Mesure des poussées hydrauliques des turbines Francis à axe vertical

The measurement of hydraulic thrust on a vertical Francis turbine

PAR M. S. X. CASACCI

INGÉNIEUR A.M., INGÉNIEUR AUX ATELIERS NEYRPIG

ET

M. P. JARRIAND

INGÉNIEUR A.M., INGÉNIEUR AUX ATELIERS NEYRPIG

English synopsis p. 311

Pour déterminer les dimensions et les caractéristiques de fonctionnement d'une pivoterie, il est nécessaire de connaître exactement la charge qu'elle supporte. Celle-ci, dans le cas de turbines hydrauliques à axe vertical, comprend le poids des pièces tournantes et la poussée sur la roue qui, pour certaines installations, constitue la majeure partie de la charge.

Le calcul ne permet pas la détermination exacte de la poussée hydraulique. Elle est fonction en effet : de la perte de charge dans les labyrinthes, de la répartition des pressions sur les ceintures de la roue, du fonctionnement du tuyau d'équilibrage et, pour certains types de turbines, de la répartition des vitesses à l'entrée de la roue. Ces différents facteurs sont en général peu accessibles au calcul, surtout pour les charges partielles de la turbine.

De même, les cavitations à la sortie de la roue, les vibrations, etc., influencent la poussée hydraulique et peuvent la rendre instable.

La mesure de la poussée hydraulique est donc intéressante à plusieurs points de vue. Elle permet de connaître exactement la charge supportée par les pivoiries et constitue une auscultation du fonctionnement de la turbine, l'usure des labyrinthes entraînant une augmentation de la poussée.

Dans les installations à axe vertical, l'appareil de butée repose sur une poutre, appelée pont ou croisillon, suivant sa construction. Bien que cette poutre soit, en général, largement dimensionnée, elle se déforme sous l'effet des charges qui lui sont appliquées.

Une méthode simple pour la mesure de la poussée consiste à utiliser le dynamomètre constitué

par cette poutre. L'étalonnage de ce dynamomètre s'obtient en mesurant la déformation due à une charge bien déterminée, le poids des parties tournantes par exemple. Les déformations du croisillon étant linéaires, ce qu'on peut d'ailleurs vérifier facilement, il est donc possible de mesurer la poussée et sa variation avec la charge de la turbine.

La seule difficulté de cette méthode se trouve dans la mesure des déformations qui sont faibles. Nous avons obtenu de bons résultats en utilisant le niveau à bulle de M. l'Abbé CAYÈRE (1).

Les caractéristiques du niveau que nous avons utilisé pour nos essais sont les suivantes :

Rayon de la bulle.....	53 mètres
Nombre de divisions de la bulle..	120
Grossissement du microscope....	30 environ

Une dénivellation de 1 micron entre deux points situés à un mètre de distance provoque un déplacement de la bulle de 1,59 division. Il nous était donc possible de mesurer avec cet appareil des pentes inférieures à $0,5 \cdot 10^{-6}$ radian.

Les déformations sous la poussée hydraulique maximum atteignaient quelque 0,1 mm par m correspondant à des pentes de quelques 10^{-4} radian.

La précision de l'appareil, qui peut d'ailleurs être doublée en utilisant une bulle de 100 mètres de rayon, est donc amplement suffisante.

La méthode fort simple consiste à fixer le niveau sur le croisillon et à observer les déplacements de la bulle.

(1) Pour la description de cet appareil voir l'article cité dans la bibliographie.

FIG. 1. — SCHÉMA D'UNE INSTALLATION HYDROÉLECTRIQUE VERTICALE

La figure 1 représente schématiquement un groupe hydroélectrique à axe vertical. La pivoterie repose sur le croisillon qui s'appuie lui-même sur le stator de l'alternateur. Des vérins hydrauliques permettent de soulever les parties tournantes.

Le groupe reposant sur ces vérins, le croisillon

ne supporte aucune charge, on fixe alors le niveau en un point convenable puis on règle la position de la bulle. On laisse ensuite reposer le groupe sur le croisillon et l'on note la déviation de la bulle. Cette opération constitue l'étalonnage et permet de déterminer quelle est la charge qui correspond à une division de la bulle.

La mesure de la poussée hydraulique et de sa variation avec la charge est ensuite chose facile. Il faut toutefois que les vibrations du groupe soient négligeables.

