

Zeitschrift: Bulletin technique de la Suisse romande
Band: 45 (1919)
Heft: 18

Artikel: Le régulateur universel système Seewer pour turbines hydrauliques à haute chute (Pelton)
Autor: Strickler, A.
DOI: <https://doi.org/10.5169/seals-34917>

Nutzungsbedingungen

Die ETH-Bibliothek ist die Anbieterin der digitalisierten Zeitschriften. Sie besitzt keine Urheberrechte an den Zeitschriften und ist nicht verantwortlich für deren Inhalte. Die Rechte liegen in der Regel bei den Herausgebern beziehungsweise den externen Rechteinhabern. [Siehe Rechtliche Hinweise.](#)

Conditions d'utilisation

L'ETH Library est le fournisseur des revues numérisées. Elle ne détient aucun droit d'auteur sur les revues et n'est pas responsable de leur contenu. En règle générale, les droits sont détenus par les éditeurs ou les détenteurs de droits externes. [Voir Informations légales.](#)

Terms of use

The ETH Library is the provider of the digitised journals. It does not own any copyrights to the journals and is not responsible for their content. The rights usually lie with the publishers or the external rights holders. [See Legal notice.](#)

Download PDF: 30.03.2025

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

BULLETIN TECHNIQUE

DE LA SUISSE ROMANDE

Réd. : D^r H. DEMIERRE, ing.
2, Valentin, Lausanne

Paraissant tous les
15 jours

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

SOMMAIRE : *Le régulateur universel système Seewer pour turbines hydrauliques à haute chute (Pelton)*, par le D^r A. Strickler, ingénieur (suite). — *Note sur le calcul du coup de bélier dans les conduites sous pression*, par Ed. Carey, ingénieur, à Marseille (suite). — *Concours pour l'hôtel de l'Union de Banques, à Lausanne (suite et fin)*. — *La résistance des aciers aux efforts de flexion par chocs répétés*. — *Nécrologie* : Paul Etier, Président du Conseil d'Etat. — *Société suisse des Ingénieurs et des Architectes*. — *Bibliographie*. — *Carnet des concours*.

Le régulateur universel système Seewer pour turbines hydrauliques à haute chute (Pelton)

par le D^r A. STRICKLER, ingénieur.

(Suite¹)

Construction : Le schéma fig. 4 et le dessin d'ensemble fig. 5 montrent la construction de ce nouveau système de réglage, que l'inventeur décrit comme suit :

Les plaques de guidage, disposées un peu en arrière de l'embouchure de la tuyère, pivotent autour de deux tourillons dont l'un, extérieur, est logé dans la partie médiane de la tuyère, et l'autre, intérieur, dans le guidage fixe de la tige creuse du pointeau. Le tourillon intérieur porte à son extrémité un levier relié par

l'intermédiaire d'une tige intérieure, à un petit servomoteur qui commande les plaques de guidage.

La liaison très simple entre le levier de commande et la tige intérieure est décrite plus loin. Au régime de marche normale de la turbine, le piston de ce petit servomoteur est toujours au repos, à son point mort antérieur et maintient de la sorte les plaques de guidage exactement parallèles à l'axe longitudinal de la tuyère.

Mécanisme de connexion entre les plaques de guidage et la tige de commande : Ce mécanisme, dont on trouvera le dessin sur la fig. 6, consiste en un petit levier, déjà mentionné, fixé sur l'extrémité intérieure du tourillon de pivotement et relié avec la tige de commande au moyen d'une coulisse. L'extrémité de la tige de commande intérieure présente la forme d'un polygone régulier dont chaque face est munie d'une rainure dans laquelle vient se loger le coulisseau. La construction de cette commande rend possible son loge-

¹ Voir Bulletin technique 1919, p. 169.

