

Zeitschrift: Bulletin technique de la Suisse romande
Band: 51 (1925)
Heft: 3

Artikel: L'évolution des turbines hydrauliques
Autor: Neeser, R.
DOI: <https://doi.org/10.5169/seals-39489>

Nutzungsbedingungen

Die ETH-Bibliothek ist die Anbieterin der digitalisierten Zeitschriften. 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. [Siehe Rechtliche Hinweise.](#)

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. [Voir Informations légales.](#)

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. [See Legal notice.](#)

Download PDF: 08.01.2025

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

Aménagement du Rhin entre Strasbourg et Bâle.

La Commission prend acte des renseignements fournis par les Commissaires des Etats allemands, de France et de Suisse en ce qui concerne les négociations relatives à l'application de la résolution du 10 mai 1922.

Elle décide de confier à une sous-commission le soin d'examiner les projets d'exécution de la régularisation présentés par la délégation suisse et le projet de canal présenté par la délégation française.

Chaque délégation désignera un de ses membres pour faire partie de cette sous-commission qui sera présidée par M. Baldwin.

La sous-commission s'efforcera de terminer ses travaux en temps utile pour permettre à la Commission de prendre une décision au cours de sa prochaine session. (Voir *Bulletin technique*, N° 7 du 29 mars 1924, page 79.)

Aménagement du Rhin en amont de Bâle.

Toute question de droit réservée, la Commission prend acte des déclarations des Commissaires des Etats allemands et de Suisse que les projets d'usines en amont de Bâle et de régularisation du Lac de Constance ne nuiront pas à la navigation en aval de Bâle, et seront établis en tenant compte des besoins de cette dernière.

Elargissement du pont de Dusseldorf.

La Commission constate qu'il n'y a pas d'objection du point de vue de la navigation à l'élargissement du pont de Dusseldorf sous les conditions fixées dans le rapport ci-joint.

Note du Secrétariat: Le rapport dont parle la résolution contient les conditions suivantes :

« I. — Il sera réservé dans les échafaudages de la travée principale de droite, pour la navigation descendante, et dans les échafaudages de la travée principale de gauche, pour la navigation montante, suivant les dispositions de détail qui seront prescrites par l'autorité compétente, des passes navigables qui auront des largeurs libres d'au moins 65 m. pour la passe de droite et 57 m. pour la passe de gauche jusqu'à la cote (+8,50 m.) de l'échelle de Dusseldorf : les largeurs libres pourront diminuer progressivement jusqu'à 55 m. et 47 m. respectivement de la cote (+8,50) à la cote (+14,50).

En amont et en aval des passes navigables, il sera établi des estacades de guidage qui iront en divergeant vers l'amont et vers l'aval. Pour éviter des avaries tant aux bateaux qu'aux échafaudages lors de la traversée des passes navigables par les convois descendants, les autorités de police prescriront aux remorqueurs de ne remorquer que quatre bateaux accouplés deux par deux. L'administration du pont devra assurer au moyen d'un remorqueur spécial le passage des bateaux en sus des quatre premiers, qui seraient compris dans un même convoi, ainsi que des bateaux descendant à la dérive.

II. — Les radeaux auront une largeur d'au plus 47 m. et devront être guidés, outre leur propre remorqueur, par un remorqueur de l'administration du pont.

III. — Les convois montants devront emprunter, tant que le niveau des eaux le permettra, la passe de gauche, qui sera placée le plus près possible de la pile centrale.

IV. — Dans le cas où le passage des bateaux montants par la passe de gauche deviendrait difficile en raison d'un niveau des eaux particulièrement bas, la navigation montante pourra, tant que cette situation subsistera, être dirigée, sur prescription spéciale de l'autorité de police, par la passe de droite.

V. — Les remorqueurs nécessaires pour assurer le passage des bateaux et radeaux devront être mis gratuitement à la disposition de la batellerie, aussi longtemps que la navigation sera entravée par les échafaudages.

VI. — Pendant les travaux des deux travées principales, il sera établi un service d'avertissement qui indiquera aux bateaux et radeaux la route à suivre.

VII. — Il sera transmis en temps utile aux autorités compétentes des Etats riverains pour publication dans les ports principaux, un avis à la Batellerie indiquant les conditions dans lesquelles seront réglés les services de remorquage et

d'avertissement ainsi que la conduite à tenir par les conducteurs de bateaux et radeaux (interdiction de dépassement, décomposition des convois comprenant plus de deux longueurs de remorque, etc.). »

Date de la prochaine session.

La prochaine session de la Commission Centrale pour la Navigation du Rhin s'ouvrira le mercredi 15 avril 1925, à 16 heures, et se terminera le 30 avril.

L'évolution des turbines hydrauliques

par R. NEESER, ingénieur,

Directeur des Ateliers des Charmilles, S. A., à Genève,
ancien professeur à l'Université de Lausanne.

Nous avons la bonne fortune de reproduire l'exposé que M. Neeser a fait, le 13 décembre dernier, au cours des séances de discussion organisées, sous la présidence de M. le Dr E. Tissot, par l'Association suisse des Electriciens¹, à l'occasion de la première Conférence internationale de l'énergie.

Réd.