On calcule, en général, la poussée à l'aide de la formule semi-empirique suivante :

$$P = k \cdot \frac{\pi D^2 s}{4} \cdot H = k \cdot S \cdot H \quad (1)$$

dans laquelle :

P représente la charge en tonnes,

H la hauteur de chute en mètres,

Ds le diamètre de sortie de la roue en mètres et partant,

S la section de sortie en m².

Le coefficient k , qui se rapporte à la poussée maximum, dépend du nombre de tours spécifiques N_s de la turbine ainsi que de sa construction (forme des labyrinthes).

Nous avons exécuté maints essais sur des turbines de différents N_s pour déterminer k . Nous ne donnerons ici que les résultats d'expériences effectuées sur des turbines Francis de N_s 100, 200 et 400.

FRANCIS VERTICALE N_s 100

a) Calcul de la poussée.

Pour ce N_s , la forme de la roue est schématiquement représentée par la figure 2.

La poussée dynamique est dans ce cas facile à calculer car la vitesse à l'entrée C_1 n'a pas de composante axiale.

FIG. 2. — COUPE SCHÉMATIQUE D'UNE ROUE FRANCIS DE N_s 100

Cette poussée, qui tend à décharger la pivote, est égale à la projection sur l'axe de la variation de quantité de mouvement, soit :

$$P = \rho \cdot S \cdot C_{2m}^2 \quad (2)$$

La répartition des pressions sur les ceintures de la roue est par contre difficile à déterminer par le calcul. Examinons la répartition sur la ceinture supérieure. Si la hauteur de la chambre AB est faible, par rapport à sa largeur, on peut assimiler l'écoulement dans cette chambre à celui provoqué par un disque tournant dans un carter étroit. L'écoulement radial se produit alors dans les couches limites, le long du disque et du carter, tandis que l'anneau central $a b c d$ (fig. 3)

FIG. 3. — ECOULEMENT PROVOQUÉ PAR UN DISQUE TOURNANT DANS UN CARTER ÉTROIT

tourne en bloc comme un corps solide. La vitesse de rotation ω' de cet anneau liquide est voisine de la moitié de celle du disque ω . On pourra consulter à ce sujet les études expérimentales et théoriques de F. SCHULZ GRUNOW.

On a donc :

$$\frac{1}{\rho} \cdot \frac{dp}{dr} = \omega'^2 r = \frac{\omega^2}{4} r. \quad (3)$$

d'où :

$$\frac{p}{\gamma} - \frac{p_A}{\gamma} = \frac{1}{g} \frac{\omega^2}{32} (D^2 - D_A^2) \quad (4)$$

avec :

$$\frac{p_A}{\gamma} = H - \frac{C_1^2}{2g} - \varphi \quad (5)$$

H = différence de cote entre le point A et le plan d'eau amont;

φ = pertes de charge.

Remarquons toutefois que nous avons négligé l'influence de l'écoulement axial dû à la fuite au labyrinthe et que, partant, l'équation (3) n'est pas rigoureusement exacte.

La chute de pression H_1 dans le labyrinthe est d'autre part liée au débit de fuite, c'est-à-dire au débit du tuyau d'équilibrage; on a la relation :

$$H_1 = f \cdot \left(\frac{L}{e} \right) \cdot \frac{v^2}{2g} + 0,5 \frac{v^2}{2g} + \frac{v^2}{2g} \\ = \left(f \frac{L}{e} + 1,5 \frac{v^2}{2g} \right) \quad (5)$$

dans laquelle :

L = longueur du labyrinthe,

e = jeu diamétral,

$0,5 \frac{v^2}{2g}$, $\frac{v^2}{2g}$ = pertes singulières à l'entrée et à la sortie du labyrinthe,

f = coefficient de frottement sans dimension.

Les parois du joint labyrinthe sont usinées soigneusement, on peut donc les considérer comme lisses. Dans ce cas, on a, d'après plusieurs expérimentateurs :

$$f = 0,316 \cdot R^{-\frac{1}{4}} \quad (6)$$

avec :

$$R = \frac{ve}{\nu} \quad (7)$$

La relation (5) peut se mettre sous la forme :

$$Q_{\text{fuite}} = \alpha \cdot S \cdot \sqrt{2g \cdot H_1} \quad (8)$$

avec :

$$\alpha \text{ coefficient de débit} = \frac{1}{\sqrt{f \frac{L}{e} + 1,5}}$$

S = section de l'orifice annulaire.

La chute de pression dans le labyrinthe suppose donc la connaissance du débit de fuite Q_f . Nous avons admis pour le calcul de Q_f que les parois fixe et mobile du joint labyrinthe sont concentriques. Ce fait est en général inexact, nous verrons en effet qu'aux charges partielles de la turbine, il existe une poussée hydraulique radiale, de direction fixe, qui tend à excentrer les labyrinthes. Cette excentricité augmente le débit de fuite.

