

**Zeitschrift:** Bulletin technique de la Suisse romande  
**Band:** 34 (1908)  
**Heft:** 1

**Artikel:** Note sur les turbines à vapeur  
**Autor:** Hoffet, P.  
**DOI:** <https://doi.org/10.5169/seals-26833>

### **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:** 22.01.2025

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

# Bulletin technique de la Suisse romande

ORGANE EN LANGUE FRANÇAISE DE LA SOCIÉTÉ SUISSE DES INGÉNIEURS ET DES ARCHITECTES. — Paraissant deux fois par mois.

Rédacteur en chef: P. MANUEL, ingénieur, professeur à l'École d'Ingénieurs de l'Université de Lausanne.

Secrétaire de la Rédaction: Dr H. DEMIERRE, ingénieur.

SOMMAIRE: *Note sur les turbines à vapeur*, par M. P. Hoffet, ingénieur. — **Divers**: Tunnel du Simplon: construction de la seconde galerie. — *Sociétés*: Société vaudoise des ingénieurs et des architectes: Séance du 23 décembre 1907. Extrait du procès-verbal de la V<sup>me</sup> séance de la Commission de la Société suisse des ingénieurs et architectes pour la publication de la « Maison bourgeoise en Suisse » — *Nécrologie*: Modeste Bise. — *Concours*: Concours pour l'Hôtel de la Banque nationale, à Berne. — *Bibliographie*.

## Note sur les turbines à vapeur.

Par M. P. HOFFET, ingénieur  
et professeur à l'Université de Lausanne.

Le *Bulletin Technique* de la Suisse romande a publié, il y a environ une année<sup>1</sup>, une étude très intéressante de M. de Marchena sur l'application des turbines à vapeur aux stations centrales d'électricité. On nous a demandé dès lors de donner aux lecteurs du *Bulletin* un aperçu succinct sur les différents systèmes de turbines à vapeur employées actuellement. Ce n'est pas sans hésitation que nous avons entrepris cette tâche car, d'une part, beaucoup de publications ont déjà paru sur ce sujet et l'ont traité de différentes manières, et mieux que nous ne saurions le faire, et, d'autre part, la théorie des turbines à vapeur, si simple que puissent paraître ces machines à première vue, demande, pour être bien comprise, la connaissance de certains principes fondamentaux qu'il sera utile de retracer brièvement.

La turbine à vapeur constitue un monument historique marquant l'avènement du XX<sup>e</sup> siècle; son développement extraordinaire en peu d'années prouve qu'elle est destinée à supplanter peu à peu l'ancienne machine à piston, du moins pour les grandes unités. Ainsi que la machine à vapeur de Watt a servi de base à l'énorme développement qu'ont subi l'industrie et les moyens de transport au XIX<sup>e</sup> siècle, la turbine à vapeur sera la reine des moteurs thermiques au siècle présent. Elle aura peut-être à lutter, dans la suite, avec sa jeune rivale, la turbine à gaz ou à combustibles liquides, qui aura l'avantage de pouvoir se passer de chaudière et de produire plus économiquement la chaleur, source d'énergie, dans le moteur lui-même; mais, pour le moment, les turbines à gaz et à pétrole sont encore dans leur période d'études et d'essais. Actuellement les turbines à vapeur n'ont à lutter sérieusement que contre les machines à vapeur à pistons, arrivées à leur maximum de perfection, et contre les moteurs à combustion à pistons, qui ont fait des progrès considérables depuis une dizaine d'années.

<sup>1</sup> Voir Nos du 25 octobre et du 10 novembre 1906.

S'il ne s'agissait que du rendement économique, il faudrait donner la préférence aux moteurs à combustion qui transforment actuellement en travail mécanique les 34,5% de la chaleur disponible dans le combustible, tandis que les meilleures machines à vapeur n'arrivent qu'à utiliser les 15,7% des calories contenues dans la houille<sup>1</sup>. Toutefois, lorsqu'on doit se décider pour le choix d'un moteur, on est obligé de tenir compte du coût d'établissement et de différentes propriétés de la machine, qui sont en relation avec les conditions qu'elle a à remplir, ainsi que du prix de la calorie. Enfin, dans une chaudière, on peut produire l'énergie avec un combustible quelconque, tandis qu'un moteur à combustion ne marchera qu'avec un combustible bien déterminé.

Le fonctionnement des turbines à vapeur est analogue à celui des turbines hydrauliques et leur mécanisme est très simple en comparaison de celui d'une machine à piston; l'absence d'organes servant à transformer des mouvements rectilignes alternatifs en mouvements de rotation et vice-versa ainsi que la continuité de l'écoulement de la vapeur permet d'atteindre une grande vitesse de rotation et une grande régularité de marche, telles qu'on les demande pour la production de l'énergie électrique, pour la propulsion des navires, pour la commande de ventilateurs et d'autres machines semblables. C'est précisément à cause de leur grande vitesse de rotation et de leur régularité que les turbines à vapeur ont, en si peu de temps, trouvé une application très étendue.

Tandis que la vitesse des moteurs à pistons a dû être augmentée successivement de 50 à 100, à 400 révolutions par minute et que l'on est même arrivé jusqu'à 1000 tours pour des machines actionnant des ventilateurs, les premières turbines à vapeur faisaient jusqu'à 30 000 tours par minute et l'on a dû prendre des dispositions spéciales pour en réduire la vitesse, qui peut maintenant être diminuée jusqu'à 500 tours pour les grandes unités.

Les avantages que présente un moteur à mouvement de rotation continu ont été reconnus depuis que l'on a essayé d'utiliser comme force motrice l'énergie accumulée dans la vapeur, et, quoique les turbines à vapeur n'aient trouvé une

<sup>1</sup> Voir *Bulletin Technique* 1906, p. 134, le moteur Diesel, etc., par P. Hoffet.

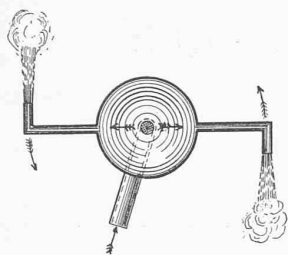


Fig. 1. — Eolipyle de Héron.

application réelle que depuis quelques années seulement, leur histoire est plus ancienne que celle des machines à mouvement alternatif<sup>1</sup>.

Déjà en l'an 120 avant Jésus-Christ, *Héron d'Alexandrie* décrit un appareil dit *eolipyle* (fig. 1) qui se composait d'une sphère

suspendue à deux tourillons, dont l'un était traversé par un courant de vapeur amené d'un vase rempli d'eau chaude. La vapeur s'écoulait par deux ajutages diamétralement opposés, recourbés à leurs extrémités dans le sens opposé au mouvement, et faisait tourner la sphère par la réaction qu'elle produisait sur les coudes des ajutages. C'était une turbine à *simple réaction*. L'histoire ne nous dit pas si elle a été appliquée dans la pratique.

