

Zeitschrift: Schweizerische Bauzeitung
Herausgeber: Verlags-AG der akademischen technischen Vereine
Band: 125/126 (1945)
Heft: 26

Artikel: Note sur le calcul des turbo-machines
Autor: Volet, E.
DOI: <https://doi.org/10.5169/seals-83689>

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: 31.01.2026

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

INHALT: Note sur le calcul des turbo-machines. — Ein Seeufer-Einbruch am Gerzensee (Kt. Bern). — Elektrizität in der Landwirtschaft. — Die Siedlung «Im Wiesental» in Kilchberg-Zürich. — Mitteilungen: Persönliches. — Wettbewerbe:

Generelle Planung im Gebiet der Gemeinden Rorschacherberg, Rorschach, Goldach und Thal. Schulhaus in Oeschgen (Aargau). — Mitteilungen der Vereine. — Vortragkalender.

Dieser Nr. liegt das Inhalts-Verzeichnis von Bd. 125 bei.

Note sur le calcul des turbo-machines

Par E. VOLET, ingénieur en chef, Vevey

Introduction

Si, dans le domaine de l'hydraulique, les progrès semblent avoir été plus lents que dans d'autres, il faut certainement en chercher la cause dans les faits suivants: D'une part, les phénomènes à l'étude ne sont pas, comme en électrotechnique, accessibles au calcul précis et, d'autre part, ils ont échappé longtemps à l'observation directe si facilement réalisable dans d'autres domaines de la technique. C'est donc une bonne dose d'intuition, de patience et d'optimisme qu'il a fallu à nos prédecesseurs pour faire progresser cette science de l'hydraulique appliquée. Aujourd'hui encore, elle n'avance qu'à force d'observations répétées et d'essais dont le coût élevé n'est pas le moindre obstacle. Il importe donc de faciliter dans toute la mesure du possible l'observation visuelle des divers phénomènes et de trouver une méthode de calcul illustrant de la façon la plus claire l'analyse des faits.

Le premier point a été résolu par l'utilisation de stroboscopes puissants dont on a déjà retiré de très gros avantages. Reste le second point qui constitue la raison d'être de cet article.

Sachant que l'écoulement de l'eau dans l'aubage varie en chaque point, on ne saurait être tenté de déterminer par le calcul ce que seule l'expérience peut donner avec certitude, mais il est évident que le calcul des éléments principaux reste le point de départ de toute nouvelle construction.

Le calcul graphique est certainement le plus fréquemment employé car, d'une part, il donne rapidement la réponse à de multiples questions et, d'autre part, le caractère concret de ses indications facilite le contrôle des résultats trouvés. Mais, bien qu'il existe plusieurs méthodes graphiques permettant d'atteindre le but, ces méthodes ne donnent que des angles et des chiffres, elles ne donnent pas, comme celle décrite ci-dessous, une véritable image de ce qui se passe dans une turbine ou dans une pompe.

Formule d'Euler et champ d'application

Avant d'en chercher la représentation graphique, plusieurs auteurs ont transformé la formule connue d'Euler pour y faire apparaître les vitesses relatives de l'eau sur l'aubage de la roue. C'est là, me semble-t-il, une complication inutile car cette formule se traduit graphiquement, comme nous allons le voir, d'une façon extrêmement simple et des plus éloquentes par le seul tracé de deux droites.

La formule d'Euler, que l'on peut écrire:

$$\varepsilon H = \frac{\omega}{g} (R_1 C_{u_1} - R_2 C_{u_2}) \dots \dots \dots \quad (1)$$

signifie qu'une masse quelconque $\frac{1}{g}$ pénétrant dans l'aubage au rayon R_1 avec une composante de vitesse circonférentielle C_{u_1} et le quittant au rayon R_2 avec une composante de vitesse circonférentielle C_{u_2} a transmis à la roue tournant à la vitesse ω une énergie proportionnelle à cette masse et à la variation de la valeur $R C_u$, à travers la roue. Cette énergie est elle-même proportionnelle à la chute H et au rendement hydraulique ε .

Il y a lieu de remarquer tout d'abord que, sauf pour certains cas spéciaux, on peut admettre une valeur constante du produit $R C_u$ sur toute la largeur d'un distributeur cylindrique¹⁾. En outre, cette valeur ne subit aucune variation dès la sortie du distributeur jusqu'au moment où l'aubage de la roue exerce sa première réaction sur l'écoulement. On en peut donc tirer cette première loi:

Le produit $R C_u$ à la sortie du distributeur ne dépend que du débit et de la position des aubes directrices; on peut le mesurer en un point quelconque entre le distributeur et la zone d'influence de la roue.

