

# Energie perdue par les organes de décharge des turbines hydrauliques

Autor(en): **Calame, Jules**

Objektyp: **Article**

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

Band (Jahr): **50 (1924)**

Heft 16

PDF erstellt am: **11.07.2024**

Persistenter Link: <https://doi.org/10.5169/seals-39085>

## **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.

# BULLETIN TECHNIQUE

Réd. : D<sup>r</sup> H. DEMIERRE, ing.

DE LA SUISSE ROMANDE

Paraissant tous les 15 jours

ORGANE AGRÉÉ PAR LA COMMISSION CENTRALE POUR LA NAVIGATION DU RHIN

ORGANE DE L'ASSOCIATION SUISSE D'HYGIÈNE ET DE TECHNIQUE URBAINES

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

SOMMAIRE : *Energie perdue par les organes de décharge des turbines hydrauliques*, par Jules CALAME, ingénieur. — *Concours pour l'élaboration des plans d'une église catholique et d'une cure, à Fribourg*. — *Appareillage par la soudure électrique à l'arc*. — *Le « réactal »*. — BIBLIOGRAPHIE. — NÉCROLOGIE : *Gabriel Butticaz*. — SOCIÉTÉS : *Société suisse des Ingénieurs et des Architectes*. — *Service de placement*.

## Energie perdue par les organes de décharge des turbines hydrauliques

par Jules CALAME, ingénieur.

Quand il s'agit du *rendement global* d'une installation hydraulique pourvue d'une conduite forcée, la question se pose parfois de savoir — lorsque la limite prescrite de surpression dans la tubulure d'entrée conduit à adopter un temps de fermeture relativement long de la turbine — s'il y a un intérêt à munir le groupe d'un volant même lourd ou si, au contraire, il est indiqué de chercher à réduire le temps de fermeture du régulateur à son minimum, mais en ayant soin d'assurer au débit momentanément refusé par la turbine, en cas de décharge, un *échappement* suffisant pour éviter que la surpression en amont du distributeur, dépasse la valeur prescrite.

Nous n'examinerons pas ici en détail le fonctionnement des dispositifs de décharge — le plus souvent *un orifice compensateur*, s'il s'agit d'une turbine Francis, ou un *défecteur*, si la turbine est du type Pelton, — ni même l'économie qu'on réalise dans l'acquisition du matériel en adoptant, quand la chose est possible, un organe de préférence à un autre, mais nous limiterons notre examen à l'étude *de la perte d'eau provoquée par le fonctionnement de ces dispositifs*.

Encore pourrait-on envisager cette perte au point de vue purement hydraulique et déterminer avec exactitude la loi du débit qui s'échappe ainsi, en fonction de l'importance de la décharge.<sup>1</sup> Nous nous bornerons ici à rechercher plutôt, d'un point de vue plus général ou, à proprement parler, économique, *l'ordre de grandeur de l'énergie dissipée*, relativement à la totalité de l'énergie utilisée et ceci pendant un temps déterminé.

En d'autres termes, lors des décharges inhérentes à tel régime bien défini, l'eau qui passe dans la turbine sans toucher la roue, représente-t-elle un volume important ? A supposer qu'on utilise de l'eau accumulée à grands frais derrière un mur-barrage, est-il justifié, quand on fait le choix des turbines, de tenir compte de l'énergie perdue et de bannir irrémédiablement le réglage à double

action ; ou, au contraire, la perte d'eau provoquée par un orifice compensateur ou un défauteur est-elle si minime qu'elle s'efface devant l'importance de l'énergie utilisée ?

Le calcul demeure évidemment sans intérêt pratique, si l'on n'est pas en mesure d'établir d'après la réalité des faits l'ampleur et le nombre des variations de puissance de l'usine. Que cette dernière actionne des fours électriques fonctionnant pratiquement à puissance constante, le problème de l'épargne d'eau ne se pose pas. Que la force motrice, au contraire, assure l'exploitation d'un service de traction électrique, il y a un intérêt évident à connaître les pertes d'eau résultant d'une variation extrêmement intense et extrêmement fréquente de la charge. C'est l'ordre de grandeur de ces pertes que nous chercherons à déterminer et que nous évaluerons dans quelques exemples numériques.

