Calcul des cercles de vannage des turbines hydrauliques

Autor(en): **Meyer, H.**

Objekttyp: **Article**

Zeitschrift: **Bulletin technique de la Suisse romande**

Band (Jahr): **58 (1932)**

Heft 8

PDF erstellt am: **04.06.2024**

Persistenter Link: https://doi.org/10.5169/seals-44828

Nutzungsbedingungen

Die ETH-Bibliothek ist Anbieterin der digitalisierten Zeitschriften. Sie besitzt keine Urheberrechte an den Inhalten der Zeitschriften. Die Rechte liegen in der Regel bei den Herausgebern.
Die auf der Plattform e-periodica veröffentlichten Dokumente stehen für nicht-kommerzielle Zwecke in Lehre und Forschung sowie für die private Nutzung frei zur Verfügung. Einzelne Dateien oder Ausdrucke aus diesem Angebot können zusammen mit diesen Nutzungsbedingungen und den korrekten Herkunftsbezeichnungen weitergegeben werden.
Das Veröffentlichen von Bildern in Print- und Online-Publikationen ist nur mit vorheriger Genehmigung der Rechteinhaber erlaubt. Die systematische Speicherung von Teilen des elektronischen Angebots auf anderen Servern bedarf ebenfalls des schriftlichen Einverständnisses der Rechteinhaber.

Haftungsausschluss

Alle Angaben erfolgen ohne Gewähr für Vollständigkeit oder Richtigkeit. Es wird keine Haftung übernommen für Schäden durch die Verwendung von Informationen aus diesem Online-Angebot oder durch das Fehlen von Informationen. Dies gilt auch für Inhalte Dritter, die über dieses Angebot zugänglich sind.

Ein Dienst der *ETH-Bibliothek*
ETH Zürich, Rämistrasse 101, 8092 Zürich, Schweiz, www.library.ethz.ch

http://www.e-periodica.ch

58e année 16 avril 1932 N° 8

BULLETIN TECHNIQUE
DE LA SUISSE ROMANDE

Rédaction : H. Demierre et J. Peitrequin, ingénieurs.

Paraissant tous les 15 jours

ORGANE DE PUBLICATION DE LA COMMISSION CENTRALE POUR LA NAVIGATION DU RHIN

ORGANE DE L'ASSOCIATION SUISSE DE TECHNIQUE SANITAIRE

ORGANE EN LANGUE FRANÇAISE DE LA SOCIÉTÉ SUISSE DES INGÉNIEURS ET DES ARCHITECTES

SOMMAIRE : *Calcul des cercles de vannage des turbines hydrauliques*, par H. Meyer, ingénieur E. I. L., à Genève. — *Pont roulant à 2 vitesses de levage.* — *Insonorité des habitations*, par Léon Boillot, architecte S. I. A., à Genève. — *Les moyens de production d'énergie électrique à la disposition de la Société d'électrochimie, d'électrométallurgie et des aciéries électriques d'Ugine.* — *Sur la mesure exacte des petites pièces rondes.* — *Gravier de pierre ponce.* — Chronique : *Nouvelles de partout et d'ailleurs.* — Nécrologie : *Paul Schmutz-Demeyriez ; Harold F. Zangger.* — Bibliographie. — *Service de Placement.*

Calcul des cercles de vannage des turbines hydrauliques,

par H. MEYER, Ingénieur E. I. L, à Genève.

Le calcul de la résistance des cercles de vannage pour les turbines hydrauliques mérite parfois une grande attention de la part du constructeur, soit à cause des efforts considérables qui agissent sur cet organe, soit à cause de l'exiguité de la place qui peut lui être réservée dans la construction de la machine, soit encore, dans les très grosses turbines, pour réduire son poids qui peut devenir important. Il est alors nécessaire, si on veut le construire rationnellement, de pouvoir déterminer d'une façon aussi précise que possible les efforts que son matériau devra supporter.

Les équations de la statique ne suffisent pas pour déterminer les efforts internes agissant dans le cercle. Elles ne nous fournissent que les conditions de l'équilibre extérieur. Le problème est hyperstatique interne, dont l'ordre peut être pratiquement réduit à 3, comme nous le verrons plus loin.

Nous devrons alors nous baser sur les théories de la déformation élastique pour déterminer toutes les inconnues du problème.

