

Turbine hydraulique Girard simplifiée pour faibles et très faibles puissances

Prof. Ing. Zoltàn Hosszúrétý, DrSc.

Professeur à l'Université technique de Košice

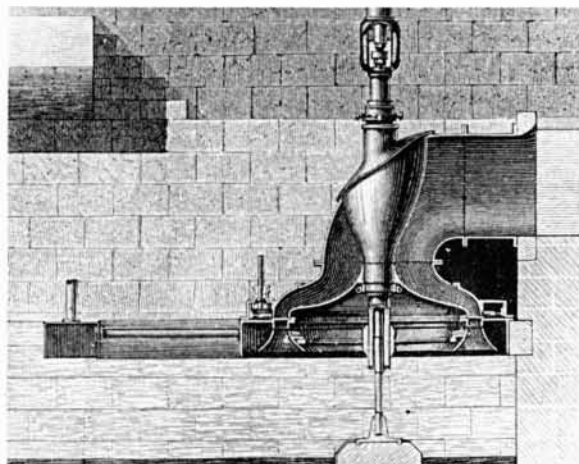
Les sites hydrauliques disposant de faibles débits sous des chutes moyennes et élevées ($Q \ll 0,1 \text{ m}^3/\text{s}$, $H > 50 \text{ m}$) sont rarement équipés, à cause du manque de turbines hydrauliques correspondant à ces caractéristiques, ou de leur prix élevé. Les turbines Pelton et Francis de si faibles puissances ne sont pas fabriquées en Tchécoslovaquie, leur production n'étant pas rentable ; leur fabrication artisanale ne peut être non plus envisagée.

De tels sites sont nombreux dans les installations industrielles, en particulier dans les mines ; leur équipement conduirait à une indépendance énergétique, et souvent une économie ; l'existence de turbines qui le permettrait serait d'ailleurs profitable ailleurs qu'en Tchécoslovaquie. D'où l'intérêt que représenterait la possibilité d'une construction artisanale simplifiée, même au prix d'un rendement inférieur.

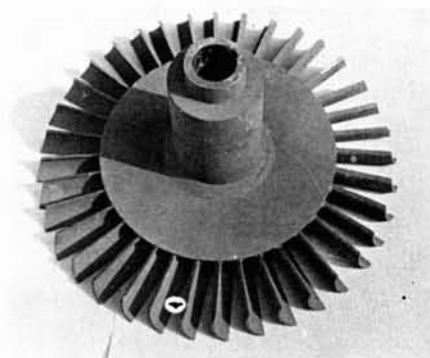
Ces considérations nous ont amené à examiner la construction simplifiée d'une turbine hydraulique Girard

de faible puissance. La construction classique d'une telle turbine n'est pas simple (fig. 1). Elle comporte des pièces de forme complexe obtenues par coulée, qui ne peuvent pratiquement être réalisées qu'en usine, et contribuent à leur prix élevé.

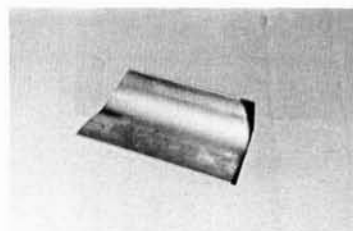
Notre effort s'est porté en premier lieu sur la roue à aubes, dont les aubes sont des surfaces gauches hélicoïdales, qui sont remplacées dans notre modèle par des surfaces cylindriques, obtenues en découpant des tubes (fig. 2) ou en pliant une tôle (fig. 3).



1.



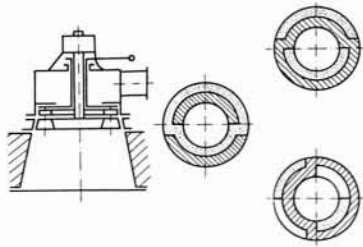
2.



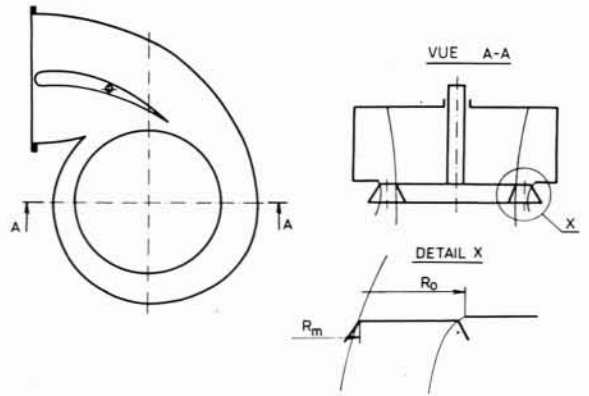
3.

