

**Zeitschrift:** Bulletin technique de la Suisse romande  
**Band:** 45 (1919)  
**Heft:** 23

**Artikel:** Note sur le "nombre de tours spécifique" des turbines hydrauliques  
**Autor:** Bois, L. du  
**DOI:** <https://doi.org/10.5169/seals-34935>

### **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>**



1° La course pour la fermeture totale doit être aussi faible que possible.

2° L'effort à vaincre pour mouvoir le vannage doit être aussi faible que possible.

3° Le vannage ne doit pas avoir de fuites latérales, fuites qui diminuent le rendement, et qui vont toujours en augmentant grâce à l'usure inévitable.

4° Il faut que, même pour des ouvertures partielles, il ne se produise pas de contractions de la veine liquide, car ces contractions nuisent au rendement et produisent également des remous, des tourbillons et par suite de l'usure.

5° Il faut que les pièces à remplacer après usure soient aussi simples et peu coûteuses que possible, et faciles à enlever et à mettre en place.

6° Il faut que la courbe de la puissance effective de la turbine en fonction de la course du vannage se rapproche le plus possible d'une droite.

Si l'on envisage toutes ces conditions, on peut dire que le distributeur Pelton à jet rond et à obturateur à pointe (fig. 2) réalise l'idéal de ce que l'on peut demander, et c'est certainement ces avantages qui ont fait adopter ce distributeur dans toutes les turbines à haute pression alors que tous les distributeurs à languettes, ceux avec tiroirs à mouvement circulaire, etc. ont été peu à peu abandonnés.

Le vannage du distributeur de la turbine Girard (fig. 8 et 9) est un cylindre à fenêtres qui tourne autour d'un axe coïncidant avec l'axe de la roue-turbine. Il est impossible d'empêcher les fuites latérales de se produire en *a*, *c* (fig. 8) et *f* (fig. 9) et ces fuites latérales augmentent très rapidement pour peu que l'eau soit sablonneuse. C'est là la cause principale de l'infériorité de ce système de turbines qui a eu son temps de vogue, mais qui a été abandonné depuis quelques années.

Un exemple typique de ces turbines a été donné dans le *Bulletin technique* (Description des usines hydro-élec-

l'eau chargée de sable était si rapide et le rendement diminuait si vite que l'on remplaça après quelques années de marche ces turbines par des Pelton à 4 jets qui à ce point de vue donnent de meilleurs résultats.

Toutefois cette solution des turbines à 4 jets disposés sur le pourtour d'une roue unique ne paraît pas être la meilleure que l'on puisse imaginer dans les cas d'eau très chargée de sable surtout si le diamètre de la roue est relativement petit, à cause de la difficulté de l'évacuation de l'eau et de l'usure qui se produit dans des pièces accessoires à l'intérieur de la bêche par suite des rejaillissements de l'eau.

Une turbine double, c'est-à-dire à deux roues montées sur le même arbre avec 2 injecteurs par roue, nous paraîtrait plus avantageuse, malgré son prix nécessairement plus élevé. Cette solution a été appliquée dans des installations toutes récentes.

*Turbine Donat Banki.* — On a signalé, il y a quelques temps, une nouvelle turbine imaginée par M. Donat Banki, professeur à l'Ecole technique supérieure de Budapest, et qui, d'après les données de l'auteur, devrait convenir justement pour les cas où le « nombre de tours spécifique » est situé entre 30 et 50. Nous allons examiner cette turbine afin de voir quelles en sont les applications pratiques possibles.

La description et les données qui suivent sont tirées de la brochure éditée par l'auteur à Budapest 1917, Imprimerie Franklin-Verein.

Il a paru en outre une description de cette turbine dans la *Schweiz. Bauzeitung* du 14 décembre 1918.

Nous rappellerons pour commencer que le principe de cette turbine qui consiste à faire passer le jet deux fois dans la couronne d'aubes n'est pas nouveau.