Calcul de la résistance.

Considérons un cercle de vannage tel qu'il est généralement construit et représenté par la figure 1. Cet organe possède un certain nombre de tourillons placés concentriquement, qui agissent par l'intermédiaire de biellettes sur les leviers clavetés sur les axes des aubes directrices de la turbine. La rotation du cercle autour de l'axe passant par son centre et perpendiculaire à son plan permet alors la commande simultanée de toutes les aubes. Le cercle est attaqué par deux bielles (parfois une seule), agissant en deux points placés à l'extérieur du cercle. Ces bielles sont commandées par un levier double fixé sur l'arbre de réglage. Le cercle est guidé par deux appuis placés généralement sur un diamètre perpendiculaire à l'axe bissecteur des deux bielles et empêchant tout déplacement perpendiculaire à cet axe, tout en permettant un léger mouvement dans le sens de cet axe même, déplacement nécessité par la cinématique du système.

Sur l'un de ces appuis agira, comme nous le verrons, une réaction déterminée par les conditions d'équilibre extérieur.

Les forces agissant sur ce cercle sont donc celles provenant des aubes directrices, les forces agissant suivant les bielles et la réaction de l'appui. Il y a lieu de remarquer que les forces à considérer comme provenant des aubes sont les réactions des biellettes sur les tourillons du cercle.

Dans notre étude, nous négligerons les forces de frottement aux appuis du cercle, qui sont faibles du reste, et nous supposerons que les bielles agissent tangentiellement, ce qui est très approximativement le cas, car la rotation du cercle est de faible amplitude. En général, ces trois systèmes de forces agissent dans des plans différents, de par la construction du cercle. Pour l'étude du problème, nous allons déplacer toutes les forces

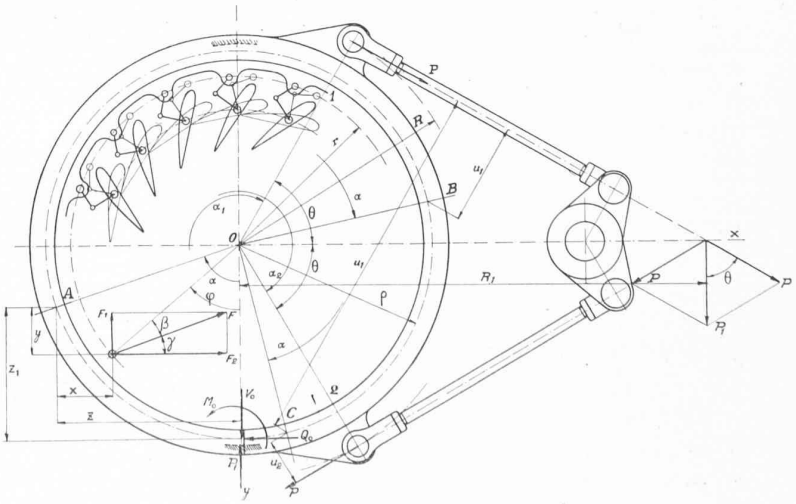


Fig. 1.

parallèlement à elles-mêmes de façon à les amener toutes dans le plan déterminé par le cercle décrit par le centre de gravité de la section radiale du cercle de vannage. Nous devrons alors, pour ne pas changer l'équilibre, adjoindre au système obtenu des moments correspondant au déplacement des forces. Nous aurons donc, d'une part le système plan des forces produisant des moments dont les vecteurs sont perpendiculaires à ce plan et, d'autre part, des moments dus au déplacement des forces, dont les axes se décomposent suivant deux vecteurs contenus dans le plan. Le premier de ceux-ci est tangent au cercle et produira de la torsion, l'autre, dirigé suivant le rayon du cercle, donnera de la flexion.

Le moment dû au système plan provoquera une flexion gauche du cercle, car, en général, aucun des axes principaux d'inertie n'est situé dans le plan considéré. On pourra alors calculer les tensions dues à cette flexion par les méthodes bien connues.