### 1. Perte d'eau par un orifice compensateur.

Examinons d'abord, dans ce qui suit, le cas d'un groupe hydro-électrique dont la turbine est pourvue d'un *double réglage* par distributeur à *aubes directrices* pivotantes et *orifice compensateur* synchrone et proposons-nous d'évaluer la perte d'eau qui se produit lors d'une décharge brusque du groupe.

*Perte unitaire, lors d'une décharge complète.* Il s'agit pour évaluer cette perte, d'établir avec une approximation suffisante la loi qui relie une réduction de puissance du groupe avec la variation correspondante du débit, refusé par la turbine et qui s'échappe par l'orifice.

A première vue l'enchaînement paraît complexe. Il faudrait, s'il s'agissait d'un jugement *quantitatif* tenir compte de tous les intermédiaires, tels qu'ils sont réalisés dans telle construction particulière et notamment :

de la forme des aubes directrices,  
du mode de construction de l'orifice et de sa vidange,  
des diverses caractéristiques du régulateur automatique de la turbine, ainsi que des organes de liaison entre le régulateur et d'une part les aubes directrices, d'autre part la soupape de l'orifice.

<sup>1</sup> Dans ce qui suit, on entendra par *décharge* exclusivement une diminution brusque de la puissance instantanée fournie au réseau.

Il y aurait lieu de tenir compte aussi, pour être rigoureux et ceci pendant la variation de puissance envisagée :

- de la variation du rendement de l'alternateur,
- de celle du rendement de la turbine,
- éventuellement de la variation de la chute.

Pour l'évaluation qu'on se propose d'établir ici, on se bornera aux considérations suivantes qui sont basées sur plusieurs résultats d'essais de turbines hydrauliques et qu'on pourra vérifier dans la plupart des turbines Francis de construction récente :

I *La variation de débit* d'une turbine munie d'un distributeur à aubes pivotantes est, toutes autres conditions restant identiques, *sensiblement proportionnelle à la variation de puissance évaluée sur l'arbre.*<sup>1</sup>

La courbe représentant, dans un diagramme cartésien, le débit (ramené à une chute constante) en fonction de la puissance de la turbine n'est pas absolument une droite passant par l'origine (fig. 1). Quand la puissance

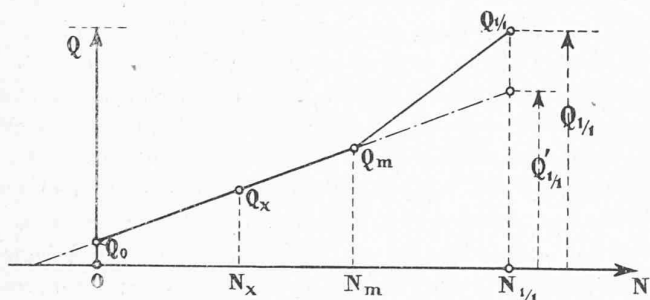


Fig. 1. — Débit d'une turbine en fonction de sa puissance (à chute constante).

utile est nulle, mesurée sur l'arbre de la turbine, le groupe déchargé absorbe encore, s'il tourne à vide, la puissance nécessaire pour vaincre la résistance des pièces tournantes, par frottement dans les paliers, par ventilation et enfin par excitation, si le groupe marche en parallèle sur un réseau. Mais entre ce débit de marche à vide  $Q_0$  et le débit de pleine charge  $Q_{1/4}$ , le débit, exprimé en fonction de la puissance est, dans la plupart des cas, représenté strictement par une droite jusqu'en un point d'ordonnée  $Q_m$  correspondant à peu près à la  $1/2$ , parfois aux  $2/3$  de la puissance, point à partir duquel le débit tend généralement à augmenter un peu. On définira ici par  $Q_{1/4}$  l'ordonnée, comptée au-dessus du point  $N_{1/4}$  de pleine charge, que détache la droite  $Q_0 Q_m$  prolongée, et on admettra dans la suite que le débit est une fonction linéaire de la puissance, de part et d'autre du point  $Q_m$ .