Monsieur le Président et chers collègues,

Pour répondre au désir que vient d'exprimer M. le Président, je vais vous rappeler sommairement ce que l'on entend par « nombre de tours spécifique » d'une turbine :

Supposons une turbine quelconque que je désigne par A et dont les dimensions auraient été établies pour les conditions de marche suivantes :

Chute en mètres	Puissance en ch.	Vitesse en t/m.
H	N	n

et placez cette turbine A sans rien changer à ses dimensions, sous une chute de 1 m. ; la puissance qu'elle fournira ne sera plus N mais $N_1 = N : H^{\frac{3}{2}}$ et sa vitesse de rotation passera de n à $n_1 = n : H^{\frac{1}{2}}$; ses conditions de marche nouvelles seront donc de :

1	N_1	n_1
---	-------	-------

Supposez maintenant que vous installiez, sous cette chute de 1 m., une turbine B exactement semblable à celle considérée et que vous obtiendriez, par exemple, en modifiant convenablement, dans le même rapport r l'échelle de tous les dessins d'exécution de la turbine A , de façon que la turbine nouvelle développe, toujours sous 1 m. de chute, une puissance de 1 cheval au lieu de N_1 ; il va de soi que la vitesse de rotation de la turbine B ne sera plus de n_1 tours/minute mais $n_s = n_1 \times r$, si r désigne le rapport entre les dimensions linéaires des turbines A et B . Les conditions de marche de la turbine B seront

1	1	n_s
---	---	-------

Ce chiffre n_s est ce que l'on appelle le nombre de tours spécifique de la turbine A ; il peut se définir comme suit :

« Le nombre de tours spécifique d'une turbine quelconque, c'est le nombre de tours de régime avec lequel tournerait une turbine exactement semblable à la turbine

¹ Voir *Bulletin technique* du 20 décembre 1924, page 333 et du 5 janvier 1925, page 4.

considérée, mais dont toutes les dimensions linéaires auraient été modifiées dans un même rapport, choisi de telle façon que, sous une chute de 1 m., la turbine ainsi modifiée, développe 1 cheval de puissance effective.»

Ce coefficient n_s est lié aux caractéristiques de fonctionnement N , H et n de la turbine considérée par la relation :

$$n_s = \frac{n}{H} \sqrt{\frac{N}{H}}$$

Les valeurs de n_s citées au cours de cette note supposent que :

N est mesuré en chevaux-vapeur de 75 kg. m/sec.
 H » » mètres.
 n » » tours/minute.

Certains des chiffres que M. le Dr *Tissot* nous a cités concernant les installations hydro-électriques récemment construites en Amérique, sont particulièrement éloquents et bien faits pour donner aux lecteurs des mémoires publiés à l'occasion de la première Conférence Mondiale de l'Energie à Londres, une idée impressionnante des conceptions américaines dans ce domaine.

Il est probable que certains des records cités dans ce mémoire ne seront jamais battus en Europe ; par exemple on ne réalisera vraisemblablement jamais, dans nos pays, des unités de 70 000 ch. comme celles de la Niagara Falls Power Co., car à supposer que l'on pût disposer d'un cours d'eau permettant d'obtenir une puissance unitaire aussi considérable, il faudrait encore que la nécessité de condenser en un seul groupe une pareille quantité d'énergie fût justifiée ; c'est dire qu'il faudrait disposer d'un centre d'absorption d'énergie d'une importance considérable, comme il s'en trouve dans certaines régions des Etats-Unis, mais pas chez nous.

Mais je n'hésite pas à dire que la plupart des constructeurs de turbines européens — je parle bien entendu des maisons de premier ordre — seraient parfaitement capables de dessiner, d'exécuter et de mettre en marche des unités de cette puissance ; je suppose d'ailleurs qu'au cours de cette séance, M. *Caflisch*, ingénieur en chef de la Maison Escher-Wyss pourra nous donner quelques indications sur les unités de 30 000 ch. et plus, sorties récemment des ateliers de sa Maison.

Il va de soi que je répudie l'idée de prétendre qu'il n'y ait aucun mérite ni aucune difficulté à réaliser des turbines de très grande puissance ; dans une assemblée comme celle-ci, comportant des spécialistes au courant de ces problèmes, une affirmation semblable ne serait pas prise au sérieux. En matière de construction de machines et surtout de machines hydrauliques, tout problème non encore résolu présente ses difficultés et ses risques particuliers ; ceux-ci ne dépendent pas uniquement, il est vrai, de la puissance des groupes, mais encore d'une quantité d'autres facteurs.

* * *

Vous aurez conclu de ce que je viens de vous dire concernant le nombre de tours spécifique qu'une turbine four-

nissant N ch. sous une chute de H m. débitera sous une chute X fois plus grande une puissance donnée par $N \cdot X^3$, à condition que le nombre de tours primitif augmente dans le rapport de $X^{\frac{1}{2}}$. Ainsi une turbine qui serait construite pour

$H = 4$ m. $N = 2000$ ch. et $n = 100$ t/m. développerait
 sous 18,5 m., 20 000 ch., à 215 t/min. et,
 sous 43 m., 70 000 ch., à 325 t/min.

Ces résultats s'obtiendraient sans modification importante aux éléments purement hydrauliques de la turbine, tels que les aubages du distributeur et de la roue mobile. Ces éléments auraient les mêmes dimensions dans les trois cas, à condition bien entendu qu'ils puissent supporter sans risque les efforts mécaniques nouveaux auxquels ils seront soumis. Les risques techniques afférents à une semblable opération ne sont pas négligeables, mais ils sont certainement bien moins considérables que ceux auxquels il faut faire face, lorsque l'on réalise l'augmentation de puissance, non pas par l'augmentation de chute, mais par une augmentation des dimensions linéaires des organes de la turbine.