En 1629, l'architecte italien *Giovanni Branca* publie entre autres une roue à vapeur inventée par lui (fig. 2). Cette roue à aubes, pareille aux roues hydrauliques, tourne autour d'un axe vertical et est mue par un jet de vapeur complètement détendu. Elle n'utilise que la *force vive* de la vapeur.

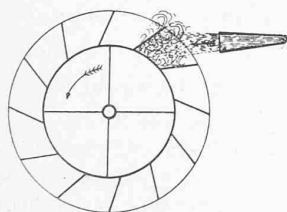


Fig. 2. — Roue à vapeur de G. Branca.

Le Dr *Gustave de Laval*, à Stockholm, a appliqué, 250 ans plus tard, avec beaucoup de génie, le principe de l'écoulement libre à sa turbine à vapeur. Ici la vapeur ne revient pas sur elle-même après avoir rencontré les aubes, comme c'est le cas dans la roue de Branca, mais elle glisse le

long des aubes, auxquelles elle communique sa force vive, et traverse ainsi la roue d'une face à l'autre. La turbine de de Laval est une turbine simple *d'action*.

Depuis Branca et avant de Laval, beaucoup d'inventeurs avaient imaginé des moteurs à vapeur rotatifs dont une partie seulement portaient le caractère essentiel d'une turbine, mais ils n'avaient pas obtenu des résultats satisfaisants. Ceci tenait au fait que l'on ne connaissait pas encore suffisamment les lois d'écoulement de la vapeur et que, d'autre part, on doutait de la possibilité de trouver des matériaux assez résistants pour supporter les effets de la force centrifuge. Celle-ci prend des proportions considérables dans les turbines à cause de la grande vitesse de la vapeur qui, à son tour, demande une grande vitesse périphérique de la roue pour un bon rendement.

La machine à vapeur à piston de James Watt, brevetée en 1769 et mise en œuvre en 1776, a donc été devancée par la roue de Branca d'un siècle et demi, mais elle a pu être construite rationnellement dès son origine et a donné de si

bons résultats que l'on ne s'est occupé des turbines à vapeur que par intermittence et, comme nous l'avons déjà dit, sans succès jusqu'à l'apparition des turbines de de Laval en 1883 et de Parsons en 1884.

Quoique les machines à pistons soient arrivées actuellement à un degré de perfection extraordinaire, grâce à l'utilisation de la détente multiple et de la vapeur surchauffée, les avantages inhérents au mouvement de rotation continu ont permis aux turbines à vapeur de prendre, en un temps relativement court, le développement que l'on connaît.

Il serait intéressant de comparer, comme cela a déjà été fait plusieurs fois, les nombres et les puissances des turbines à vapeur qu'ont exécutées jusqu'à ce jour les maisons de construction qui en font une spécialité. Mais il ne faudrait pas conclure sur la valeur de ces machines uniquement d'après le nombre de chevaux en turbines à vapeur fournis par un constructeur, ou d'après la grandeur de l'unité qu'il a pu exécuter.

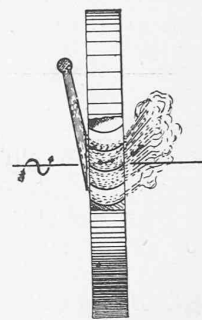


Fig. 3. Turbine de de Laval.

Cependant nous nous permettons de citer quelques chiffres, pour montrer avec quelle rapidité les turbines à vapeur ont trouvé une application si étendue.

La turbine de *de Laval*, qui ne se construit que jusqu'à des unités de 300 chevaux et qui a surtout été appliquée en Suède, fut inventée en 1883, mise sur le marché en 1889, et lancée définitivement dans l'industrie à l'Exposition de Chicago en 1893. En 1900, la totalité des turbines de Laval exécutées représente déjà une puissance de 60 000 chevaux. Au commencement de 1904, on compte un total de 135 000 chevaux en turbines de Laval. Nous ignorons des chiffres plus récents concernant cette turbine qui, dès lors, a eu à subir la concurrence d'autres systèmes.

La Société anonyme Brown, Boveri & Co a reçu, jusqu'au 30 juin 1906, la commande de 482 turbines *Parsons*, représentant une puissance totale de 765 000 chevaux effectifs. Le 30 juin 1907, ces chiffres se sont élevés à 632 turbines avec une puissance totale de plus de 1 210 000 chevaux effectifs. Si l'on tient compte de toutes les maisons qui construisent la turbine *Parsons*, on arrive à la fin de l'année 1906 à un total de 1700 turbines avec une puissance de 3 1/2 millions de chevaux. A titre de comparaison nous citerons les chiffres suivants, montrant la proportion dans laquelle la machine à piston s'est développée en France de 1880 à 1898<sup>1</sup>:

	Nombre de machines.	Puissance totale en chevaux.
1880	52 500	3 342 000
1890	75 700	5 176 000
1898	92 000	6 780 000

<sup>1</sup> Voir *Catalogue officiel de l'Exposition universelle de 1900*. Gr. IV. page 4.

<sup>1</sup> Voir *Roues et turbines à vapeur*, par R. Sosnowski.

La turbine Parsons, qui fut exécutée pour la première fois en 1884 pour la commande d'une dynamo à Gateshead-on-Tyne, avec une vitesse de 18 000 tours par minute, a dès lors subi quelques transformations. En 1892 seulement fut réalisée la première installation d'une turbine Parsons à condensation. C'était une turbine de 200 chevaux faisant 4800 révolutions par minute. Les essais exécutés avec cette turbine montrèrent que la consommation de vapeur était acceptable, et l'on installa plusieurs stations de turbo-dynamos permettant d'étudier ces machines plus à fond; mais ce ne fut qu'en 1900, environ, que la turbine Parsons prit réellement son essor. Pendant toute sa période de préparation et d'études préliminaires, la turbine Parsons a été le seul spécimen de son genre pouvant être exécuté en grandes unités et pour des vitesses relativement petites en comparaison de celle de la turbine de Laval; c'est ce qui a grandement favorisé son développement.

A l'Exposition universelle de 1900, à Paris, on pouvait voir un certain nombre de turbines de Laval, deux turbines Seger<sup>1</sup> de 10 et de 17 chevaux, deux turbines Parsons commandant des dynamos de 500 et 75 kw. et une turbine Parsons de mer sur un torpilleur amarré sur la Seine. Un alternateur actionné par une turbine à vapeur Rateau devait figurer dans la section française, dans l'Exposition de MM. Sautter et Harlé. Malheureusement ce groupe dont les essais à l'usine ont donné toute satisfaction aux constructeurs, n'a pu être prêt à temps pour figurer à l'Exposition<sup>2</sup>. Quatre turbines Rateau de 1000 chevaux chacune étaient alors en construction.

Un exemplaire de la turbine Parsons, tout monté et inerte, dont l'intérieur était impossible à deviner, a figuré au groupe IV et V de la section suisse que nous avons eu le privilège d'installer. Son extérieur rudimentaire, peint en vert, jurait avec nos belles machines à pistons et n'ajoutait aucun charme à l'ensemble du groupe. Qui aurait pu soupçonner alors que cet embryon difforme était destiné à porter un peu plus tard un coup si violent aux machines qui avaient fait tant d'honneur à notre pays?