Après le labyrinthe on peut, avec les mêmes hypothèses, supposer que la répartition des pressions dans la chambre CD est donnée par :

$$\frac{p_C}{\gamma} - \frac{p}{\gamma} = \frac{1}{g} \frac{\omega^2}{32} \cdot (D_c^2 - D^2) \quad (9)$$

avec :

$$\frac{p_B}{\gamma} - \frac{p_C}{\gamma} = H_1. \quad (10)$$

En négligeant la perte de charge dans le tuyau d'équilibrage (souvent l'écoulement dans ce tuyau n'est pas un écoulement en charge) on peut supposer $p_1 = p_2$.

Il est possible de calculer semblablement la répartition des pressions sur la ceinture inférieure. D'ailleurs, pour équilibrer la roue, on réunit quelquefois les deux chambres AB et EF par une tuyauterie.

Connaissant la répartition des pressions sur les ceintures supérieure et inférieure et la pression à la sortie de la roue p_2 , on peut calculer la poussée totale sur la roue. Les calculs sont laborieux et peu précis. Par contre, la méthode d'essais décrite permet de déterminer simplement la poussée, ainsi que sa variation avec la charge de la turbine.

b) Résultats d'essais :

Pour le Ns considéré, nous avons effectué des mesures sur deux turbines identiques dont les caractéristiques sont les suivantes (centrale souterraine de Brommat) :

$N = 42.500$ ch.

$n = 500$ t/min.

$H = 255$ m; lors des essais 253 m.

$D_s = 1.275$ mm.

Les résultats sont représentés sur la figure 4 où nous avons porté en abscisses les charges, et en ordonnées les poussées en tonnes.

La poussée maximum, qui se produit à pleine charge, atteint 49,5 tonnes, tandis que la poussée à vide n'est que de 18 tonnes.

FIG. 4. — FRANCIS VERTICALE Ns 100

$N = 42.500$ ch

$n = 500$ t/min.

$H = 255$ m

$D_s = 1.275$ mm

Poids des parties tournantes = 123 t

H lors des essais = 253 m

Les incidents de pivoterie se produisant, en général, pendant les périodes de démarrage et d'arrêt, il est intéressant de connaître les poussées à vide.

On a donc, pour un Ns 100 :

$$P_{\max.} = 0,153 \text{ S.H.} \quad (11)$$

$$P_{\text{vide}} = 0,056 \text{ S.H.} \quad (12)$$

Le rapport de la poussée maximum au poids des parties tournantes est, d'autre part, 0,4.

FRANCIS VERTICALE Ns 200

Les mesures ont été effectuées sur une turbine dont les caractéristiques sont (centrale de Cordéac) :

$$N = 56.000 \text{ ch.}$$

$$n = 214 \text{ t/min.}$$

$$H = 89 \text{ m; lors des essais } 86,5 \text{ m.}$$

$$Ds = 2.750 \text{ mm.}$$

Les résultats d'essais sont donnés par la figure 5.

Les poussées maximum et à vide atteignent respectivement 130 et 40 tonnes, soit :

$$P_{\max.} = 0,253 \text{ S.H.} \quad (13)$$

$$P_{\text{vide}} = 0,078 \text{ S.H.} \quad (14)$$

FIG. 5. — FRANCIS VERTICALE Ns 200

$$N = 56.000 \text{ ch} \quad n = 214 \text{ t/min.}$$

$$H = 89 \text{ m} \quad Ds = 2.750 \text{ mm}$$

$$\text{Poids des parties tournantes} = 230 \text{ t}$$

$$H \text{ lors des essais} = 86,5 \text{ m}$$

Le rapport de la poussée max. au poids des parties tournantes est, d'autre part, 0,565.

FRANCIS VERTICALE Ns 400

Les mesures ont été faites sur une turbine dont les caractéristiques sont (centrale du Drac inférieur) :

$$N = 2.660 \text{ ch.}$$

$$n = 250 \text{ t/min.}$$

$$H = 16,5 \text{ m.}$$

$$Ds = 1.700 \text{ mm.}$$

FIG. 6. — FRANCIS VERTICALE Ns 400

$$N = 2.660 \text{ ch}$$

$$n = 250 \text{ t/min.}$$

$$H = 16,5 \text{ m}$$

$$Ds = 1.700 \text{ mm}$$

$$\text{Poids des parties tournantes} = 17 \text{ t}$$

La figure 6 donne les résultats d'essais.

