

LES TURBINES A VAPEUR

PAR

Ch. HANOCQ,

Ingénieur, Assistant à l'Université de Liège.

Note communiquée à l'Association des Ingénieurs sortis de l'Ecole de Liège (Section de Liège), le 2 décembre 1906.

(Suite. — Voir tome XVII, page 141.)

4) **Turbines à trois chutes de vitesse.** — Nous n'examinerons ici que le cas où la vapeur sortant du premier aubage mobile, est renvoyée sur le second aubage sous un angle $\alpha_1' = \alpha_1$, et où la vapeur sortant de ce second aubage est renvoyée sur le troisième, sous un angle $\alpha_1'' = \alpha_2'$.

Nous supposons, comme précédemment, que :

$$u_1 = u_2, \quad \beta_1 = \beta_2, \quad \beta_1' = \beta_2', \quad \beta_1'' = \beta_2'';$$

nous pourrons de cette façon réunir les triangles des vitesses, comme il est indiqué fig. 29, et nous aurons, avec les notations adoptées :

$$T_i = \frac{u}{g} (c_1 \cos \alpha_1 + c_2 \cos \alpha_2 + c_1' \cos \alpha_1' + c_2' \cos \alpha_2' + c_1'' \cos \alpha_1'' + c_2'' \cos \alpha_2'').$$

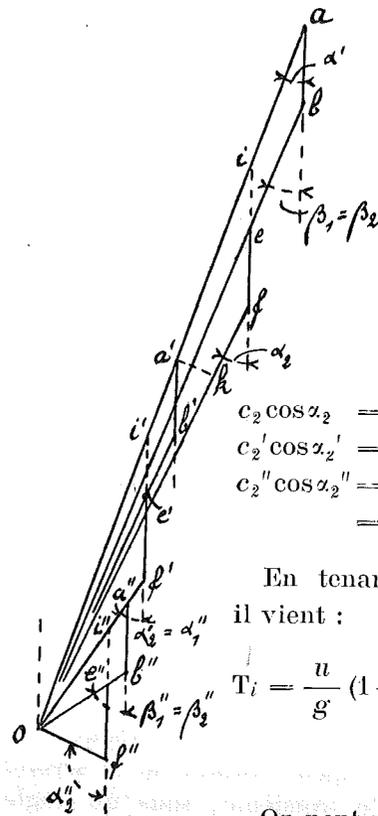


Fig. 29.

Par hypothèse :

$$\cos \alpha_1' = \cos \alpha_1$$

$$c_1' = \psi c_2$$

$$c_1'' = \psi c_2'$$

$$\cos \alpha_1'' = \cos \alpha_2'$$

et, dans les triangles oif ,
 $o'i'f'$, $o''i''f''$, on trouve les
relations :

$$c_2 \cos \alpha_2 = \psi c_1 \cos \alpha_1 - (1 + \psi) u$$

$$c_2' \cos \alpha_2' = \psi^2 c_2 \cos \alpha_1 - (1 + \psi) u$$

$$c_2'' \cos \alpha_2'' = \psi^2 c_2' \cos \alpha_2' - (1 + \psi) u$$

$$= \psi^4 c_2 \cos \alpha_1 - (\psi^2 + 1)(1 + \psi) u$$

En tenant compte de ces égalités,
il vient :

$$T_i = \frac{u}{g} (1 + \psi) \left\{ [c_1 + (1 + \psi^2) \psi c_2] \cos \alpha_1 - (3 + \psi + \psi^2) u \right\}$$

On peut remarquer que c_2 peut être
calculé en fonction de c_1 et que l'on
peut poser, comme précédemment :

$$c_2 = c_1 \sqrt{K},$$

où K est une fonction du rapport $\frac{u}{c_1}$.

Si nous supposons que la vitesse c_2'' de sortie soit
anéantie, nous aurons, pour valeur de l'énergie dépensée
dans la chute :

$$T_0 = \frac{c_0^2}{2g} = \frac{1}{\psi^2} \frac{c_1^2}{2g},$$

et le rendement indiqué η_i sera égal, par définition, à

$$\eta_i = \frac{T_i}{T_0} = 2 \varphi^2 (1 + \psi) x \left\{ [1 + (1 + \psi^2) \psi \sqrt{K}] \cos \alpha_1 - (3 + \psi + \psi^2) x \right\},$$

x étant égal à $\frac{u}{c_1}$.

Avec les valeurs précédemment adoptées :

$$\alpha_1 = 19^\circ, \quad \varphi = 0,95, \quad \psi = 0,80 \text{ (valeur moyenne),}$$

nous avons trouvé la courbe de rendement 3, planche 7.

On voit, d'après ce diagramme, que le rendement maxi-
mum est atteint pour un rapport $\frac{u}{c_1} = 0,16$, et que pour

un rapport $\frac{u}{c_1}$ supérieur à 0,13, le rendement devient
inférieur à celui d'une roue à deux chutes de vitesse.

REMARQUE I. — Le rendement indiqué maximum des
turbines d'action est d'autant plus faible qu'il y a plus
de chutes de vitesse, comme on le voit d'après les courbes
1, 2, 3, tracées planche 7 dans les mêmes hypothèses :

$$\alpha_1 = 19^\circ, \quad \varphi = 0,95, \quad \psi = 0,80.$$

Ce rendement maximum est, par contre, atteint, pour
une vitesse périphérique d'autant plus petite que le
nombre de chutes de vitesse est plus grand.

REMARQUE II. — Pour les petites puissances où il est
avant tout nécessaire de réduire le prix de revient de la
turbine, le système à trois chutes de vitesse présente
l'avantage de permettre de réduire la vitesse périphé-
rique, tout en conservant un rendement acceptable.

REMARQUE III. — Lorsque la turbine à chutes de
vitesse comporte plusieurs chutes de pression, il y a lieu
de tenir compte, comme nous l'avons fait à propos des
turbines à une chute de vitesse et à plusieurs chutes de
pression, de l'augmentation de rendement, provenant
de la transformation des frottements en chaleur.

B. — Systèmes à réaction.

1) Turbines à plusieurs chutes de pression. — Nous n'examinerons que le cas des turbines à réaction partielle à plusieurs chutes de pression, puisque ce sont les seules qui aient été réalisées dans la pratique. Comme ces turbines doivent être construites à injection totale, d'après ce que nous avons vu au chapitre I, il n'y a lieu d'examiner non plus que le cas où l'énergie correspondant à la vitesse de sortie de l'un quelconque des aubages fixes, est récupérée dans l'aubage fixe suivant.

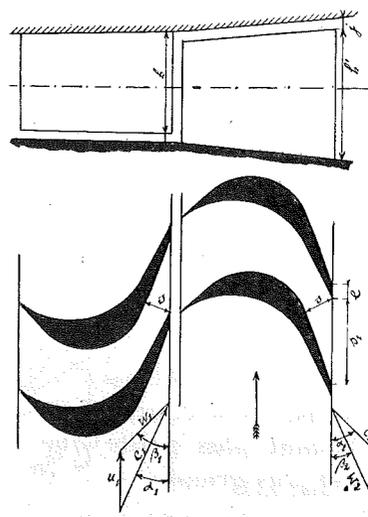


Fig. 30.

Pour simplifier la construction, on adopte ordinairement les mêmes profils, pour les aubes directrices, que pour les aubes réceptrices; on les retourne simplement, bout pour bout, comme il est indiqué fig. 30. Il en résulte que le degré de réaction, c'est-à-dire le rapport de l'énergie dépensée dans l'aubage mobile, à l'énergie totale dépensée dans la chute, est égal à $\frac{1}{2}$ (1).

(1) Ce rapport a pour expression :

$$k' = \frac{\frac{1}{2g} (\omega_2^2 - \omega_1^2)}{\frac{1}{2g} (\omega_2^2 - \omega_1^2) + \frac{1}{2g} (c_1^2 - c_2^2)}$$

D'après la fig. 30, $\beta_2 = \alpha_1$ et $\beta_1 = \alpha_2$, puisque le profil de la première aube est identique au profil de l'autre aube retournée. D'après l'équation de continuité :

$$\frac{s \times h \times c_1}{\varphi} = \frac{s \times h' \times \omega_2}{\varphi'} \quad (a)$$

où φ et φ' sont les volumes spécifiques à l'entrée et à la sortie de

Si nous appelons h l'énergie dépensée dans l'aubage mobile par kilogramme de fluide, nous aurons donc dans le cas de la fig. 30,

$$T_0 = 2h.$$

T_0 représentant l'énergie totale utilisée dans une chute de pression quelconque par kg. de fluide. Or, d'après ce que nous avons vu sur l'écoulement dans un aubage mobile de roue à réaction,

$$\omega_2^2 = \psi^2 \omega_1^2 + \varphi^2 2gh. \quad (1)$$

$$\text{Donc } T_0 = \frac{2}{\varphi^2} \left(\frac{\omega_2^2}{2g} - \psi^2 \frac{\omega_1^2}{2g} \right).$$

Comme d'après la note ci-dessous :

$$\omega_2 = c_1 \quad \text{et} \quad \omega_1 = c_2$$

$$T_0 = \frac{2}{\varphi^2} \left(\frac{c_1^2}{2g} - \psi^2 \frac{c_2^2}{2g} \right).$$

Telle est l'expression de l'énergie dépensée dans une chute de pression, en fonction des vitesses d'entrée et de sortie. Pour évaluer le rendement indiqué η_i dans l'hypothèse d'un degré de réaction $\frac{1}{2}$, il nous suffira d'évaluer T_i donné par la relation :

$$T_i = \frac{1}{g} (u_1 c_1 \cos \alpha_1 + u_2 c_2 \cos \alpha_2),$$

l'aubage mobile; on doit donc avoir :

$$c_1 = \omega_2, \quad (b)$$

si l'on fait en sorte que

$$\frac{h}{\varphi} = \frac{h'}{\varphi'}. \quad (c)$$

En tenant compte des relations :

$$\omega_1 \cos \beta_1 = \cos \alpha_1 - u_1$$

$$c_2 \cos \alpha_2 = \omega_2 \cos \beta_2 - u_2$$

$$u_1 = u_2 = u$$

et de l'égalité (b), on voit que :

$$\omega_1 = c_2,$$

et par conséquent que $k' = \frac{1}{2}$.