On ne peut cependant pas en conclure a priori que, lors d'une variation de puissance et pendant cette variation le débit varie linéairement : A supposer que la charge

<sup>1</sup> On trouve entre autres dans la littérature technique quelques courbes d'essais qui toutes vérifient cette loi du débit. Citons au hasard celle de la turbine du Bois-Noir (St-Maurice) dans le Bulletin technique 1922, p. 38, celle de la turbine de Massaboden (Schweizerische Bauzeitung 1919, I, p. 305) ou même les plus récents essais de la Maison Th. Bell & C<sup>ie</sup>. (Schweizerische Bauzeitung 1924, I, p. 41); voir aussi les figures 10, 12 et 14 de cette étude.

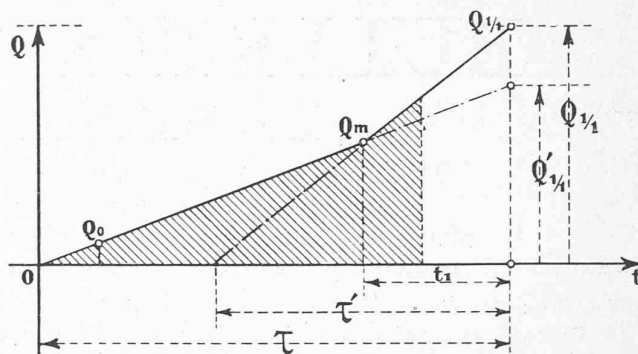


Fig. 2. — Débit d'un organe de décharge en fonction du temps de manœuvre.

baisse subitement, de  $N_m$  en  $N_x$  (fig. 1) par exemple, on sait que le débit passera de la valeur  $Q_m$  avant, à la valeur  $Q_x$  après la décharge, mais rien n'indique à priori que, pendant la décharge, la manœuvre des aubes directrices commandées par le régulateur, conduise à une variation linéaire du débit de la turbine. On peut montrer cependant qu'il en est généralement ainsi. En effet :

II. *La variation du débit*, provoquée par une mise en charge ou une décharge du groupe, est *pratiquement proportionnelle au temps*, pendant la manœuvre du servomoteur qui commande le distributeur de la turbine. Si l'on reporte lors d'une décharge du groupe

d'une part le débit s'écoulant par la turbine en fonction de la course du piston du servomoteur (courbe A, fig. 3) ;

d'autre part la course de ce même piston en fonction du temps de fermeture (courbe B, fig. 4) ;

et si (introduisant les valeurs de A dans B) l'on en déduit les valeurs du débit de la turbine en fonction du temps de fermeture, on obtient la courbe C qui, dans la plupart des cas, peut être remplacée, sans erreur sensible, par la droite D, coupant l'axe des temps à la fin de la manœuvre. C'est dire que, tout au moins pour des décharges partielles et pour l'évaluation de la perte d'eau qu'on se propose ici, il est suffisamment exact d'admettre que le débit qui s'écoule par le distributeur de la turbine pendant la durée de la manœuvre varie linéairement.

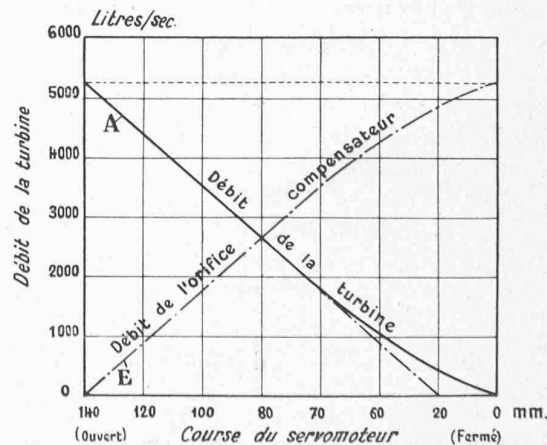


Fig. 3. — Débit d'une turbine Francis (Spiez XI).