Il est par conséquent permis d'admettre, en première approximation, que l'eau se présente à l'entrée de la roue et sur toute sa largeur avec une valeur $R_1 C_{u_1}$ égale à la valeur $R_0 C_{u_0}$ à la sortie du distributeur. Remarquons encore que la chute H est aussi une valeur constante. Quant au rendement hydraulique ε ,

il est certain qu'il peut être très différent selon qu'on le mesure au voisinage du moyeu ou de la couronne extérieure de la roue. Il est possible de tenir compte de ces différences mais, dans la zone des bons rendements qui nous intéresse, il est parfaitement admissible de poser, dans la formule que nous avons à résoudre, $\varepsilon = \text{constante}$. Or, H , ε , ω et $R_1 C_{u_1}$ étant constants, cela implique une valeur constante de $R_2 C_{u_2}$ sur toute la largeur de la roue.

Il y a lieu de remarquer enfin que la formule d'Euler ne doit pas être appliquée à l'aubage matériel, limité par ses arêtes d'entrée et de sortie, mais à toute la zone d'influence des aubes, zone qui s'étend bien en amont et en aval des deux limites indiquées ci-dessus. Les expériences d'aérodynamique ont fait ressortir de façon évidente, en effet, que le fluide abordant une surface incurvée quelconque est dévié assez longtemps avant de la toucher et subit une nouvelle déviation après l'avoir quittée, avant de retrouver un nouvel état d'équilibre. Dans l'hydraulique, il n'en va pas autrement. Les filets liquides qui abordent sous un même angle une série d'aubes incurvées subissent une première déviation avant l'aubage; ils en subissent une seconde en quittant ce dernier. Il se produit entre les filets liquides s'écoulant dans un canal formé par deux aubes, des échanges d'énergies cinétiques et potentielles tels que les vitesses prennent leur valeur max. sur la paroi convexe de l'aube tandis que la pression max. se trouve au contraire sur la paroi concave. Chaque filet passe donc de façon différente à travers l'aubage.

Or, l'expression $R_1 C_{u_1} - R_2 C_{u_2}$ ne dit pas ce qui passe entre les deux points où se font les mesures; l'eau peut donc tourbillonner à son gré sans que cela enlève quoi que ce soit à la validité de la formule, appliquée à tous les filets à l'entrée et à la sortie des zones d'influence de la roue.

Les angles trouvés par le calcul ne seront donc pas les angles mesurés directement sur l'aubage mais bien les angles des filets à leur entrée dans la zone d'influence de la roue, respectivement à leur sortie de cette zone. C'est le rôle de l'expérience et du constructeur de fixer les différences d'ailleurs faibles qui existent entre ces deux valeurs. On cherchera lors du tracé de l'aubage à éviter tout point d'infexion du filet moyen (fig. 1) tandis que tous les autres filets, au contraire, seront à double ou même triple courbure. Celles-ci seront plus ou moins prononcées suivant la forme de l'aubage et le nombre d'aubes de la roue.

Pour illustrer ce qui précède, la fig. 1 indique une série d'aubes ayant les mêmes angles matériels mais disposées sur une roue avec des pas différents. *Lorsque les aubes sont nombreuses, la zone d'influence est courte en amont et en aval de la roue et l'angle de déviation de l'eau est sensiblement égal à celui de l'aubage. Lorsque les aubes sont très espacées, la zone d'influence s'étend au contraire loin en amont et en aval de la roue et les angles de déviation de l'eau sont nettement inférieurs à ceux mesurés sur l'aubage.*

Représentation graphique de la formule d'Euler

Dans la formule (1) le produit $R \omega$ représente la vitesse circonférentielle U d'un point placé à l'extrémité d'un rayon R et entraîné par la roue à la vitesse ω . En divisant le membre de gauche par $2gH$ et chaque vitesse par $\sqrt{2gH}$, l'équation (1) devient, si l'on pose

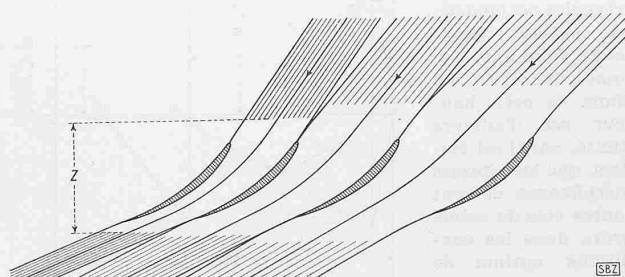


Fig. 1. Déviation des filets liquides, avant et après l'aubage, en fonction de la distance entre les aubes.