Les moments de flexion et de torsion sont déterminés par l'attaque des forces dans des plans différents. Le premier est équilibré, en partie également, par la réaction des pièces de guidage empêchant le soulèvement du cercle. Ces moments sont en général faibles par rapport à celui que nous avons considéré plus haut ou, pour parler plus exactement, les efforts qu'ils déterminent dans la section sont relativement faibles, car ils agissent suivant des axes par rapport auxquels les moments d'inertie de la section sont très élevés. En effet, plus on éloignera l'un de l'autre les plans dans lesquels agissent les différentes forces, plus ces moments seront grands ; mais, en même temps, on augmentera la hauteur du cercle, c'est-à-dire le moment d'inertie résistant à ceux-ci.

Dans notre étude, nous ne considérerons donc que le système plan des forces.

Soient :

n = nombre de biellettes attaquées par le cercle,
F = effort maximum agissant suivant ces biellettes,
β = angle que la force F fait avec le rayon passant par son point d'application,
r = rayon du cercle passant par les points d'application des forces F,
P = effort agissant dans chaque bielle,
R = rayon du point d'attaque des bielles,
θ = demi-angle que forment les deux rayons passant par les points d'application des forces P,
R_1 = distance du centre O à l'intersection des deux forces P, c'est-à-dire à la résultante de ces deux forces,
P_1 = réaction de l'appui,
ρ = rayon du cercle décrit par le centre de gravité de la section radiale du cercle de vannage,
φ = position angulaire d'un tourillon quelconque,
α = position angulaire d'une section quelconque du cercle.

Nous prenons comme axe origine celui qui passe par l'appui où agit la réaction P_1 soit Oy.

Appliquons maintenant les équations de la statique. Les projections de toutes les forces sur l'axe Oy nous donnent

$$2\,P\cos\theta - P_1 + \Sigma_1^n \text{ proj. } F = O.$$

Le dernier terme de cette égalité est nul. La réaction de l'appui P_1 est donc égale et opposée à la résultante des deux forces P. La projection sur l'axe Ox nous donne une valeur nulle.

En prenant les moments de toutes les forces par rapport au centre du cercle, on obtient :

$$2\,PR = nFr\sin\beta = P_1R_1$$

Les forces P et P_1 sont donc déterminées par les égalités ci-dessus.

Aucune de ces équations ne nous donne de relation entre les forces appliquées au système et les efforts internes que supporte le matériau du cercle. Nous allons alors employer la théorie de la déformation et le théorème de Castigliano appliqué au système hyperstatique nous donnera les relations nécessaires.

Pour cela, nous coupons le cercle au point d'application de la réaction d'appui P_1, juste avant celle-ci, c'est-à-dire que P_1 sera appliqué à la partie de gauche de la coupure.

Pour ne rien changer à l'équilibre du cercle, nous devons remplacer l'effet de la partie de droite de la coupure sur celle de gauche par un système de forces tel que ces deux sections ne se déplaceront pas l'une par rapport à l'autre. Nous devons donc lui appliquer un moment fléchissant M_0, une compression Q_0 et un effort de cisaillement V_0. A chacune de ces valeurs, nous donnons pour l'instant un sens arbitraire qui est celui indiqué sur la figure 1. Les valeurs que nous trouverons ensuite seront affectées d'un signe qui nous indiquera le vrai sens de ces efforts.

Considérons maintenant une section quelconque A du cercle située entre les sections 0 et 1, dont la position angulaire soit α et calculons le moment fléchissant M_A dans cette section.

Pour simplifier les calculs, nous décomposons les forces F en leurs deux composantes F_1 et F_2 suivant les axes Oy et Ox.

Le moment M_A sera alors :

$$M_A = M_0 + P_1z + \Sigma_0^\alpha F_2y + \Sigma_0^\alpha F_1x - Q_0z_1 - V_0z$$

expression dans laquelle Σ_0^α est le nombre de forces F_1 et F_2 agissant dans l'intervalle compris entre O et α. Cette équation est valable pour α compris entre O et α_1.

Le moment fléchissant dans une section B comprise entre les sections 1 et 2 sera représenté par l'expression précédente à laquelle nous devrons adjoindre un terme représentant le moment de la force P par rapport à la section B. Ce moment M_B sera alors

$$M_B = M_0 + P_1z + \Sigma_0^\alpha F_2y + \Sigma_0^\alpha F_1x - Q_0z_1 - V_0z - Pu_1 = \\ = M_A - Pu_1$$

où α aura une valeur comprise entre α_1 et α_2.