III. Or le débit qui s'échappe par l'orifice compensateur en cas de décharge brusque du groupe est à son tour proportionnel au temps pendant la fermeture de la turbine. Théoriquement le débit de l'orifice doit être, en chaque instant de la décharge, le complément exact du débit de la turbine (courbe E, fig. 3) et il est d'ailleurs possible de réaliser cette condition en donnant à l'orifice une forme appropriée et en prévoyant convenablement les organes de liaison commandés par le régulateur automatique et qui assurent le synchronisme entre la fermeture de la turbine et l'ouverture de l'orifice. Connaissant par exemple la courbe B (fig. 4) qui exprime, pour un régulateur donné, la relation entre la course du piston du servomoteur et le temps de manœuvre, il y aura lieu de construire un orifice tel que sur la base de la courbe B, il assure au moins le débit complémentaire momentanément refusé par la turbine (courbe E, fig. 3).

Une courbe donnant la relation exacte entre le débit qui passe par l'orifice et la course du piston de ce dernier est cependant très difficile à établir avec précision sur des exécutions, à cause de la répartition très variable des vitesses, lors de décharges intenses dans le canal de fuite des turbines.

Un service régulier se prête d'ailleurs assez mal à ce genre d'essai.

En revanche, on peut se rendre compte de la loi en question à l'aide de modèles réduits. La figure 5 montre

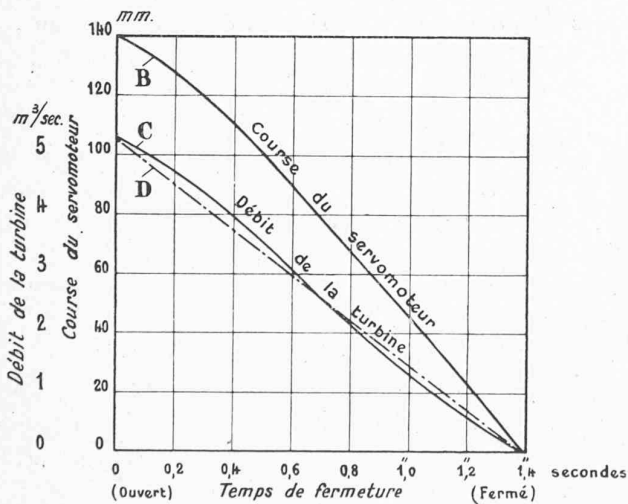


Fig. 4. — Débit de la turbine et course du servomoteur en fonction du temps de fermeture.

à titre d'exemple, le débit passant par l'orifice d'essai construit en leur temps par les Ateliers Piccard, Pictet & C<sup>ie</sup> à Genève, en vue de l'exécution des turbines de l'Usine du Bois-Noir (St. Maurice) débit exprimé en fonction de la course du piston de l'orifice compensateur. Quand les conditions qu'on vient d'exposer sont réalisées, il est fondé d'admettre aussi que le débit s'écoulant par l'orifice compensateur pendant la durée de la décharge varie linéairement.

Cela revient à admettre encore que la courbe du débit

(fig. 1) n'est pas vraie seulement en tant que courbe de débit de la turbine en fonction de la puissance développée, mais encore en temps que courbe de débit de l'orifice pendant la durée de la manœuvre en ayant soin toutefois de répartir le « temps de fermeture » sur la manœuvre complète jusqu'en deçà de la marche à vide (fig. 2).

