n$  étant supposées constantes. On voit que cette roue est particulièrement appropriée à l'utilisation économique de chutes très variables : en effet, les courbes de rendement en fonction de la chute sont très aplaties de sorte que, par exemple, pour un degré d'ouverture de 75%, le rendement reste supérieur à 80% lorsque la chute varie de 4 à 15 m.

La puissance varie d'une façon absolument linéaire en fonction de la chute, à vitesse angulaire et ouverture constantes, ce qui facilite beaucoup la rédaction des projets de turbines à hélice. De plus, comme on s'en convaincra par l'examen de la figure 13, les variations du débit en fonction de la chute sont moins amples que pour les turbines Francis ordinaires, d'où le corollaire que la puissance, elle aussi, varie moins et c'est encore une propriété très favorable des turbines à hélice.

Les figures 14 à 16 se rapportent à une turbine B de construction semblable à celle de la turbine A, mais à la différence que les « angles de sortie » sont un peu plus ouverts. Cette modification eut pour effet, on le voit, un accroissement du « nombre de tours spécifique », mais qui fut acheté aux dépens du rendement.

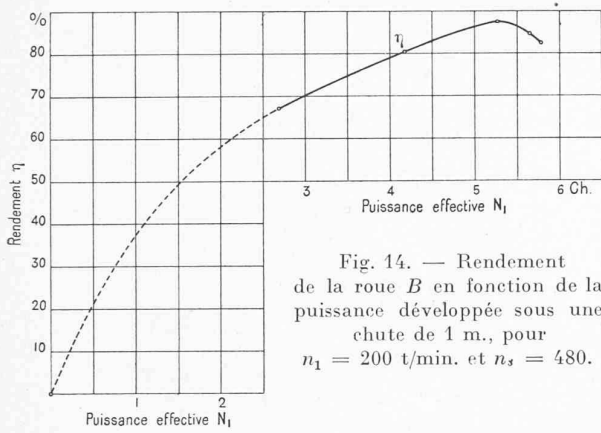


Fig. 14. — Rendement de la roue B en fonction de la puissance développée sous une chute de 1 m., pour  $n_1 = 200$  t/min. et  $n_s = 480$ .

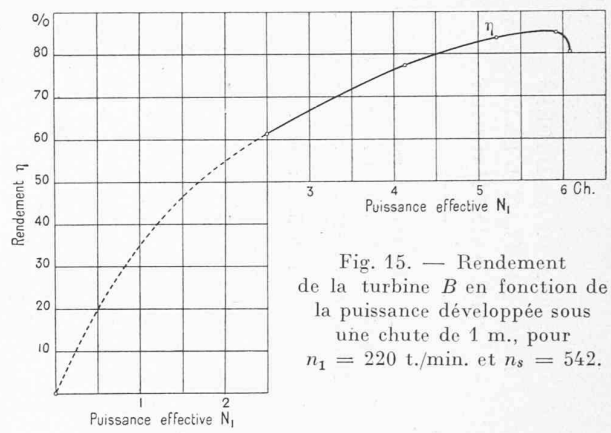


Fig. 15. — Rendement de la turbine B en fonction de la puissance développée sous une chute de 1 m., pour  $n_1 = 220$  t/min. et  $n_s = 542$ .

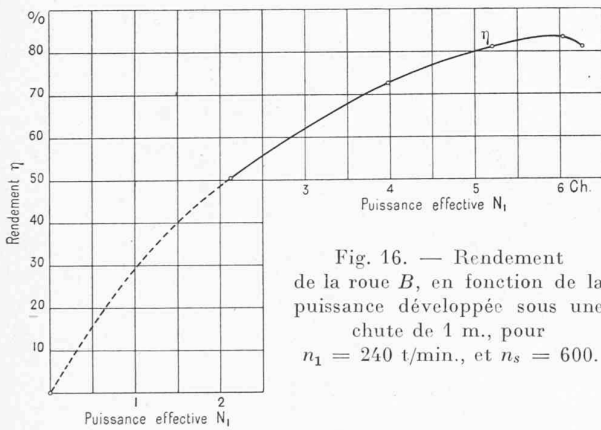


Fig. 16. — Rendement de la roue B, en fonction de la puissance développée sous une chute de 1 m., pour  $n_1 = 240$  t/min., et  $n_s = 600$ .