En effet, il existe un brevet allemand (N° 178 228) au nom de M. Michell, à Melbourne (Australie), qui a été déposé en 1907 et qui a été décrit dans le *Bulletin des Ingénieurs allemands*, année 1907, page 640.

Ce brevet, qui date donc de 12 ans déjà et qui réalise le même principe que celui de la turbine Banki, ne paraît pas avoir eu de nombreuses applications jusqu'à maintenant.

La turbine en question possède une roue à injection radiale, c'est-à-dire dans laquelle les trajectoires des veines d'eau sont situées dans des plans perpendiculaires à l'axe de rotation. Elle a ceci de particulier que la veine d'eau traverse deux fois la couronne d'aubes comme l'indique la fig. 10, une première fois de l'extérieur à l'intérieur et une seconde fois de l'intérieur à l'extérieur. C'est en outre une turbine à injection partielle et par conséquent à libre déviation, c'est-à-dire que l'eau à la sortie du distributeur s'écoule avec la vitesse correspondant à la chute totale. La roue se compose simplement de 2 flasques latérales montées sur un

Fig. 10.

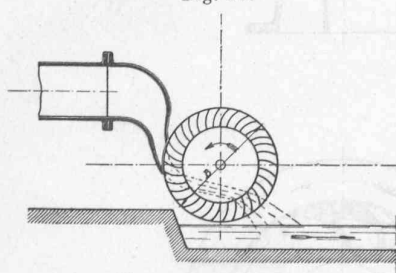
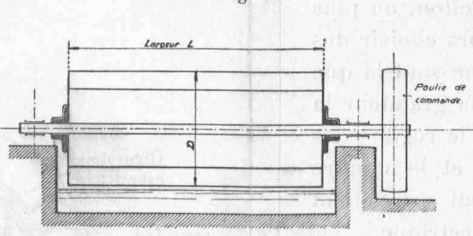


Fig. 11.



Turbine système Donat Banki.

Remplacement d'une turbine Pelton 14450 HP 250 tours sous 283 m. de chute, par une turbine Banki de 500 tours (même puissance). (Installation Rjukanfos.)

triques de Martigny de la Société d'Electro-Chimie, par M. H. Chenaud, ingénieur, 25 juillet—25 octobre 1910).

Ce sont des turbines de 2500 chevaux 500 tours sous 165 m. de chute ayant donc un « nombre de tours spécifique » de 42. L'usure des distributeurs par le fait de



arbre horizontal, entre lesquelles sont fixées les aubes (fig. 11).

Dans les turbines ordinaires à libre déviation, le tracé de l'aubage est fait de telle sorte que la vitesse absolue de l'eau dans la couronne mobile aille en diminuant progressivement, et qu'à la sortie de l'aubage elle ait une valeur aussi faible que possible. Dans la turbine Banki, cette condition est réalisée en 2 phases successives : après le premier passage dans la couronne d'aubes (de l'extérieur à l'intérieur) elle possède encore une vitesse absolue relativement élevée et ce n'est qu'au cours du second passage dans la couronne mobile (de l'intérieur à l'extérieur) que cette vitesse va en diminuant progressivement jusqu'au minimum possible. Le tracé de l'aubage est étudié de manière à réaliser ces deux conditions le plus favorablement possible sans chocs à l'entrée de l'aubage.

C'est là, au point de vue de la transformation de la vitesse de l'eau en énergie mécanique transmise à la roue motrice, une idée parfaitement rationnelle et qui peut paraître séduisante au premier abord. C'est à cela que l'auteur attribue les chiffres élevés de rendement mécanique auxquels il est arrivé avec une petite turbine de laboratoire.