Possible simplification of the Girard turbine

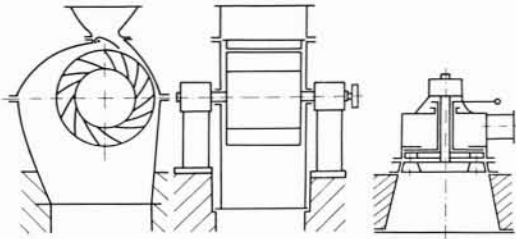
Possible simplification of the Girard turbine is described in the article. It can be used for small and micro hydrogenerating stations. The results of the model tests, carried out on the simplified turbine.



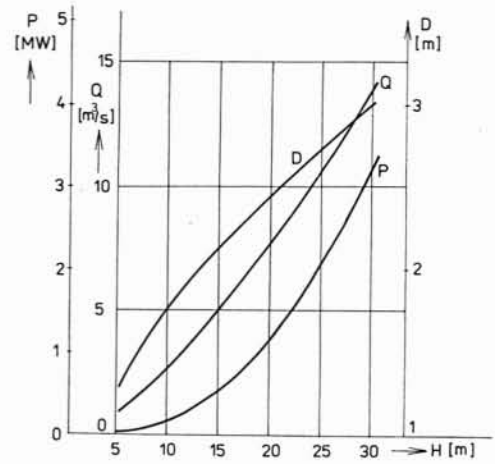
4.



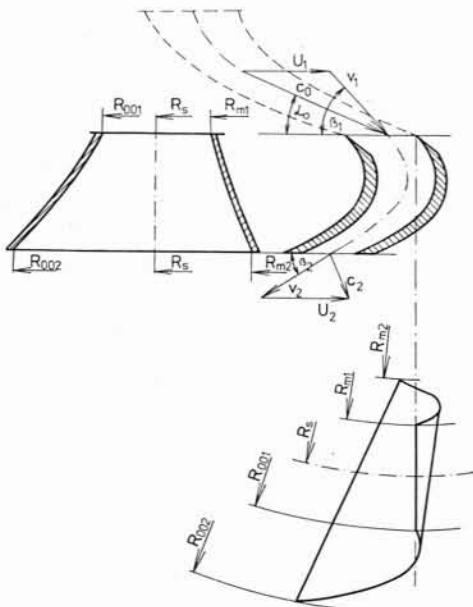
7.



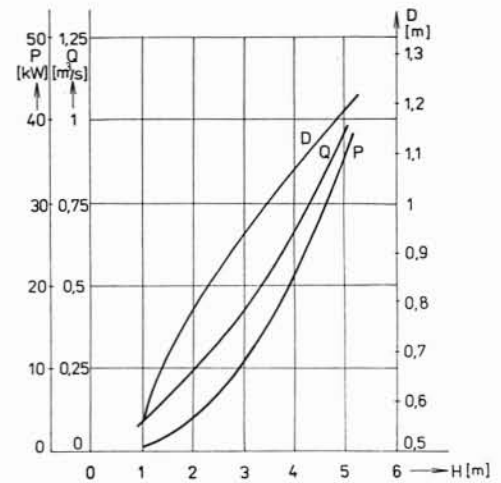
5.



8.



6.



9.

La simplification suivante concerne la forme de la boîte d'alimentation d'eau et le réglage du débit. La figure 4 représente une turbine Girard simplifiée dans laquelle la bêche est cylindrique, et où le réglage du débit s'effectue au moyen d'un disque, ce qui la rapproche ainsi d'une turbine Banki (fig. 5), par rapport à laquelle ses dimensions sont encore réduites.

Pour les turbines de puissance plus élevée, il faut prendre soin de la forme des aubes ainsi que de celle de la distribution d'eau (fig. 6). On peut réaliser cette dernière en forme de spirale Reiffenstein munie d'un clapet de réglage à l'entrée de la spirale (fig. 7). C'est une solution plus simple que la précédente ; elle évite les aubes distributrices onéreuses, et requiert seulement une forme correcte de la bêche spirale et de son clapet de réglage. Cette simplification est d'ailleurs applicable aux turbines hydrauliques de puissance moyenne et élevée, utilisant une transmission par courroie, même pour des rapports de vitesses assez importants (fig. 8 et 9).