Or, si les constructeurs européens ont tardé à mettre sur le marché leurs dernières créations en turbines rapides, c'est poussés par le souci de ne pas transformer les usines de leurs clients en laboratoires d'essais ou du moins de limiter les risques d'une telle collaboration au strict minimum.

Les caractéristiques des turbines modernes ne peuvent pas être déterminées avec une précision suffisante par le calcul seul ; les phénomènes d'écoulement sont beaucoup trop complexes pour pouvoir être mis en équation. Les recherches théoriques exécutées dans ce domaine ne peuvent servir que d'indication sur la marche à suivre ; à ce titre elles sont, je le reconnais, absolument nécessaires si l'on veut éviter d'innombrables fausses manœuvres qui toujours, se traduisent par une perte de temps et d'argent. La seule façon de procéder consiste à essayer, dans des laboratoires appropriés, les formes de turbine à une échelle suffisamment grande. Mais, et c'est ici que la difficulté commence, les résultats obtenus sur une turbine-type d'essais ne doivent être utilisés pour une turbine semblable, de dimensions plus grandes ou plus petites, qu'avec une grande circonspection ; il faut procéder par étapes successives et seules des expériences de longue haleine peuvent fournir la matière susceptible de limiter ce genre de risques. Comme ces risques subsistent toujours, il faut être reconnaissants aux exploitants qui donnent aux constructeurs l'occasion de se lancer dans des constructions nouvelles, condition essentielle du progrès. Sur ce point, nos concurrents américains ont peut-être un avantage sur nous ; la prudence, dans notre pays, est non seulement le propre du constructeur, mais aussi l'apanage du client ; je devrais dire que pour l'un comme pour l'autre, c'est moins une vertu qu'une nécessité dictée par le souci de compromettre aussi peu que possible les finances qui leur sont confiées, car en définitive un insuccès se traduit

toujours par une question de gros sous. C'est pourquoi je n'hésite pas à dire qu'il y a souvent plus de mérite pour un constructeur de turbines à réaliser une installation de quelques centaines de ch. plutôt qu'une turbine à grande puissance, lorsqu'il s'agit d'un type de roue nouveau soit par ses dimensions, soit par sa vitesse spécifique, soit par des difficultés inhérentes aux installations hydrauliques. Ces difficultés se présentent en particulier lorsqu'il s'agit de moderniser des installations existantes. Or, ce problème se pose très fréquemment dans notre Europe apauvrie. Les installations nouvelles coûtent cher; on préfère rénover les anciennes afin de ne pas immobiliser des capitaux trop importants. Or, s'il est relativement facile de construire une turbine à 600 ou 800 tours « spécifiques » lorsque l'on taille en plein drap et que l'on peut disposer de la place nécessaire pour créer de bonnes chambres d'admission et de longs canaux d'évacuation, il est certainement beaucoup moins aisé de résoudre le même problème, quand il faut respecter des fondations et maçonneries existantes, créées il y a 20 ou 30 ans pour des turbines d'un type tout différent et leur adapter, sans frais importants, des constructions nouvelles. C'est précisément là une des raisons pour lesquelles je prétends que l'industrie européenne des turbines hydrauliques, l'industrie suisse en particulier, a réalisé au cours de ces dernières années des progrès indéniables; ces progrès ne frappent pas l'imagination du grand public, ni même celle de l'ingénieur non spécialisé dans ce domaine, mais il n'en sont pas moins remarquables et dignes d'être signalés à votre attention.

On peut certes regretter que nos turbiniers n'aient pas eu à Londres, l'été dernier, un porte-parole autorisé; la matière ne lui aurait pas manqué et il eût été facile de faire la preuve que la Suisse, berceau de l'industrie des turbines hydrauliques, continue à conserver le rang qu'elle a toujours occupé.

La littérature technique qui nous vient d'Amérique, en particulier les publications de M. *Birchard Taylor* (dans « Power » du 19 février 1924, comme aussi l'opuscule N° 97 publié à l'occasion de la conférence de Londres) insinue volontiers que les constructeurs européens ne sont pas au niveau de leurs collègues américains. Il me paraît que cette affirmation, pour le moins puérile, est basée sur une observation un peu superficielle et unilatérale des faits. M. Taylor semble se laisser avant tout impressionner par les « records de puissance » qui, cependant, pour les raisons déjà énoncées, ne donnent pas à eux seuls la mesure des capacités techniques des constructeurs. L'opinion que j'émetts ici à ce sujet est d'ailleurs partagée par M. le Prof. *Reindl* qui a publié dans la « *Wasserkraft* » (N° du 15 juin 1924) une réfutation¹ de cette opinion à laquelle j'emprunte une partie des renseignements qui vont suivre. Cette opinion est également celle de M. *Schmitthenner* (« *Zeitsch. des Vereins deutscher Ingenieure* », 12 décembre 1924).

¹ Voir la note sur « Les plus grandes et les plus puissantes turbines hydrauliques », à la page 110 du *Bulletin technique*, année 1924.

Le temps qui m'est accordé étant relativement restreint je vais me limiter à compléter les indications que vous a faites M. le D^r Tissot ce matin et saisirai les occasions qui se présenteront pour relever les points où notre industrie des moteurs hydrauliques peut soutenir avec honneur la comparaison avec celle de nos concurrents d'outre-mer. J'espère que ces renseignements seront complétés par d'autres de mes collègues; pour ma part, désireux d'éviter l'impression que ces quelques notes pourraient avoir un but de réclame, et constitueraient un plaidoyer pro domo, je resterai aussi objectif que possible; je signalerai à l'occasion les performances de mes concurrents et je m'excuse par avance si, pour compléter tel point de mes explications, il m'arrivait de glaner dans le jardin de leurs propres expériences.