Sur 40 000 chevaux environ des machines à vapeur qui fournissaient l'énergie à la station centrale génératrice, 600 seulement étaient produits par deux turbines de Laval. Il ne serait peut-être pas hasardeux d'avancer que, si une nouvelle exposition universelle devait avoir lieu en 1911, la proportion serait renversée.

Une turbine à vapeur qui a eu un succès non moins surprenant que la turbine Parsons, est la turbine de *Zoelly*, construite d'abord par les Ateliers de construction d'Escher-Wyss & Cie, à Zurich, et maintenant par plusieurs usines de premier rang. La grande expérience acquise pendant de nombreuses années par la maison de Zurich dans le domaine des turbines hydrauliques et des machines à vapeur, lui a permis de mettre sur le marché, au commencement de 1904, la turbine *Zoelly* qui prend aujourd'hui une des places

les plus importantes parmi les turbines à vapeur. Le nombre des turbines *Zoelly* livrées ou en commande le 10 décembre 1906 a été de 171 avec une puissance totale de 240 000 chevaux effectifs; il a été, fin juillet 1907, de 202, avec une puissance totale de 299 950 chevaux effectifs.

La turbine de *Curtis*, brevetée en 1895, puis transformée et mise à la disposition du public en 1903, a également joui d'un développement remarquable. Elle est surtout employée en Amérique pour des stations électrogènes.

En Europe, ce sont la British Thomson-Houston Co, à Rugby, la Compagnie française Thomson-Houston, à Paris, et la Allgemeine Elektrizitäts-Gesellschaft, à Berlin, qui la construisent.

Les Ateliers de construction *Oerlikon* ont également créé une section de turbines à vapeur très importante et ont adopté le principe de la turbine à action multicellulaire de *Rateau*.

Enfin MM. *Sulzer frères*, à Winterthur, malgré la renommée universelle de leurs machines à pistons et l'importance qu'a prise dans leurs ateliers la construction du moteur Diesel, construisent activement une turbine à vapeur de leur système, qui est la combinaison d'une turbine à action avec admission partielle pour la haute pression et d'une turbine à réaction avec admission totale pour la basse pression.

La place nous manque pour énumérer encore tous les autres systèmes de turbines à vapeur dont beaucoup ont un intérêt tout particulier; nous y reviendrons à l'occasion.

Quoique la construction d'une turbine à vapeur paraisse simple à côté d'une machine à piston, son étude et son exécution réservent bien des difficultés et des problèmes qui n'ont pas encore tous été résolus d'une manière satisfaisante. Tandis que d'une part on est arrivé à des résultats surprenants dans la pratique, par des procédés empiriques, d'autre part les théoriciens ont beaucoup contribué à éclaircir les questions si complexes qui se rattachent à l'écoulement de la vapeur, à la résistance des arbres et disques tournant à grande vitesse et à d'autres sujets de première importance. Leur travail a été facilité par la création des laboratoires de mécanique qui, depuis quelques années, sont devenus un complément précieux des hautes écoles techniques. C'est à cette coopération de la théorie et de la pratique que l'on doit les progrès qui viennent d'être réalisés en un temps si restreint, fécond à la fois en conceptions ingénieuses de toutes sortes et en littérature scientifique de grande valeur.

Nous nous faisons un devoir de rendre ici hommage à M. le professeur Dr *Stodola*, de l'Ecole polytechnique de Zurich, qui a rendu un service éminent à la science et à l'industrie par ses recherches, qu'il a publiées dans un ouvrage sur les turbines à vapeur<sup>1</sup>. Son nom restera toujours attaché à ceux de Laval, Parsons, Rateau, Curtis, Zoelly, Riedler, Stumpf, etc.

La liste des autres publications qui ont paru sur les turbines à vapeur est déjà bien longue, nous nous réservons

<sup>1</sup> *Génie civil*, 1901, 9 mars, p. 313.

<sup>2</sup> Voir C.-F. Gilbert. Les générateurs d'électricité à l'Exposition universelle de 1900.

<sup>1</sup> *Die Dampfturbinen*, von Dr A. Stodola, 3<sup>me</sup> édit. 1905.



d'en signaler quelques-unes à l'occasion. Beaucoup d'entre elles sont inspirées de l'ouvrage que nous venons de citer et qui, sans aucun doute, restera la pièce fondamentale de toute la littérature traitant des turbines à vapeur.

#### Mode d'action de la vapeur dans les turbines, classification des turbines à vapeur.

On a l'habitude de désigner les différents types de turbines à vapeur suivant le nom de l'inventeur ou de la maison qui les construit, mais il est préférable de les classer d'après la manière dont l'énergie potentielle, apportée sous forme de chaleur par la vapeur sous pression, est transformée en travail mécanique.

Le cycle parcouru par la vapeur dans une turbine est le même que celui que l'on atteindrait dans une machine à vapeur à piston sans espace nuisible et sans compression, avec une détente poussée jusqu'à la pression d'échappement. Ce cycle est représenté dans la figure 4. Sur l'axe horizontal  $v$  sont marqués les volumes parcourus par une face du piston et, suivant l'axe  $p$ , les pressions correspondantes de la vapeur qui se trouve dans le cylindre.

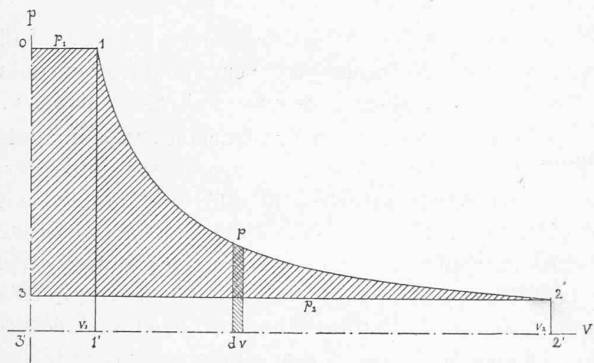


Fig. 4. — Diagramme d'une machine à vapeur idéale.

Lorsque le piston se déplace d'une longueur infiniment petite  $ds$ , tandis que la pression garde pour un instant la valeur constante  $p$ , la vapeur produit un travail positif si le volume de la vapeur augmente. Si  $S$  est la surface du piston,  $dv = S ds$  le volume élémentaire parcouru par l'une de ses deux faces, le travail élémentaire s'exprime par

$$d\mathcal{J} = p \cdot S \cdot ds = p dv.$$

Pendant l'admission, la pression reste constante, le travail transmis au piston entre 0 et 1 est donc

$$\mathcal{J}_a = \text{aire } 011'3' = \int_0^1 p dv = p_1 v_1.$$

Pendant la détente, de 1 à 2, le piston reçoit de la vapeur le travail

$$\mathcal{J}_d = \text{aire } 1221' = \int_1^2 p dv.$$

Quand le piston retourne en arrière, il refoule la vapeur détendue hors du cylindre en surmontant la contre-pression  $p_2$ , et il faut, pour cela, de nouveau dépenser une par-

tie du travail acquis. Ce travail d'échappement s'exprime par

$$\mathcal{J}_e = \text{aire } 22'3'3 = \int_2^3 p dv = -p_2 v_2.$$

Pour revenir à l'origine 0 du cycle, la vapeur suit la verticale 30; le volume reste donc constant et pendant cette période le travail est nul.