en tenant compte des hypothèses :

$$u_1 = u_2 = u, \quad \beta_2 = \alpha_1 \quad \text{et} \quad \beta_1 = \alpha_2,$$

et de la relation relative au triangle des vitesses à la sortie :

$$c_2 \cos \alpha_2 = \omega_2 \cos \beta_2 - u = c_1 \cos \alpha_1 - u;$$

nous aurons :

$$T_i = \frac{u}{g} (2c_1 \cos \alpha_1 - u)$$

et par conséquent :

$$\tau_i = \frac{T_i}{T_0} = \varphi^2 u \frac{2c_1 \cos \alpha_1 - u}{c_1^2 - \psi^2 c_2^2}.$$

Éliminons c_2^2 ; dans le triangle des vitesses à l'entrée :

$$\omega_1^2 = c_2^2 = c_1^2 + u^2 - 2uc_1 \cos \alpha_1;$$

en posant $x = \frac{u}{c_1}$, il vient :

$$\tau_i = \varphi^2 x \frac{2 \cos \alpha_1 - x}{(1 - \psi^2) - \psi^2 x^2 + 2\psi^2 x \cos \alpha_1}.$$

Le maximum est atteint pour la valeur de x qui satisfait à l'équation $\frac{d\tau_i}{dx} = 0$, c'est-à-dire pour

$$x = \cos \alpha_1;$$

à cette valeur de x , correspond une valeur du rendement

$$(\tau_i)_{\max} = \varphi^2 \cos^2 \alpha_1 \frac{1}{1 - \psi^2 \sin^2 \alpha_1}.$$

En adoptant comme précédemment

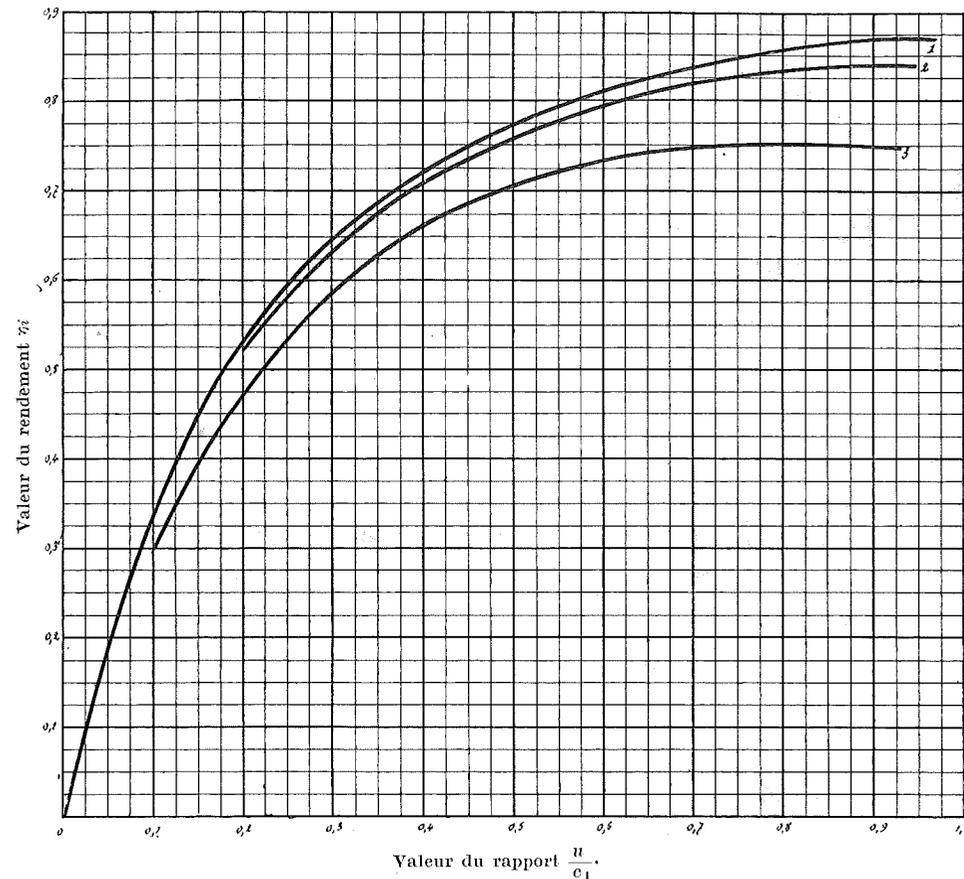
$$\varphi = 0,95, \quad \psi = 0,80,$$

nous avons trouvé les courbes 1, 2, 3, fig. 31, correspondant respectivement aux angles :

$$\alpha_1 = 19^\circ, \quad \alpha_1 = 24^\circ, \quad \alpha_1 = 36^\circ.$$

REMARQUE I. — Pour avoir le rendement total d'une turbine à n chutes de pression, il faudra soustraire la perte en % correspondant à la partie ψc_2 de la vitesse de sortie du *dernier disque*; il faudra y ajouter, comme

Fig. 31.



nous l'avons fait pour les turbines d'action, le gain en % provenant de l'augmentation du volume spécifique de la vapeur, augmentation due à la transformation des frottements en chaleur. Si nous appelons s l'accroissement de

surface du diagramme de détente théorique dont nous représenterons la surface par S , nous aurons, en appelant η_i' le rendement indiqué total :

$$\eta_i' = \eta_i + \eta_i \frac{s}{S} - \frac{A \psi^2 \frac{c_2^2}{2g}}{\lambda_0 - \lambda_n}$$

$(\lambda_0 - \lambda_n)$ représentant l'énergie totale disponible dans la chute de p_0 à p_n , et η_i le rendement donné par les diagrammes fig. 31.

REMARQUE II. — D'après la note (1) indiquée plus haut, il faut, pour que le degré de réaction soit égal à $\frac{1}{2}$, avec les aubages indiqués fig. 30, satisfaire à la relation :

$$\frac{h}{h'} = \frac{v}{v'}$$

Pratiquement on est obligé de conserver la même hauteur h pour un groupe de quatre et même huit aubages fixes et mobiles, afin de pouvoir aléser l'enveloppe portant les aubes fixes, par parties cylindriques.

Il en résulte que l'on a nécessairement une augmentation de vitesse telle que :

$$\frac{c_1}{v} = \frac{v_2}{v'}$$

Pour les premières chutes, l'accroissement de vitesse n'est pas rapide; il n'en est pas de même pour les dernières où l'on est forcé d'adopter des profils différents pour chaque chute. La relation de continuité montre en effet, que si l'on veut maintenir la hauteur h constante, de même que les vitesses c_1, v_2, c_1' , etc., on doit faire croître les angles de manière que :

$$\frac{\sin \alpha_1}{v} = \frac{\sin \beta_2}{v'} = \frac{\sin \alpha_1'}{v''} = \dots$$

$v, v', v'',$ etc., représentant les volumes spécifiques de la vapeur à la sortie des aubages successifs.

Il faudra donc, pour pouvoir se servir des diagrammes, choisir la courbe correspondant à l'angle moyen adopté.

REMARQUE III. — On peut se demander s'il n'est pas préférable de laisser croître la vitesse c_1 et de se contenter ainsi d'un rapport $\frac{u}{c_1}$ plus faible, que de faire croître les angles α_1, α_1' , etc.

Pour résoudre la question, supposons que pour satisfaire à l'équation de continuité, on soit obligé de prendre $\alpha_1' = 36^\circ$, alors que α_1 était égal à 24° . Le rendement passera de 0,71 à 0,663 pour un rapport $\frac{u}{c_1} = 0,4$. Si, au contraire, nous conservons $\alpha_1' = \alpha_1 = 24^\circ$, la vitesse passera de c_1 à

$$c_1' = c_1 \frac{\sin \alpha_1'}{\sin \alpha_1} = 1,44 c_1$$

et le rapport $\frac{u}{c_1}$ égal à 0,4 deviendra égal à 0,28, ce qui correspond à un rendement de 0,61.

Il est donc préférable, comme on le voit, de faire varier les angles de manière à maintenir la vitesse c_1 à peu près constante. L'idéal serait de pouvoir faire croître la hauteur des aubes d'une manière continue. Dans la turbine *Parsons*, on conserve la même hauteur pour trois chutes de pression en faisant varier les angles; on augmente ainsi le diamètre de l'enveloppe de trois en trois chutes, de façon à pouvoir se servir de la même série de profils. Pour les premières chutes où le volume spécifique varie peu, on conserve la même hauteur pour des groupes de six et jusque huit chutes.

Conclusions.

Nous avons supposé, pour l'établissement des formules du rendement indiqué, que la perte d'énergie par chocs à l'entrée de l'aubage mobile, et par frottements dans les aubages fixes et mobiles, ne dépendait que de la vitesse du fluide.

L'expérience montre que la perte par frottements est proportionnelle au carré de la vitesse, au chemin parcouru et à la densité. Il ne faudrait pas en conclure que les formules et les diagrammes que nous avons donnés n'ont aucun intérêt; car il convient de remarquer que pour une même pression initiale et une même pression finale, la densité et le chemin parcouru ne dépendent pas

du rapport $\frac{u}{c_1}$, c'est-à-dire de la variable. Ainsi pour une turbine d'action, la densité de la vapeur à l'entrée reste la même pour une même chute de pression, quelle que soit la valeur de la vitesse périphérique; le chemin parcouru dans l'aubage fixe reste invariable; le chemin parcouru dans l'aubage mobile dépend bien du tracé de celui-ci, tracé qui varie avec $\frac{u}{c_1}$, mais cette variation est négligeable, surtout si l'on tient compte de ce qu'une partie de la perte provient du choc à l'entrée.

Les diagrammes de la planche 7 permettent donc bien de faire la comparaison, au point de vue du rendement indiqué, des différents systèmes de turbines fonctionnant entre les mêmes pressions p_0 et p_2 .

Les courbes 1 et 1' correspondent à une turbine d'action, à une chute de vitesse, l'énergie à la sortie étant supposée perdue dans le premier cas, et récupérée en partie dans le second.

La courbe 2 se rapporte à une turbine d'action à deux chutes de vitesse, la courbe 3 à une turbine à trois chutes de vitesse.

La courbe 4 donne le rendement d'une turbine à réaction partielle dont le degré de réaction est $\frac{1}{2}$.