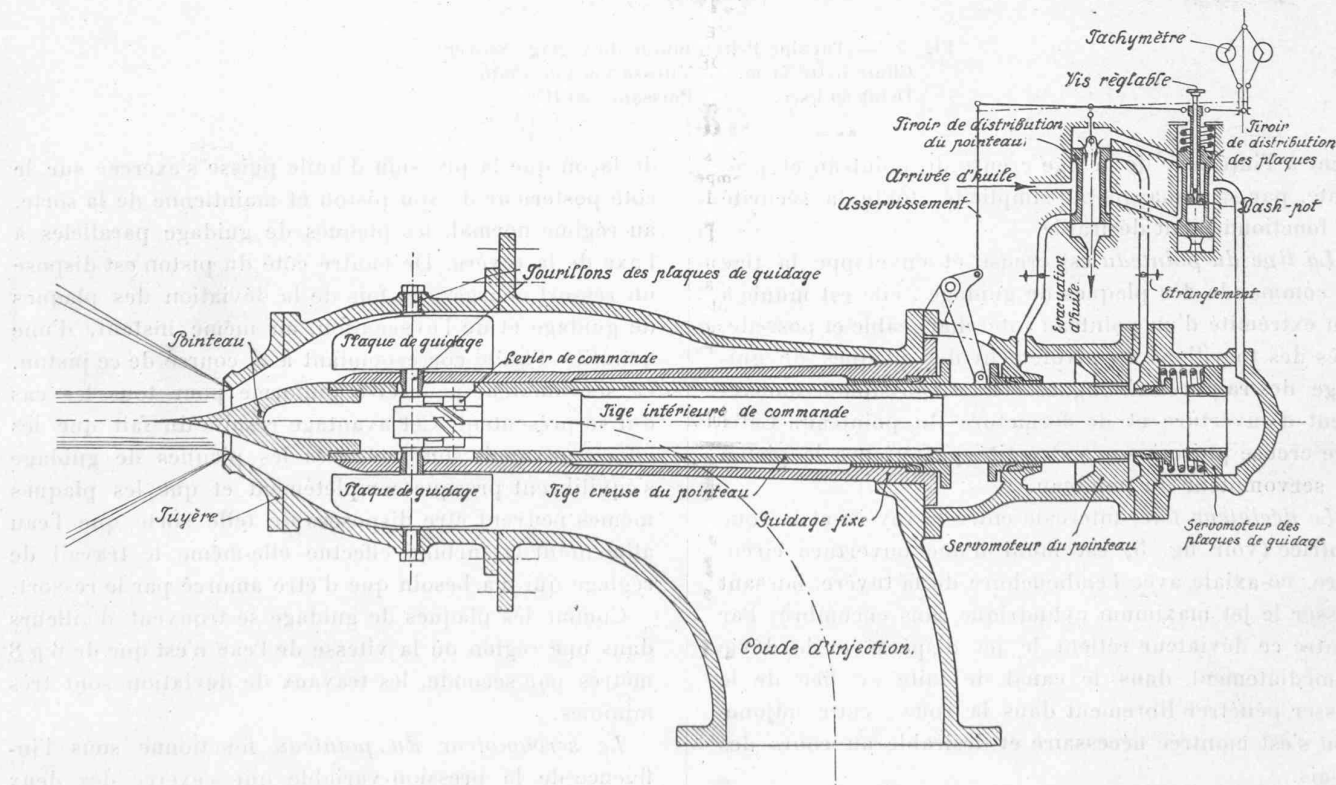


Fig. 4. — Schéma du réglage Seewer.