Tous les résultats de ces essais sont rapportés, nous le répétons, à une chute uniforme de 1 m.

Enfin, la figure 17 récapitule les caractéristiques de la roue B en fonction de la chute, à vitesse angulaire constante et pour une série de degrés d'ouverture. Les courbes de rendement sont moins aplaties que dans le cas de la turbine A ce qui doit être attribué au fait que le  $n_s$  de B est plus grand. En revanche, les autres courbes ont la même allure que pour A, ce qui rend les commentaires superflus.

En résumé, on peut conclure de cette étude que le type de turbine à hélice examiné ici convient très bien à la mise en valeur des basses chutes.

Le *Bulletin technique*, tome 50, année 1924, a publié la description des turbines à hélice de Wynau, les premières de ce type installées en Suisse et alors les plus puissantes de l'Europe. Ces machines ont été construites, on le sait, par les *Ateliers de constructions mécaniques*, S. A., à Vevey.

**Concours d'idées pour l'établissement d'un Plan d'extension de la Commune de Saint-Maurice.**

*Extrait du rapport du Jury.*  
(Suite)<sup>1</sup>

4. « Industrie et progrès ». — L'artère, à l'Est, avec un nouveau pont sur le Rhône, est une idée intéressante, mais elle

<sup>1</sup> Voir *Bulletin technique* du 31 janvier 1925, page 34.

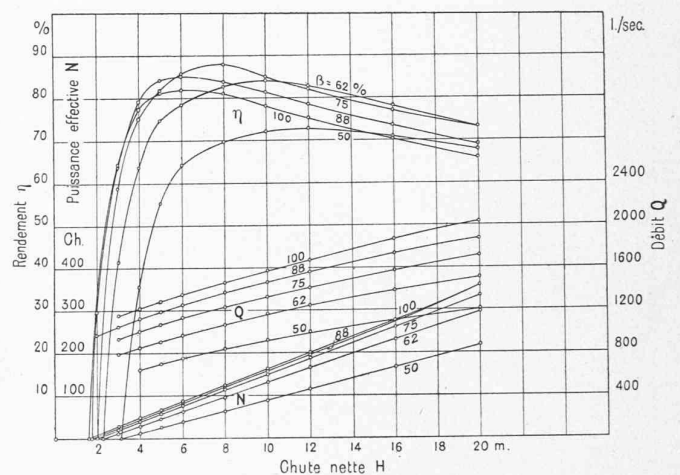


Fig. 17. — Turbine à hélice B. Variation du rendement, de la puissance et du débit, en fonction de la hauteur de la chute, pour divers degrés ( $\beta$ ) d'ouverture du distributeur et à vitesse angulaire constante (520 t/min.).

rejoint la route cantonale, au Sud, à une trop grande distance de la localité. Le tracé de l'artère Ouest est bon. Les voies secondaires, assez bien disposées. Dans les parties denses, les voies sont trop nombreuses.

**Questions relatives à l'exportation d'énergie électrique et à la mise en valeur de nos forces hydrauliques.**

M. le Dr Nicolas Kamm ayant publié, dans le numéro du 25 janvier dernier de la *Schweizerische Wasserwirtschaft* la première partie d'un résumé d'une thèse de doctorat sur *Die Ausfuhr elektrischer Energie aus der Schweiz*, soutenue devant l'Université de Francfort, il nous semble opportun de reproduire le court mémoire que M. Robert Maillart, ingénieur à Genève, a présenté, à la date du 11 février 1924, à la Section<sup>1</sup> genevoise de la Société suisse des ingénieurs et des architectes, à l'occasion de l'enquête ouverte par ladite Société sur les conditions de production, de distribution et d'exportation de l'énergie électrique de la Suisse. (Réd.)

*Exportation.*

Une loi donne à la Confédération le droit d'autoriser ou d'interdire l'exportation de l'énergie électrique. Remarquons

<sup>1</sup> Voir les résolutions adoptées par la section, à la page 103 du *Bulletin technique*, année 1924.