

<b>Zeitschrift:</b>	Bulletin technique de la Suisse romande
<b>Band:</b>	56 (1930)
<b>Heft:</b>	24
<b>Artikel:</b>	Considérations sur quelques particularités importantes de la construction et du service des turbines hydrauliques à grande vitesse de rotation
<b>Autor:</b>	Thomann, R.
<b>DOI:</b>	<a href="https://doi.org/10.5169/seals-43543">https://doi.org/10.5169/seals-43543</a>

### 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:** 26.01.2026

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

des énigmes que nous posent parfois les constructions viciuses, ou des lois que l'on pourrait mettre au double bénéfice d'une économie plus grande et d'une sécurité plus uniforme des constructions nouvelles<sup>1</sup>.

(A suivre.)

## Considérations sur quelques particularités importantes de la construction et du service des turbines hydrauliques à grande vitesse de rotation

par M. le Dr R. THOMANN, professeur à l'Ecole polytechnique de Graz (Autriche).

(Suite et fin.)<sup>2</sup>

### Turbines Pelton rapides.

Pour un jet donné, les dimensions principales de l'auget correspondant d'une turbine Pelton sont déterminées. Comme la vitesse périphérique n'est que très peu variable, l'accroissement de la vitesse angulaire ne peut guère être obtenu qu'en rapprochant l'aubage de l'axe de la roue, conséquence de l'équation :

$$n_s = 576 u_1 \frac{d_o}{D_1} \sqrt{c_o \eta}$$

la vitesse périphérique «spécifique»  $u_1$  ( $u_1 = U_1 / \sqrt{2gH}$ ), la vitesse «spécifique» du jet  $c_o$  et le rendement  $\eta$  étant invariables ou très peu variables. Dans cette formule,  $d_o$  représente le diamètre du jet et  $D_1$ , le diamètre primitif c'est-à-dire le diamètre du cercle tangent à l'axe du jet et coaxial à la roue. Quand on passe des  $n_s$  faibles aux  $n_s$  élevés, la roue se modifie de la façon indiquée par les figures 9 et 10. La seconde de ces figures montre la limite qui, en règle générale, n'est pas dépassée : c'est une roue dont le diamètre du jet et le diamètre primitif sont dans le rapport de 1 à 7. Ce rap-

<sup>1</sup> Voir, entre autres, les publications du professeur Ros sur les auscultations des ponts de Hundwil, Tavanasa et Wettingen (tirages à part de «Schweiz. Bauzeitung») ; du professeur Paris sur les essais du réservoir du Calvaire («Bulletin technique») ; de Hübner, inspecteur, sur les expériences en matière d'auscultations (publiées au recueil pour le Congrès des constructeurs de ponts, à Zurich, en 1926).

<sup>2</sup> Voir *Bulletin technique* du 1<sup>er</sup> novembre 1930, page 264.

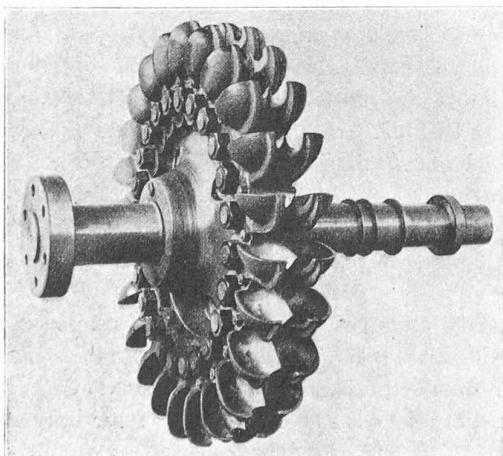


Fig. 9. — Roue Pelton à faible  $n_s$ .