Le travail total  $\mathcal{J}$ , transmis théoriquement au piston par la vapeur, est égal à la somme algébrique des quantités précédentes et prend donc la valeur :

$$\mathcal{J} = \mathcal{J}_a + \mathcal{J}_d + \mathcal{J}_e = p_1 v_1 + \int_1^2 p dv - p_2 v_2 = \text{aire } 0123.$$

La vitesse de la vapeur est insignifiante et peut être négligée. La vapeur agit uniquement par sa *pression statique*, et le mouvement rectiligne alternatif du piston est transformé en un mouvement de rotation par une transmission par bielle et manivelle. La capacité dans laquelle travaille la vapeur est fermée en partie par des surfaces de frottement que l'on est obligé de maintenir aussi étanches que possible, ce qui diminue le rendement mécanique de la machine.

Passons maintenant à la turbine à vapeur. Ici la vapeur agit essentiellement par la *force vive* qu'elle acquiert en s'écoulant par des ajutages ou des distributeurs; tandis que sa vitesse augmente dans ceux-ci, son énergie potentielle se transforme en énergie cinétique. Elle est amenée, avec la vitesse obtenue, sur un aubage dans lequel elle change de direction en exerçant sur lui une certaine pression; et comme les aubes cèdent à cette pression, la vapeur leur transmet du travail mécanique. Les aubes étant fixées sur la périphérie d'une roue, calée sur l'arbre de couche, celui-ci reçoit un mouvement de rotation sans transmission par bielle et manivelle. Les seules surfaces frottantes à considérer dans une turbine à vapeur sont celles des paliers, ce qui fait que le rendement mécanique est beaucoup plus grand que dans la machine à piston, d'autant plus que l'arbre de la turbine n'est pas chargé par un volant.

Dans la turbine à vapeur, la transformation de chaleur en travail mécanique s'accomplit donc en deux étapes: la transformation de l'énergie potentielle en énergie cinétique et la transformation de l'énergie cinétique en travail mécanique.

#### Transformation de l'énergie potentielle en énergie cinétique.

Pour douer la vapeur d'énergie cinétique, il faut accélérer sa masse; on augmente sa vitesse en lui faisant traverser un ajutage dont les sections d'entrée et de sortie sont exposées à des pressions différentes, la plus faible à la sortie. Tandis que le volume de la vapeur augmente à mesure que la pression diminue, sa vitesse augmente également.

Supposons un écoulement continu, ce qui signifie que, dans une unité de temps, la même masse de vapeur qui entre dans l'ajutage en ressort de nouveau, et soient  $c_0$  la vitesse de la vapeur à l'entrée dans l'ajutage,  $c_1$  la vitesse de sortie: l'énergie cinétique de l'unité de poids de la va-

peur augmente alors, pendant qu'elle traverse l'ajutage, de la quantité  $\frac{c_1^2 - c_0^2}{2g}$ . Cette augmentation d'énergie cinétique est produite sur le compte de l'énergie potentielle de la vapeur.

Appelons encore  $p_1$  et  $p_2$  les pressions,  $v_1$  et  $v_2$  les volumes spécifiques de la vapeur à l'entrée et à la sortie de l'ajutage, alors la vapeur apporte dans l'ajutage l'énergie potentielle  $p_1 v_1$  par unité de poids qui s'écoule et en outre, en se détendant de  $p_1$  à  $p_2$ , elle met à disposition un travail  $\int_1^2 p dv$ . Mais, en quittant l'ajutage, elle emporte l'énergie potentielle  $p_2 v_2$ . Si nous faisons abstraction des échanges, de chaleur qui peuvent avoir lieu entre la vapeur et les parois de l'ajutage et que nous admettons que la vapeur s'écoule sans frottement, nous pouvons exprimer la transformation d'énergie potentielle en énergie cinétique par la relation (fig. 5) :

$$\mathcal{J} = p_1 v_1 + \int_1^2 p dv - p_2 v_2 = \frac{c_1^2 - c_0^2}{2g}$$

= aire 011'3' + aire 122'4' - aire 22'3'3' = aire 0123.

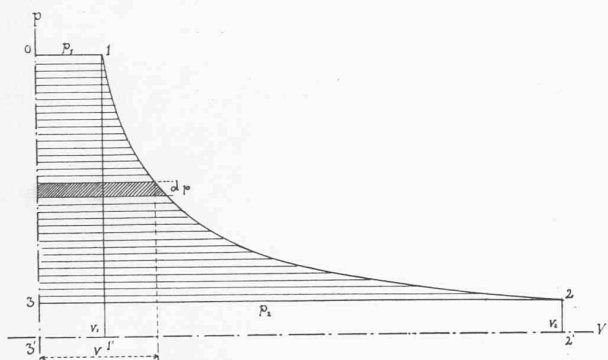


Fig. 5. — Diagramme d'une turbine à vapeur idéale.

Le travail disponible dans la turbine à vapeur s'exprime donc de la même manière que celui de la machine à piston idéale (fig. 4).

L'aire qui porte des hachures horizontales représente le travail dépensé par la vapeur pour amener sa vitesse de  $c_0$  à  $c_1$  en augmentant son énergie cinétique de  $\frac{c_1^2 - c_0^2}{2g}$ .

Cette aire 0123 peut encore s'exprimer par

$$\int_2^1 v dp = - \int_1^2 v dp = \mathcal{J} = \frac{c_1^2 - c_0^2}{2g}$$

En faisant  $c_0 = 0$ , c'est-à-dire en supposant que la section d'entrée de l'ajutage soit suffisamment grande pour que la vapeur entre avec une vitesse négligeable, on obtient  $\mathcal{J} = \frac{c_1^2}{2g}$ , d'où  $c_1 = \sqrt{2g\mathcal{J}}$ .

$\mathcal{J}$  représentant la surface limitée en bas par l'une quelconque des horizontales tracées dans le diagramme,  $c_1$  sera la vitesse que produit la détente poussée jusqu'à cette horizontale. Ainsi que, dans la formule  $c_1 = \sqrt{2gh}$  appliquée

à l'écoulement des liquides,  $h$  représente la hauteur de la chute d'eau, ici  $\mathcal{J}$  est la chute d'énergie potentielle produisant la vitesse  $c_1$  en partant d'une vitesse initiale = 0.

Quand on connaît la courbe de détente de la vapeur,  $\mathcal{J}$  peut aisément être déterminé à l'aide d'un planimètre, ce qui permet de trouver  $c_1$  sans aucune difficulté.