IV. Si l'on convient dès lors de reporter (fig. 6) en abscisse le temps de manœuvre du piston, compté à par-

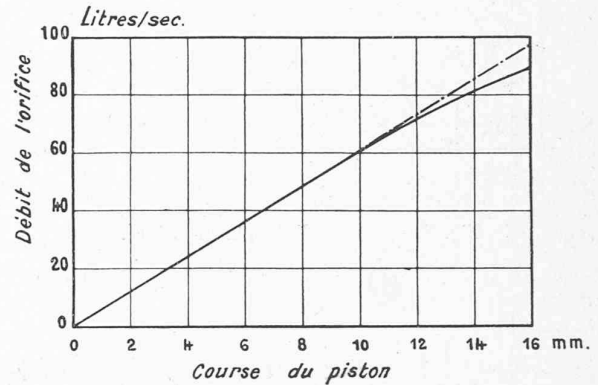


Fig. 5. — Débit d'un orifice d'essai (Bois-Noir).  $\mu = 0,652$

tir du début de l'ouverture de l'orifice, et en ordonnée le débit qui passe par cet orifice, la ligne brisée représentant schématiquement la variation du débit pendant le fonctionnement de l'appareil, lors d'une décharge brusque complète, forme sur l'axe des abscisses un triangle ayant comme base la somme des temps  $\tau_1$  et  $\tau_2$  d'ouverture et de fermeture complètes et comme hauteur le débit  $Q'_{1/1}$  défini plus haut (confr. fig. 1).

Ce triangle est valable, dans les hypothèses qui précèdent pour autant que  $Q < Q_m$  (fig. 2). Si l'on admet provisoirement que  $Q'_{1/1}$  soit peu différent de  $Q_{1/1}$  ce qui est en réalité le cas d'un grand nombre de turbines, la perte d'eau en  $m^3$ , lors d'une décharge complète du groupe s'écrit :

$$S_{1/1} = \frac{1}{2} Q_{1/1} (\tau_1 + \tau_2) \quad (1)$$

$Q_{1/1}$  désignant le débit en  $m^3/sec.$  qui s'échappera par l'orifice complètement ouvert lors d'une décharge brusque complète du groupe,

$\tau_1$  le temps de fermeture (minimum) de la turbine, égal au temps d'ouverture de l'orifice,

$\tau_2$  le temps de fermeture de l'orifice compensateur, compté ici dès la fin de la fermeture de la turbine, calculé et réglé de manière que l'arrêt du débit ne cause, dans la conduite forcée, que des surpressions inférieures à la limite prescrite.<sup>1</sup>

<sup>1</sup> Ce temps  $\tau_2$  est compté dès la fin du temps de fermeture  $\tau_1$  de la turbine. On définit de la sorte un temps fictif de fermeture de l'orifice, alors que le temps réel de fermeture de l'orifice a théoriquement pour valeur  $\tau_1 + \tau_2$ . La conséquence en est une légère augmentation de la perte d'eau calculée, l'ordonnée  $Q'_{1/1}$  étant reportée ici au point d'abscisse  $t = \tau_1$  et non à l'origine. Cet excédent de perte d'eau qui est d'ailleurs très faible (tant que  $\tau_1$  est petit vis-à-vis de  $\tau_2$ ) peut s'interpréter comme la marge exprimant l'écart inévitable entre la conception théorique et la réalisation effective de l'organe de décharge.



*Perte unitaire lors d'une décharge partielle.* La variation de débit de la turbine et celle de l'orifice étant admises l'une et l'autre proportionnelles à la durée de la manœuvre, la valeur de la perte d'eau  $P_{1/n}$  correspondant à une fermeture *partielle* représentant une fraction  $\frac{1}{n} = \alpha$  de

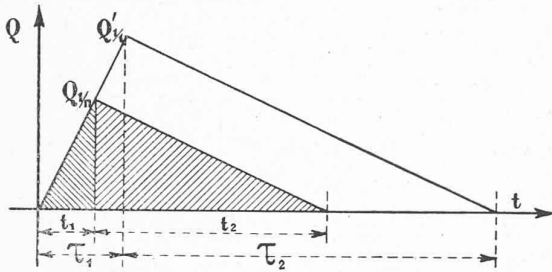


Fig. 6. — Perte d'eau par un orifice.