Les poussées maximum et à vide atteignent respectivement 17,5 et 3 tonnes.

Elles correspondent aux formules :

$$P_{\max.} = 0,46 \text{ S.H.} \quad (15)$$

$$P_{\text{vide}} = 0,080 \text{ S.H.} \quad (16)$$

Le poids des parties tournantes est, à très peu près, égal à la poussée hydraulique maximum.

Pour cette turbine, les mêmes essais ont été repris par la division « Technique générale » de la « Production hydraulique » (EDF). Les déformations du croisillon étaient mesurées à l'aide

d'extensomètre à fil résistant. Les résultats obtenus par cette dernière méthode sont en fort bon accord avec les nôtres.

CONCLUSION

Les différents essais effectués nous ont permis d'établir une formule empirique valable pour des turbines Francis, de construction bien définie.

La figure 7 donne les valeurs du coefficient k , de la formule $P = k \cdot S \cdot H$, pour la poussée maximum et la poussée à vide.

Nous avons signalé qu'il existe, dans les turbines hydrauliques, des poussées radiales dues à une alimentation et, par conséquent, à une ré-

Fig. 7. — GRAPHIQUE donnant les valeurs du coefficient K

$$P = k \frac{\pi}{4} D_s^2 H$$

en fonction du N_s pour des turbines Francis.

partition des pressions à l'entrée de la roue, non uniformes. Cette poussée radiale a été mesurée pour des pompes centrifuges. A.J. STEPANOFF, dans son ouvrage : *Centrifugal and axial flow pumps*, donne des résultats de mesures pour les poussées axiales et radiales des pompes centrifuges.

La poussée radiale des machines hydrauliques est négligeable pour la charge normale, c'est-à-dire pour le rendement maximum. En effet, dans le cas des turbines hydrauliques, pour ce point de fonctionnement, l'alimentation est meilleure qu'à toute autre charge et la répartition des pressions est quasi uniforme à l'entrée de la roue.

FIG. 8. — CENTRALE DE BROMMAT.

La direction de cette poussée est fixe, mais son intensité varie avec la charge de la turbine.

Dans certaines installations à axe horizontal, la poussée radiale peut être importante aux charges partielles et provoquer un excentrement des labyrinthes. Si leur jeu radial est faible, il peut en résulter des vibrations analogues à celles des

FIG. 9. — CENTRALE DE SARRANS.

paliers lisses. On arrive quelquefois à supprimer les vibrations d'une turbine horizontale en excentrant légèrement les labyrinthes dans le sens convenable.

Pour les installations horizontales, la charge des butées se réduit à la poussée hydraulique. Il est donc intéressant de la connaître en intensité et direction. Nous avons mis au point un dispositif en permettant la mesure. Ce dispositif pourra d'ailleurs servir à contrôler l'usure des labyrinthes.

Remercions, en terminant, les services de l'E.D.F., ainsi que les industriels qui nous ont permis d'effectuer des mesures sur leurs installations. Nous devons signaler d'autre part que dans certaines centrales (Sarrans), où il a été impossible de se protéger des courants d'air froid, ces mesures n'ont pu être effectuées avec précision car le niveau CAYÈRE est très sensible aux variations de température.

Il eût été possible d'effectuer des mesures précises dans cette centrale si les opérateurs avaient eu suffisamment de temps devant eux.

BIBLIOGRAPHIE

J. H. POLHEMUS and J. HENLY.

Dredge pumps and thrust loads.

Trans. A.S.M.E., vol. 51, de 1929.

STEPANOFF.

Leakage loss and Axial thrust in centrifugal pumps.

Trans. A.S.M.E., vol. 54, de 1932.

F. SCHULZ-GRUNON.

Der Reibungswiderstand rotierender Scheiben in Gehäusen.

Z. für Angewandte Mathematik und Mechanik, juillet 1935.

STEPANOFF.

Centrifugal and axial flow pumps.

New-York, John Wiley and Sons (1948).

Abbé CAYERE, Ing. A. et M. et I.E.G., Directeur de l'Ecole Libre d'Apprentissage de Grenoble.

L'emploi du niveau à bulle en métrologie.

Mesures et contrôle industriel, n° 134, juillet 1948.

Testing Topics, Jan., Feb., Mar. 1949.

Strain Gages Help solve a difficult turbine thrust loading problem at Baldwin.

Dans ce dernier article, l'auteur décrit un dispositif d'essais permettant de déterminer la poussée axiale des modèles réduits de Turbines Hydrauliques.