Pour tous les systèmes, nous avons fait les mêmes hypothèses :

$$\alpha_1 = 19^\circ, \quad \varphi = 0,95, \quad \psi = 0,80.$$

Pour les turbines d'action, nous avons supposé $\beta_1 = \beta_2$; en réalité cette condition n'est pas toujours réalisée: certains constructeurs font $\beta_2 < \beta_1$, ce qui augmente un peu le rendement, en diminuant la vitesse de sortie.

En tous cas, comme on doit satisfaire à l'équation de continuité :

$$\frac{s_1 \times \omega_1}{v_1} = \frac{s_2 \times \omega_2}{v_2},$$

où s_1 et s_2 représentent les sections à l'entrée et à la sortie de l'aubage mobile, v_1 et v_2 les volumes spécifiques correspondants, on est obligé de faire β_2 très peu différent de β_1 .

Les valeurs φ et de ψ dépendent de l'état des aubes qui doivent être autant que possible parachevées à la fraise, de l'état de l'arête d'entrée qui peut être plus ou moins tranchante. Ces valeurs supposent que le tracé des aubes correspond bien au rapport $\frac{u}{c_1}$ choisi, c'est-à-dire que la tangente au dos de l'aube a bien la direction de la vitesse relative d'entrée.

Pour une même construction, les valeurs de φ et de ψ dépendent de l'état de la vapeur. Les frottements diminuent avec la surchauffe; celle-ci a pour effet d'éviter la présence de gouttelettes microscopiques qui sont, dans la déviation due à l'aubage, concentrées sur la surface de celui-ci, et y déterminent une perte importante par chocs et frottements. Des expériences ont montré que des aubes

en acier, soumises à un jet de vapeur saturée, s'usent assez rapidement, lorsque la vitesse d'injection est très élevée (1000 à 1200 mètres).

La valeur de ψ dépend aussi de la hauteur de l'arête d'entrée, mais il faut remarquer que dans une turbine d'une puissance donnée, à mesure que la hauteur des aubes augmente, la densité du fluide diminue, et l'on peut probablement considérer ψ comme indépendant de cette variable. Il conviendrait d'ailleurs que des expériences très complètes fussent entreprises, pour fixer les valeurs de φ et de ψ en fonction de la vitesse, de la densité, etc.

En tous cas, les valeurs de φ et de ψ peuvent être établies, en expérimentant sur les aubes que l'on compte utiliser dans la construction, et par conséquent on peut toujours tracer les diagrammes du rendement indiqué dans chaque cas particulier. Ces diagrammes, comme nous le verrons au paragraphe suivant, permettent de déterminer *a priori* le rapport $\frac{u}{c_1}$ qui procure un rendement effectif maximum.

REMARQUE. — Il est intéressant de rechercher quel est le système qui procure le meilleur rendement indiqué pour une vitesse périphérique u donnée, et une hauteur de chute h également donnée, les valeurs de α_1 , φ et ψ étant supposées les mêmes pour tous les systèmes.

Pour cela, remarquons que, pour le système d'action à une chute de vitesse, la valeur c_1 est fournie par la relation :

$$\frac{1}{\varphi^2} \frac{c_1^2}{2g} = h, \quad (1)$$

dans le cas où l'on admet que la vitesse de sortie est complètement perdue, et par la relation :

$$\frac{1}{\varphi^2} \frac{c_1^2}{2g} - \psi^2 \frac{c_2^2}{2g} = h \quad (2)$$

dans le cas où la vitesse de sortie c_2 est en partie récupérée. Désignons par $(c_1)_2$ la valeur de c_1 tirée de l'équation (2), par $(c_1)_1$ celle tirée de l'équation (1), et déterminons pour différentes valeurs du rapport $\frac{u}{(c_1)_1}$, le rapport :

$$k_2 = \frac{(c_1)_2}{(c_1)_1};$$

nous obtiendrons la courbe 1, fig. 32.

Si nous faisons le même calcul pour le système d'action à deux chutes de vitesse, nous trouverons :

$$k_3 = \frac{(c_1)_3}{(c_1)_1},$$

sensiblement égal à l'unité, quelle que soit la valeur de $\frac{u}{(c_1)_1}$.

Pour le système à réaction partielle, la relation

$$2 \left(\frac{1}{\varphi^2} \frac{c_1^2}{2g} - \psi^2 \frac{c_2^2}{2g} \right) = h \quad (4)$$

permet de déterminer le rapport

$$k_4 = \frac{(c_1)_4}{(c_1)_1},$$

en fonction du rapport $\frac{u}{(c_1)_1}$, et de tracer la courbe 4 (fig. 32).

On voit, par ces diagrammes, que la vitesse maximum $(c_1)_4$ dans une roue à réaction par exemple, est égale à 0,825 $(c_1)_1$, pour un rapport $\frac{u}{(c_1)_1} = 0,4$, $(c_1)_1$ représentant la vitesse maximum dans une roue d'action, fonctionnant entre les mêmes pressions.

Si nous voulons comparer les différents systèmes, au

point de vue du rendement indiqué, on voit donc qu'il convient de porter en abscisses non pas les valeurs de $\frac{u}{c_1}$ comme dans les diagrammes planche 7, mais les valeurs de $\frac{u}{(c_1)_2}$ pour la roue d'action avec vitesse récupérée, et de $\frac{u}{(c_1)_4}$ pour la roue à réaction.

En effet, à la vitesse $u = 0,3 (c_1)_1$, correspond un rapport $\frac{u}{(c_1)_4} = \frac{0,3}{k_4} = 0,340$, et par conséquent un rendement de 0,700 donné par la courbe 4, fig. 32; la courbe du rendement indiqué d'une turbine à réaction en fonction de la vitesse $u = 0,3 (c_1)_1$ sera donc la courbe 4, fig. 33, obtenue en portant pour l'abscisse $u = 0,3 (c_1)_1$, le rendement 0,700, trouvé comme il vient d'être indiqué.

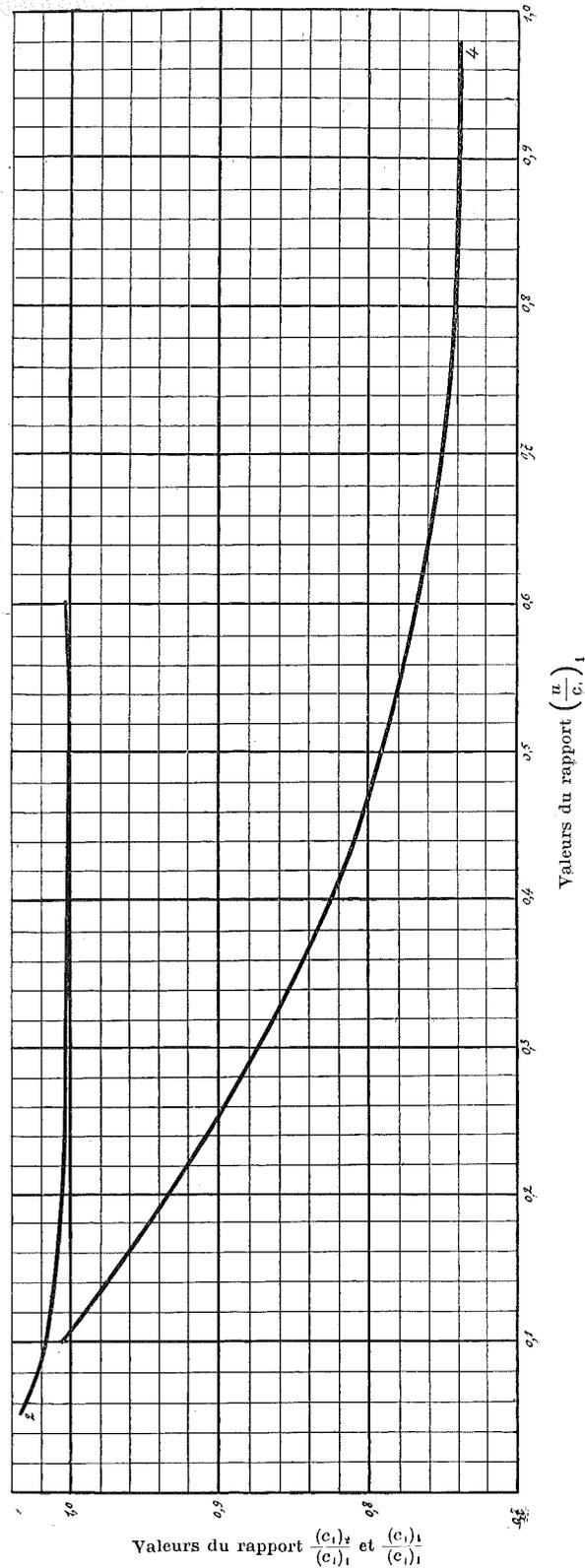
Nous avons tracé la courbe 1' correspondant au cas de la turbine d'action avec vitesse de sortie récupérée en partie, en procédant de la même manière que pour la turbine à réaction.

La courbe 1 est identique à la courbe 1 de la planche 7, de même que la courbe 2, puisque le rapport $k_3 = \frac{(c_1)_3}{(c_1)_1}$ est voisin de l'unité, pour toutes les valeurs de $\frac{u}{(c_1)_1}$.

Les courbes de la fig. 33 montrent que le rendement indiqué du système à réaction est supérieur à tous les autres, mais que, pour les rapports $\frac{u}{c_1}$ variant de 0,35 à 0,45 ordinairement adoptés, la différence entre le rendement du système à réaction et du système d'action à vitesse récupérée, ne dépasse pas 5 %.