¹⁾ Cette hypothèse ne se vérifie pas dans les turbines Kaplan par exemple, mais on en connaît la raison et il est simple d'en tenir compte.

$$\frac{U}{\sqrt{2gH}} = u \quad \text{et} \quad \frac{C_u}{\sqrt{2gH}} = c_u$$

$$\frac{\varepsilon}{2} = u_1 c_{u_1} - u_2 c_{u_2}$$

que l'on peut aussi écrire

$$\frac{\varepsilon}{2} = u_0 c_{u_0} - u_2 c_{u_2} \quad \dots \quad (2)$$

puisque $u_0 c_{u_0} = u_1 c_{u_1}$. Les valeurs u et c_u sont alors des coefficients de vitesses indépendants de la chute H . La représentation graphique de cette équation (2) est donnée par la fig. 2.

Sur une verticale située à une distance égale à l'unité, à droite de l'axe des ordonnées $0 - 0'$, il suffit de porter les valeurs u_0 et u_2 pour obtenir les droites $u_0 c_{u_0}$ et $u_2 c_{u_2}$. La première aura son origine en 0 tandis que $0'$ sera choisie comme origine de la seconde. Si l'on pose la distance $0 - 0'$ égale à $\frac{\varepsilon}{2}$, toute horizontale coupe les droites inclinées en deux points dont les abscisses c_{u_0} et c_{u_2} vérifient l'équation (2). Tout le calcul se ramène donc au tracé de deux droites. Connaissant l'un des triangles d'entrée ou de sortie, il suffit d'élire une verticale de son sommet jusqu'à la droite correspondante pour déterminer en deux traits de crayon, ou même d'un simple coup d'œil lorsqu'on opère sur papier quadrillé, l'emplacement exact du sommet du deuxième triangle.

Ce procédé est donc extrêmement simple et rapide; il est valable pour n'importe quelle forme du triangle de sortie — ce qui n'est pas toujours le cas avec d'autres diagrammes — et il est applicable à toutes les turbo-machines. Les exemples choisis se rapportent cependant tous au calcul des turbines hydrauliques.

Le réel avantage de ce procédé réside, comme nous le verrons, dans l'extraordinaire facilité avec laquelle il permet de voir se dérouler sous nos yeux, comme dans un film, toutes les variations de régime qu'un changement de charge ou de vitesse détermine.

Interdépendance des triangles des vitesses et variation des triangles de sortie en fonction des variations de charge

Dans la fig. 3, nous avons admis une turbine dont les arêtes d'entrée et de sortie sont inclinées par rapport à l'axe de rotation. Pour déterminer les triangles d'entrée dans la roue, nous avons tracé les droites inclinées $u_1 c_{u_1}$ au lieu de l'unique droite $u_0 c_{u_0}$, en sachant que leur intersection avec une seule horizontale fixe les diverses valeurs de c_u .

Il est intéressant d'observer sur cette fig. 3 comment varient les triangles des vitesses lorsqu'on se déplace le long des arêtes d'entrée et de sortie c'est-à-dire lorsqu'on s'éloigne ou se rapproche du centre de la roue.

Une première constatation frappante c'est l'interdépendance qui existe aussi bien entre les triangles de vitesse à la sortie de la roue qu'entre ces derniers et les triangles d'entrée. En effet, la droite $u_1 c_{u_1} = C^{\text{te}}$ qui peut s'écrire aussi: $u_2 c_{u_2} = C^{\text{te}}$, impose aux sommets de ces triangles de sortie et d'entrée des abscisses bien déterminées. On peut choisir arbitrairement l'un des triangles, par exemple le triangle de sortie présentant la plus forte vitesse circonférentielle c_{u_2} , mais lorsque cela est fait, il ne reste plus que la hauteur des autres triangles sur laquelle on puisse encore jouer dans une certaine mesure. Le choix de cette hauteur est d'ailleurs limité, car il est évident que les vitesses méridiennes doivent toutes être du même ordre dans les conditions optimales de marche. Il est toujours possible de donner aux filets

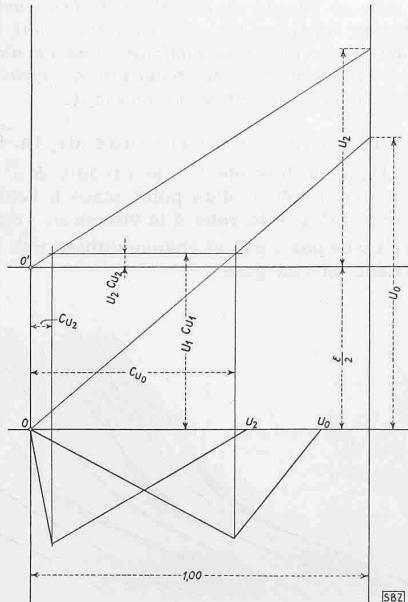


Fig. 2. Représentation graphique de la formule d'Euler

liquides une vitesse méridienne c_m plus élevée au centre qu'à la périphérie ou inversément, mais seules des différences relativement faibles sont compatibles avec le désir d'obtenir de bons rendements.