Il en sera de même pour le moment dans une section C comprise entre α_2 et 2π

$$M_C = M_A - Pu_1 - Pu_2$$

où α peut prendre une valeur comprise entre α_2 et 2π.

Toutes opérations effectuées, il vient

$$M_A = M_0 + P_1\rho\sin\alpha + \Sigma_0^\alpha F\sin(\varphi+\beta)\,[r\cos\varphi - \rho\cos\alpha] +$$
$$+\Sigma_0^\alpha F\cos(\varphi+\beta)[\rho\sin\alpha - r\sin\varphi] - Q_0\rho(1-\cos\alpha) - V_0\rho\sin\alpha.$$

De même nous obtiendrions deux équations identiques pour M_B et M_C auxquelles seraient adjoints des termes tenant compte des moments de P.

Pour permettre le calcul des expressions Σ_0^α, nous supposons que les forces F sont uniformément réparties sur tout le cercle. Si F' est alors la force agissant sur l'unité de longueur d'un élément du cercle, nous aurons sur un élément de longueur ds une force $F'\,ds$.

On devra avoir alors

$$\int_0^{2\pi} F'ds = 2\pi r F' = nF.$$

c'est-à-dire :

$$F' = \frac{nF}{2\pi r}. \tag{1}$$

On aura en outre :

$$2PR = 2\pi r^2 F'\sin\beta.$$

c'est-à-dire :

$$P = \frac{\pi r^2 F'}{R}\sin\beta = \frac{nFr}{2R}\sin\beta$$
$$P_1 = \frac{2\pi r^2 F'}{R_1}\sin\beta = \frac{nFr}{R}\sin\beta\cdot\cos\theta. \tag{2}$$

En remplaçant les Σ_0^α par les valeurs ainsi trouvées, on obtient alors :

(3)

$$M_A = M_0 + P_1\rho\sin\alpha + F'r\int_0^\alpha \sin(\varphi+\beta)[r\cos\varphi - \rho\cos\alpha]d\varphi +$$
$$+F'r\int_0^\alpha \cos(\varphi+\beta)[\rho\sin\alpha - r\sin\varphi]d\varphi - Q_0\rho(1-\cos\alpha) -$$
$$- V_0\rho\sin\alpha.$$

cette équation étant valable pour $0 < \alpha < \alpha_1$.

Dans les intervalles compris entre α_1 et α_2 d'une part et α_2 et 2π d'autre part, nous aurons à tenir compte des termes additifs Pu_1 et Pu_2, c'est-à-dire que nous aurons :

(4)

$$M_B = M_A - P[R - \rho\cos(\alpha-\alpha_1)] \quad \text{où} \quad \alpha_1 < \alpha < \alpha_2$$
$$M_C = M_A - P[R - \rho\cos(\alpha-\alpha_1)] - P[R - \rho\cos(\alpha-\alpha_2)]$$
$$\text{où} \quad \alpha_2 < \alpha < 2\pi.$$

Le moment fléchissant dans une section quelconque du cercle est donc déterminé en fonction des trois inconnues hyperstatiques M_0, Q_0 et V_0.

Pour calculer celles-ci, nous appliquons le théorème relatif au travail de déformation.

Ce travail, pour tout le cercle, est donné par la relation

$$\mathfrak{T} = \frac{1}{2}\int_0^{2\pi} M^2 ds \cdot = \frac{1}{2}\rho\int_0^{2\pi} M^2 d\alpha.$$

Nous négligeons les travaux de déformation dus à la compression et aux efforts tranchants, qui sont très faibles par rapport à celui de la flexion. Nous pouvons calculer M_0 en posant

$$\frac{\partial\mathfrak{T}}{\partial M_0} = 0 \quad \text{c'est-à-dire} \quad \frac{\partial}{\partial M_0}\int_0^{2\pi} M^2 d\alpha = \int_0^{2\pi} M\frac{\partial M}{\partial M_0}d\alpha = 0.$$

Nous obtiendrons de même la valeur de Q_0 et celle de V_0 par les relations

$$\int_0^{2\pi} M\frac{\partial M}{\partial Q_0}d\alpha = 0 \quad \text{et} \quad \int_0^{2\pi} M\frac{\partial M}{\partial V_0}d\alpha = 0.$$

Nous avons donc les trois équations nécessaires pour le calcul des inconnues.

Calcul de M_0.