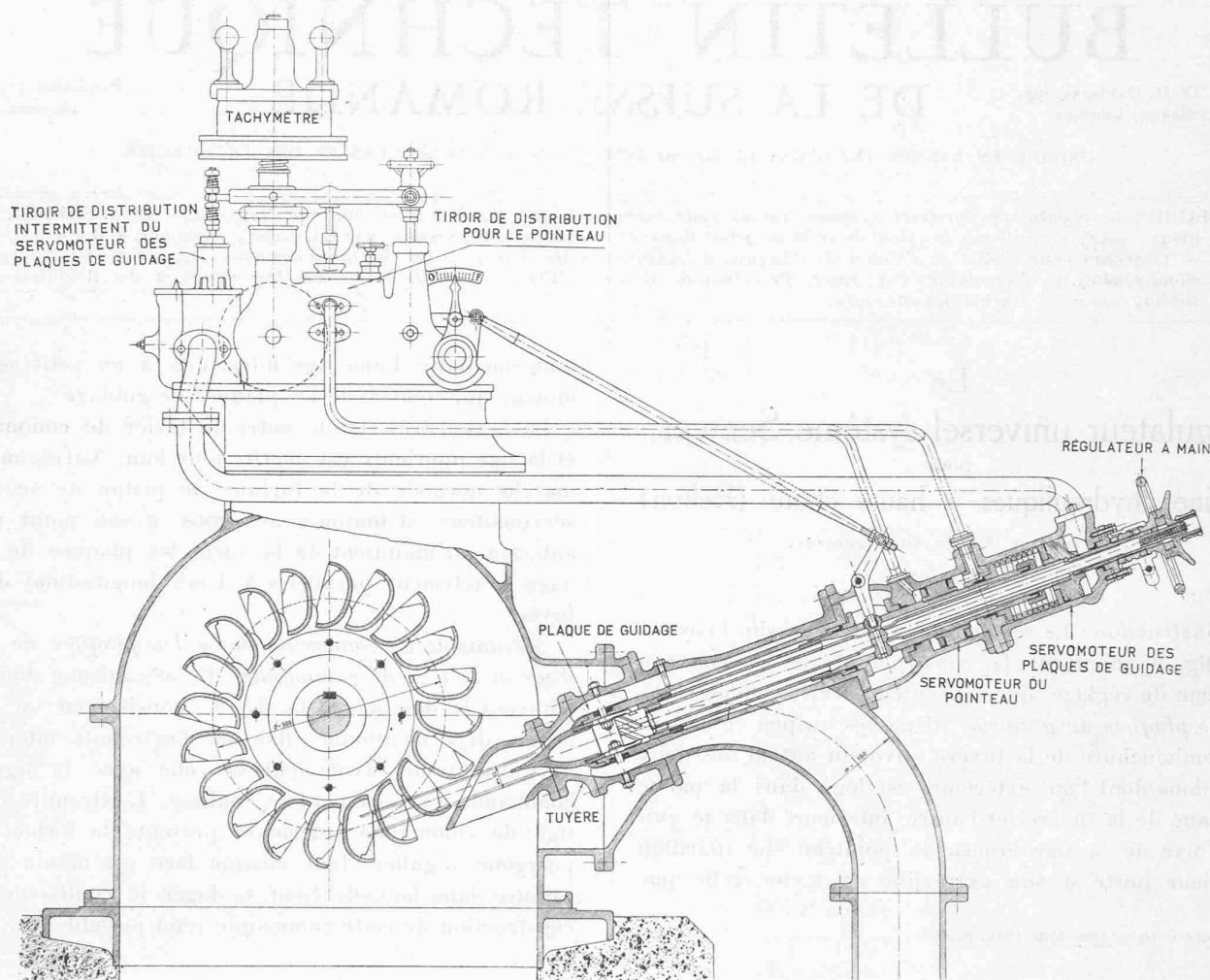


Fig. 5. — Turbine Pelton munie du réglage *Seewer*.
Chute nette 41 m. Vitesse 550 tours/min.
Débit 60 l/sec. Puissance 30 HP.

ment à l'intérieur de la tige creuse du pointeau et présente, par sa remarquable simplicité, toute la sécurité de fonctionnement désirable.

La tige du pointeau est creuse et enveloppe la tige de commande des plaques de guidage ; elle est munie à son extrémité d'un pointeau interchangeable et possède, près des tourillons de pivotement des plaques de guidage, des rainures oblongues, rendant possible le mouvement d'ouverture et de fermeture du pointeau. Cette tige creuse porte à son extrémité postérieure le piston du servomoteur du pointeau.

Le déviateur fixe, intercalé entre la tuyère et la roue motrice (voir fig. 5) est muni d'une ouverture circulaire, co-axiale avec l'embouchure de la tuyère, laissant passer le jet maximum cylindrique sans encombre. Par contre ce déviateur retient le jet dispersé et le dévie immédiatement dans le canal de fuite au lieu de le laisser pénétrer librement dans la roue ; cette adjonction s'est montrée nécessaire et désirable au cours des essais.