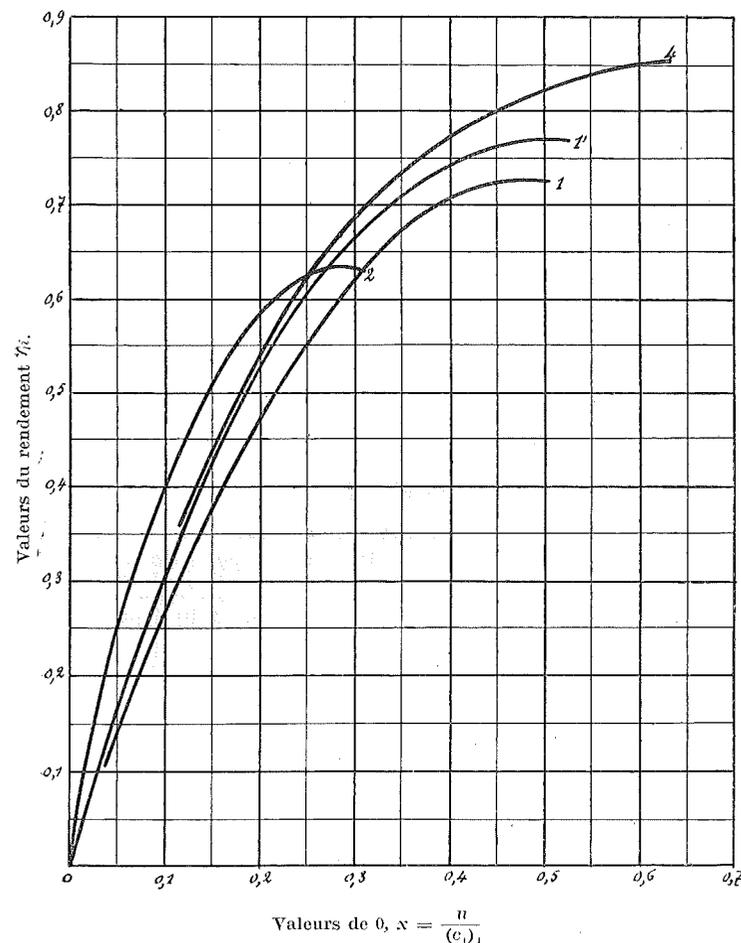
La supériorité du système à réaction était à prévoir, puisque, la détente se faisant dans celui-ci, à la fois

Fig. 32.



dans l'aubage mobile et dans l'aubage fixe, la vitesse maximum de la vapeur est, toutes choses égales, nécessairement moindre que dans le système d'action. Nous verrons plus loin que cette supériorité est encore accentuée par le fait d'un rendement organique meilleur. Les fuites par contre, plus importantes pour le système à réaction, tendent à augmenter la consommation.

Fig. 33.



Rendement effectif des différents systèmes de turbines.

Nous appellerons *rendement effectif* η_e , le produit du rendement indiqué η_i , par le *rendement organique* η_o , qui a pour valeur :

$$\eta_o = \frac{N_i - N_o}{N_i},$$

expression dans laquelle N_o représente la puissance absorbée par les frottements, N_i la puissance indiquée définie par la relation :

$$N_i = \frac{\Sigma T_i}{75} = \frac{1}{75 \times g} \Sigma (u_1 c_1 \cos \alpha_1 + u_2 c_2 \cos \alpha_2)$$

La puissance absorbée N_o provient des frottements des disques contre la vapeur ambiante des cellules et des frottements dans les paliers ; lorsque les aubages mobiles ne sont pas remplis par de la vapeur en mouvement, il se produit une circulation radiale de la vapeur ambiante qui détermine des effets de ventilation, absorbant une certaine puissance.

Les expériences de *Lewicki* et de *Stodola* ont permis d'établir une formule qui donne la puissance N_f absorbée par les frottements des disques et des ailettes :

$$N_f = a_1 D^2 \frac{u^3}{10^6} \Sigma \hat{c} + a_2 D \frac{u^3}{10^6} \Sigma h^{1,5} \hat{c}, \quad (1)$$

où

D est le diamètre moyen de l'aubage en mètres,

u la vitesse périphérique en mètres,

h la hauteur des aubes en centimètres,

\hat{c} le poids spécifique du fluide ambiant des cellules, en kilogramme par mètre cube,

et où les constantes ont pour valeurs :

$$a_1 = 1,46 \quad a_2 = 0,83.$$

Lorsque les canaux sont complètement remplis par de la vapeur injectée, il n'y a pas de circulation radiale, partant d'effets de ventilation, et le second terme disparaît ; il convient donc de multiplier le second terme par la fraction $(1 - i)$, i représentant le *degré d'injection*.

La puissance absorbée par les frottements dans les paliers varie entre 3 et 6 % de la puissance de la turbine ; en représentant par νN_i cette puissance absorbée, nous aurons pour expression de N_o :

$$N_o = \nu N_i + N'_f$$

où

$$N'_f = a_1 D^2 \frac{u^3}{10^6} \Sigma \delta + a_2 D \frac{u^3}{10^6} \Sigma h^{1,5} (1 - i) \delta. \quad (2)$$

Comme la puissance d'une turbine est ordinairement fixée en chevaux effectifs N_e , on peut chercher l'expression de η_o en fonction de N_e ; on trouve :

$$\eta_o = \frac{N_i - N_o}{N_o} = 1 - \nu - \frac{N'_f}{N_e}$$

et par conséquent :

$$\eta_o = \frac{(1 - \nu) N_e}{N_e + N'_f}. \quad (3)$$

REMARQUE I. — On peut écrire :

$$\eta_o = \frac{1 - \nu}{1 + \frac{N'_f}{N_e}}$$

et exprimer N'_f en fonction de ω , vitesse angulaire, et de u , vitesse périphérique. On trouve ainsi :

$$N'_f = a_1 \frac{4}{\omega^2} \frac{u^5}{10^6} \Sigma \delta + a_2 \frac{2}{\omega} \frac{u^4}{10^6} \Sigma h^{1,5} (1 - i) \delta \quad (4)$$

et l'on peut remarquer :

1) Que N'_f ne dépend presque pas de la puissance N_e , mais dépend du système, qui fixe la répartition des

pressions, de la vitesse périphérique u , et de la vitesse angulaire ω (1) ;

2) Que le rendement organique est par conséquent, toutes choses égales, d'autant meilleur que la puissance N_e est plus grande ;

3) Que le rendement organique est d'autant meilleur que la vitesse angulaire est plus grande.

4) Que, dans les turbines à réaction où les ailettes sont fixées sur un tambour et où l'injection est totale, la valeur du rendement est sensiblement égale à $(1 - \nu)$.

REMARQUE II. — Il est à remarquer que le travail de frottement des disques contre la vapeur ambiante des cellules se transforme en chaleur, et que cette chaleur est restituée au fluide et a pour effet d'augmenter le volume spécifique de celui-ci, par conséquent de déterminer un accroissement du travail de détente. Il en résulte une augmentation du rendement qui pourrait être calculée de la même manière que celle provenant de la transformation en chaleur des frottements de la vapeur contre les aubes. Le gain doit être du même ordre que celui calculé dans ce dernier cas, c'est-à-dire environ 0,1 de l'énergie perdue, pour une turbine à trois chutes de pression.

PROBLÈME. — Déterminer la courbe de rendement effectif en fonction de la vitesse périphérique u , pour le cas de la turbine à trois chutes de pression, représentée schématiquement fig. 5 (page 149, T. XVII), en supposant que les conditions du fonctionnement soient celles indiquées au problème traité page 191, T. XVII, et en admettant que la puissance soit de 350 chevaux effectifs, à la vitesse angulaire de 3600 tours par minute.

Nous avons supposé que l'angle d'entrée adopté était

(1) La valeur $\Sigma h^{1,5} (1 - i) \delta$ diminue seule avec la puissance, parce que, toutes choses restant égales, si la puissance augmente, on peut augmenter le degré d'injection i .

égal à 19°, et que les coefficients donnés par des expériences préalables sur les aubages employés, avaient respectivement pour valeur :

$$\varphi = 0,95 \quad \psi = 0,80.$$

La répartition des pressions calculée était la suivante :

1 ^{re} cellule	3 ^k 32	pois spécifique	correspondant	1,68
2 ^e »	0 ^k 60	»	»	0,382
3 ^e »	0 ^k 07	»	»	0,053

Pour calculer N'_f , nous devons connaître h et i , pour chaque roue. Or on peut adopter, pour h_1 et h_2 , 1 cm., par exemple, les degrés d'injection étant alors égaux respectivement à 0,1 et 0,45, comme le montre le calcul tel que nous l'exposerons au chapitre III.

Pour la dernière roue, nous adopterons $i = 1$, ce qui conduit à prendre $h_3 = 2,5$ centimètres.

Avec ces différentes données, et en remarquant que :

$$\omega = 377,$$

on trouve :

$$N'_f = \frac{0,0872}{104} \left(\frac{u}{10} \right)^5 + \frac{0,76}{104} \left(\frac{u}{10} \right)^4.$$

Si nous faisons successivement u égal à 100, 150, 200, 250 mètres, nous trouvons pour N'_f respectivement :

$$1,7 \quad 10,7 \quad 41 \quad 115$$

ce qui donne pour η_0 , en supposant $\nu = 0,05$,

$$0,95 \quad 0,92 \quad 0,85 \quad 0,713.$$

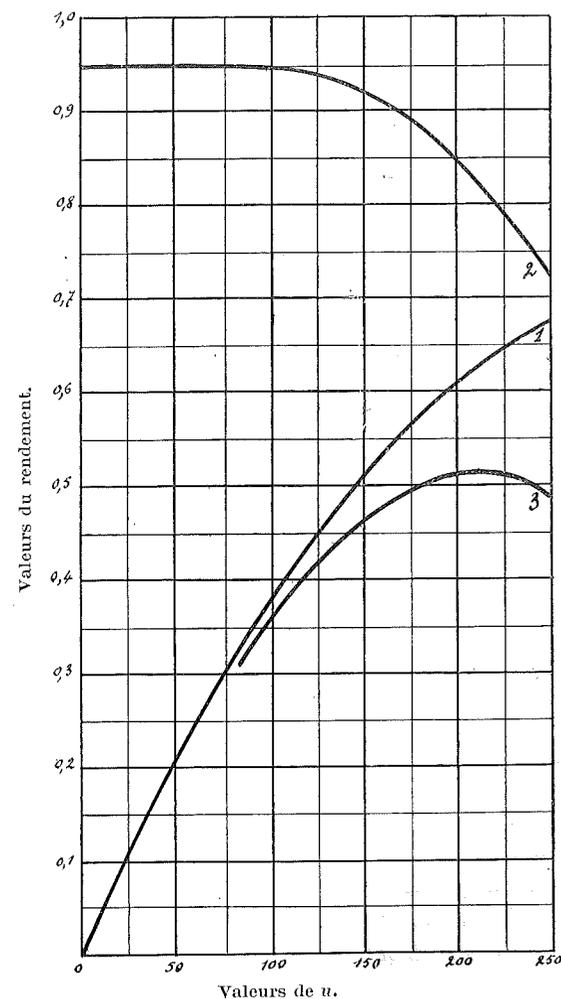
Nous avons tracé fig. 34 la courbe 2 donnant le rendement η_0 en fonction de u ; aux valeurs de 100, 150, 200 et 250 mètres correspondent des valeurs de $\frac{u}{c_1}$ égales à

$$0,143 \quad 0,214 \quad 0,286 \quad 0,357;$$

nous pouvons donc tracer la courbe 1 du rendement indiqué, en fonction de la vitesse périphérique u .