Une autre constatation remarquable concerne la variation du mode d'écoulement de l'eau à travers la roue, lorsque varie le débit. Cette variation apparaît clairement sur cette même fig. 3. Nous savons que la valeur $u_1 c_{u_1} = u_0 c_{u_0}$ ne dépend que du degré d'ouverture du distributeur et du débit de la roue. A chaque régime correspond donc une seule valeur de $u_1 c_{u_1}$. Cette valeur est d'autant plus grande que le débit est plus faible. Les droites horizontales a , b et c caractérisent donc trois régimes différents de la turbine considérée. Or, nous savons que les sommets des triangles des vitesses ont, pour un régime de charge déterminé, leurs abscisses bien déterminées, également, par les points d'intersection d'une seule et même horizontale avec les droites inclinées issues de l'origine $0'$. Lorsque l'horizontale passe par $0'$, l'eau quitte la roue axialement, sans aucune composante circonférentielle, puisque tous les sommets des triangles de sortie sont sur l'axe $0-0'$. L'horizontale a correspond à une valeur négative de $u_2 c_{u_2}$; elle se trouve en dessous de $0'$, les sommets des triangles de sortie se trouvent à gauche de l'axe sur une courbe dont le point extrême est sur le fillet A , c'est-à-dire sur le fillet dont la vitesse u est la plus faible, soit sur le fillet le plus voisin du moyeu.

Lorsque l'horizontale est tracée en b , au dessus de $0'$, on remarque que c'est également sur le fillet A que les vitesses méridiennes et relatives accusent leur plus forte variation. Pour le fillet le plus proche de l'axe de la roue, cette vitesse s'annule rapidement et devient même négative ainsi qu'on le constate pour le régime de charge correspondant à l'horizontale c .

Ainsi donc, lorsque le débit augmente, celui-ci se déplace vers le centre de la roue. Aux faibles charges, le débit se déplace de plus en plus vers la périphérie tandis qu'au centre, l'eau arrive à remonter de l'aval vers l'amont. C'est là un fait connu de chacun mais rien ne montre mieux que le diagramme ci-contre, d'une part: cette variation extraordinairement rapide du débit au centre de la turbine; l'absence de relation entre ce phénomène et la forme de l'arête d'entrée des aubes, d'autre part. Pour les filets quittant la roue dans sa partie centrale, l'écoulement de l'eau change de sens beaucoup plus tôt qu'on ne le suppose souvent et parfois même alors que le rendement de la turbine est encore supérieur à 80 %.

L'examen du diagramme laisse immédiatement voir dans quel sens il faut agir pour corriger cette cause de dégradation de l'énergie. A noter aussi que le déplacement du débit vers le centre ou vers l'extérieur de la roue entraîne une modification des angles de sortie sur l'aubage. Dans la suite il sera cependant fait abstraction de cette modification car celle-ci n'intervient

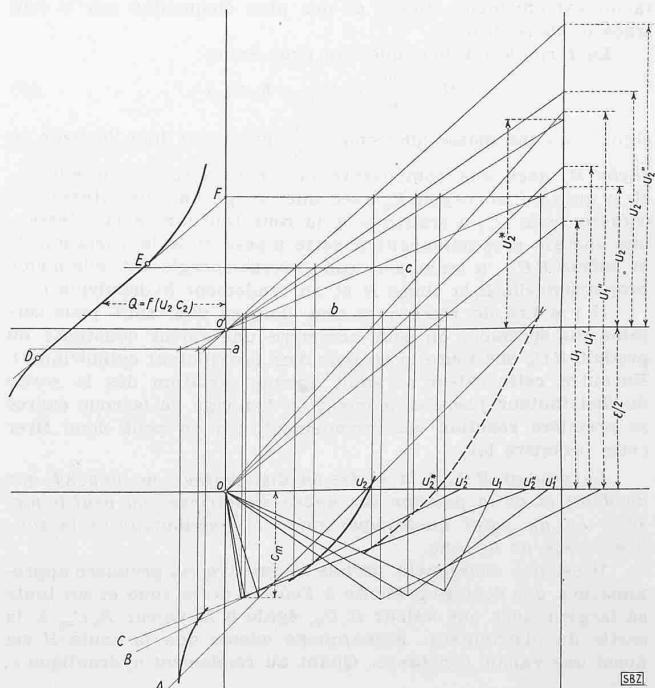


Fig. 3. Répartition du débit dans l'aubage en fonction de la charge

que pour les filets moyens où elle reste généralement de peu d'importance tandis qu'à la couronne et au moyeu les angles ne changent pas.

Courbe des débits en fonction de $u_2 c_{u2}$

Nous venons de voir que chaque horizontale $u_2 c_{u_2} = C^{1e}$ tracée dans la partie supérieure de la fig. 3 correspond à un régime bien déterminé de la turbine à vitesse constante. Portons donc sur chacune de ces horizontales la valeur du débit total trouvé en faisant la somme des débits partiels mesurés sur les filets A, B et C à la sortie de la roue.