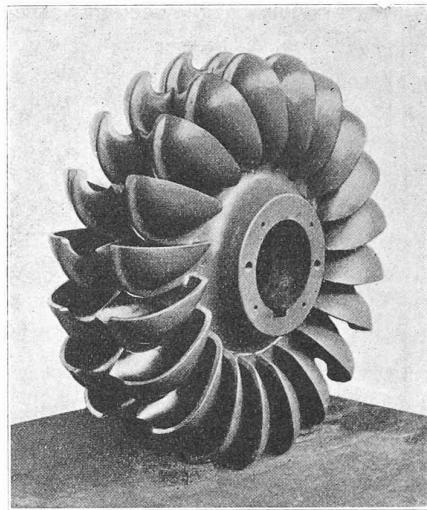


Fig. 10. — Roue Pelton à grand  $n_s$ .

port,  $d_o/D_1$ , correspond à un  $n_s$  de 30 à 33. Pour augmenter le  $n_s$  au delà de cette valeur il ne reste qu'à multiplier le nombre des injecteurs. Examinons ces deux moyens d'accroître la vitesse angulaire des turbines Pelton, savoir donc : réduction du diamètre de la roue comparativement au diamètre du jet et augmentation du nombre d'injecteurs alimentant chaque unité.

*Réduction du rapport  $d_o/D_1$ .* — Plus le diamètre du jet est grand et plus sont grandes les dimensions des augets comparativement à leur distance à l'axe de la roue, plus grande est la rotation de l'auget relativement au jet.

Sur la figure 11, les courbes en trait continu partant des points I, II et III représentent les trajectoires relatives, par rapport à la roue, que suivraient les particules d'eau supposées s'écoulant sur le disque de la roue sans être influencées par les augets. Ces points étant l'intersection des génératrices supérieure, médiane et inférieure du jet avec le cercle des «pointes» des augets. La trajectoire II a été reportée en I et III afin de montrer la variabilité des trajectoires relatives. En I, la pointe de l'arête médiane de l'auget aborde le jet, en III, elle le quitte. Le mouvement relatif de l'arête dans le jet cause à ce dernier des perturbations qui ont pour effet non seulement d'abaisser le rendement mais encore de compromettre la durée de l'aubage. En effet, même si la surface soumise à un jet de grande vitesse est parallèle à celui-ci, elle est exposée à une destruction plus ou moins rapide par

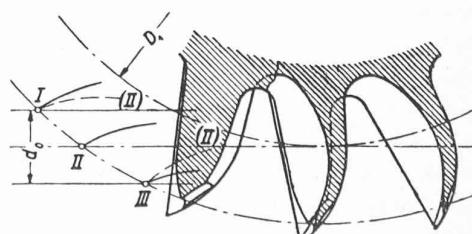


Fig. 11. — Trajectoires relatives des gouttelettes d'eau.

$D_1$  = Diamètre primitif. —  $d_o$  = épaisseur du jet.  
Positions de l'arête : I, à l'entrée dans le jet ;  
II, au milieu du jet ; III, à la sortie du jet.

suite de la formation de tourbillons. Cette action s'accentuera si nous courbons la surface de façon que le jet ait tendance à s'en séparer. Cette tendance peut se manifester par une corrosion rapide des augets lorsque, l'air ne pouvant pénétrer dans l'intervalle entre le jet et l'auget, des phénomènes de « cavitation » s'y produisent. Or, plus le nombre de tours spécifique de la roue est grand, plus grande est la rotation relative de l'auget par rapport au jet et plus le danger est grand en cet endroit. Et il n'est pas facile de parer à ce risque parce que l'obtention d'un avantage dans un sens suscite toujours un inconvénient dans un autre sens. En effet, si on conforme l'auget de façon que l'eau n'ait pas tendance à s'en décoller lorsqu'il sort du jet (position III) la surface obtenue, conforme à la trajectoire en trait plein III, sera telle, en raison de la différence des vitesses relatives en I et III (fig. 11), que dans la position I, la pénétration de l'auget dans le jet s'accompagnera d'un choc préjudiciable au rendement. Au contraire, si on confectionne l'auget de façon que la pénétration dans le jet s'effectue dans les meilleures conditions (trajectoire en trait plein I), c'est à la sortie que l'eau tendra à se décoller de l'auget, faisant ainsi naître le danger de corrosion. Si le rapport  $\frac{d_o}{D_1}$  est faible il est facile d'arriver à une forme de l'aube telle que le jet se détache de l'auget ; si ce rapport est grand, on est très souvent obligé de chercher un compromis.

Naturellement, les mêmes phénomènes se produisent mais avec une intensité moindre, dans les positions de l'auget intermédiaires entre son entrée dans le jet et sa sortie.