La suite de l'étude a montré que la diminution de rendement de la turbine due à ces simplifications n'est pas prohibitive, au moyen de calculs théoriques et de mesures sur modèles réduits. Les conséquences de ces simplifications sont les suivantes :

- l'eau quitte la roue de distribution, sur toute la longueur de l'aube, à la même vitesse C_0 et sous le même angle (fig. 10) ;
- les angles des aubes β_1 et β_2 sont égaux sur toute la largeur du canal ;
- les valeurs de la vitesse circonférentielle, de la composante d'action et de la vitesse relative à l'entrée de la roue dans les triangles de vitesses varient en fonction de la distance à l'axe de rotation ;
- on choisit de rencontrer les conditions optimales (entrée à composante d'action nulle, pertes minimales à la sortie) sur le diamètre extérieur de la roue, alors que pour la turbine Girard classique elles sont réalisées sur le diamètre moyen. Par suite, la composante d'action est partout dirigée dans le sens de la rotation ; au contraire, pour la turbine classique, cette composante d'action est en sens inverse sur la moitié du rayon.

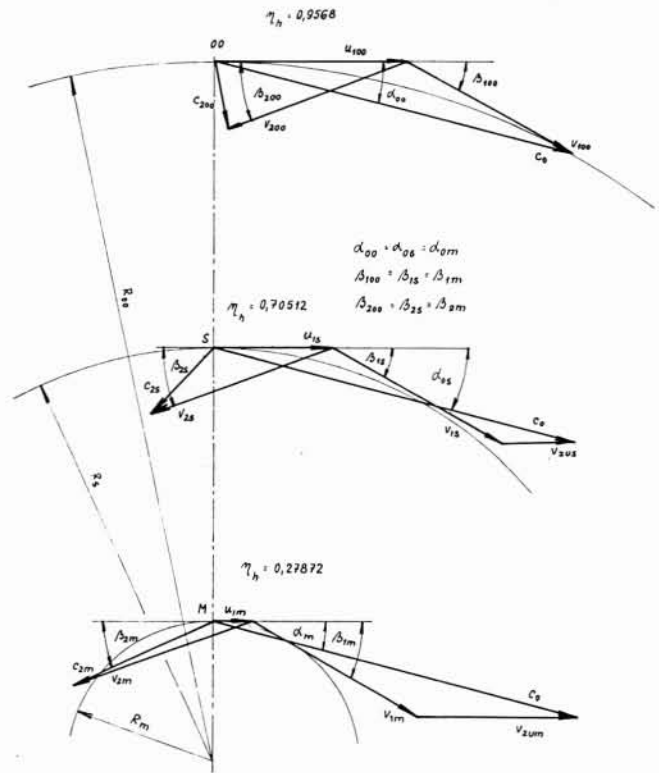
Ainsi, le rendement hydraulique moyen

$$\eta_{hk,s} = \frac{1}{Q} \int \eta_{hk} \cdot dQ$$

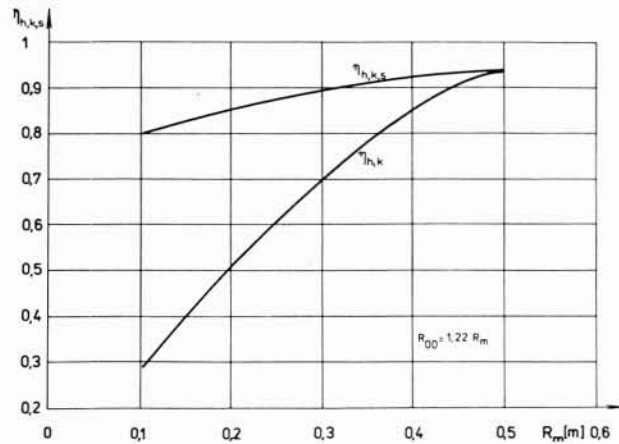
conserve une valeur acceptable, malgré le fait que sa valeur locale η_{hk} diminue radialement de façon rapide (voir fig. 11, tracée pour des diamètres extérieur et intérieur $D_e = 0,5$ m et $D_i = 0,2$ m).

Ces déductions théoriques ont été confirmées par les essais sur modèles, au cours desquels on a obtenu les caractéristiques générales des turbines Girard, y compris des turbines simplifiées.