Comme on pouvait s'y attendre, la nouvelle courbe tracée à gauche de l'axe $0 - 0'$ est une droite. Il existe plusieurs points caractéristiques sur cette droite; ce sont les points D , E et F au sujet desquels il convient de dire quelques mots. Le point D est fixé par le débit max. pour lequel les phénomènes de cavitation restent sans influence sur le débit. Pour de plus grands débits, les sections de passage ne sont plus entièrement remplies par l'eau et la courbe s'infléchit vers le bas. Le point E marque la limite de l'écoulement à sens unique à travers la roue. Pour de plus petits débits, l'eau remonte de l'aval vers l'amont dans les parties centrales de la roue. Les conditions d'écoulement dans ces parties sont changées du tout au tout et la courbe des débits s'infléchit fortement vers le haut. Enfin, le point F marque le point théorique pour lequel tout débit devrait cesser dans la roue. La courbe pointillée, indiquant pour ces conditions de marche la répartition théorique des vitesses sur les filets A , B et C , coupe l'axe des abscisses en un point de vitesse u_{*2} tel que la distance $0'F = u_{*2}^2$. Cette valeur particulière de u_* présente un certain intérêt ainsi que nous le verrons dans la suite.

L'expérience confirme le tracé de la courbe $Q = f(u_2, c_{u_2})$ tel qu'il est exposé ci-dessus. Il n'y a là rien d'extraordinaire puisque pour chaque filet, le débit Q est proportionnel à $u_2 - c_{u_2}$.

On a donc: $Q = b(u_2 - c_{u_2})$ et $u_2 c_{u_2} = u_2 \left(u_2 - \frac{Q}{b} \right)$ qui, pour chaque valeur constante de u_2 est l'expression d'une droite. Or

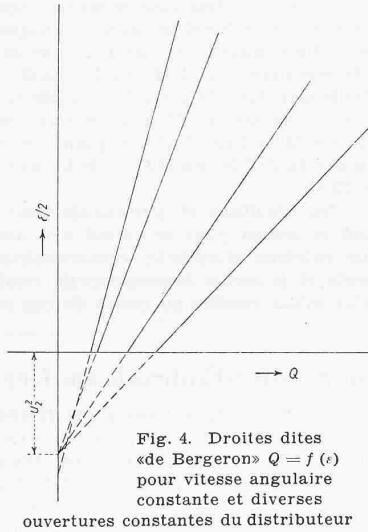


Fig. 4. Droites dites «de Bergeron» $Q = f(\varepsilon)$ pour vitesse angulaire constante et diverses ouvertures constantes du distributeur

la somme de plusieurs droites ne peut être qu'une droite; c'est celle que nous avons tracée.

Si nous admettons le distributeur fixe, c_{u_0} devient aussi une fonction linéaire de Q ; soit $Q = a c_{u_0}$ et l'équation $\frac{\varepsilon}{2} = u_0 c_{u_0}$ — $u_2 c_{u_2}$ peut s'écrire alors $Q \left(\frac{u_0}{a} + \frac{u_2}{b} \right) = \frac{\varepsilon}{2} + u_2^2$, qui est l'équation générale des droites dites «de Bergeron»²⁾ (fig. 4); droites qui confirment que la formule d'Euler est valable quelle que soit l'irrégularité de l'écoulement de l'eau à travers la roue.

Il y a donc une certaine parenté entre les droites de Bergeron et la courbe des débits que nous avons tracée en fig. 3. Cette dernière courbe a non seulement l'avantage d'être déduite immédiatement des diagrammes, mais elle est valable quelle que soit l'ouverture du distributeur; elle permet de trouver facilement la valeur moyenne de u^* , dont il faut précisément tenir compte pour le tracé des droites de Bergeron. Cet auteur signale que la valeur de u_2 introduite dans la formule, et trouvée expérimentalement, correspond à la vitesse du rayon moyen de sortie de l'eau.

Ce rayon moyen $R^*_{\frac{1}{2}}$ devrait donc correspondre à la vitesse $u^*_{\frac{1}{2}}$ trouvée ci-dessus. Or, il est facile de vérifier qu'en fait la valeur de $R^*_{\frac{1}{2}}$ varie avec la charge. Tant que le point caractéristique de marche se trouve sur la partie droite de la courbe $Q = f(u_2, c_{u_2})$, cette variation est faible, elle est souvent insignifiante pour des turbines lentes, mais devient immédiatement notable dès que le point caractéristique se trouve dans la partie fortement incurvée et ascendante de cette courbe.

L'incurvation de la courbe des débits (fig. 3) en dehors du tronçon rectiligne D-E explique donc pourquoi, dans certains contrôles, toutes les droites de Bergeron ne concourent pas au même point.