Une autre difficulté affecte la construction des roues à grand  $n_s$ . En effet plus ce  $n_s$  croît, plus les godets se rapprochent de l'arbre, jusqu'au moment où il n'est plus possible de les boulonner sur le disque, individuellement ou par groupes de deux ou trois. Il ne reste plus, alors, d'autre solution que de couler d'une pièce les godets et le disque ou le moyeu. On met souvent à l'actif de l'assemblage par boulons la possibilité de remplacer les augets individuellement, mais cet avantage est plutôt illusoire parce que, d'une part, les augets, s'usant généralement uniformément, sont mis hors de service simultanément et que, d'autre part, l'insertion d'un nouvel auget trouble l'équilibrage de la roue. C'est pourquoi la coulée en une seule pièce de la roue et des augets, pratiquée d'ailleurs depuis longtemps, est de nouveau en faveur.

Toutefois, une constatation inattendue fut faite, à savoir que les cas de corrosion profonde et de bris d'augets sont plus fréquents sur les roues à augets-disque que sur les roues à augets rapportés. La raison de cette fréquence est d'ordre technologique car, pour confectionner les augets-disques, l'acier moulé est presque seul utilisé et on sait qu'il est plus difficile à couler que la fonte et qu'il est souvent affecté de pores et de fissures capillaires aux endroits de faible section. Ce danger de criques est

particulièrement redoutable pour les arêtes médianes des augets qui occupent une position défavorable dans le moule. Si, au contraire, les augets sont coulés individuellement ou par petits groupes, cette arête peut toujours être tournée vers le bas, ce qui est une condition de réussite. Un exemple emprunté à la pratique éclairera cet exposé :

La figure 12 représente une roue d'une turbine Pelton à deux injecteurs, tracée pour développer une puissance de 10 000 ch.

La roue, coulée d'une seule pièce, est directement boulonnée sur une bride forgée avec l'arbre, car les augets

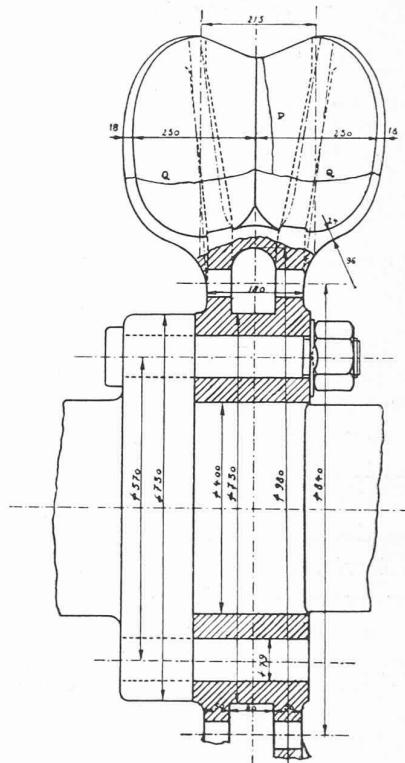


Fig. 12. — Auget Pelton fissuré en *P* et *Q*.

sont si rapprochés de l'axe qu'il est impossible de songer à les couler individuellement et à les monter séparément. L'arête médiane de chaque auget est assez fortement proéminente et très tranchante, ce qui contribua, sans aucun doute, à l'obtention du haut rendement qu'accusait cette turbine. Au bout de 3253 heures de service, un de ces augets sauta. Heureusement, la turbine put être rapidement arrêtée de sorte que, à part quelques petits dommages matériels, il n'y eut pas d'accident grave à déplorer. Mais l'alerte avait été chaude et on restait sur le qui-vive car le déséquilibrage de la roue résultant de la rupture d'un auget aurait bien pu causer une explosion du disque susceptible d'endommager d'autres machines.

Aussi on s'empessa d'élucider les causes de cette rupture et d'étudier les moyens d'en prévenir le renouvellement.