la fermeture totale s'écrira  
puisque (fig. 6) :

$$\alpha = \frac{1}{n} = \frac{N_{1/n}}{N_{1/1}} = \frac{Q_{1/n}}{Q_{1/1}} = \frac{t_1}{\tau_1} = \frac{t_2}{\tau_2} \quad (2)$$

$$\mathfrak{S}_{1/n} = \frac{1}{2} Q_{1/n} (t_1 + t_2) = \frac{1}{2} Q_{1/1} \alpha^2 (\tau_1 + \tau_2)$$

soit

$$\mathfrak{S}_{1/n} = \left(\frac{1}{n}\right)^2 \cdot \mathfrak{S}_{1/1} \quad (3)$$

*Remarques ;*

Dans le cas où  $Q'_{1/n}$  serait très différent de  $Q_{1/1}$ , il y aurait lieu de considérer (fig. 2) au point de vue des pertes d'eau unitaires :

1° celles qui intéressent des débits compris entre 0 et  $Q_m$  et qui s'établiront sur la base de

$$\mathfrak{S}'_{1/1} = \frac{1}{2} Q'_{1/1} (\tau_1 + \tau_2) \quad (1a)$$

2° celles qui concernent des débits compris entre  $Q_m$  et  $Q_{1/1}$  et que l'on déduira à partir d'une valeur

$$\mathfrak{S}''_{1/1} = \frac{1}{2} Q_{1/1} (\tau'_1 + \tau'_2) \quad (1b)$$

valeur dans laquelle  $\tau'_1$  et  $\tau'_2$  désignent les temps réduits repérés sur la figure 2 comme intersection de la droite  $Q_{1/1} Q_m$  avec l'axe des temps.

3° celles enfin qui mettent à contribution des débits situés de part et d'autre de  $Q_m$ . Il suffira dans ce cas d'évaluer, en fonction des temps  $\tau_1$  et  $\tau_2$ , les deux aires semblables à celle hachurée dans la figure 2.

Il s'agit évidemment dans ce qui précède d'une interprétation simplifiée de la décharge *partielle*. En réalité si la fermeture de l'orifice, à cause de sa longue durée, est peu influencée par l'augmentation momentanée de vitesse du groupe, il n'en est pas de même de l'ouverture qui s'effectue tout entière durant la période troublée et sous l'action du tachymètre ; il résulte de ce fait que le *temps partiel d'ouverture de l'orifice* n'est pas sensiblement proportionnel au débit coupé, mais il augmente

relativement au débit quand la décharge est plus faible. La loi de proportionnalité adoptée ici pour les temps d'ouverture de l'orifice a pour effet un léger excédent de la perte d'eau calculée lors de décharges partielles, mais cet excédent est cependant sans importance réelle, vu la faible valeur de  $\tau_1$ , vis-à-vis de  $\tau_2$ .

## 2. Perte d'eau par un déflecteur.

Quand la turbine est du type Pelton, ses conditions d'établissement conduisent presque toujours à prévoir un dispositif de décharge à action rapide. C'est pourquoi on tend de plus en plus à envisager, dans ce genre de turbine, le *double réglage par pointeau et déflecteur*.

*Perte unitaire lors d'une décharge complète.* Au moment d'une décharge brusque, le déflecteur entame aussitôt le jet, auquel jusqu'alors il demeurait tangent. Le jet ne tarde pas de ce fait à se déformer et il est dévié hors de la roue avant que le temps de manœuvre, d'ailleurs très court, de l'écran soit révolu. Après quoi le pointeau revient lentement dans la nouvelle position qui assurera le débit correspondant à la nouvelle charge de régime, tandis que l'écran, remontant à son tour, découvre à nouveau la roue.<sup>1</sup>

En ce qui concerne le volume d'eau perdu pendant la *première manœuvre de l'écran* — quand la décharge est brusque — on n'est pas loin de la réalité et, au point de vue de la perte d'eau, on calcule certainement par excès en admettant que, sitôt la décharge survenue, le