Turbines Pelton.

La note de M. *William Monroe White* sur les turbines à impulsion (turbines Pelton) ne renferme à tout prendre rien de particulièrement remarquable. Si pour suivre une méthode chère aux Américains nous partons des différents records réalisés, il sera facile d'établir que notre industrie n'a rien à envier dans ce domaine à l'industrie américaine.

En ce qui concerne la puissance, la note en question parle d'unités de 25 000 ch. et de 28 000 ch. réalisées au moyen de deux roues en porte à faux de part et d'autre de l'alternateur, ce qui constitue en fait des roues de 12 500 à 14 000 ch. Nombreuses sont les installations européennes et suisses qui approchent ou dépassent par roue et même par jet cette puissance. Il me suffirait de citer les turbines de Ritom livrées par *Piccard-Pictet et Cie* et de Barberine livrées par *Bell* qui atteignent, chacune avec un jet, l'une 15 000 ch., l'autre 17 000 ch., ainsi que les turbines commandées récemment par les Chemins de Fer Fédéraux suisses pour Vernayaz, usine qui comportera pour le moment quatre groupes, deux d'*Escher-Wyss* et deux des *Charmilles*, construits pour débiter en un seul jet et en surcharge 20 000 ch. Deux roues semblables, disposées de part et d'autre d'un alternateur, livreraient 40 000 ch. sans que les difficultés techniques, en ce qui concerne les turbines, fussent augmentées en quoi que ce soit.

En ce qui concerne la hauteur de chute, le record reste toujours aux turbines de Fully, livrées par *Piccard, Pictet et Cie* également, en 1914, et qui utilisent 1650 mètres; ces turbines qui n'accusent aucune trace d'usure ont été mises en marche sans aucune difficulté. Elles constitueront pendant longtemps encore le record de la hauteur de chute qui ne leur sera probablement enlevé que par les turbines de la Dixence si le projet de concession récemment accordé s'exécute en une seule usine.

Quant aux rendements réalisés, la note de M. *White* renferme très peu d'indications; il n'y figure aucune courbe d'essais; on y parle, il est vrai, des turbines de Big Creek qui ont donné 85,5%. Comme il s'agit d'unités de 23 000 ch. sous 600 mètres à 375 tours/minute ce rendement n'a rien de bien extraordinaire. Chacun sait que les

turbines Pelton mises en marche au cours de ces dernières années ont réalisé 86 ou 87%, même 88% dans de bonnes conditions de chute et de vitesse. Par exemple les turbines de Ritom ont donné, à la suite d'essais officiels, exécutés avec toute la précision voulue par un expert neutre et compétent, une courbe de rendements comprise entre 86 et 87% pour des limites de charge assez étendues.¹

Il faut bien se garder d'ailleurs d'attribuer, à la valeur absolue d'un rendement de turbine Pelton, une signification qu'elle ne saurait avoir; telle turbine donnant 80% peut fort bien être au fond aussi remarquable que telle autre marchant avec 87% ou plus; il ne nous paraît pas impossible, dans certaines conditions de chute et de puissance, d'atteindre le 90%, mais il est parfois exclu de pouvoir dépasser 80%. Pour les turbines Pelton, comme pour les turbines Francis, la valeur du « nombre de tours spécifique » joue, à ce point de vue, un rôle prépondérant; le nombre des jets agissant sur la roue Pelton a aussi son importance. A ce sujet la notice de M. White donne des renseignements qui corroborent ceux acquis par notre expérience personnelle. M. White donne une courbe du rendement maximum réalisable dans les turbines Pelton en fonction du « nombre de tours spécifique » par jet et il admet que l'on puisse atteindre 88% pour un « nombre de tours spécifique » de 20 à 22, ce qui correspond à un rapport du diamètre moyen de la roue au diamètre du jet de 12 à 11 environ. Il résulte de cette courbe qu'à partir de 22 tours « spécifiques » le rendement maximum réalisable diminue rapidement pour atteindre 80% à 32,5 tours environ.

Les Ateliers des Charmilles ont mis en marche il y a 2 ans environ une turbine Pelton à 2 roues et 2 jets, dont le « nombre de tours spécifique » par roue et par jet est de 33. Cette turbine, installée dans un pays d'outre-mer, n'a pas été soumise à des essais de rendement. Mais on peut cependant tirer des valeurs de la puissance réalisée, en faisant intervenir les sections des distributeurs et les coefficients d'écoulement connus pour ces organes, la conclusion que le rendement de ces turbines dépasse certainement 80% et j'admets pour ma part qu'il doit être possible de dépasser encore ce « nombre de tours spécifique » de 33 par jet.

Les Américains ont certainement reconnu, comme nous, l'importance de ce qu'ils appellent la « distorsion » du jet et ce que nous désignons par la dispersion de celui-ci; ce phénomène qui se traduit par une augmentation de diamètre de la veine liquide, après sa sortie du distributeur, est dû au fait que les filets liquides en quittant la tuyère ne sont pas toujours rigoureusement contenus dans des plans passant par l'axe de la tuyère. Ces veines liquides possèdent déjà, en amont de la tuyère, une vitesse dirigée obliquement par rapport à cet axe; cette obliquité est due à l'influence des coudes qui précèdent la tuyère. Or,

si l'on ne prend pas certaines précautions, la valeur de la composante périphérique de la vitesse augmente selon une loi connue, au fur et à mesure que la veine liquide sortant de la tuyère diminue de diamètre. Il s'ensuit que la plus petite obliquité des filets liquides dans la tuyère d'aménée peut s'accroître au point de provoquer une dispersion du jet préjudiciable au rendement. C'est la raison pour laquelle il est d'usage courant de diriger ces veines liquides par divers moyens, par exemple, en disposant en amont de la tuyère et dans celle-ci une série de cloisons parallèles à l'axe de la tuyère.