Nous avons dans ce cas $\dfrac{\partial M}{\partial M_0} = 1$ c'est-à-dire

$$\int_0^{2\pi} M d\alpha = \int_0^{\alpha_1} M_A d\alpha + \int_{\alpha_1}^{\alpha_2} M_B d\alpha + \int_{\alpha_2}^{2\pi} M_C d\alpha = \int_0^{2\pi} M_A d\alpha -$$
$$-\int_{\alpha_1}^{2\pi} Pu_1 d\alpha - \int_{\alpha_2}^{2\pi} Pu_2 d\alpha = 0. \tag{5}$$

En remplaçant les divers termes par les valeurs trouvées plus haut (3), on a, toutes opérations effectuées et en tenant compte de ce que

$$\alpha_1 = \frac{3}{2}\pi - \theta; \qquad \alpha_2 = \frac{3}{2}\pi + \theta$$

$$\sin\alpha_1 = \sin\alpha_2 = -\cos\theta; \qquad \cos\alpha_1 = -\cos\alpha_2 = -\sin\theta$$

$$2M_0 + 2F'r[\pi r\sin\beta + \rho\cos\beta] - P\,[R - \frac{2}{\pi}\rho\cos\theta] -$$
$$- 2\rho Q_0 = 0. \tag{6}$$

Calcul de Q_0

Nous avons $\dfrac{\partial M}{\partial Q_0} = -\rho(1-\cos\alpha)$.

En opérant comme nous l'avons fait pour M_0, nous obtiendrons, tous calculs effectués :

$$2M_0 + F'r[2\pi r\sin\beta + 3\rho\cos\beta] -$$
$$-P\left[\left(1 - \frac{2}{\pi}\cos\theta\right)R - \frac{\rho}{\pi}(\cos\theta + \theta\sin\theta)\right] - 3\rho Q_0 = 0. \tag{7}$$

Calcul de V_0.

On a dans ce cas

$$\frac{\partial M}{\partial V_0} = -\rho\sin\alpha,$$

ce qui conduit par le même processus à :

$$V_0 = P_1 - F'\frac{r}{\rho}\sin\beta(2r+\rho) + P\left(\frac{2}{\pi}\frac{R}{\rho} - \frac{1}{2}\cos\theta\right)$$

Mais comme nous avons $P_1 = 2P\cos\cdot\theta$, il vient finalement :

$$V_0 = \frac{nF}{2\pi}\sin\beta\left[\frac{3\pi}{2}\frac{r}{R}\cos\theta - 1\right]. \tag{8}$$

Reprenons les équations (6) et (7) et additionnons-les, après avoir multiplié la première par trois et la deuxième par deux. Nous éliminerons ainsi Q_0 et nous obtiendrons la valeur de M_0. Si, de même, nous soustrayons ces deux équations, nous éliminons M_0, ce qui nous donnera la valeur de Q_0.

Nous avons donc en définitive, si nous posons $\lambda = \frac{\rho}{R}$:

$$M_0 = -\frac{nFr}{2\pi}\sin\beta.\left[\frac{\pi}{2} - 2(1-\lambda)\cos\theta - \lambda\theta\sin\theta\right]$$

$$Q_0 = \frac{nF}{2\pi}\left[\cos\beta + \sin\beta\left((2-\lambda)\frac{r}{\rho}\cos\theta + \frac{r}{R}\theta\sin\theta\right)\right] \tag{9}$$