L'examen de l'auget brisé devait se faire du point de

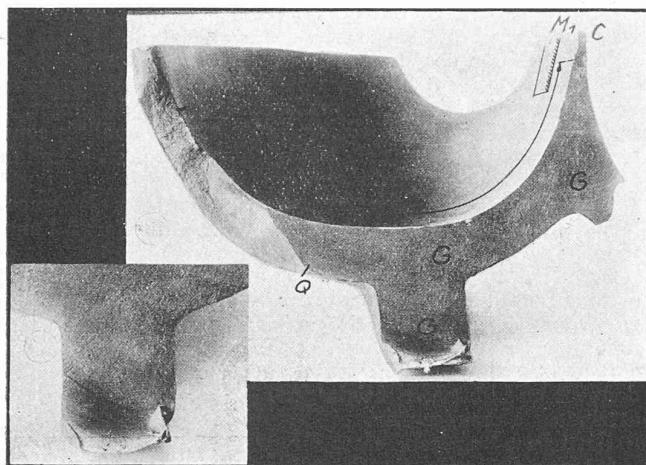


Fig. 13. — Morceau d'auget détaché.

vue de la matière mise en œuvre et des sollicitations qui agissent sur lui.

La figure 13 montre le morceau d'auget détaché et ses surfaces de cassure, l'une  $Q$  (fig. 12) transversale et l'autre,  $P$ , parallèle à l'arête médiane. Les épreuves fournirent des résultats tout à fait normaux pour la résistance, la ductibilité, la dureté, etc., et bien qu'il y eût des différences notables entre les caractéristiques du métal de l'arête et celles du métal des endroits à plus forte section, elles n'auraient pas suffi à motiver le rebut de la pièce. Toutefois, les points les plus durs de l'arête montraient déjà une tendance à la fissuration. Les sollicitations auxquelles le morceau d'auget brisé était soumis étaient causées par la force centrifuge et par la pression du jet. La première qui sollicitait la section transversale de rupture à la traction presque pure, croît proportionnellement au carré de la vitesse périphérique ou, aussi, de la vitesse angulaire, mais n'atteint guère, pour la vitesse normale, que  $35 \text{ kg/cm}^2$  environ.

Mais la pression du jet a un tout autre caractère, car commençant avec une valeur nulle, à l'instant où l'auget affleure le jet, elle atteint très rapidement son maximum, pour redescendre, non moins rapidement. Le temps qui s'écoule entre l'instant où l'auget aborde le jet et l'instant où il supporte la pression maximum n'est que de 5 millièmes de seconde. La fig. 14 représente la variation des sollicitations imposées au métal, en fonction du temps.

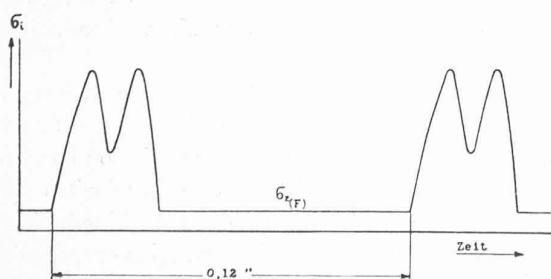


Fig. 14.  
Sollicitations de l'auget, en fonction du temps (Zeit).

$\sigma_i$  = fatigue totale ;  
 $\sigma_e$  = fatigue due à la force centrifuge.

Le deuxième injecteur commence déjà à agir sur l'auget avant que celui-ci soit entièrement hors de l'action du premier jet. Les variations des efforts sont si rapides qu'on peut parler, non sans raison, du « martelage » des augets par le jet. Aussi, on conjectura d'abord que ces rapides alternances étaient aptes, à elles seules, à engendrer une fatigue du métal suffisante pour le briser. Mais une étude plus attentive infirma cette hypothèse car la sollicitation maximum, à vitesse normale, n'est que de  $272 \text{ kg/cm}^2$ , donc si éloignée de la limite d'élasticité de l'acier qu'elle est incapable de produire la rupture. Il fallut exclure aussi l'hypothèse d'une résonance entre la période de vibration des augets et celle de la sollicitation, puisque la première est de l'ordre de 4000 alternances à la seconde, tandis que la deuxième n'est que de 67 alternances. Par suite, le métal ne pouvait avoir cédé que sous l'effet d'un excès localisé de sollicitation et la structure à grain fin et conchoïdale de la cassure est en faveur de cette explication. La sollicitation se concentra d'abord en un point affecté d'une fissure capillaire ou en un point défectueux d'une soudure, puis s'étendit au fur et à mesure de la progression de la fissure. Il n'est pas impossible qu'ensuite d'un élargissement momentané la fissure, soumise à l'injection du jet, se soit remplie d'eau qui, mise sous pression par le mouvement oscillatoire de l'aube même, aura exercé des efforts de traction très grands et très concentrés.