En multipliant les ordonnées des deux courbes, nous avons obtenu la courbe 3, donnant le rendement effectif en fonction de la vitesse périphérique.

Fig. 34.



On voit que le maximum est atteint pour la vitesse de 210 mètres environ, vitesse qui correspond à un diamètre de disque de 1^m110 et à un rapport

$$\frac{u}{c_1} = 0,3$$

que nous avons adopté précédemment.

En tenant compte de l'augmentation de rendement provenant de la transformation des frottements en chaleur, nous trouvons :

$$\eta_e = 0,52 + 0,84 (0,032 + 0,016) = 0,56,$$

le premier des termes de la parenthèse représentant l'augmentation de rendement relative aux frottements dans les aubes, le second à l'augmentation relative aux frottements des disques.

Conclusions.

Nous venons de voir comment, dans les turbines d'action qui seules comportent des disques en mouvement dans la vapeur, le rendement organique limite le rendement effectif à 50 ou 55 %.

Pour diminuer la puissance absorbée par les frottements des disques contre la vapeur ambiante, il est nécessaire de polir ceux-ci, de même que les parois des cellules ; il convient d'éviter un mode d'attache d'ailettes qui nécessiterait l'usage de boulons ou de rivets, dont les têtes auraient pour effet de créer des remous de vapeur.

L'emploi d'une bande rivée couvrant les extrémités des aubes a aussi pour effet de diminuer le travail de ventilation, et par conséquent de diminuer l'importance du second terme de la formule (2). L'emploi de l'injection totale empêche même les effets de ventilation, et la valeur de la puissance absorbée est alors donnée par le premier terme de la formule (2).

La surchauffe a pour conséquence une diminution des frottements, par conséquent un accroissement de rendement organique, comme le montrent les expériences de Lewicki et de Stodola.

Les valeurs de a_1 et a_2 de la formule (2) dépendent donc, d'après ce que nous venons de dire, de nombreux éléments, et il convient de déterminer ces coefficients par des expériences préalables sur les disques que l'on compte employer dans la construction. Les valeurs données peuvent être considérées comme des moyennes trouvées dans différents essais, et peuvent servir comme première approximation.

Comme nous l'avons vu, le rendement organique dans les turbines d'action est d'autant meilleur que la puissance effective est plus grande et que la vitesse angulaire est plus élevée.

REMARQUE I. — Nous avons fait remarquer dans les conclusions relatives au rendement indiqué, que le système d'action à vitesse de sortie récupérée était sensiblement équivalent au système à réaction. La différence entre les deux systèmes, au point de vue consommation, provient surtout du meilleur rendement organique de ce dernier. Dans les turbines à réaction, la puissance absorbée par les frottements du tambour mobile contre la vapeur est en effet très faible, puisque les deux extrémités tournent dans la vapeur à la pression du condenseur et que les effets de ventilation sont supprimés par suite de l'injection totale. La différence de consommation observée serait encore plus considérable, si les fuites n'étaient plus importantes dans les turbines à réaction.

REMARQUE II. — La question du rendement organique dans les turbines d'action est si importante que nous avons cru utile de résoudre le problème suivant :

Déterminer les conditions de rendement effectif maximum des différentes roues d'une turbine d'action de 700 chevaux effectifs, tournant à 2500 tours par minute, la tension d'amont p_0 étant de 10 kg. par centimètre carré, la tension d'aval p_1 , 0,07 kg., la température de la vapeur à l'entrée t_0 étant de 255°.

Nous supposons que

$$\alpha_1 = 19^\circ \quad \varphi = 0,95 \quad \psi = 0,80,$$

et que la vitesse périphérique choisie u soit de 110 mètres, ce qui correspond à un diamètre D de disque de 0^m850 environ.

La puissance absorbée par les frottements d'un tel disque contre la vapeur ambiante de sa cellule est donnée par la relation (2). Celle-ci peut s'écrire :

$$N'_f = D \frac{u^3}{10^6} \delta \left[a_1 D + a_2 h^{1,5} (1 - i) \right]$$

Nous supposons que la hauteur h des aubes soit égale à 1 centimètre, jusqu'à ce que l'injection soit totale ; nous aurons ainsi :

$$N'_f = 1,13 \delta (2,17 - 0,83 i) \quad (4)$$

et le rendement organique sera donné par la formule :

$$\eta_0 = \frac{(1 - \nu) N_e}{N_e + N'_f} \quad (5)$$

Si nous laissons se détendre la vapeur en une seule fois de p_0 à $p_1 = 0,07$, la turbine ne comprendra qu'une roue qui tournera dans la vapeur à la pression du condenseur, vapeur dont la densité calculée δ est égale à 0,059. Le rendement η_0 , calculé au moyen des formules (4) et (5), sera égal très approximativement à 0,96, en supposant $\nu = 0,04$. En effet la valeur de N'_f est inférieure

à 0,2 de cheval et N_e est égal à 700 chevaux. Cette valeur de η_0 correspond à un rapport $\frac{u}{c_1} = 0,093$, en supposant une détente adiabatique ; nous avons porté (courbe (a), fig. 2, planche 8), la valeur de $\frac{u}{c_1}$ en abscisse, et la valeur correspondante de η_0 , en ordonnée.

Si nous laissons se détendre la vapeur dans le premier aubage fixe jusqu'à la pression de 1 kg. seulement, la vitesse c_1 calculée, en supposant une détente adiabatique, comme dans le cas précédent, sera plus faible et donnera un rapport $\frac{u}{c_1} = 0,126$. Par contre, la densité δ étant passée de 0,059 à 0,633, la puissance absorbée N'_f sera égale à 1,13, et la puissance développée N_e sera égale à

$$N_e = 700 \frac{101}{187} = 377,$$

187 étant le nombre de calories disponibles dans la détente adiabatique de 10 kg. à 0,07, et 101 le nombre de calories disponibles dans la détente de 10 kg. à 1 kg.

Ainsi nous pourrions calculer la valeur de η_0 pour $\frac{u}{c_1}$ égal à 0,126. En faisant le même calcul pour d'autres valeurs p_1 de la pression dans la première cellule, nous avons trouvé la courbe (a) de rendement organique, en fonction du rapport $\frac{u}{c_1}$. Nous nous sommes donné, dans

ces calculs, des valeurs approximatives de i , degré d'injection, et nous avons supposé que ν passait de 0,04 à 0,06, en raison de l'augmentation du nombre de chutes.

Si nous multiplions les ordonnées de la courbe (a) par les ordonnées de la courbe I du rendement indiqué, nous trouverons la courbe (a') du rendement effectif de la première roue. Nous voyons que le maximum est atteint

pour une valeur du rapport $\frac{u}{c_1} = 0,34$. C'est le maximum de rendement effectif que peut fournir la première roue d'une turbine d'action de 700 chevaux, fonctionnant dans les conditions du problème, avec une pression d'amont de 10 kg. par centimètre carré.

Mais nous pouvons déterminer le maximum de rendement, pour une des roues de cette turbine qui fonctionnerait avec une pression d'amont de 5 kg. par centimètre carré et une température de 195°. En faisant les mêmes calculs que précédemment, nous avons trouvé la courbe de rendement organique (*b*) et la courbe de rendement effectif (*b'*). Nous voyons qu'ici le maximum est atteint pour une valeur du rapport $\frac{u}{c_1} = 0,39$.

La courbe (*c'*) donne le rendement effectif pour une roue de la même turbine fonctionnant avec une pression d'amont de 1 kg. Nous avons relié les maximum par une courbe qui indique ainsi les rapports $\frac{u}{c_1}$ correspondant au rendement effectif maximum, pour des pressions d'amont variant de 10 kg. à 1 kg.

Examinons le cas où l'on utiliserait des roues à deux chutes de vitesse; la courbe de rendement indiqué sera la courbe II. La valeur de N'_f sera donnée par la formule :

$$N'_f = 1,13 \delta [1,34 + 0,83 (h_1^{1,5} + h_2^{1,5}) (1 - i)],$$

h_1 et h_2 étant les hauteurs des aubages de la roue.

En supposant $h_1 = 1$ centimètre et $h_2 = 1,6$ centimètre, nous aurons :

$$N'_f = 1,13 \delta [1,34 + 2,5 (1 - i)],$$

et en introduisant cette valeur de N'_f dans les calculs précédents, nous obtiendrons les courbes (*a*), (*b*), (*c*) (pointillées) du rendement organique, et les courbes (*a'*) (*b'*), (*c'*), du rendement effectif.

Nous avons encore relié, par une courbe, les points correspondant au maximum.

Si au lieu de choisir un diamètre de disque de 0^m850, nous avions choisi un diamètre de disque de 0^m420 correspondant à une vitesse $u = 55$ mètres, nous aurions obtenu les courbes de la fig. 1, planche 8.

Pour un diamètre de 1^m370 correspondant à une vitesse périphérique de 180 mètres, nous avons obtenu les courbes de la fig. 3, même planche.

Nous avons également fait tous les calculs précédents dans les mêmes hypothèses, mais en supposant que la puissance effective de la turbine soit de 350 chevaux au lieu de 700 chevaux. Les courbes reliant les maximum ont seules été tracées en pointillés.

Nous pouvons tirer de l'examen de ces courbes, des conclusions très intéressantes.

1) La turbine de rendement effectif maximum est celle qui utiliserait des disques de faible diamètre, tel que 0^m420, avec un rapport $\frac{u}{c_1}$ supérieur à 0,4; une telle turbine serait irréalisable, puisqu'elle ne comporterait pas moins de 70 roues.