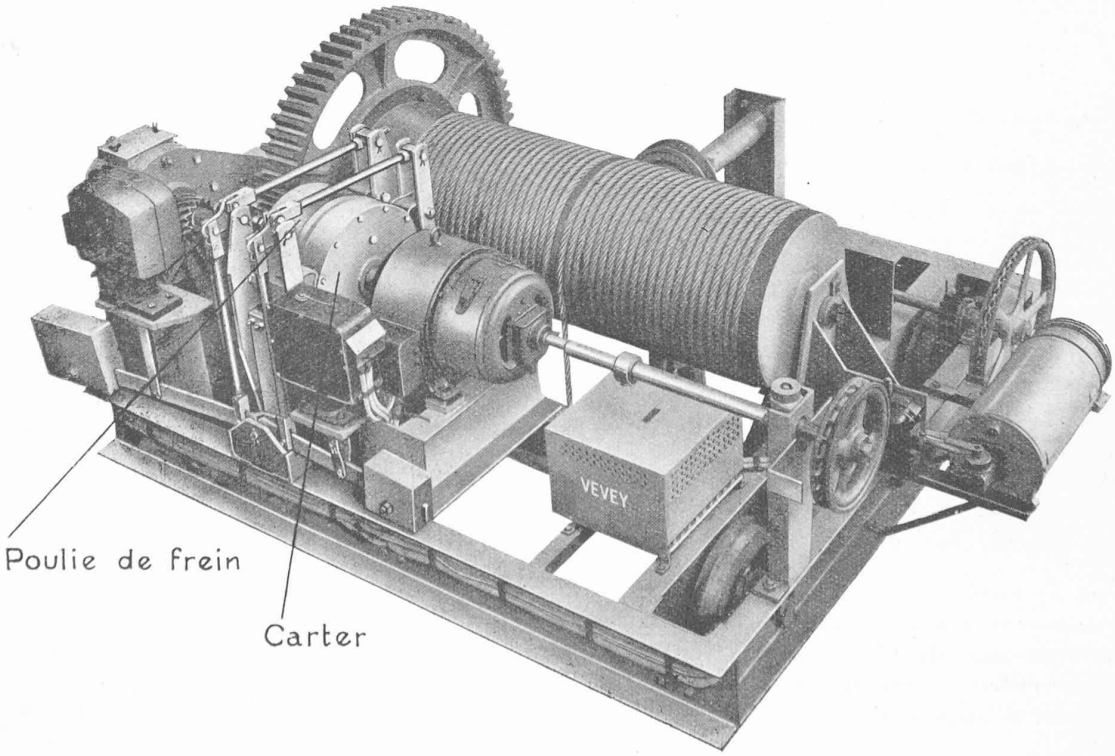
$$V_0 = \frac{nF}{2\pi}\sin\beta\left[\frac{3\pi r}{2R}\cos\theta - 1\right].$$

(A suivre.)

Pont roulant à 2 vitesses de levage.

« Time is money. » Cette maxime appliquée à la construction des ponts roulants a conduit à l'adoption de vitesses de manutention de plus en plus grandes. Toutefois l'on s'est bien vite aperçu que de telles vitesses, surtout pour le levage, ne convenaient pas pour certaines manœuvres délicates telles qu'elles se présentent dans les fonderies, les halles de tournage et d'ajustage ou lors du montage ou du démontage de machines, notamment dans les usines électriques.

Pour remédier à cet inconvénient on a eu recours au réglage de la vitesse en faisant varier le nombre de tours du moteur. Tant que l'on disposait du courant continu ce réglage était facilement réalisé au moyen de résistances ohmiques. Mais lorsque le courant continu fut supplanté par le courant bi- ou triphasé il fallut trouver d'autres solutions. Certains constructeurs ont appliqué le réglage Léonard qui nécessite la transformation du courant alternatif en continu. D'autres ont préconisé l'emploi de moteurs spéciaux à collecteur, tels que les moteurs Déri par exemple. Tous ces systèmes ne s'emploient plus que dans des cas très spéciaux à cause de leur coût trop élevé.

Les Ateliers de Constructions Mécaniques de Vevey ont résolu le problème en partant du principe qu'il n'était pas nécessaire d'avoir tout une gamme de vitesses mais qu'il suffisait de pouvoir disposer, en plus de la vitesse normale qui peut être choisie aussi grande que l'exige le rendement économique de l'installation, d'une vitesse réduite permettant de soulever ou de déposer les charges avec précaution. Le système qu'ils ont inventé et fait breveter dans plusieurs pays permet d'obtenir deux vitesses différentes au moyen d'un seul moteur tournant à vitesse constante. Les ponts roulants munis de ce dispositif peuvent donc être alimentés par du courant bi ou triphasé et être équipés de moteurs asynchrones de construction absolument normale; en outre comme l'organe réalisant le changement de vitesse sert en même temps de réducteur de vitesse et remplace l'engrenage à vis sans fin communément employé, les frais résultant de l'adoption de ce perfectionnement sont pour ainsi dire insignifiants en comparaison des avantages qu'il procure.

Le système adopté est basé sur les propriétés des trains d'engrenages planétaires. L'appareil se présente