Il était intéressant de fixer laquelle des deux surfaces de cassure avait cédé la première : ce fut, sans conteste, la cassure longitudinale ( $P$  sur la figure) car le fragment brisé montrait clairement que les aspérités les plus extérieures, au voisinage de l'arête de sortie, ont cédé les derniers et de telle façon que les deux moitiés de l'auget s'écartèrent latéralement. Les deux surfaces décollées, d'une étendue relativement faible, ayant probablement résisté encore longtemps non seulement à la force centrifuge mais à la pression très variable du jet, c'est la meilleure preuve que l'auget était assez largement dimensionné.

Cet exemple enseigne combien il est nécessaire de soumettre à une surveillance minutieuse et continue les roues Pelton et particulièrement celles qui sont coulées d'une pièce, c'est-à-dire les roues « rapides », afin de déceler le début des formations de fissures et de pouvoir les buriner et les souder immédiatement. A l'appui de l'assertion que les turbines à petit  $n_s$  sont moins exposées à ces fissurations, on peut rappeler que les augets des turbines de Fully, qui sont en service depuis 1915, sous la chute de 1650 m, non seulement n'ont présenté aucune fissure, mais que leur surface est intacte et, abstraction faite de quelques points rugueux, est encore polie.

*Emploi d'injecteurs multiples.* — Nous avons déjà constaté que le  $n_s$  des turbines Pelton croît quand on multiplie le nombre des jets, toutes choses égales d'ailleurs. Cet accroissement étant proportionnel à la racine carrée du nombre des jets, l'adoption de 4 à 6 injecteurs permet à la turbine Pelton de côtoyer la limite infé-

rieure du domaine d'application de la turbine Francis. Mais pour éviter que les jets ne se gênent mutuellement, leur écartement angulaire doit être, au moins de  $50^\circ$  à  $60^\circ$  et préférablement de  $90^\circ$ . Cette dernière valeur ne comporterait donc que la possibilité de 4 injecteurs. Outre cette restriction, l'évacuation de l'eau ne va pas sans difficulté quand il y a plusieurs jets, car les différents filets d'eau sortent de l'auget d'une matière très différente suivant les conditions de leur entrée. Les uns ont une composante de vitesse dirigée vers l'axe, d'autres, en sens inverse. Les uns ont une composante gyroscopique dans le sens de la rotation de la roue, les autres, en sens inverse. Dans ces conditions il est tout à fait possible que certaines gouttelettes, surtout si elles sont animées d'un mouvement vers le haut, retombent sur la roue qui consomme alors de l'énergie pour leur imprimer une certaine accélération. C'est en vue de parer à ce danger qu'en règle générale on limite à deux le nombre d'injecteurs d'une turbine à axe horizontal. Lorsqu'il faut recourir à plus de deux jets, on cale deux, ou même trois roues sur un arbre unique. Mais, pour ne pas avoir une turbine de longueur trop grande, le constructeur est trop souvent enclin à rapprocher excessivement les roues, d'où réduction de la section d'évacuation et aggravation du danger qu'une partie de l'eau ne retombe sur la roue. Pour éluder ces inconvénients la maison Escher, Wyss et Cie a recouru, il y a déjà plus de vingt ans, à l'axe vertical, mais la diffusion de ce système a été retardée par des difficultés d'évacuation de l'eau. Finalement, moyennant une légère modification de la forme des augets et de leur position par rapport à la roue, l'adoption de vitesses périphériques plus grandes, l'élargissement des organes d'évacuation, etc., il a été possible de résoudre le problème de l'évacuation de l'eau et, ces dernières années, de grandes machines ont été construites d'après ce système. Telle, par exemple, la turbine de l'Usine de Palü, à 4 injecteurs, développant 12 000 ch sous 252 m de chute, à une vitesse de 500 t/min. Cette machine, construite par Escher, Wyss et Cie, est décrite dans notre numéro du 25 janvier dernier.