2) Pour un rapport $\frac{u}{c_1} = 0,3$ par exemple, il est avantageux d'employer, pour les premières chutes, des disques de petit diamètre, et pour les autres chutes, des disques de diamètre moyen (100 à 110 mètres de vitesse périphérique).

C'est ce qui a été fait dans la turbine *Rateau*. Il n'y aurait, comme on le voit d'après les courbes de la fig. 1 planche 8, aucun avantage à employer, dans ce système, deux chutes de vitesse par chute de pression.

3) Si l'on emploie des disques de grand diamètre (180 mètres de vitesse périphérique environ), on voit au

contraire, d'après les diagrammes fig. 3, qu'il y a intérêt à employer deux chutes de vitesse, tout au moins lorsque la pression d'amont est supérieure à 2 kg. Non seulement le rendement est meilleur; mais on peut, avec le système à deux chutes de vitesse, employer un rapport $\frac{u}{c_1} = 0,2$ au lieu de 0,35, *ce qui permet d'utiliser, avec la même roue, trois fois plus d'énergie.*

Le système à deux chutes de vitesse, obtenu avec deux chutes de pression, permet donc de réaliser une turbine simple, avec un rendement qui n'est pas sensiblement inférieur au système à une chute de vitesse par chute de pression.

Ce système a été construit par l'A. E. G.

4) On peut améliorer le système précédent, en employant trois chutes de pression, les deux dernières étant calculées de manière que $\frac{u}{c_1} = 0,35$, et ne possédant qu'une chute de vitesse.

Ce système a été réalisé, sous une autre forme, par l'A. E. G., en remplaçant les deux dernières chutes de pression par une seule, mais en utilisant un disque de plus grand diamètre.

5) Une combinaison qui permet de réaliser un bon rendement, consiste à utiliser, pour la première chute, une roue de grand diamètre à deux chutes de vitesse, et une série de roues de plus petit diamètre, pour les autres chutes de pression. On voit, d'après les diagrammes planche 8, fig. 2 et 3, que ce système permet d'obtenir un rendement effectif de 0,52 pour la première roue et un rendement de 0,60 pour les autres, si l'on fait en sorte que $\frac{u}{c_1}$ soit égal respectivement à 0,2 et 0,33. L'A. E. G. réalise de cette manière les unités de grande puissance.

6) A mesure que la puissance diminue, on voit que

l'avantage du système à deux chutes de vitesse s'accroît, comme le montrent les courbes pointillées (fig. 2 et 3) qui donnent les maximum des rendements effectifs, pour la turbine de 350 chevaux.

7) Le système à deux chutes de vitesse a, dans tous les cas, l'avantage de permettre l'utilisation d'une plus grande quantité d'énergie, avec une roue de même diamètre, *sans trop s'écarter du rendement maximum.*

Ces conclusions sont conformes aux faits d'expérience et expliquent les tendances des constructeurs actuels de turbines. On voit donc tout le parti que l'on peut tirer de ces diagrammes dans l'établissement d'un projet de turbine d'action. Les courbes de rendement effectif peuvent être tracées, en utilisant les coefficients donnés par des expériences préalables, sur les aubes et les disques que l'on compte utiliser dans la construction; il est possible alors d'établir à coup sûr un type correspondant au rendement maximum, ou au rendement que l'on s'impose à l'avance.

Il ne faut pas perdre de vue que le rendement croît peu rapidement aux environs du maximum, et que d'autre part, à mesure que l'on adopte une vitesse c_1 plus faible, de manière à accroître le rapport $\frac{u}{c_1}$, le prix de la turbine augmente.

Il augmente *presque comme le carré de l'inverse de la vitesse c_1* , puisque le nombre de chutes est, *toutes choses égales*, proportionnel au rapport de l'énergie totale à utiliser, à l'énergie dépensée par chute, c'est-à-dire à

$$\frac{\lambda_0 - \lambda_n}{\frac{1}{\varphi^2} \frac{c_1^2}{2g}} = 2g\varphi^2 (\lambda_0 - \lambda_n) \frac{1}{c_1^2}.$$

Consommation de différents systèmes de turbines.

Nous appellerons *consommation théorique* C_t d'une turbine à vapeur, la *consommation par cheval-heure effectif*, calculée en supposant qu'il n'y ait pas de fuites. Nous désignerons par C la consommation théorique augmentée des fuites, et nous comparerons cette consommation, à la *consommation réelle* C_r , établie aux essais.

Calcul de la consommation théorique C_t . — L'énergie disponible dans 1 kg. de fluide pouvant évoluer entre les pressions p_0 et p_n , est donnée par le diagramme de *Mollier*, en supposant une détente adiabatique. Ce diagramme donne en effet, les valeurs de λ_0 et λ_n , chaleurs totales à la pression initiale p_0 et à la pression finale p_n du condenseur.

La consommation C' d'une machine parfaite, fonctionnant suivant le cycle de *Rankine*, avec une pression finale de détente égale à p_n , serait égale à

$$C' = \frac{75 \times 3600}{425} = \frac{635}{\lambda_0 - \lambda_n},$$

le numérateur représentant le nombre de calories correspondant à un cheval-heure.

Nous aurons la consommation théorique C_t , en divisant C' par le rendement effectif η_e :

$$C_t = \frac{C'}{\eta_e} = \frac{635}{\eta_e (\lambda_0 - \lambda_n)} \quad (1)$$

La valeur de η_e peut être établie dans chaque cas par le calcul, comme nous l'avons montré au paragraphe précédent.

Évaluation de l'importance des fuites. — Dans les turbines d'action, les fuites se produisent aux bourrages, sur le pourtour des disques fixes qui constituent les parois des cellules, par le jeu radial qui existe nécessairement entre

les disques fixes et l'arbre portant les disques mobiles. Dans les turbines à réaction, les fuites se produisent aux bourrages, par le jeu radial qui existe nécessairement soit entre les aubes fixes et le tambour mobile, soit entre les aubes fixes et l'enveloppe (fig. 30). Comme il y a nécessairement dans les turbines à réaction un piston d'équilibre à joint en labyrinthe, il y a lieu de tenir compte de la fuite particulière à ces turbines, fuite qui peut atteindre de 3 à 6 % de la consommation, pour une bonne construction, et suivant la puissance.

Désignons par f la fuite en poids par seconde qui se produit par les bourrages, par f_1, f_2, \dots, f_{n-1} les fuites entre la première cellule et la seconde, entre la seconde et la troisième, et ainsi de suite.

La vapeur qui passe par fuite de la première cellule dans la seconde n'est pas perdue; elle fournit un certain travail dans les autres chutes. Remarquons pourtant que si la vapeur, en passant de la pression p_1 à la pression p_2 par laminage n'a pas perdu de chaleur, elle ne peut plus fournir, par détente, qu'une quantité d'énergie e_2 plus petite que e_1 . Pour déterminer e_2 , on peut se servir du diagramme de *Mollier*; on mène une droite parallèle à l'axe d'entropie, par le point caractérisant l'état de la vapeur à la pression p_1 ; cette droite coupe la courbe de pression p_2 , en un point qui donne l'état de la vapeur après laminage, à la pression p_2 . La longueur de l'ordonnée passant par ce point, et terminée à la courbe de pression p_n , donne l'énergie e_2 disponible dans la détente adiabatique jusque p_n .

Si donc nous représentons par e_2, e_3, \dots les valeurs de l'énergie disponible dans 1 kil. de vapeur amenée par laminage de p_1 à p_2 , de p_2 à p_3 , etc., et si nous désignons par e_1 l'énergie disponible à la pression p_1 , nous aurons, pour pertes réelles provenant des fuites f_1, f_2 , etc.,

$$f_1 \left(1 - \frac{e_2}{e_1} \right), f_2 \left(1 - \frac{e_3}{e_2} \right), \dots$$

En désignant par F la fuite totale, nous aurons :

$$F = f + f_1 \left(1 - \frac{e_2}{e_1}\right) + f_2 \left(1 - \frac{e_3}{e_2}\right) + \dots + f_{n-1},$$

f comprenant la fuite par les bourrages et le piston d'équilibre, dans le cas d'une turbine à réaction.

Pour l'évaluation de f_1, f_2, \dots , on peut poser d'une manière générale :

$$f = k \frac{s \times c}{v}, \quad (2)$$

où s représente la section totale ouverte à la fuite, c la vitesse théorique d'écoulement adiabatique, v le volume spécifique de la vapeur dans la section finale du joint, k un coefficient de réduction qui varie suivant la grandeur du jeu et la longueur du joint.

M. *Stodola*, en étudiant l'écoulement entre deux tubes concentriques de 100 millimètres de longueur, a trouvé pour k des valeurs de 0,85 à 0,70, pour un jeu variant de 1 millimètre à 0,2 millimètre.

Si les expériences avaient été faites avec l'un des tubes en mouvement de rotation, on aurait trouvé probablement pour k des valeurs inférieures. Quoi qu'il en soit, nous adopterons, dans les turbines d'action, pour le calcul de la fuite existant entre l'arbre et les disques fixes, une valeur de k égale à 0,80 ; le jeu laissé est en effet ordinairement voisin de 1 millimètre et la longueur du joint est au moins de 80 à 100 millimètres. Nous supposerons que la fuite, qui peut exister sur le pourtour des disques fixes constituant les parois des cellules, soit négligeable ; pour une construction soignée, cette fuite doit être en tous cas très faible.

Dans les turbines à réaction, nous adopterons pour k la valeur 0,90, la longueur du joint étant seulement égale à la largeur de l'aubage.

Calcul de la consommation totale C . — La consommation totale C étant égale à la consommation théorique C_t augmentée des fuites, nous aurons, en appelant P le poids total de vapeur consommée par seconde,

$$C = C_t + 3600 \frac{F}{N_e}. \quad (3)$$

On voit que, toutes choses égales, la consommation est d'autant plus grande que la puissance effective est plus petite.

PROBLÈME. — Déterminer la consommation totale C de la turbine représentée schématiquement fig. 5 (page 149, T. XVII), en supposant que les conditions de fonctionnement soient celles qui ont été indiquées à propos des problèmes traités respectivement page 191, T. XVII et page 163.

Nous avons trouvé, comme rendement effectif total η_e , la valeur de 0,56. Comme

$$\lambda_0 - \lambda_3 = 197 \text{ calories}$$

nous avons :

$$C_t = \frac{635}{0,56 \times 197} = 5,75 \text{ kg.}$$

Si nous supposons que le diamètre du joint à l'axe soit de 100 millimètres et le jeu de 1 millimètre, la section s ouverte à la fuite sera de $0^m200031$.