En plus de cela, le fait que cette turbine est purement radiale, c'est-à-dire que les filets d'eau dans la roue se meuvent dans des plans perpendiculaires à l'axe de rotation, a pour conséquence que le diamètre extérieur de la roue est théoriquement indépendant de la quantité d'eau qu'il s'agit de faire passer dans la turbine. En d'autres termes, pour un débit donné et une chute donnée, on peut faire une roue d'un diamètre aussi petit que l'on veut et obtenir par conséquent un nombre de tours aussi élevé qu'on le désire. Il suffit de donner à la roue une largeur suffisante, et si, au point de vue de la résistance mécanique de la roue (arbre et aubes), on est forcément arrêté dans l'augmentation de cette largeur, il suffira de placer plusieurs roues les unes à côté des autres, avec des paliers intermédiaires entre chacune d'elles.

C'est là évidemment un second avantage intéressant qui n'est pas réalisé avec les turbines Francis et les Pelton et sur lequel se base l'auteur pour en conclure que sa turbine peut remplacer avantageusement n'importe quel moteur hydraulique rotatif, c'est-à-dire les roues à eau et les turbines de tous systèmes.

Nous allons passer en revue les différents cas qui peuvent se présenter et nous constaterons qu'en réalité, une fois qu'on examine les choses de plus près, les avantages que paraît présenter cette nouvelle turbine sont plus apparents que réels.

(A suivre).

## Calcul du coup de bélier dans les conduites formées de deux ou de trois tronçons de diamètres différents

par ED. CAREY, ingénieur à Marseille.

M. de Sparre a donné récemment les formules complètes<sup>1</sup> permettant de calculer le coup de bélier dans les conduites formées de deux ou de trois tronçons de diamètres et épaisseurs différents, en admettant toujours que le coup de bélier positif maximum est inférieur ou, au plus, égal à la charge statique et que l'intensité maximum du coup de bélier négatif n'atteint pas la moitié de cette charge. Malheureusement ces formules conduisent à des calculs très longs toutes les fois que les divers tronçons ont des proportions quelconques les uns par rapport aux autres. On peut cependant les simplifier en remplaçant la conduite donnée par une conduite fictive dont les tronçons sont dans des rapports déterminés ou encore, pour les manœuvres du vannage exigeant une durée de plusieurs périodes, par une conduite de diamètre et d'épaisseur constants dite conduite moyenne à laquelle on applique les formules simples des conduites à caractéristique unique.

### I

#### Conduites formées de deux tronçons.

Dans les conduites formées de deux tronçons, si la période  $\frac{2l'}{a'} = \theta'$  du coup de bélier dans chacun de ceux-ci n'est pas trop différente, on pourra remplacer, pour le calcul, la conduite donnée par une autre dans laquelle la période sera la même dans chacun des tronçons ; si les périodes sont très différentes, on la remplacera par une conduite dont la période de l'un des tronçons est le double de celle de l'autre, mais ce cas rentrera alors dans celui des conduites formées de 3 tronçons.

En admettant que la période soit la même dans les deux tronçons et en désignant par  $l'$   $a'$   $d'$   $\rho'$  la longueur, la vitesse de propagation moyenne<sup>2</sup>, le diamètre intérieur et la vitesse dans le tronçon inférieur et par  $l''$   $a''$   $d''$   $\rho''$  les valeurs correspondantes dans le tronçon supérieur, on aura :

$$\frac{l'}{a'} = \frac{l''}{a''}$$

posons aussi :

$$(1) \quad \alpha = \frac{a''}{a'} \left( \frac{d'}{d''} \right)^2 \quad (2) \quad \mu = \frac{1 - \alpha}{1 + \alpha} \text{ et } r' = \frac{a'}{2g\gamma_0}$$

$\gamma_0 = \text{charge statique.}$

<sup>1</sup> Bulletin spécial N° 2 de la Société hydrotechnique de France.

<sup>2</sup>  $a' = \frac{9900}{\sqrt{48,3 + k \frac{d'}{e}}}$

$k = 0,5$  pour le fer et l'acier.