M. White préconise un autre moyen, qui consiste à utiliser une tuyère alimentée par 2 conduites disposées symétriquement par rapport à l'axe du pointeau. Cette symétrie, si elle n'annule pas complètement les effets de la distorsion, doit cependant les limiter dans une certaine mesure. L'auteur préconise également les moyens utilisés chez nous, savoir l'emploi de rayons de courbure aussi grands que possible pour les coudes précédant nécessairement l'injecteur; à interpréter les croquis figurant dans sa note, on constate aussi que nos concurrents américains utilisent des diamètres de tuyauteries, en amont des tuyères, relativement plus grands que ce n'est le cas en Europe. Ces deux derniers moyens sont évidemment efficaces, mais conduisent à des constructions plus coûteuses et j'insiste sur ce point pour la seconde fois — j'y reviendrai encore plus tard — il est de fait que nos concurrents d'outre-mer ne semblent pas tenus, comme nous le sommes en Europe, à chercher par tous les moyens à diminuer leur prix de revient.

A ce sujet-là, j'ai constaté avec surprise que les Américains n'utilisent presque jamais plus d'un jet par roue. En Europe, la nécessité d'arriver à des solutions économiques nous force à condenser sur le même arbre 2, 4 ou même 6 jets, répartis sur 1, 2 ou 3 roues de turbines.

M. le Dr Tissot vous a signalé ce matin que les constructeurs américains n'utilisent pas le double réglage et lui préfèrent l'orifice compensateur. Je ne crois pas m'avancer trop en affirmant que le réglage à double action, si fréquemment utilisé en Europe depuis 1906, réalise à tous points de vue une forme de réglage plus simple, plus complète et surtout plus sûre que l'emploi d'orifices compensateurs.

Turbines Francis.

La remarquable communication faite par M. Birchard Taylor au congrès de Londres donne une preuve évidente de l'activité déployée par les Américains en matière de turbines Francis. Il ne faut pas oublier, si l'on veut trouver une explication du développement de ce type de turbine en Amérique, que ce pays, comme le Canada, son voisin du Nord, possède, dans sa partie est, un réservoir formidable de chutes d'eau comprises entre 50 et 200 mètres, disposant d'un énorme débit, et situé dans une contrée très riche en grosses industries. Les caractéristiques de ces chutes d'eau conduisent tout naturellement à l'adoption de la turbine Francis en unités de puissance impressionnante.

¹ Il résulte d'essais de précision exécutés le 18 novembre 1924 par les C. F. F. sur la turbine N° 4 de Ritom que cette turbine atteint un rendement maximum de 88,2%, à $\frac{3}{4}$ de charge environ. Les rendements mesurés dépassent 87 pour toute la région comprise entre $\frac{1}{2}$ charge et pleine charge. Le 13 décembre, date de notre séance de discussions, à Berne, ces résultats ne nous avaient pas encore été communiqués officiellement.

Il n'est pas sans intérêt de rappeler à cette occasion que les premières turbines de puissance quelque peu importante et destinées au Niagara ont été exécutées par des maisons suisses ; les premières grosses turbines sont dues à la maison Piccard, Pictet et C^{ie}. Il s'agissait de turbines doubles à axe vertical conçues en 1891 et débitant 5000 chevaux sous 44 mètres de chute nette ; cette puissance constituait pour l'époque un record qui était certainement audacieux.

Par la suite, en 1903, sauf erreur, la maison Escher-Wyss a livré, pour le Niagara également, des unités de 10 000 chevaux. Il avait donc fallu près de 15 ans pour franchir cette étape nouvelle de 5000 à 10 000 chevaux. A partir de ce moment-là, les livraisons d'Europe en Amérique et au Canada se sont singulièrement ralenties pour cesser presque complètement, les Américains ayant préféré faire venir de Suisse non plus des turbines, mais des ingénieurs sortis de nos écoles, nourris des expériences acquises dans nos usines, et dont plusieurs occupent maintenant encore des situations en vue aux Etats-Unis. Il n'est donc certainement pas trop prétentieux de dire que l'indépendance technique que les Américains ont acquise au cours de la dernière décennie, ils la doivent en bonne partie, qu'ils le veuillent ou non, au rayonnement de notre industrie suisse.

Les Américains adoptent avec une préférence marquée le type de turbine à axe vertical, comme nous le faisons d'ailleurs en Europe, et il faut reconnaître que cette disposition dont le prototype, sauf erreur, est Keokuk, se justifie parfaitement tant au point de vue du coût qu'à celui des rendements ; l'eau passe du niveau amont au niveau aval avec un minimum de pertes de charge, surtout en ce qui concerne les changements de section, de direction et de vitesse.

Comme pour les turbines Pelton, les dimensions des tubulures d'amenée sont en général plus considérables qu'en Europe, ce qui permet de diminuer les vitesses de passage et, partant, de réduire les frottements.