On sait que lorsque l'écoulement de la vapeur se fait sans échange de chaleur avec les parois (écoulement adiabatique) et sans frottement, la courbe de détente est déterminée par l'équation  $p v^k = \text{const}$ . Pour la vapeur saturée, on a  $k = 1,035 + 0,1 x$ ,  $x$  étant le titre de la vapeur, et pour la vapeur surchauffée on peut poser  $k = 1,3$ .

En réalité, la courbe de détente tombe moins rapidement à cause des résistances qui s'opposent à l'écoulement de la vapeur.

Ces résistances sont dues au frottement de la vapeur contre les parois et au frottement intermoléculaire qui se produit pendant que la vapeur se dilate.

Comme l'écoulement est supposé adiabatique, toute la chaleur, produite par le frottement sur le compte de l'énergie potentielle de la vapeur, retourne dans la vapeur. Une partie de cette chaleur peut de nouveau contribuer à la production d'énergie cinétique; le reste représente une quantité d'énergie potentielle perdue pour la production d'énergie cinétique et part avec la vapeur d'échappement. Lorsque celle-ci est saturée sèche ou surchauffée, la chaleur de frottement qu'elle emporte a servi à la dilater et à élever sa température; si elle est humide, la chaleur de frottement a vaporisé une partie de son humidité tout en augmentant son volume.

Dans la figure 6,  $\mathcal{J}$  est le travail disponible pour la production de la vitesse  $c'$  avec un écoulement sans frottement.  $\mathcal{J}_1$  est l'énergie potentielle partant avec la vapeur quand elle quitte l'ajutage.  $(\mathcal{J}_2 + \mathcal{J}_3)$  est le travail produit par le frottement;  $(\mathcal{J}_1 + \mathcal{J}_2)$ , l'énergie potentielle partant après la détente avec frottement.  $\mathcal{J}_3$  est utilisé, au fur et à mesure de sa production, pour augmenter l'énergie cinétique et n'entre pas en ligne de compte.  $\mathcal{J}_2$  représente le travail employé pour dilater la vapeur; il est perdu pour la production d'énergie cinétique et il faut le soustraire de  $\mathcal{J}$  pour calculer la vitesse d'écoulement. Outre  $\mathcal{J}_2$  il faut encore déduire, dans le même but, de  $\mathcal{J}$  le travail interne I qui a été consommé pour modifier l'état de la vapeur. I ne

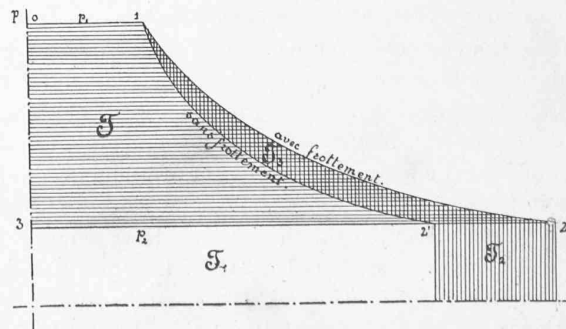


Fig. 6. — Détente de la vapeur avec et sans frottement.

peut pas être représenté dans le diagramme  $p, v$  (fig. 6). Quand la vapeur est humide,  $I$  est le travail de disgrégation apporté par la chaleur de frottement, mais dépensé immédiatement pour préparer à la dilatation la portion d'humidité qui s'évapore. Lorsque la vapeur est saturée sèche ou bien surchauffée,  $I$  est équivalent à la fraction de chaleur de frottement qui a servi à élever la température de la vapeur.

En résumé, le frottement a pour conséquence d'agrandir le volume de la vapeur et, en même temps, d'en élever le titre, quand la vapeur est saturée, ou la température, quand la vapeur est surchauffée.

Pour produire la vitesse de sortie, on ne dispose donc en réalité que de l'énergie  $\mathcal{J} - (\mathcal{J}_2 + I)$ . On peut poser  $\mathcal{J}_2 + I = \zeta \mathcal{J}$ ,  $\mathcal{J} - (\mathcal{J}_2 + I) = (1 - \zeta) \mathcal{J}$ , et la vitesse d'écoulement s'exprime alors par  $c_1 = \sqrt{2g(1 - \zeta)\mathcal{J}}$ , tandis que sans frottement elle aurait été  $c' = \sqrt{2g\mathcal{J}}$ .

Pour le calcul des sections de passage, il faut naturellement prendre les volumes que donne la courbe 1 2 de l'écoulement avec frottement.

En se servant des diagrammes entropiques qui ont pour axes la température absolue  $T$  et l'entropie  $\int \frac{dQ}{T}$  et dans lesquels ce sont les quantités de chaleur ( $Q$ ) que l'on représente par des surfaces, on arrive plus facilement à résoudre le problème. Avec ces diagrammes il est aisé de déterminer les chutes de chaleur qui produisent l'énergie cinétique. Ils permettent en particulier de représenter, sous forme de travail, la totalité du travail perdu  $\zeta \mathcal{J}$ , tandis que le diagramme  $p, v$  n'en indique que la fraction  $\mathcal{J}_2$ .

Par ce qui précède, nous avons voulu montrer de quelle façon on peut tenir compte du frottement dans les questions d'écoulement de la vapeur. Il est évident que cette méthode s'applique non seulement à l'écoulement par un ajutage, mais aussi à l'écoulement entre deux aubes. Dans la suite nous supposons, pour plus de simplicité, un écoulement sans frottement.

#### Transformation de l'énergie cinétique en travail mécanique.

La vapeur qui quitte l'ajutage ou un distributeur avec une vitesse réelle  $c_1$ , est amenée sur une roue à aubes. En la traversant, elle change de direction le long des surfaces courbées des aubes et exerce constamment sur celles-ci une pression, comme le ferait chaque corps qui est astreint à suivre une trajectoire courbée. La surface des aubes cédant à la pression, celle-ci produit un travail mécanique que les aubes transmettent à l'arbre de la turbine. La pression qui agit sur les aubes n'est pas la conséquence immédiate de la tension de la vapeur, mais elle est l'effet produit par la vitesse d'écoulement du courant de vapeur qui est obligé de suivre la surface des aubes. La vitesse absolue de la vapeur diminue dans les aubes, tandis que la roue motrice reçoit un mouvement de rotation. C'est donc bien l'énergie cinétique de la vapeur qui se transforme en un

travail mécanique disponible sur l'arbre de la turbine. Ceci n'est rigoureusement exact que pour les turbines dites à action.

Dans la roue motrice, la vapeur doit de nouveau vaincre des résistances, et une partie de son énergie cinétique est perdue en se transformant en chaleur, qui part avec la vapeur d'échappement. Mais, comme nous l'avons déjà dit, nous ferons abstraction de ces résistances, puisqu'il ne peut s'agir ici que d'une étude sommaire des turbines à vapeur.

#### Principe d'action et de réaction.

Comme les roues hydrauliques, les turbines à vapeur peuvent fonctionner d'après le principe d'action, de réaction ou d'action et réaction combinées.

Nous ne nous occuperons d'abord que des turbines simples, composées d'un ou de plusieurs ajutages ou d'un distributeur, et d'une seule roue motrice.