Constatons encore qu'il est facile de tenir compte des variations du rendement hydraulique lors du tracé des diagrammes. Nous avons jusqu'ici et par commodité placé en 0 l'origine de la droite indiquant les valeurs de $u_0 c_{u_0}$. En fait, la position de cette origine importe peu, il suffit que la droite $u_0 c_{u_0}$ coupe toujours l'axe $0 - 0'$ à $\frac{\varepsilon}{2}$ en dessous de $0'$. Il convient donc d'adopter une distance de $0 - 0'$ égale à $0,5$, ce qui correspond à un rendement hydraulique de 100% , puis de tenir compte des variations de rendement en faisant glisser, parallèlement à elle-même, l'unique droite inclinée qui fixe les valeurs de C_{u_0} à la sortie du distributeur et cela de façon que son intersection avec la ligne $0 - 0'$ soit toujours à la cote $\frac{\varepsilon}{2}$ au-dessous de $0'$.

Dans la fig. 5, nous avons supposé connus:

²⁾ Voir *L. Bergeron*: Machines hydrauliques, chez Dunod. Paris 1928. Ces droites donnent la valeur du rendement hydraulique, en fonction du débit, pour une ouverture donnée et une vitesse donnée. Il est intéressant de relever à ce propos, que l'existence de ces droites a été signalée, en 1927 déjà, par Büchi, au cours d'articles parus dans d'Elettrotecnica Vol. XIV, 1927.

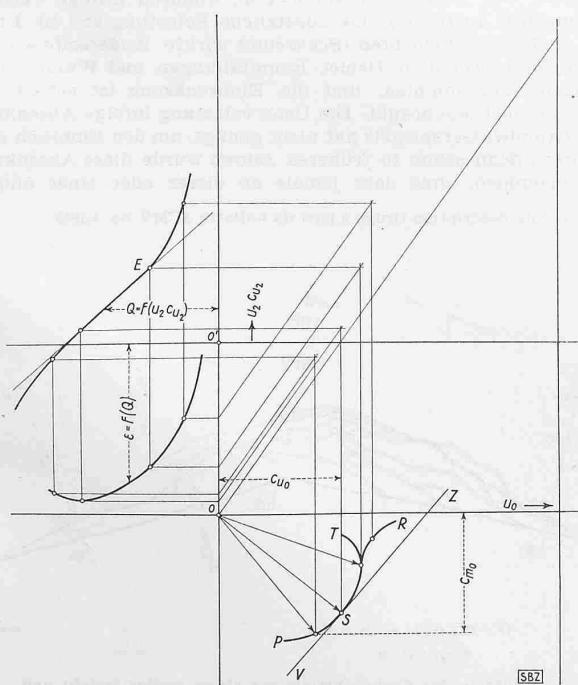


Fig. 5. Variation des vitesses absolues c_0 à la sortie du distributeur en fonction de la charge et du rendement α

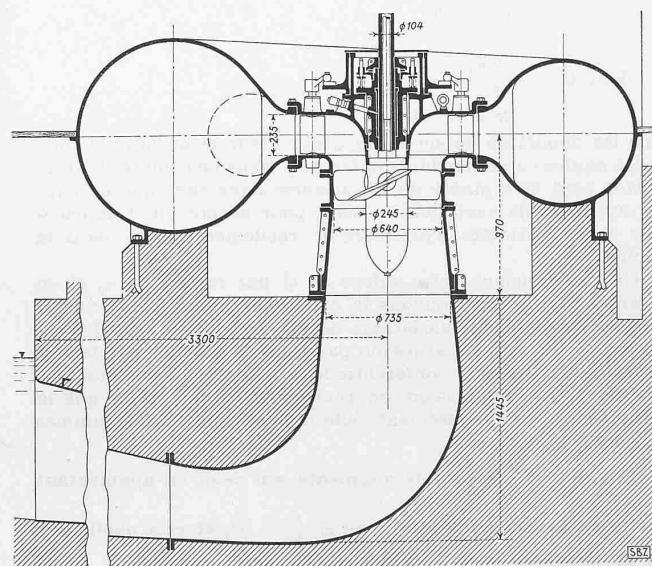


Fig. 6. Ensemble d'une turbine Kaplan de 115 kW sous 7 m de chute, échelle 1 : 40

2. la courbe $\varepsilon = f(Q)$ indiquant les rendements hydrauliques de la machine en fonction du débit;
3. le coefficient angulaire de la droite $u_0 c_{u_0}$;
4. la droite $Q = f(u_2 c_{u_2})$ qui ne dépend que des données constructives de la machine.