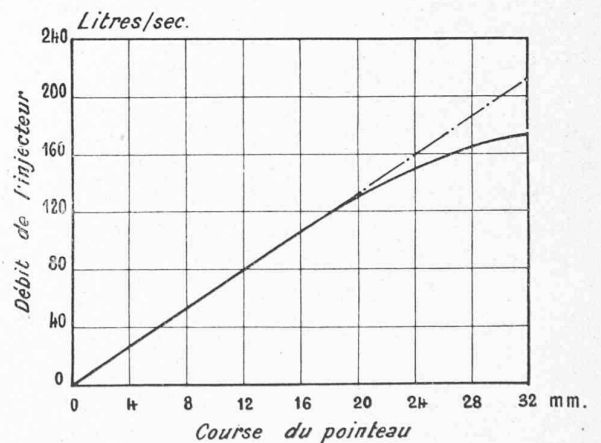


Fig. 7. — Débit d'un injecteur (Fully).

débit total passant dans l'injecteur est dévié hors de la roue.

Quant au débit qui continue à s'échapper par l'injecteur, pendant que lentement l'écran se relève, il n'est pas très loin d'être proportionnel à la course du pointeau. Comme le montre en effet la figure 7, qui reproduit le débit de l'injecteur d'une des turbines de Fully en fonc-

<sup>1</sup> Même si, en toute rigueur, on tenait à exprimer que les manœuvres du déflecteur et du pointeau débutent *au même instant*, on trouverait que la valeur de la perte d'eau n'est que fort peu modifiée, du moins tant que  $\tau_2$  est très différent de  $\tau_1$ .

tion de la course du pointeau, le débit demeure sensiblement proportionnel à la course jusqu'à la moitié environ de celle-ci, à partir d'où le débit décroît progressivement d'une manière appréciable. C'est là une courbe semblable à celle (fig. 5) relevée sur un orifice compensateur en fonction de la course du piston.

Or la courbe de débit d'une turbine Pelton, en fonction de la puissance réalisée, sous une chute nette supposée constante, a une forme analogue à celle (fig. 1) relevée sur une turbine Francis : c'est approximativement une droite ou un contour polygonal formé par deux droites de pentes peu différentes et qui se coupent en un point d'abscisse moyenne. Pour la même raison que celle exposée en étudiant la perte d'eau par un orifice compensateur, cette courbe de débit, interprétée à l'échelle du temps de manoeuvre du pointeau (fig. 2) représente encore la variation du débit pendant la seconde partie de la manoeuvre. Pratiquement et au point de vue de la perte d'eau, on peut dès lors admettre aussi sans erreur appréciable, que le volume d'eau passant par l'injecteur durant la manoeuvre du pointeau est sensiblement proportionnel à la durée de cette manoeuvre.

Si l'on convient de nouveau de reporter le temps en

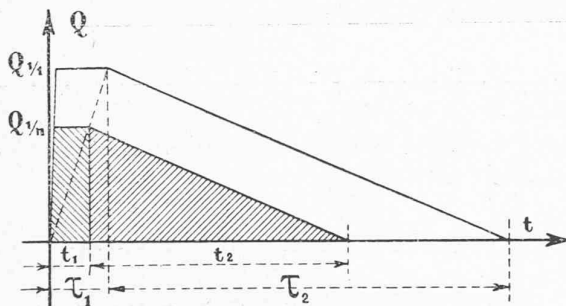


Fig. 8. — Perte d'eau par un déflecteur.

abscisse, à partir de l'instant où survient la décharge, et en ordonnée le débit dévié par l'écran puis réduit par le pointeau, on obtient schématiquement comme courbe du débit pendant une décharge brusque complète la ligne brisée représentée dans la figure 8, avec  $Q_{1/1}$  comme ordonnée maximum. L'aire comprise entre la courbe et l'axe des temps représente de nouveau la perte d'eau  $\mathcal{S}_{1/1}$ .