#### **Concours d'idées pour l'étude d'un projet du nouveau bâtiment aux voyageurs, à Neuchâtel.**

*Extrait du rapport du jury.*

*(Suite et fin.)<sup>1</sup>*

*Sens unique.* Le projet de circulation est intéressant. Il en est de même de l'étude de la boucle du tramway. Toutefois, la place de stationnement devant le local des bagages manque de profondeur. La circulation de tout le trafic venant de l'est canalisée devant l'entrée principale n'est pas heureuse. Plan original, clair dans son ensemble, mais sujet à de nombreuses critiques dans son détail. L'emplacement des guichets à voyageurs dans le courant de la circulation conduisant au passage sous voie est défectueux. Le local des bagages à main est trop masqué et étroit. Les buffets sont placés excentriquement. Le groupe des locaux situés à gauche de l'entrée

principale occupe un emplacement qui pourrait être avantageusement réservé à des services plus importants.

La disposition des étages laisse à désirer. On aurait volontiers vu les logements du premier et du deuxième étage transportés sur la façade sud. Dans la présentation du projet, la recherche de l'effet décoratif l'emporte sur les qualités constructives ; on remarque cela très spécialement dans le hall de forme discutable et de hauteur exagérée.

A la suite de ces constatations, le jury procède au classement définitif des projets retenus. Cette opération se fait à l'unanimité :

*Premier rang : N° 23 « Marquise » ; deuxième rang : N° 6 ; « Aux Brelettes » ; troisième rang : N° 12, « Jaune et Noir » ; quatrième rang : N° 18, « Hic » ; cinquième rang : N° 11 « Sens unique » ; sixième rang : N° 4, « Quo Vadis ».*

Constatant encore que les résultats du concours ne lui donnent pas complète satisfaction, le jury décide de ne pas attribuer de premier prix.

Il attribue les récompenses suivantes :

*1<sup>er</sup> rang, 2<sup>me</sup> prix, N° 23, « Marquise », 3500 fr. ; 2<sup>me</sup> rang, 3<sup>me</sup> prix, N° 6, « Aux Brelettes », 3200 fr. ; 3<sup>me</sup> rang, 4<sup>me</sup> prix, N° 12, « Jaune et Noir », 2000 fr. ; 4<sup>me</sup> rang, 5<sup>me</sup> prix, N° 18, « Hic », 1300 fr. ; 5<sup>me</sup> rang, 6<sup>me</sup> prix, N° 11, « Sens unique », 1000 fr.*

Enfin, il procède à l'ouverture des plis accompagnant les projets et proclame comme lauréats les architectes dont les noms suivent :

*2<sup>me</sup> prix, MM. Fernand Decker et Edm. Calame, à Neuchâtel.*

*3<sup>me</sup> prix, MM. Wavre et Carbonnier, à Neuchâtel.*

*4<sup>me</sup> prix, M. Fritz-Edouard Huguenin, à Colombes, près de Paris.*

*5<sup>me</sup> prix, M. Eugène Cellier, à Lausanne.*

*6<sup>me</sup> prix, MM. Ernest Prince et J. Béguin, à Neuchâtel.*

## **Dimensions principales des turbines hydrauliques à réaction**

par M. Paul PINGOUD, ingénieur, à Vevey.

Nous nous proposons, dans ce petit article, de donner quelques résultats découlant de statistiques sur le dimensionnement des turbines hydrauliques à réaction, en fonction de leur *nombre de tours spécifique  $n_s$* . Comme les proportions d'une turbine varient passablement suivant les constructeurs, et qu'elles dépendent de la manière dont on tracera l'aubage, nous n'entendons pas fixer une loi absolue, mais simplement donner quelques indications, ou, si l'on veut, une idée des tendances actuelles concernant la forme la plus avantageuse ou la plus rationnelle à donner à une turbine d'un certain  $n_s$ . Les valeurs indiquées correspondent à des turbines ayant donné d'excellents rendements maxima dépassant dans la plupart des cas 90 %.

D'autre part il nous a paru intéressant d'opérer un triage tel que l'on puisse traduire les courbes trouvées en fonctions algébriques simples du  $n_s$ , leur variation confirmant une fois de plus qu'il n'existe pas de singularités dans le passage de la turbine Francis à la turbine-hélice. En outre, il peut être commode, dans certains cas, de n'avoir à manier que des formules.

Notons également, en passant, que ces résultats ne concernent pas la turbine à aubes réceptrices mobiles Kaplan. A égalité de dimensions principales et de nombre

<sup>1</sup> Voir *Bulletin technique* du 15 novembre 1930, page 280.