Toute verticale tracée à gauche de $0 - 0'$ fixe:

1. la valeur de $u_2 c_{u_2}$ correspondant à un débit donné;
2. le rendement ε déterminant l'origine de la droite $u_0 c_{u_0}$;
3. la valeur de c_{m_0} à la sortie du distributeur.

Par l'intersection de la droite inclinée $u_0 c_{u_0}$ avec l'horizontale $u_2 c_{u_2}$, on connaît la composante circonférentielle c_{u_0} de l'eau à sa sortie du distributeur. Cette composante, mesurée en abscisse sur l'axe $0-R$, fixe, avec la composante connue c_m , l'angle d'ouverture du vannage et la vitesse absolue de l'eau au point considéré.

Il est curieux de constater que la courbe enveloppe $P-S-R$ de ces vitesses, présente un point d'inflexion souvent très marqué. Ce point correspond au point E de la courbe des débits, c'est-à-dire au point où les premiers filets liquides changent de sens au centre de la roue motrice. Cette double incurvation que l'on constate souvent en pratique est donc une caractéristique intéressante qui confirme le rapide relèvement de la courbe des débits entre le point E et l'axe $0 - 0'$.

A titre de comparaison, il est intéressant de tracer la courbe $P-S-T$, qui, dans la fig. 5, indique quelles seraient les vitesses à la sortie du distributeur si la courbe $Q = f(u_2 c_{u_2})$ était rectiligne dans toute son étendue; la droite $V-Z$ indique quelles seraient ces mêmes vitesses si, en outre, le rendement restait constant et égal à sa valeur maximum. L'inclinaison de cette ligne $V-Z$ est indépendante de la valeur effective du rendement supposé constant. $V-Z$ se déplace vers la droite au fur et à mesure que le rendement augmente; son point de tangence avec la courbe $P-S-R$ correspond donc au point de meilleur rendement.

Ainsi donc, le tracé de la courbe enveloppe aux vitesses à la sortie du distributeur fait ressortir clairement les trois faits suivants: l'effet des variations de rendement, l'effet du rebroussement des filets liquides au centre de la roue et, enfin, la tendance à la saturation de la turbine.

Variation du débit en fonction des variations de vitesse

Ce qui nous intéresse en premier lieu, c'est moins de savoir quelle est la loi exacte qui lie ces deux variations que de savoir si une variation de vitesse a pour effet d'augmenter ou de réduire le débit qui s'écoule à travers la turbine.

Nous verrons, comme cela a déjà été démontré (voir Büchi, op. cit.) que, contrairement à l'opinion encore fréquemment répandue, cette variation ne dépend pas du rapport $\frac{u_1}{u_2}$ mais uniquement de u_2 . En effet, si le distributeur est supposé fixe, nous pouvons reprendre l'équation des droites de Bergeron (voir page 299, colonne à droite, ligne 5) et écrire:

$$Q = \frac{\frac{\varepsilon}{2} + u_2^2}{\frac{u_0}{a} + \frac{u_2}{b}} \text{ dans laquelle } u_0 = u_2 \frac{R_0}{R_2}$$

$$\text{donc } Q = \frac{\frac{\varepsilon}{2} + u_2}{\frac{R_0}{R_2} a + \frac{1}{b}}$$

Seuls les diamètres de sortie du distributeur et de la roue ainsi que les angles correspondants entrent en ligne de compte. L'arête d'entrée peut être placée de façon quelconque sans que cela influe sur la loi de variation du débit pour autant que l'emplacement choisi permette d'atteindre le rendement ε posé dans la formule.

En différenciant cette valeur de Q par rapport à u_2 , et en égalant à zéro, nous trouvons la condition pour laquelle le débit reste indépendant des variations de vitesse. Cette condition est $\varepsilon = 2u_2^2$, elle est remarquable par sa simplicité et par le fait que seule la vitesse circonférentielle à la sortie de la roue joue un rôle. Il est intéressant de remarquer, à ce propos, que la valeur de u_2^2 est précisément celle donnée par les diagrammes fig. 3 lorsque $u_2 = u^*$.

Si $\frac{\varepsilon}{2} < u_2^2$, la turbine augmente son débit en augmentant

de vitesse. Le contraire intervient si $\frac{\varepsilon}{2} > u_2^2$, et cela quelle que soit la valeur de u_1 .

Pour terminer cet exposé, il peut être intéressant de signaler que la concordance des résultats théoriques et pratiques est ré-

gulièrlement vérifiée dans le laboratoire de machines hydrauliques des Ateliers de Constructions Mécaniques de Vevey S.A. (ACMV)³⁾. La turbine Kaplan représentée par la fig. 6 a été livrée en 1944 à la Spinnerei am Rothkanal à Rothrist. Elle est construite pour développer 118 kW sous 7 m de chute, à la vitesse de 600 t/min. D'après les essais officiels de réception effectués sous la direction de M. le Prof. Dubois, le point de meilleur rendement s'élève, malgré la faible dimension de la machine, légèrement au dessus de 92 %.