#### Turbines d'action.

Le représentant typique de cette classe est la turbine de Laval. Toute l'énergie potentielle disponible  $\mathcal{J}$  (fig. 7) est transformée en énergie cinétique  $\frac{c_1^2}{2g}$  dans le distributeur. La vapeur complètement détendue jusqu'à la pression d'échappement  $p_2$  est amenée sur la roue mobile et la tra-

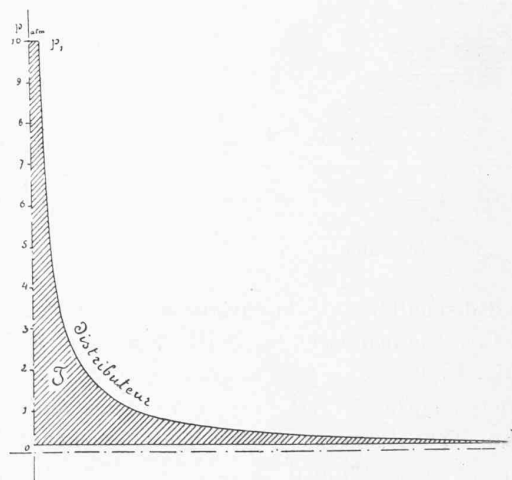


Fig. 7. — Diagramme de la turbine simple d'action.

verse avec une vitesse relative et une pression constante, si l'on fait abstraction de l'effet produit par les résistances. Le volume spécifique restant également constant, la section de passage, ménagée pour le courant de vapeur dans la roue, ne change pas. La roue mobile tourne dans un milieu d'égale pression, la vapeur n'exerce donc pas de poussée axiale sur la turbine et n'a pas de raison pour fuir dans une autre direction que celle du courant. Les jeux ménagés entre le distributeur et la roue et autour de celle-ci ont peu d'importance. La détente étant accomplie dans le distributeur, l'admission peut être partielle, ce qui facilite le réglage. La quantité de vapeur amenée sur la roue est toujours proportionnée au travail à fournir.

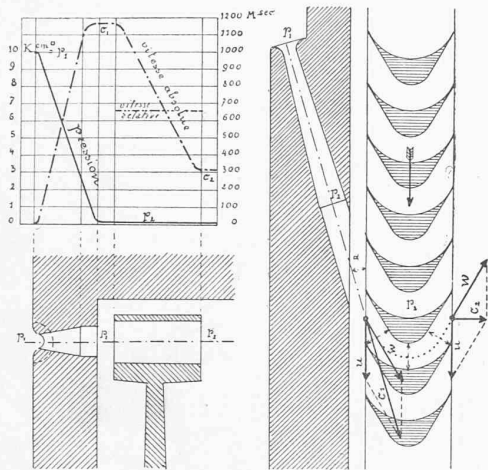


Fig. 8. — Turbine simple d'action.

La figure 8 représente un schéma d'une turbine simple à action. Les dimensions en sont disproportionnées pour mieux faire valoir la section des aubes sans trop agrandir l'ensemble du dessin.

A l'entrée dans la roue mobile, la vitesse  $c_1$  produite dans l'ajutage se décompose en une vitesse périphérique  $u$  et une vitesse relative  $w$ . Celle-ci, restant constante dans l'aubage de la roue mobile, se compose, à sa sortie de la roue, avec la vitesse circulaire  $u$  pour produire la vitesse absolue de sortie  $c_2$ .

L'énergie cinétique contenue dans la vapeur à l'entrée dans la roue motrice étant  $\frac{c_1^2}{2g}$ , et la vapeur emportant, en quittant la turbine, l'énergie  $\frac{c_2^2}{2g}$ , le travail transmis à la roue motrice est  $\frac{c_1^2 - c_2^2}{2g}$ , puisque l'état de la vapeur est sensé ne pas changer dans la roue.

Si l'on voulait tenir compte des résistances, qui ont pour conséquence de faire diminuer la vitesse relative dans la roue motrice, par exemple de  $w_1$  à  $w_2$ , il faudrait encore soustraire de ce travail la quantité  $\frac{w_1^2 - w_2^2}{2g}$ , et le travail indiqué de la turbine serait  $\mathcal{T}_i = \frac{c_1^2 - c_2^2}{2g} - \frac{w_1^2 - w_2^2}{2g}$ .

Enfin, pour avoir le travail effectivement utilisable  $\mathcal{T}_e$ , il faudrait encore soustraire de  $\mathcal{T}_i$  le travail nécessaire pour vaincre le frottement de la roue dans le milieu ambiant et de l'arbre sur les coussinets.

Le diagramme qui accompagne le schéma montre comment varient la pression et la vitesse absolue.

On peut démontrer que si l'on maintient constant l'angle  $\alpha$  qui détermine la direction du jet de vapeur par rapport à la face de la roue motrice, le rendement indiqué de la turbine d'action atteint un maximum pour une vitesse périphérique  $u = \frac{c_1}{2} \cdot \cos \alpha$ , à condition que l'angle d'entrée de la roue motrice soit toujours choisi de telle sorte que la vapeur entre sans choc.

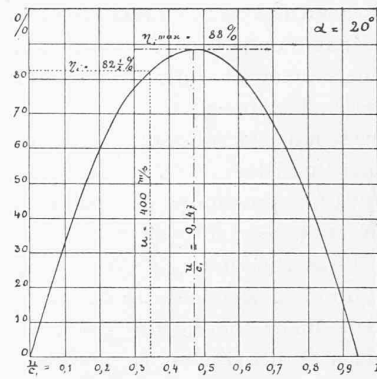


Fig. 9. — Rendement d'une turbine simple d'action.

La figure 9 donne la courbe de rendement pour un angle  $\alpha = 20^\circ$  en fonction de  $\frac{u}{c_1}$  calculée avec la relation

$$\eta_i = 4 \cdot \frac{u}{c_1} \left[ \cos \alpha - \frac{u}{c_1} \right].$$

Comme on a  $\cos 20^\circ = 0,94$ , le rendement devient maximum pour  $\frac{u}{c_1} = 0,47$  et prend la valeur  $\eta_i = 0,88$ .

On ne peut cependant pas atteindre cette valeur à cause de la vitesse circulaire qui est limitée par la résistance de la matière dont est composée la roue.

Soit, par exemple, la pression d'admission égale à 10 atmosphères, d'où la vitesse théorique d'écoulement environ 1170 m.-sec., on aura, pour  $\alpha = 20^\circ$ , une vitesse circulaire :

$$u = 0,47 \cdot 1170 = 550 \text{ m./sec.}$$

Cette vitesse circulaire est inadmissible. Avec les meilleurs matériaux dont on dispose actuellement, on ne dépasse pas 400 m.-sec., ce qui nous amène, d'après la courbe de la figure 9, à un rendement maximum possible de  $82\frac{1}{2}\%$

pour le rapport  $\frac{u}{c_1} = 0,342$ .

#### Turbines à réaction.

On ne construit guère de turbines fonctionnant seulement par la réaction de la vapeur, comme l'éolipyle de Héron. Les turbines que l'on désigne sous le nom de turbines à réaction sont en réalité des turbines d'action et réaction combinées.