Les Américains ont accordé une attention particulière aux tuyaux d'aspiration ; leurs études les ont amenés à abandonner presque complètement l'emploi des tuyaux d'aspiration coudés si fréquents chez nous. Chacun connaît les tubes d'aspiration, type *White* et type *Moody* qui sont, ce dernier surtout, très sympathiques il faut le reconnaître, à cause de leur symétrie presque parfaite par rapport à l'axe de la turbine.

Sur ce point, nous reconnaissons que les Américains ont innové ; ils disposaient cependant d'études théoriques très complètes parues en 1904 déjà sous la signature de M. le professeur *Prasil* de l'Ecole polytechnique fédérale.

Pour répondre à une remarque exprimée par M. Gruner, dans son exposé de tout à l'heure, je tiens à signaler que les Américains ne sont pas seuls à étudier, dans leurs stations d'essais, non seulement les roues de turbines mais aussi les tuyaux d'aspiration. Aucun constructeur européen ne saurait méconnaître l'importance du tuyau d'aspiration sur la marche de la turbine ; en ce qui concerne les « Ateliers des Charmilles », je tiens à déclarer que cette

question a été de tout temps l'objet de nombreux essais et que certains de nos clients nous ont passé leurs ordres précisément à la suite d'études très complètes sur le fonctionnement des tuyaux d'aspiration destinés à leurs installations.

M. *Taylor* donne au sujet du fonctionnement de ces tuyaux d'aspiration des courbes comparatives de rendement exécutées avec la même turbine et des tuyaux d'aspiration différents. Le résultat de ces essais serait un avantage marqué au point de vue du rendement en faveur du tube type *Moody*. L'écart entre les rendements obtenus par le tuyau *Moody* et le tuyau d'aspiration coudé varierait entre 1 et 4 % environ pour des charges comprises entre $\frac{2}{4}$ et $\frac{4}{4}$.

Nos expériences personnelles ont cependant prouvé qu'il était possible de réaliser avec le tuyau coudé des rendements très voisins et même parfois supérieurs à ceux d'un tuyau type *Moody*. Je reconnais que pour les faibles charges surtout, le tuyau d'aspiration *Moody* réalise un progrès sur le coude ordinaire en ce qu'il récupère une plus grande partie de l'énergie contenue dans la composante circonférentielle de la vitesse de l'eau à la sortie de la roue ; mais c'est aussi le cas pour tout tube d'aspiration fortement évasé et restituant l'eau à une distance convenable de l'axe de la turbine.

En ce qui concerne les essais comparatifs dont nous venons de parler, nous devons faire la remarque suivante. A en juger par les croquis quelque peu sommaires publiés dans la brochure N° 97 de M. *Taylor*, il nous paraît qu'il compare un tuyau d'aspiration *Moody* de forme particulièrement favorable à 3 types de tuyaux coudés dont la forme ne paraît pas heureuse et pourrait probablement être améliorée dans une large mesure, en sorte que les conclusions qui découlent de ces essais ne nous paraissent pas devoir être prises nécessairement à la lettre.

D'ailleurs un des inconvénients des tuyaux d'aspiration genre américain réside dans le fait qu'ils exigent une profondeur des fondations ainsi qu'une distance d'axe entre les groupes relativement plus considérables que les tuyaux coudés européens. Si l'on se base sur les croquis publiés dans la brochure déjà citée on constate que la distance d'axe entre les divers groupes doit être prise, si l'on utilise un tube *Moody*, à une valeur égale à 4 à 5 fois le diamètre de sortie de la roue ; les turbines de *Chancy*¹, munies d'un coude d'aspiration genre européen, n'ont que 2,8 fois le diamètre de sortie de la roue. Ceci veut dire que l'usine de *Chancy*, si elle avait été exécutée avec des tubes *Moody*, aurait vraisemblablement 22 ou 24 mètres de distance d'axe entre groupes au lieu des 14,5 qu'elle possède, ce qui, pour les 5 groupes dont elle est équipée, aurait augmenté sa longueur de 40 mètres au moins, soit de 50 %.

En outre, la profondeur du canal d'évacuation comptée depuis l'axe des turbines jusqu'au radier du canal de fuite sous la roue paraît être, dans les turbines améri-

¹ Voir la description de ces turbines dans le *Bulletin technique*, année 1924, p. 185 (n° du 19 juillet) et p. 214 (n° du 16 août).

caines, de 2,6 à 3,5 fois le diamètre de sortie ; pour les turbines de 58 000 ch. de la Queenstown Station, cette profondeur est de 3,5 fois le diamètre de sortie ; pour les turbines de 35,000 ch. du Portland Railway Light & Power Cy, elle est de 4,5 fois ; pour les turbines de 70,000 ch. de Niagara Falls Cy, elle est de 3 fois le diamètre de sortie alors que pour les turbines de Chancy, elle n'atteint que 2,2 fois ce diamètre. A ce taux-là, il aurait fallu, pour utiliser un tube Moody, approfondir les fondations de l'usine de Chancy de 6 à 7 m. en-dessous de la cote qui a été adoptée.

Nous reconnaissons ainsi une fois de plus que la question du coût d'établissement semble jouer en Amérique un rôle moins important que chez nous, à moins que nos concurrents américains soient plus persuasifs que nous, puisqu'ils réussissent à justifier des dispositifs manifestement plus coûteux que ceux réalisés par les constructeurs européens.