Le servomoteur des plaques de guidage est disposé

de façon que la pression d'huile puisse s'exercer sur le côté postérieur de son piston et maintienne de la sorte, au régime normal, les plaques de guidage parallèles à l'axe de la tuyère. De l'autre côté du piston est disposé un ressort chargé à la fois de la déviation des plaques de guidage et de l'évacuation, au même instant, d'une quantité d'huile correspondant à la course de ce piston. Ce servomoteur peut être uniforme pour tous les cas qui se présentent. Cet avantage résulte du fait que les efforts auxquels sont soumises les plaques de guidage s'équilibrent presque complètement et que les plaques mêmes peuvent être disposées de telle sorte que l'eau alimentant la turbine effectue elle-même le travail de réglage qui n'a besoin que d'être amorcé par le ressort.

Comme les plaques de guidage se trouvent d'ailleurs dans une région où la vitesse de l'eau n'est que de 6 à 8 mètres par seconde, les travaux de déviation sont très minimes.

Le servomoteur du pointeau fonctionne sous l'influence de la pression variable qui s'exerce des deux côtés de son piston. Cette pression variable est réglée

par un tiroir de distribution du régulateur ; l'aiguille d'obturation a la tendance de s'ouvrir quelle que soit sa position. Le renvoi ramenant le mécanisme de commande dans sa position moyenne est adapté à la tige creuse de commande du pointeau.

La construction simple de ces deux servomoteurs permet leur exécution en série, avantage notable tant en ce qui concerne les prix de revient que les délais de livraison et les pièces de rechange. Il est en effet possible de munir d'un même servomoteur pour le pointeau d'obturation des séries entières de turbines très variées, tandis que le servomoteur pour les ailettes de guidage peut rester le même pour toutes les turbines.

La commande automatique s'effectue au moyen d'un petit régulateur universel se composant d'un tachymètre, d'un tiroir de distribution pour le pointeau et d'un tiroir de distribution pour les plaques de guidage. Ce dernier a un fonctionnement intermittent qui n'a lieu que par l'intermédiaire du dash-pot. Le dash-pot se compose d'une chambre remplie d'huile où se meut un piston muni d'un trou, dont l'ouverture est réglable depuis l'extérieur. La pompe livrant l'huile sous pression pour les régulateurs *reste la même pour tous les cas*, parce que le mouvement de fermeture du pointeau s'effectue toujours très lentement, tandis que le mouvement d'ouverture de celui-ci s'effectue, comme on l'a déjà dit, au moyen des pressions statiques et dynamiques qui s'exercent sur le pointeau.

Le fonctionnement de ce réglage est le suivant (voir dessin fig. 4) : *Fonctionnement rapide* : Lors d'une décharge brusque, le tachymètre monte rapidement et le piston du dash-pot soulève le tiroir distributeur des plaques de guidage parce que l'huile se trouvant du côté supérieur du dash-pot n'a pas le temps de s'écouler du côté inférieur. De ce fait, la pression constante disparaît momentanément dans la chambre à huile du servomoteur des plaques de guidage, qui, au même moment, est mise en communication avec l'évacuation.

Le ressort dévie alors rapidement les plaques de guidage et évacue une quantité d'huile correspondant à la course du piston de ce servomoteur, course toujours très petite. Le chemin que parcourt cette quantité d'huile traverse la chambre circulaire de la soupape intermittente.

Tandis que ce fonctionnement a lieu, le tiroir de commande du servomoteur pour le pointeau est soulevé et fait communiquer avec l'échappement le côté du servomoteur effectuant l'ouverture. Le côté opposé par contre est mis en communication avec l'huile sous pression, ce qui fait avancer le piston servomoteur et ferme ainsi le pointeau. Le temps de fermeture est rendu réglable au moyen d'un étranglement placé dans le tuyau qui conduit la pression d'huile au servomoteur.