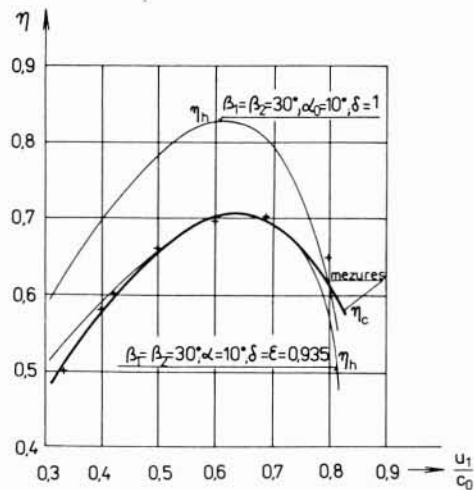
La figure 12 montre les variations du rendement hydraulique calculé η_{hv} dans des hypothèses différentes relativement aux pertes dans le distributeur $\theta = C_0/C_0^*$ et dans la roue $\varepsilon = V_2/V_1$ ainsi que celles du rendement global mesuré η_0 . En négligeant les pertes volumétriques et mécaniques, qui sont faibles, on trouve que le rendement global mesuré η_0 correspond aux pertes $\theta = \varepsilon = 0,935$.



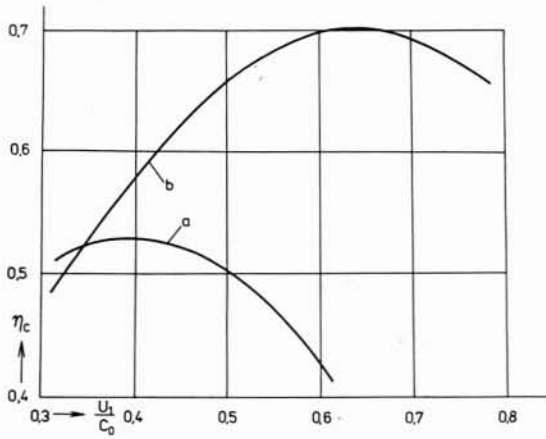
10.



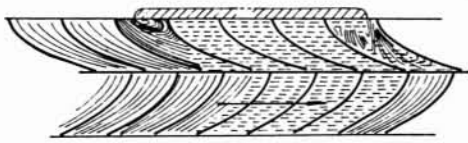
11.



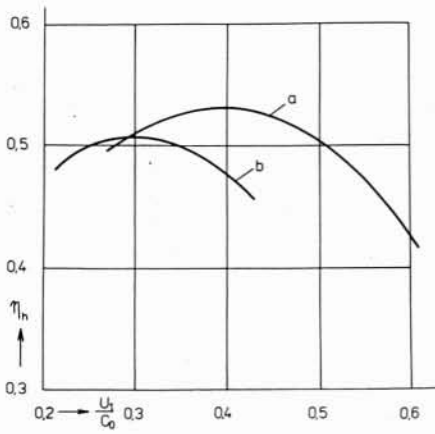
12.



13.



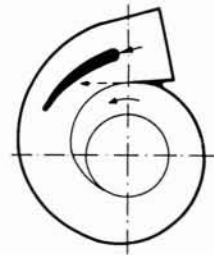
14.



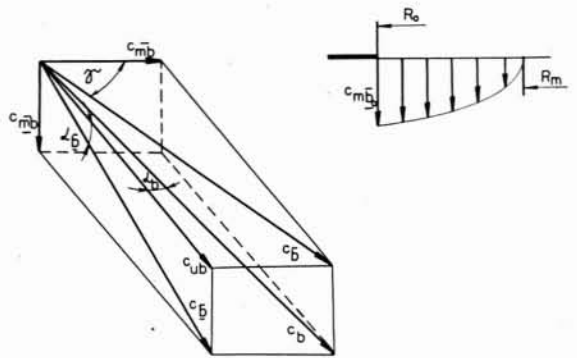
15.



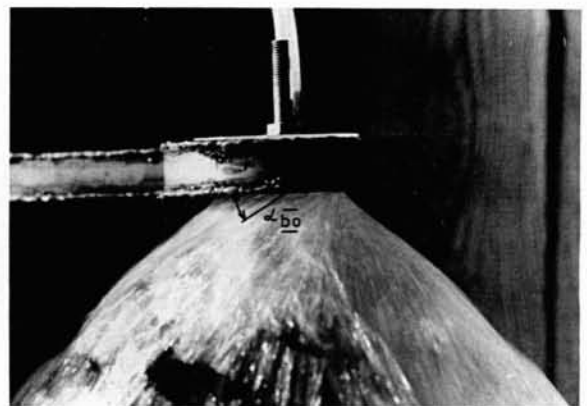
18.