Ces résultats et particulièrement le procédé graphique exposé ci-dessus pour le calcul des aubages se révèlent, malgré leur extrême simplicité, remarquablement riches en enseignements et je serais heureux qu'ils rendent à d'autres les services qu'ils m'ont rendus au cours de ces sept dernières années.

Ein Seeufer-Einbruch am Gerzensee (Kt. Bern)

In den «Eclogae Geologicae Helvetiae» (Vol. 37, Nr. 2, 1944, ausgegeben 5. März 1945) stellen Armin von Moos (Zürich) und Rolf F. Rutsch (Bern) in klarer Weise die Ursache eines Seeufer-Einbruches am Gerzensee (Kt. Bern) dar. Es handelt sich dabei um das Absacken eines Uferstückes von etwa 270 m Länge und 50 m Breite, das durch einen Gefügezusammenbruch von Seekreideschichten hervorgerufen wurde (Abb. 1). Das Seeufer besteht vom Hangenden zum Liegenden aus folgenden Lockergesteinen (Abb. 2): 1. Humus, $0,05 \div 0,70$ m, im Mittel 0,30 m mächtig, teilweise mit künstlich zugeführtem Moränenmaterial vermischt; 2. Torf, $0,45 \div 1,70$ m, im Mittel 0,60 m mächtig, meist braunschwarz, von Schilfzurzeln durchsetzt; 3. Seekreide, $0,20 \div 5,60$ m, im Mittel 3,15 m mächtig, meist weißlich bis gelblich, seltener grünlich bis rötlich, oft mit Muscheln. Im ungestörten Zustand fest, wird aber schon durch leichtes Kneten weich-plastisch; 4. Seebodenlehm, $0,20 \div 2,20$ m, im Mittel 1,50 m mächtig, blaugrau, oben meist ziemlich fett und sandarm, Sandgehalt nimmt nach unten zu; er geht über in 5. Lehm mit eckigen Steinchen und eingeschlossenen Sandlagen von unbekannter Mächtigkeit. Diese Schichten haben eine schwache Neigung von 3 bis 8° gegen den See hin. Es wurden Bohrungen vorgenommen und darin Bodenproben entnommen, die von der Erdbauabteilung der Versuchsanstalt für Wasserbau an der E.T.H. untersucht wurden.

In dieser flachen Verlandungsterrasse am Seeufer, die aus den oben erwähnten Schichten besteht, erfolgte der Ufer-Einbruch, wobei die Seekreideschichten als Sitz des Zusammenbruches betrachtet werden müssen. Die Seekreide besitzt einen hohen natürlichen Wassergehalt, dessen Wert allerdings nicht angegeben wurde, und weist im ungestörten Zustand, wie die Kegeleindrangversuche ergeben haben, ein sehr lockeres Gefüge auf.

Die Ursache des Ufer-Einbruches liegt einerseits in der Absenkung des Gerzensees um 0,92 m, wodurch infolge Verminderung des Auftriebes eine zusätzliche Belastung von rd. 1 t/m² auf die tieferen Schichten (Seekreide) wirkte. Anderseits wurden in einem bestimmten Gebiet Baumfällungen und Wurzelsprengungen vorgenommen, und die Einbruchzone ist scharf auf dieses Gebiet beschränkt. Die Ueberbelastung infolge Absenkung des Grundwasserspiegels hat nicht genügt, um den Einbruch auszulösen; denn schon in früheren Jahren wurde diese Absenkung vorgenommen, ohne dass jemals an dieser oder einer andern

³⁾ Voir description tirage à part du bulletin ACMV No. 1/1945.

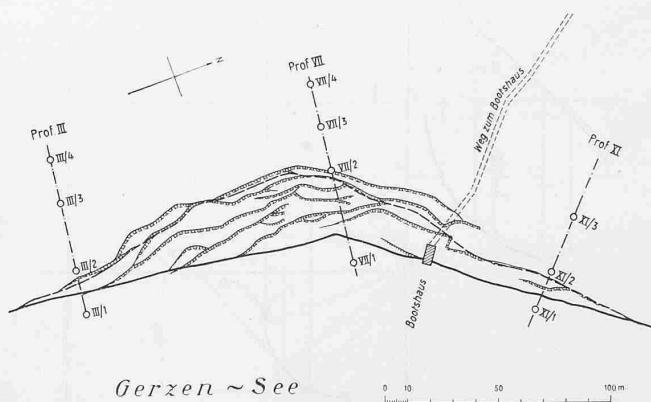


Abb. 1. Situation der Einbruchsstelle mit altem (voller Strich) und neuem Seeufer (gestrichelt). Verlauf der Spalten und Entnahme der Bodenproben. — Maßstab 1:3000