En même temps, l'asservissement ramène le tiroir de distribution dans sa position moyenne. Le tiroir de distribution intermittent du servomoteur des plaques

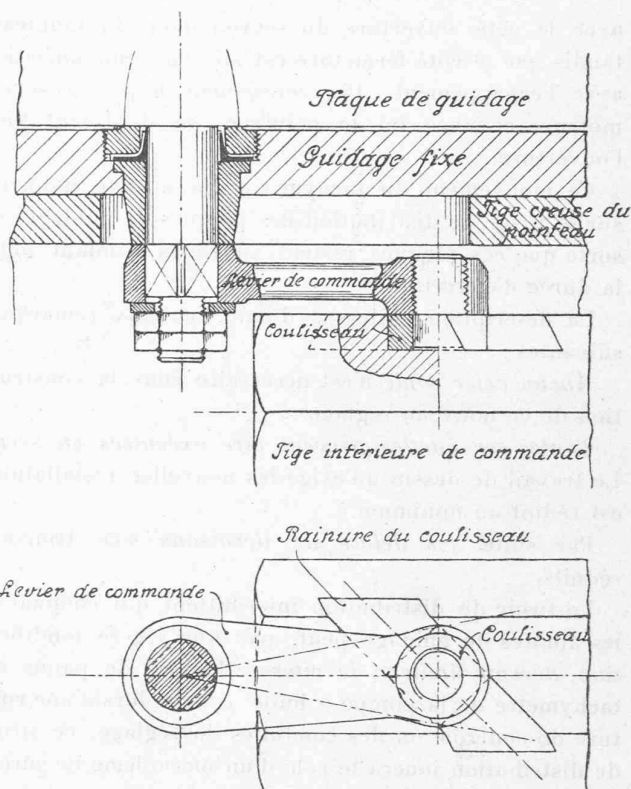


Fig. 6. — Mécanisme de connexion entre les plaques de guidage et la tige intérieure de commande.

de guidage, mû par un ressort et entraîné par son propre poids, descend pendant ce temps dans sa position de repos inférieure. Les bords de ce tiroir commandant les lumières de distribution sont aménagés de telle façon qu'à partir d'une certaine position, le piston du servomoteur des plaques de guidage revient à son point mort antérieur, ramenant ainsi les plaques de guidage dans leur position normale.

Fonctionnement lent. Lors de décharges lentes, le tachymètre s'élève lentement, de sorte que l'huile du dash-pot, à l'intérieur du tiroir de distribution intermittent qui commande le servomoteur des plaques de guidage, trouve le temps de circuler d'un côté du piston à l'autre. Ce tiroir de distribution reste par conséquent au repos, de sorte que les plaques de guidage gardent leur position normale, parallèle à l'axe de la tuyère. Par contre, le tiroir de distribution commandant le servomoteur du pointeau est soulevé, faisant communiquer le côté ouverture avec l'échappement, tandis que le côté fermeture est mis sous pression et déplace le piston du servomoteur. Le pointeau se trouve ainsi lui-même déplacé vers la fermeture, jusqu'à la position correspondante à la nouvelle charge de la turbine.

Le fonctionnement de réglage pour les charges est le suivant :

Le tachymètre qui descend, vu la diminution du nombre de tours, fait baisser le tiroir de distribution du pointeau et communiquer ainsi la pression d'huile

avec le côté ouverture du servomoteur du pointeau, tandis que le côté fermeture est mis en communication avec l'échappement. Par conséquent le piston servomoteur, et avec lui le pointeau, se déplacent vers l'ouverture.

Ce mouvement du tachymètre n'a aucune influence sur le tiroir de distribution des plaques de guidage, de sorte que ces plaques restent au repos pendant toute la durée d'ouverture. »

La description ci-dessus donne lieu aux remarques suivantes :

Aucun acier coulé n'est nécessaire pour la construction de ce nouveau réglage.

Toutes ses parties peuvent être exécutées en série. Le travail de dessin qu'exige les nouvelles installations est réduit au minimum.

Par suite, les délais de livraisons s'en trouvent réduits.

Le tiroir de distribution intermittent qui commande les ailettes de guidage peut, par une légère modification, *devenir limiteur de vitesse*. En cas de panne du tachymètre de la pompe à huile, comme lors d'une rupture de courroie ou des conduites de réglage, ce tiroir de distribution jouera le rôle d'un mécanisme de sûreté qui, en raison de sa simplicité même, offre toutes les garanties de sécurité. (A suivre).