La vitesse théorique calculée, d'après la chute de pression, de la première à la seconde cellule, et de la seconde à la troisième, est égale à 747 mètres. La fuite f_1 est donc égale, d'après la formule (2), à :

$$f_1 = 0,80 \frac{0,00031 \times 747}{2,62} = 0,0715 \text{ kg.}$$

et la fuite f_2 , à :

$$f_2 = 0,80 \frac{0,00031 \times 747}{19} = 0,00985 \text{ kg.}$$

En supposant que $f = 0,01$, ce qui représente à peu près 1,5 % de la consommation,

$$F = 0,01 + 0,0715 \left(1 - \frac{72}{85}\right) + 0,00985 = 0,031.$$

Par conséquent, on a :

$$C = 5,75 + \frac{0,031 \times 3600}{350} = 6,07 \text{ kg.}$$

REMARQUE I. — Cette consommation de 6,07 kg. correspond à $6,07 \times 698 = 4175$ calories, soit à

$$\frac{4175}{655} = 6,38 \text{ kg.}$$

de vapeur saturée à 6 atmosphères, par cheval-heure effectif. Une machine à piston qui aurait un rendement organique de 0,92 devrait consommer 5,88 *kil. par cheval-heure indiqué*, pour avoir le même rendement.

REMARQUE II. — Il nous est impossible de comparer la consommation C calculée, à la consommation C_e trouvée aux essais, une telle turbine n'ayant jamais été réalisée à notre connaissance. Nos considérations sur le rendement effectif montrent bien, en effet, qu'il est plus avantageux de résoudre le problème tel qu'il a été posé, *en adoptant deux chutes de pression, et deux chutes de vitesse par chute de pression*, comme le fait l'A. E. G.

Avec une turbine ainsi réalisée, on est arrivé dans les conditions de fonctionnement fixées par le problème, à la consommation de 6 kg.

(A suivre.)

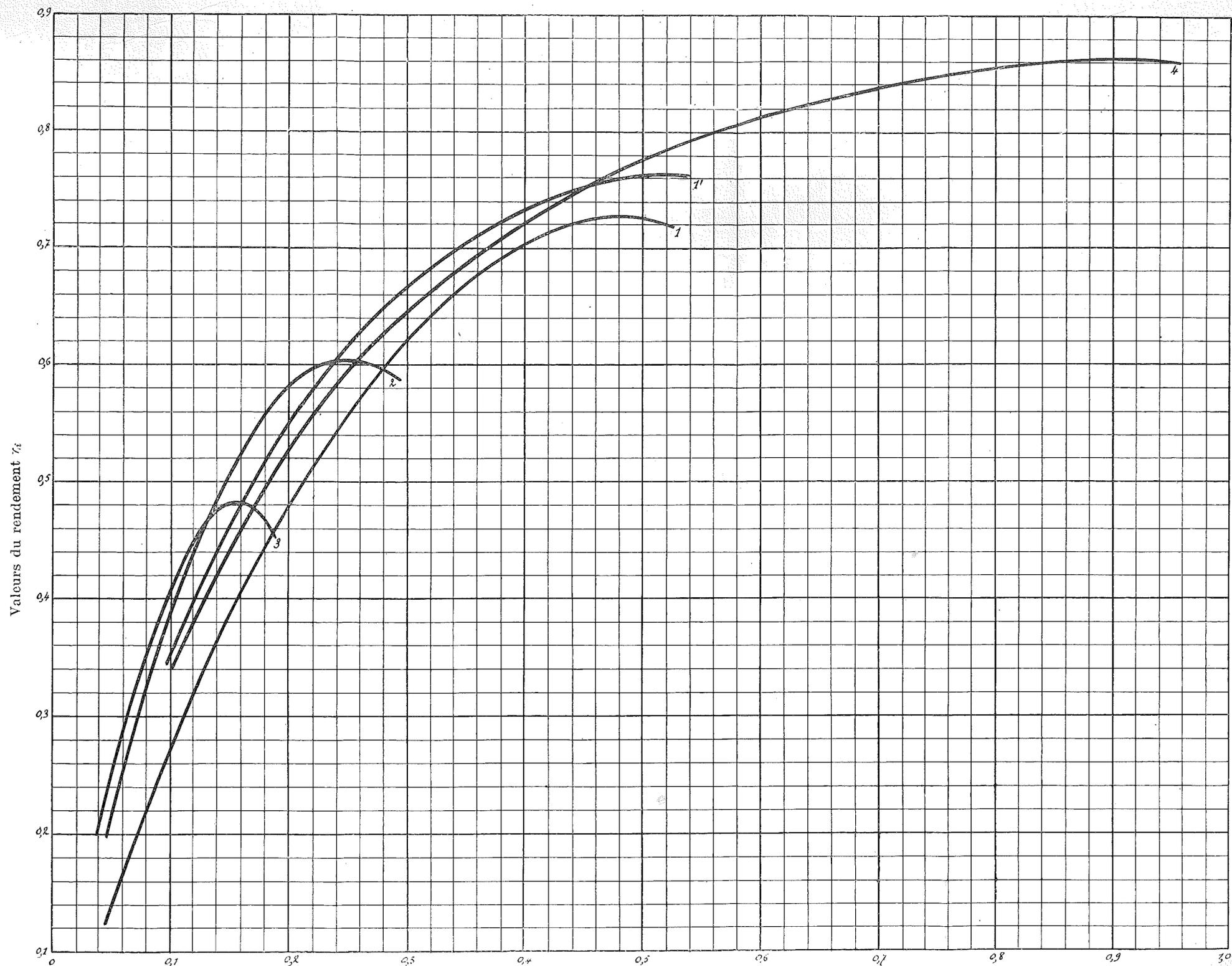
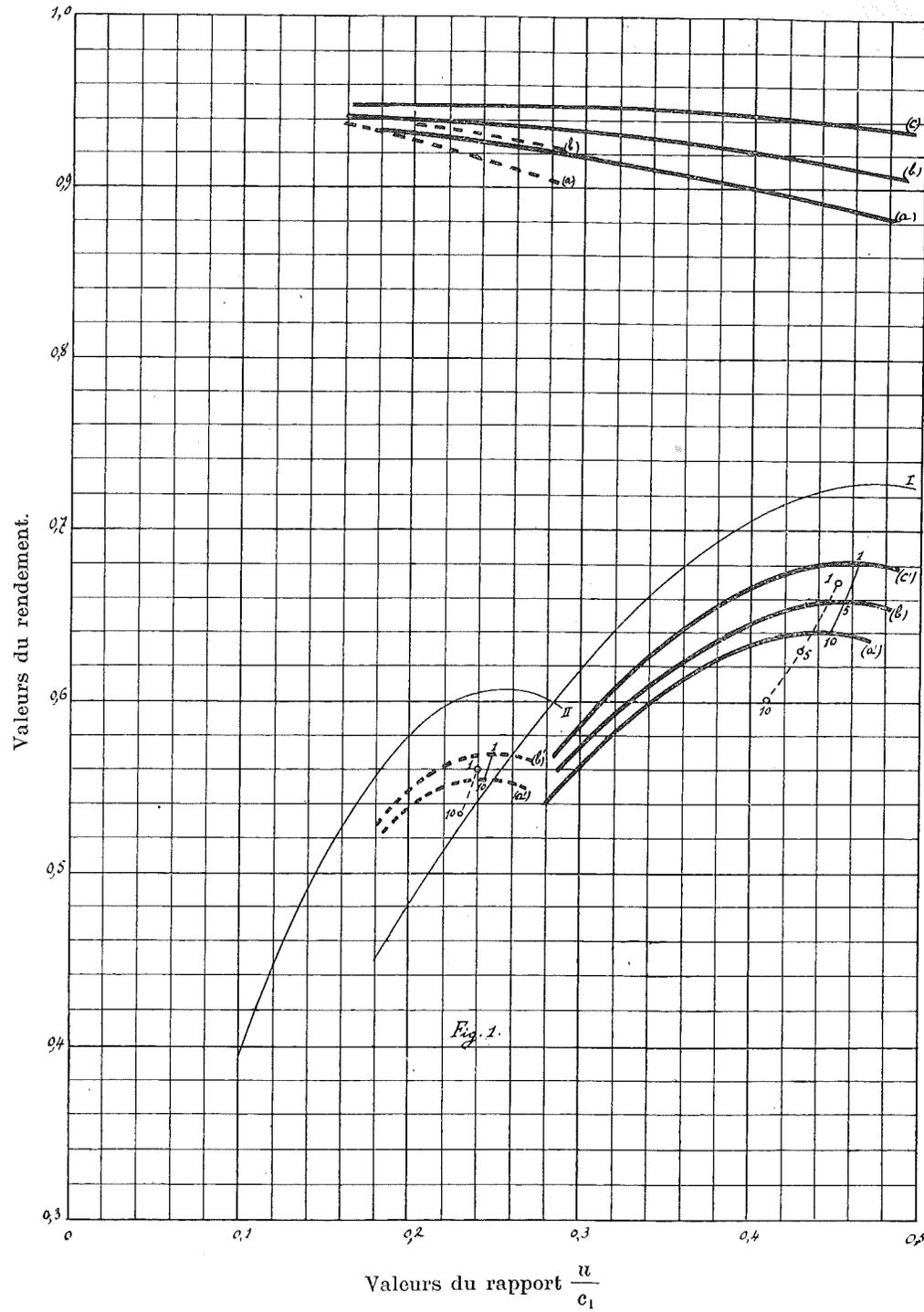
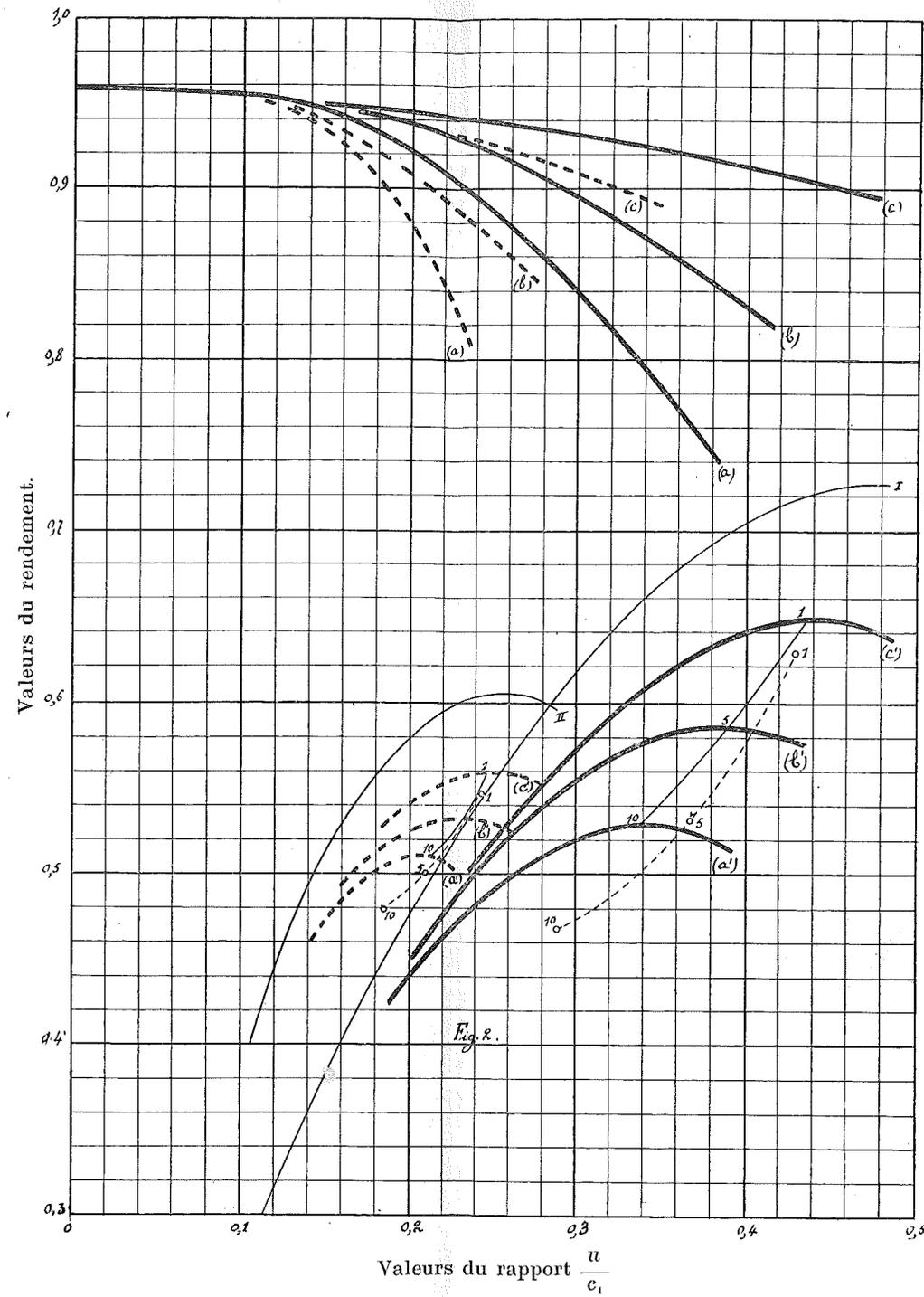