Dans ces turbines la pression agit concurrentement avec la force vive ; elles utilisent, d'une part, l'énergie cinétique obtenue par la détente incomplète de la vapeur dans un distributeur et, d'autre part, la réaction produite par l'écoulement dans un milieu de pression inférieure à celle qui se trouve à l'entrée de la roue motrice. On peut les considérer comme une combinaison de la turbine de Laval avec l'éolipyle de Héron. Lorsque la vapeur ne s'écoule pas tangentiellement à la circonférence de la roue motrice, comme c'était le cas dans l'éolipyle, mais à peu près dans la direction de l'axe de rotation, ce qui arrive généralement, la réaction produit une poussée axiale qu'il faut équilibrer. En outre, la pression étant différente des deux côtés de la roue mo-



bile, la vapeur tend à passer au milieu de moindre pression par les jeux ménagés entre la partie fixe et la partie mobile; ceux-ci doivent donc être réduits à un minimum pour diminuer les pertes de vapeur.

La vapeur est amenée sur toute la circonférence de la roue mobile par un distributeur, dans lequel elle ne se détend que jusqu'à une pression  $p$ , plus petite que la pression d'admission  $p_1$  et plus grande que la pression  $p_2$  sous laquelle elle quitte la roue motrice. C'est dans celle-ci que s'accomplit la fin de la détente de  $p$  à  $p_2$ . La transformation d'énergie potentielle en énergie cinétique n'a donc pas seulement lieu dans le distributeur comme dans la turbine d'action, mais aussi dans la roue motrice. L'aire de travail que nous représentons dans un diagramme en fonction de la pression et du volume (fig. 10) et qui correspond à la chute d'énergie potentielle disponible, se décompose donc en deux parties,  $\mathcal{J}_1$  accomplie dans le distributeur et  $\mathcal{J}_2$  accomplie dans la roue mobile.

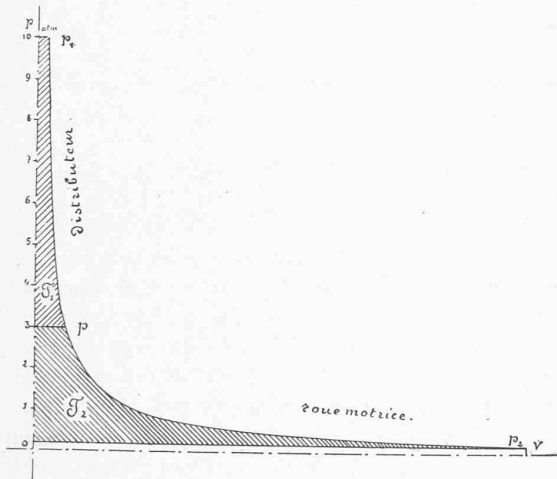


Fig. 10. — Diagramme d'une turbine simple à réaction.

$\mathcal{J}_1$  sert à amener la vitesse de  $c_0$  à  $c_1$  dans le distributeur. On a donc

$$\mathcal{J}_1 = \frac{c_1^2 - c_0^2}{2g}; \text{ et pour } c_0 = 0, \mathcal{J}_1 = \frac{c_1^2}{2g} \text{ et } c_1 = \sqrt{2g\mathcal{J}_1},$$

que l'on peut de nouveau déterminer en se servant du planimètre.

La vitesse de sortie  $c_1$  du distributeur se combine avec la vitesse circumférentielle  $u$  pour produire la vitesse relative d'entrée dans la roue motrice  $w_1$  (fig. 11).

Comme la vapeur se détend encore dans la roue motrice, la vitesse relative  $w_1$  augmente et devient  $w_2$  à la sortie. L'énergie potentielle  $\mathcal{J}_2$  se transforme en énergie cinétique dans la roue motrice. L'augmentation de l'énergie cinétique s'exprimera donc ici par  $\mathcal{J}_2 = \frac{w_2^2 - w_1^2}{2g}$ , et cette

relation permet de déterminer la vitesse relative pour toutes les sections de passage. La vitesse relative augmente moins rapidement que le volume spécifique de la vapeur, la section de passage doit donc augmenter à mesure qu'elle se

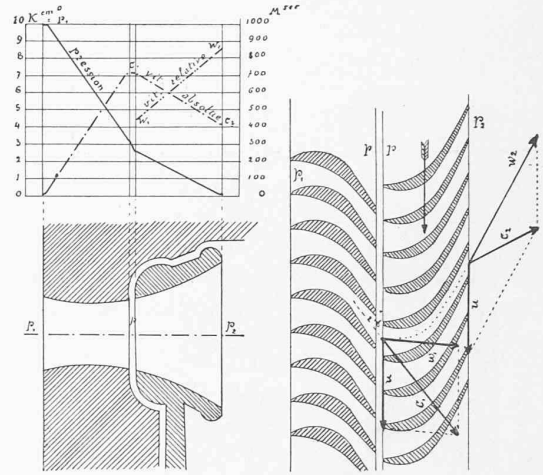


Fig. 11. — Turbine simple à réaction.

rapproche de la section de sortie de la roue motrice, si l'on admet un écoulement constant. Dans une turbine hydraulique, au contraire, la section de passage diminue, quand la vitesse augmente, car le volume spécifique de l'eau est invariable.

En sortant de la roue motrice, la vapeur emporte encore l'énergie cinétique  $\frac{c_2^2}{2g}$ ,  $c_2$  étant la résultante de  $w_2$  et  $u$ , soit la vitesse absolue de sortie de la vapeur.

Le travail indiqué de la turbine à réaction est par conséquent

$$\mathcal{J}_i = \frac{c_1^2 - c_0^2}{2g} + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2g} - \frac{c_2^2}{2g}$$

et pour  $c_0 = 0$

$$\mathcal{J}_i = \frac{c_1^2 - c_2^2}{2g} + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2g}.$$

Si l'on voulait tenir compte du frottement dans la roue mobile, il faudrait prendre pour  $w_2$  une valeur plus petite que celle que l'on obtient avec la surface  $\mathcal{J}_2$  du diagramme.

On démontre que le rendement de la turbine simple à réaction atteint un maximum pour une vitesse circumférentielle  $u = c_1 \cos \alpha$ ,  $\alpha$  étant l'angle sous lequel la vapeur arrive sur la roue motrice et les quantités de travail  $\mathcal{J}_1$  et  $\mathcal{J}_2$  étant égales entre elles. Nous avons vu que pour la turbine d'action le rendement devenait maximum pour  $u = \frac{1}{2} c_1 \cos \alpha$ . Appelons  $u_a$  la vitesse circumférentielle de la turbine d'action,  $u_r$  celle de la turbine à réaction,  $c_{1a}$  et  $c_{1r}$  les vitesses absolues d'entrée dans les roues mobiles; nous savons que

$$c_{1a} = \sqrt{2g\mathcal{J}} \text{ et, pour } \mathcal{J}_1 = \mathcal{J}_2, c_{1r} = \sqrt{2g\frac{\mathcal{J}}{2}}.$$

Le rapport  $\frac{u_r}{u_a}$  sera par conséquent :

$$\frac{u_r}{u_a} = \frac{c_{1r} \cos \alpha}{\frac{1}{2} c_{1a} \cos \alpha} = \frac{\sqrt{2g\frac{\mathcal{J}}{2}}}{\frac{1}{2} \sqrt{2g\mathcal{J}}} = \frac{\sqrt{1}}{\sqrt{\frac{1}{2}}} = \sqrt{2} = 1,4.$$

Ceci veut dire que, pour obtenir un rendement maximum dans les conditions posées, la turbine simple à réaction doit tourner avec une vitesse 1,4 fois plus grande que celle de la turbine simple d'action.