Note sur le calcul du coup de bélier dans les conduites sous pression

par Ed. CAREY, ingénieur à Marseille.

(Suite.)¹

II. Loi de fermeture produisant un coup de bélier donné pour une durée de fermeture minimum.

Nous avons vu que le coup de bélier maximum était produit par la fermeture complète en un temps égal à $\frac{2L}{a}$ et qu'il avait pour valeur $\frac{2LV}{gT}$. Si donc, dans le cas de fermeture linéaire, nous voulons que le coup de bélier ait une valeur donnée, $\frac{V_0}{n}$, nous prendrons pour la durée de la fermeture : $T = \frac{2LV}{gV_0} n$.

Cependant, si T comprend plusieurs périodes θ , comme c'est ordinairement le cas, nous pourrions diminuer sensiblement le temps de fermeture T, sans augmenter le coup de bélier maximum fixé à $\frac{V_0}{n}$. En effet, la fermeture à partir de la vitesse V, correspondant à la pleine ouverture du vannage, produira un coup de bélier, donné par les formules 6 et 7, qui sera inférieur à $\frac{V_0}{n}$. Nous pourrions donc augmenter la vitesse de fer-

meture, sauf dans la dernière période où elle doit rester $\frac{V}{T}$, de manière que les formules 6 et 7 donnent aussi un coup de bélier égal à $\frac{V_0}{n}$, en commençant la fermeture à partir d'une vitesse quelconque, inférieure à V.

$$1^{\text{er}} \text{ CAS : } \frac{aV_0}{2gV_0} < 1$$

Dans ce cas, pour une fermeture à partir de la pleine ouverture, le coup de bélier maximum a lieu à la fin de la première période ; pour que sa valeur soit égale à $\frac{V_0}{n}$ nous poserons avec la formule 6 (fig. 24) :

$$\frac{2LV}{gT_1} \frac{1}{1 + \frac{aV}{2gV_0} - \frac{LV}{gT_1 V_0}} = \frac{V_0}{n}$$

$$\text{d'où : } T_1 = \frac{(2n+1) \frac{LV}{gV_0}}{1 + \frac{aV}{2gV_0}}$$

nous pourrions utiliser cette vitesse de fermeture $\frac{V}{T_1}$ pendant toute la première période $\frac{2L}{a}$; à la fin de la période, la vitesse de l'eau sera, sans tenir compte du coup de bélier :

$$V_1 = V - \frac{2L}{a} \frac{V}{T_1} = V \frac{2n}{2n+1} - \frac{2gV_0}{a(2n+1)}$$

Par contre, en commençant la fermeture à partir de la vitesse V_1 et en l'effectuant à l'allure $\frac{V}{T_1}$, nous aurons un coup de bélier qui dépassera $\frac{V_0}{n}$, comme nous l'avons indiqué au chapitre premier. Nous devons donc diminuer la vitesse de fermeture et nous aurons encore :

$$\frac{2LV_1}{g(T_2-\theta)} \frac{1}{1 + \frac{aV_1}{2gV_0} - \frac{LV_1}{gV_0(T_2-\theta)}} = \frac{V_0}{n} ; \theta = \frac{2L}{a}$$

$$\text{d'où : } T_2 = \frac{(2n+1) \frac{L}{gV_0} V_1}{1 + \frac{aV_1}{2gV_0}} + \frac{2L}{a}$$

posons pour simplifier :

$$(2n+1) \frac{L}{gV_0} = C \quad \text{et} \quad \frac{a}{2gV_0} = r$$

T_2 s'écrira :

$$T_2 = \frac{CV_1}{1 + rV_1} + \theta$$

La vitesse V_2 , à la fin de la période, temps 2θ , sera :

$$V_2 = V_1 - \theta \frac{V_1}{T_2 - \theta}$$

$$\text{ou bien : } V_2 = V_1 \frac{2n}{2n+1} - \frac{1}{r(2n+1)}$$

¹ Voir Bulletin Technique 1919, p. 474.