Fig. 1. — Valours du rapport $\frac{u}{c_1}$.

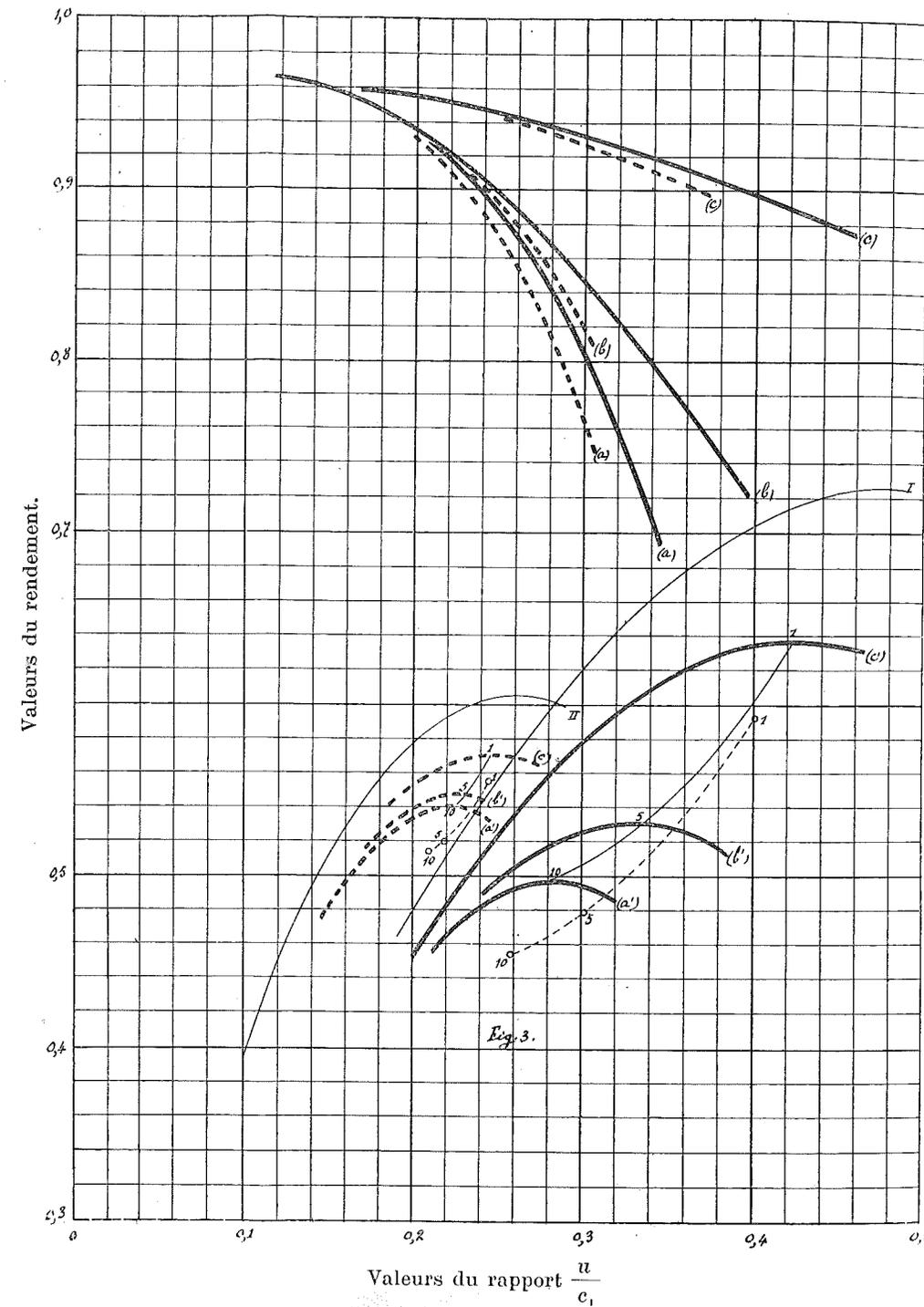
$u = 55 \text{ m.}$



$u = 110 \text{ m.}$



$u = 180 \text{ m.}$



SOMMAIRE.

	Pages.
1. Note sur les appareils de sauvetage dans les mines, par ALBERT GENART, ingénieur civil des mines	109
2. Les turbines à vapeur, par CH. HANOCQ, ingénieur, assistant à l'Université de Liège. (Suite. — Voir Tome XVII, page 37.)	145
3. La question de la force motrice aux Etats-Unis, par MAX L. GÉRARD, ingénieur attaché au Crédit Général Liégeois	210
4. Mécanique scolastique et mécanique rationnelle. — Deuxième réponse à M. Lucien Anspach, par J. HENROTTE	210
5. Réponse à M. Paul Habets, par J. HENROTTE	210

BULLETIN.

Massifs de protection dans les houillères anglaises. — Essais des produits employés comme adjuvants en basserie, par Ed. NIHOUC. (Suite et fin. — Voir page 95.) 213

BIBLIOGRAPHIE.

Boisage des mines (Mine timbering), par W. E. SANDERS, B. MACDONALD, N. W. PARLEE et autres. — Les principes du traitement du cuivre par fusion (The principles of copper smelting, par E. D. PETERS, professeur de métallurgie à l'Université Harvard. — Hydrométallurgie de l'argent (Hydrometallurgy of silver), par OTOKAR HOFFMANN. — Emploi des explosifs dans les mines de houille de Belgique pendant l'année 1905, par V. WATTEYNE et L. DENOËL. — Statistique des grèves en Belgique 1901-1905. — Exercices et projets d'électro-technique, publiés sous la direction ERIC GÉRARD, directeur de l'Institut électro-technique Montefiore, et OMER DE BAST, sous directeur de cet Institut 221

Pl. 5 à 8.

REVUE UNIVERSELLE

DES 232 / 1

MINES, DE LA MÉTALLURGIE

DES

TRAVAUX PUBLICS, DES SCIENCES ET DES ARTS

APPLIQUÉS A L'INDUSTRIE

51^e ANNÉE. — QUATRIÈME SÉRIE

ANNUAIRE DE L'ASSOCIATION DES INGÉNIEURS SORTIS DE L'ÉCOLE DE LIÈGE

CINQUIÈME SÉRIE

MAI 1907

TOME XVIII. — 2^e NUMÉRO

Bibliothèque Géologique
de Belgique
Secrétaire
7, Place du 20 août, 7
LIÈGE

LIÈGE

18, Rue Bonne-Femme, 13

PARIS

H. Le Soudier, 174, Boulevard Saint-Germain

ST-PÉTERSBOURG, C. RICKER. ODESSA, G. ROUSSEAU.
MADRID, FUENTES Y CAPDEVILLE. BERLIN, ERNST & KORN. LEIPZIG, ARTHUR FÉLIX.
FREIBERG (SAXE), CRAZ ET GERLACH. MILAN, ADMINISTRATION DEL *Politecnico*.
LONDRES, WILLIAM ET NORGATE. TURIN, BOCCA FRÈRES.

REPRODUCTION INTERDITE

Le dépôt légal a été fait en France, en Belgique et en Angleterre.