Les chiffres de puissances unitaires que M. le D^r Tisot nous a cités ce matin ne donnent pas, à eux seuls, la mesure des difficultés vaincues, puisque, comme je l'ai déjà dit, il n'est en somme pas très difficile de réaliser une puissance considérable lorsqu'on dispose d'une hauteur de chute convenable ; si l'on veut faire intervenir la valeur de la puissance unitaire comme barème de record, il faut prendre non pas la puissance totale, débitée réellement par la turbine, mais la puissance de la turbine ramenée à 1 mètre de chute ; ce chiffre donne une idée plus exacte des dimensions linéaires et partant des difficultés de réalisation de ces machines.

Sur cette base, on constate que le record de la puissance n'est pas détenu par les Américains, mais par des maisons européennes. Et nous citerons à cette occasion quelques chiffres tirés en partie de la publication du professeur Reindl, déjà citée.

Les turbines de Lilla Edet, types Lavaczeck et Kaplan disposent d'une puissance par mètre de chute de 675 ch. pour la turbine Kaplan et de 600 ch. pour la turbine Lavaczeck. Les plus grosses turbines américaines, si l'on en juge du moins par les renseignements de M. Taylor, ne viennent ensuite qu'avec 398 ch. et 395 ch. Il est intéressant de signaler ici que les turbines de Chancy viendraient tout de suite après dans ce tableau avec 340 ch. Les turbines livrées par les *Ateliers de Vevey* pour l'usine de Wynau¹, qui constituent une réalisation technique intéressante d'une turbine à grande vitesse, posséderaient une puissance de 250 ch. par mètre de chute.

En ce qui concerne les dimensions linéaires qui sont fonction, nous l'avons déjà dit, de cette puissance par mètre de chute, le record appartient aux turbines de Lilla Edet qui auront 6 mètres de diamètre extérieur. Les turbines de Chancy ne s'en éloignent pas trop puisqu'elles possèdent environ 5,20 mètres à la sortie.

Quant au « nombre de tours spécifique » réalisé en Europe et en Amérique, il me paraît incontestable que si les

constructeurs européens ont été peut-être au cours et du fait de la guerre, handicapés provisoirement par leurs collègues américains, cet écart a été très vite comblé. Il ne faut pas oublier que le grand essor enregistré depuis une dizaine d'années dans le domaine des nombres de tours spécifiques élevés, essor qui a conduit aux constructions de roues désignées communément par roue à « hélice » ou roue sans couronne extérieure, est dû, en grande partie, à l'influence d'un novateur, M. le professeur *Kaplan*, à Brunn, qui, à la suite d'études théoriques commencées en 1906 déjà, a pris une série de brevets sur des turbines à grande vitesse, brevets qui se sont, en définitive, cristallisés dans la construction des turbines type Kaplan.

Les roues *Nagler* et *Moody*, très répandues déjà en Amérique, puisque d'après M. Taylor il existe environ pour 200,000 ch. de roues Moody et 77,500 ch. de roues *Nagler*, avec une puissance unitaire maximum de 30,000 chevaux (Moody), ont certainement été inspirées par les résultats de Kaplan.

Les constructeurs européens n'ont pas encore mis en service une batterie de turbines à hélice aussi importante que leurs collègues d'outre-mer ; cela provient, comme nous l'avons dit, en partie des effets de la guerre et en partie du fait que sur notre vieux continent on est sans doute un peu plus craintif en ce qui concerne les risques d'une invention nouvelle. Cette crainte procède très certainement aussi du fait des exigences imposées aux constructeurs européens de turbines par leur clientèle, exigences qui sont, en ce qui concerne la responsabilité des conceptions, tellement dures parfois que seule une politique d'extrême prudence s'impose.

Ces roues rapides risquent, en effet, de conduire à des phénomènes de cavitation, c'est-à-dire à la production de pressions tellement faibles en certains endroits de la roue qu'il en résulterait un décollement de la veine liquide susceptible d'amener une usure extrêmement rapide de la roue mobile.

Les constructeurs européens, instruits par l'expérience, ont tenu à étudier d'aussi près que possible ces phénomènes, à fixer les limites entre lesquelles ils se produisent avant d'engager leur clientèle à choisir ce nouveau type de roue.

Actuellement, il existe déjà de remarquables exemples de turbines à grand « nombre de tours spécifique » qui semblent donner toute satisfaction. Un groupe de maisons européennes, qui s'est assuré les brevets du professeur Kaplan, a procédé à toute une série d'essais qui mettent ces maisons à même de fournir des turbines rapides d'un nombre de tours spécifique compris entre 600 et 1000 et accusant un rendement maximum, dans de bonnes conditions des canaux d'amenée et de sortie, voisin de 87 et 89 %.

Cette valeur maximum a d'ailleurs récemment été atteinte par des roues à hélice à aubages fixes. Mais il faut reconnaître que ces turbines, comme aussi celles construites en Amérique, sur ce type (*Nagler*, *Moody*) accusent, à charge fractionnaire, une diminution notable de

¹ Voir la description de ces turbines à la page 209 du *Bulletin technique*, année 1924.

rendement. Seule la turbine Kaplan avec ses aubes de roues mobiles pivotant autour d'un axe perpendiculaire à l'axe de rotation est susceptible d'atteindre à la fois les maxima de rendement, tels que ceux qui viennent d'être cités, et de conserver une courbe de rendement très favorable à charge fractionnaire à tel point que des turbines possédant de 600 à 800 tours spécifiques ont encore, à 50 % de la charge, environ 85 % de rendement et, à 30 % environ 80 % de rendement, alors que les turbines à hélice et aubes fixes ne donnent plus à 30 % de la charge que 40 à 45 % de rendement.