Dans le cas du déflecteur, on a ainsi approximativement comme valeur de la perte d'eau en  $m^3$ , lors d'une décharge complète (pour autant du moins que  $Q'_{1/1} = Q_{1/1}$  (fig. 2) :

$$\mathcal{S}_{1/1} = \frac{1}{2} Q_{1/1} (2\tau_1 + \tau_2) \quad (4)$$

$Q_{1/1}$  désignant la totalité du débit en  $m^3/sec.$  qui passe par l'injecteur dans la position d'ouverture complète du pointeau,

$\tau_1$  la durée d'abaissement de l'écran,

$\tau_2$  le temps de fermeture du pointeau,<sup>1</sup> calculé

<sup>1</sup> Confr. la note au bas de la page 199 qui est valable ici a fortiori en ce qui concerne le temps  $\tau_2$  de fermeture du pointeau.

et réglé, de manière que l'arrêt du débit ne cause, dans la conduite forcée, que des surpressions inférieures à la limite prescrite.

*Perte unitaire lors d'une décharge partielle.* La loi de proportionnalité étant admise aussi entre le débit dévié et le temps de manoeuvre, l'égalité (2) reste valable et l'on a, comme pour l'orifice compensateur :

$$\mathcal{S}_{1/n} = \left(\frac{1}{n}\right)^2 \mathcal{S}_{1/1}$$

*Remarque ;*

Dans le cas où  $Q'_{1/1}$  serait très différent de  $Q_{1/1}$  (fig. 2) il y aurait lieu d'apporter au triangle de base  $\tau_2$  les mêmes modifications qui ont été indiquées pour l'orifice compensateur.<sup>1</sup> (A suivre).

### Concours pour l'élaboration des plans d'une église catholique et d'une cure, à Fribourg.

Le Conseil paroissial de Saint-Pierre, à Fribourg, a ouvert un concours entre les architectes domiciliés depuis deux ans au moins dans le canton de Fribourg, pour élaborer les plans d'une église et d'une cure qu'il se propose de construire sur son terrain de Beauregard-Gambach.

La somme nécessaire à l'ensemble de la construction (église et cure), y compris les autels, la table de communion, la chaire, les confessionnaux, les fonts baptismaux, les vitraux, les orgues, les cloches, le mobilier, les peintures murales, l'installation du chauffage central et les aménagements extérieurs est évaluée à 900,000 fr.

Les concurrents pouvaient disposer les bâtiments, à l'en droit où ils le jugeaient convenable, sur l'emplacement réservé. Ils pouvaient concevoir à leur gré la Cure comme attenante à l'église ou comme bâtiment isolé, les deux édifices devant s'harmoniser. La situation de l'église, dans un quartier nouveau et sans caractère marqué, laissait aux concurrents la liberté de choisir le style qu'ils jugeaient le mieux adapté, à l'exclusion du style ogival.

L'église aura au sous-sol une salle indépendante simple et sans style, suffisamment éclairée, pouvant au besoin être transformée en chapelle (200 personnes assises). — Le baptistère aura sa place marquée dans l'architecture, à l'entrée de l'église. — A l'intérieur de celle-ci, on devra prévoir 700 places assises, à raison de  $m. 0,90 \times 0,55$  par personne, la chaire et quatre confessionnaux ; une tribune pour les orgues et 60 chœurs. On réservera dans le Chœur des places pour quatre stalles hautes et quatre stalles basses de chaque côté. Quatre autels latéraux doivent être prévus. — Le maître-autel sera très apparent. — L'église aura au moins un clocher assez résistant pour recevoir éventuellement plusieurs cloches, clocher qui ne sera pas nécessairement sur la façade principale. — La ou les sacristies (au choix des concurrents) ne devront pas nuire à l'aspect général de l'édifice. Il y aura au moins une sacristie avec rez-de-chaussée et étage située à l'Est ou au Sud-Est. — Les locaux pour le chauffage central et le combustible seront prévus et la cheminée sera étudiée de façon à ne pas nuire aux lignes du bâtiment. — L'accès de l'église sera rendu facile. On n'oubliera pas que les fidèles arriveront par le Nord et par le Sud. — Le Conseil paroissial de Saint-Pierre dispose des matériaux de démolition (molasse,

<sup>1</sup> Voir remarques, page 200.