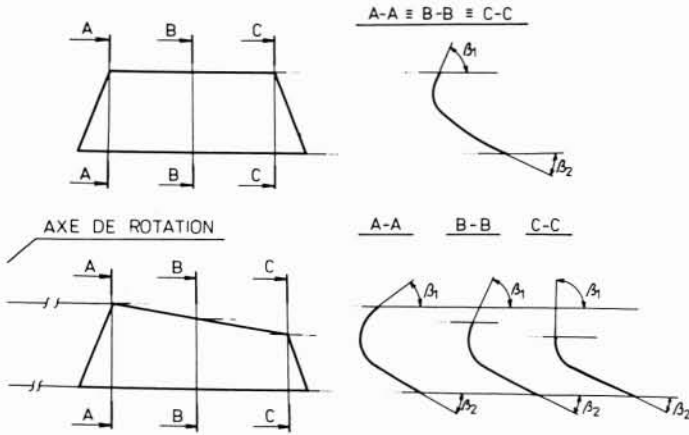
16.



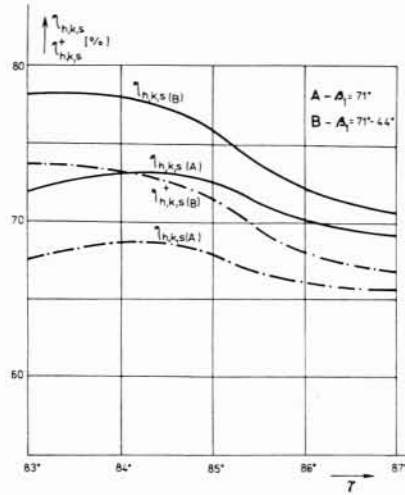
17.



19.



20.



21.

Ce type de turbine hydraulique est bien entendu très sensible à l'état de surface des canaux de la roue de distribution, où la vitesse C_0 est élevée ; aussi en avons-nous fait varier la rugosité. En augmentant la rugosité de la couronne et du moyeu par ponçage au papier abrasif, sans changer celle des aubes en tôle, on a obtenu les variations de η_0 représentées par la *figure 13*. Cette sensibilité du rendement à la rugosité du distributeur pourrait être à l'origine de la baisse rapide de rendement des turbines Girard en service, par suite de l'ençrassement des pièces brutes de fonderie.

Les turbines Girard classiques ont un autre inconvénient : les pertes dues au réglage du débit, effectué par obturation de plusieurs ouvertures disposées symétriquement sur la périphérie du distributeur ; leur nombre augmente avec le degré de fermeture, accroissant les pertes hydrauliques (*fig. 14*), et diminuant par suite le rendement, comme le montre la *figure 15*.

L'inconvénient lié à cette obturation partielle a conduit l'auteur à chercher la possibilité d'appliquer à la turbine simplifiée le système de Reiffenstein (réglage « R-r »). La variation du débit est alors obtenue en faisant varier le nombre de lignes de courant dans la spirale (*fig. 16*).

L'examen de cette possibilité a consisté à vérifier que l'on obtenait les paramètres cinématiques désirés à la sortie de la spirale, en prenant en considération les composantes des vitesses et leurs angles à la sortie de la spirale (*fig. 17*), à l'aide des relations mathématiques reliant ces différents paramètres. La vérification a été effectuée lors d'essais sur modèles (*fig. 18 et 19*). Pour une turbine simplifiée munie du réglage « R-r », dont les aubes sont représentées par la *figure 20*, les résultats de mesure du rendement sont donnés sur la *figure 21*.

Cette recherche a prouvé qu'il était possible d'obtenir, sur une turbine Girard simplifiée munie du réglage « R-r », un rendement global supérieur à 0,7, ce qui est satisfaisant pour une machine de faible puissance.

La portée de ces résultats est plus étendue, ce système de réglage pouvant être étendu à d'autres types de turbines à réaction.

Il s'agit de résultats originaux de l'auteur, qui dépassent largement ceux publiés antérieurement par Reiffenstein. Ils restent valides même pour un réglage du débit par une ouverture imparfaitement axisymétrique.