Il est vrai que les usines à basses chutes possèdent en général un grand nombre d'unités et qu'il est possible de faire fonctionner celles-ci dans le voisinage de leur charge maximum, c'est-à-dire dans des conditions de fonctionnement où les turbines Kaplan et les turbines à hélice ont pratiquement le même rendement. C'est en particulier le cas des usines américaines qui disposent d'un très grand nombre d'unités. Il faut cependant remarquer que, même dans le cas d'une usine possédant un nombre assez considérable de groupes, la turbine Kaplan à aubes de la roue mobile pivotantes est la seule turbine qui permet actuellement d'utiliser dans de bonnes conditions de rendement tout le débit du cours d'eau. Les turbines à hélice et à aubes fixes demandent, pour tourner à vide seulement, un débit que l'on peut estimer de 30 % à 35 % de leur débit maximum ; sous ce débit-là, la puissance qu'elles fournissent est donc nulle ; la turbine Kaplan par contre est susceptible d'utiliser ce même débit avec un rendement voisin de 60 à 65 % ; elle ne demande, pour tourner à vide, qu'environ 10 à 15 % de son débit maximum. Il est donc hors de doute que la turbine Kaplan surtout pour les conditions européennes prendra la position à laquelle elle a droit en ce que, à côté d'un certain nombre de groupes munis de roues à hélice et aubes fixes, chargés de réaliser la puissance de base de l'installation, on verra figurer, dans la même usine, des turbines Kaplan 1, 2 ou 3, à qui sera confié le soin d'utiliser le débit fractionnaire.

L'avenir est certainement là.

En ce qui concerne les détails d'exécution des turbines Francis, les Américains utilisent comme palier inférieur de guidage des coussinets en bois de gaiac, sans huile, le graissage étant fourni par une circulation d'eau. C'est le cas des turbines de 70,000 ch. M. Taylor voit un avantage énorme dans le fait que les paliers ne risquent pas de chauffer par manque de circulation du lubrifiant. Pour les paliers noyés, des essais sont en cours, qui tendent à substituer aux coussinets métalliques ou ligneux, des coussinets en caoutchouc pour lesquels, à en croire les renseignements qui nous viennent de là-bas, l'eau même sale, même boueuse, constitue le meilleur des lubrifiants. Quant aux pivots, supportant d'énormes charges sans pompage d'huile spécial, les constructeurs européens n'ont rien à envier à leurs collègues d'Amérique. Cette difficulté-là peut être considérée comme vaincue et la vogue toujours plus grande des turbines à axe vertical est certainement une des conséquences de cette victoire.

Enfin au sujet des rendements communiqués par M. Taylor, je constate que son mémoire ne mentionne qu'une seule courbe atteignant 93,3 % et réalisée par une turbine Francis de 50,000 ch. Le débit de cette turbine a été déterminé par le procédé de Gibson basé sur les variations de pression créées en amont du distributeur par la fermeture de cet organe en un temps déterminé. Je n'ai pas eu l'occasion de suivre de près le développement de cette nouvelle méthode de jaugeage pour laquelle les données sont rares, mais je tiens à vous signaler un article paru dans la *Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure*, du 12 avril 1924 ; l'auteur de cet article conclut que cette méthode, pour le cas qui nous occupe, a dû donner un débit de 7 % trop faible.

Signalons encore que les méthodes américaines de détermination du rendement sont, sur un point, nettement plus favorables aux constructeurs de turbines que les méthodes européennes.

Dans le calcul de la chute nette, le cahier des charges américain prévoit que l'on déduira la hauteur représentative de la vitesse de l'eau à la sortie du tuyau d'aspiration ; chez nous, à ma connaissance du moins, cette valeur n'est jamais déduite de la chute nette. Les Américains se basent, pour appuyer leur manière de voir, sur le fait que l'énergie contenue dans l'eau quittant le tuyau d'aspiration est restituée à la rivière en sorte qu'elle est évidemment perdue pour la turbine puisqu'elle n'a pas contribué à la création de la puissance effective ; ils estiment que, dans ces conditions, on doit la retrancher de l'énergie apportée à la turbine par l'eau au même titre que l'on ajoute celle correspondante à la vitesse à l'entrée dans la turbine proprement dite.

Ce poste d'énergie correspondant à la vitesse de sortie du tuyau d'aspiration n'a d'ailleurs d'importance pratique que lorsque l'on a affaire à des turbines pour basse chute ; mais il peut dans ce cas comporter des fractions et même une ou deux unités du rendement.

Ces réserves faites au sujet de ce rendement de 93,3 %, nous pensons qu'il est intéressant de signaler que des constructeurs suisses ont atteint le 90 % dans des conditions de mesure absolument inattaquables et pour des unités de beaucoup plus faible puissance ; je signalerai de mémoire que ce chiffre de 90 % a été atteint sur les turbines d'Hauterive, de Massaboden et d'autres encore fournies par Piccard, Pictet et C^{ie}. La « *Schweizerische Bauzeitung* » signalait encore récemment que le rendement des turbines de 15,000 ch. fournies par Bell pour le Lungernsee a atteint également cette valeur. Il ne me paraît donc pas impossible que les constructeurs suisses puissent réaliser des unités de 50,000 ch. et atteindre un rendement assez voisin du maximum signalé par M. Taylor, même si l'on utilise, pour les essais, les méthodes de mesure en vigueur chez nous.