Comme, avec une turbine simple d'action, il faut déjà rester au-dessous de la vitesse circonférentielle correspondant au rendement maximum, pour tenir compte de la résistance des matériaux, à plus forte raison ce sera le cas pour la turbine simple à réaction.

Il faut donc trouver un moyen pour se rapprocher du rendement maximum, sans atteindre des vitesses circonférentielles trop considérables.

(A suivre).

## Divers.

### Tunnel du Simplon.

#### Construction de la seconde galerie.

A l'occasion du budget de 1908 des Chemins de fer fédéraux, les Chambres fédérales ont approuvé dans leur session de décembre 1907 les propositions du Conseil fédéral de construire immédiatement la seconde galerie du tunnel du Simplon.

Dans le n° 15 du 10 août 1907 du *Bulletin Technique* de la Suisse romande il a été publié un extrait du rapport que les Chemins de fer fédéraux ont adressé à ce sujet au Conseil fédéral. Un mémoire sur ce rapport a été présenté par l'Entreprise du percement du Simplon, MM. Brand, Brandau & C<sup>ie</sup>, à Winterthour et il en a paru un extrait dans le n° 22 du 25 novembre 1907 du *Bulletin Technique*.

Les Chemins de fer fédéraux ont adressé au Conseil fédéral une réponse à ce mémoire; nous reproduisons la partie générale de cette réponse.

#### Extrait du rapport du 27 novembre 1907 des Chemins de fer fédéraux au Département fédéral des chemins de fer<sup>1</sup>.

Nous tenons à protester contre les allégations de l'Entreprise du Simplon qui prétend que nous avons adopté, sans autre, les appréciations soi-disant erronées de nos experts. Nous étions déjà renseignés sur l'état de la galerie parallèle au moment où nous décidions de faire procéder à une expertise. Nous avons dit que nos délégués, lors de la réception de l'ouvrage, le 22 février 1906, doutaient fort que la deuxième galerie pût être conservée, sans travaux de consolidation, en l'état où elle fut livrée par l'Entreprise et reçue provisoirement par nous. Mais à cette époque on ne pouvait indiquer sur quels points un revêtement serait nécessaire.

Nous avons soumis à l'Entreprise le rapport de nos experts dès que l'impression en a été achevée. Nous n'avons pas attendu sa réponse pour transmettre nos propositions au Conseil fédéral parce que nous étions suffisamment documentés pour nous faire une opinion. D'autre part, si nous avions ajourné la présentation de nos conclusions jusqu'à la réception du contre-

<sup>1</sup> Traduit par la rédaction.

rapport de l'Entreprise, la question de savoir si le second tunnel doit être construit, immédiatement ou non, n'aurait pu être résolue en temps utile.

En effet, la Société Brand, Brandau & C<sup>ie</sup> ne pourra être contrainte à parachever le tunnel II que si elle en est requise avant le 22 février 1908. L'Assemblée fédérale devait donc être saisie de nos propositions au plus tard dans sa session de décembre 1907, lors de la discussion du budget des C. F. F.

Il est inexact d'affirmer qu'aucun changement ne s'est produit dans le tunnel depuis le printemps 1906. Nous ne pensons pas que les nombreuses dislocations de la roche, les chutes de pierres, les déformations du canal, les mouvements qui se produisent dans certaines parties du tunnel soient des accidents aussi négligeables que l'Entreprise veut le faire croire. La Société Brand, Brandau & C<sup>ie</sup>, qui estime avoir livré, en février 1906, le tunnel dans l'état prévu par le cahier des charges, est forcée de reconnaître qu'il y a encore, à l'heure qu'il est, bien des imperfections et que les travaux de consolidation sur certains points ne peuvent être ajournés plus longtemps.

Ni les experts ni nous n'avons jamais prétendu qu'il fût impossible de prendre les mesures de précaution nécessaires pour conserver, pendant plusieurs années, la galerie dans son état actuel. Mais si l'on voulait se mettre complètement à l'abri de graves accidents, il faudrait *au moins* exécuter intégralement tous les travaux de préservation prévus par les experts.

Nous avons expliqué longuement dans notre rapport précédent pour quels motifs nous préconisons le parachèvement immédiat du deuxième tunnel plutôt que des travaux de consolidation de la galerie parallèle, travaux qui seraient d'ailleurs entièrement à la charge de l'Entreprise. Nous estimons que les objections de la Société Brand, Brandau & C<sup>ie</sup> ne sont pas fondées, et cela pour les raisons suivantes:

1. Il n'est pas exact de prétendre que la C<sup>ie</sup> Jura-Simplon, lors de la conclusion du contrat, n'avait pas l'intention de construire le tunnel II et prévoyait, pour bien des années, une exploitation à simple voie du tunnel I. S'il en avait été ainsi, on n'aurait pas inséré la clause qui prévoit que l'Entreprise devra se charger du parachèvement de la galerie parallèle, moyennant une certaine redevance, si elle en est requise dans le délai de quatre ans après la réception du tunnel I.

2. Les experts du Conseil fédéral ne paraissent pas non plus avoir eu en vue une exploitation de longue durée au moyen d'un seul tunnel à simple voie; ainsi, M. Wagner, directeur des Chemins de fer autrichiens, dont la compétence ne saurait être mise en doute, écrivait dans un article publié par la *Schweizerische Bauzeitung* (N° du 7 juin 1906) qu'il regrettait que la construction du deuxième tunnel n'eût pas été entreprise dès que le percement de la galerie parallèle a été achevé.

3. Le stationnement au milieu du tunnel rend des services incontestables, mais on ne peut l'assimiler à une station à ciel ouvert ou même à une station souterraine de chemin de fer urbain. Le transport du personnel de service et l'entretien des installations occasionnent de sérieux inconvénients. Une perturbation dans le fonctionnement de ces installations pourrait avoir des suites bien plus graves que dans une station à ciel ouvert.

4. La distance de 11 km. qui sépare les stations de Brigue et d'Iselle de la station d'évitement est préjudiciable à la régularité de l'exploitation et complique l'établissement des horaires.

<sup>1</sup> Ce délai a été réduit, sur la demande de l'Entreprise, à deux ans par l'advenant du 9 octobre 1903 au contrat du 15 avril 1898.