

Zeitschrift: Bulletin technique de la Suisse romande
Band: 42 (1916)
Heft: 9

Artikel: Les machines hydrauliques à l'Exposition nationale suisse de Berne, en 1914
Autor: Neeser, R.
DOI: <https://doi.org/10.5169/seals-32360>

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: 17.02.2025

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

Bulletin technique de la Suisse romande

ORGANE EN LANGUE FRANÇAISE DE LA SOCIÉTÉ SUISSE DES INGÉNIEURS ET DES ARCHITECTES — PARAISSANT DEUX FOIS PAR MOIS
RÉDACTION : Lausanne, 2. rue du Valentin : D^r H. DEMIERRE, ingénieur.

SOMMAIRE: *Les machines hydrauliques à l'Exposition nationale suisse de Berne, en 1914*, par R. Neeser, ingénieur (suite). — Société vaudoise et Section vaudoise de la Société suisse des Ingénieurs et des Architectes. — Société fribourgeoise des Ingénieurs et des Architectes. (suite et fin). — Service de placement de la Société suisse des Ingénieurs et des Architectes. — *Bibliographies*.

Les machines hydrauliques à l'Exposition nationale suisse de Berne, en 1914

par R. NEESER, ingénieur, professeur à l'École d'ingénieurs de l'Université de Lausanne.

(Suite)¹

Le régulateur à double action dont cette turbine est munie, mérite une étude détaillée, que nous nous proposons de faire à l'aide du schéma (fig. 38).

L'arbre 1 est relié directement par un levier à un régulateur à pression d'huile d'un type absolument normal et identique à ceux construits par la maison *Bell* pour les turbines Francis ou Pelton à réglage simple. Au moyen de la tringlerie 1, 2, 3 et 4, ce régulateur actionne l'écran supérieur 5; l'arbre 4 actionne, à son tour, par l'intermédiaire de 5, 6, 7 et 8, l'écran inférieur 9. Ces deux écrans 5 et 9 sont donc entraînés synchroniquement par le régulateur normal dont il vient d'être question, et pourraient suffire, à eux seuls, à assurer, par la déviation des jets, le réglage de vitesse du groupe. Quant au réglage du débit, qui, comme nous l'avons dit déjà, doit s'exécuter lentement par la fermeture progressive des pointeaux, il s'opère de la manière suivante: le levier 10, claveté sur l'arbre 1, porte à son extrémité un croisillon 11 qui, lui aussi, exécute tous les mouvements imprimés aux déviateurs par le régulateur. Ce croisillon sert d'appui à la butée 12 d'une bielle 13 dont l'extrémité supérieure 14 est soumise à la poussée d'un ressort de compression 15 (auquel on pourrait substituer une poussée hydraulique). Ce ressort agit avec un effort dirigé de haut en bas, et par l'intermédiaire d'un piston 16, des leviers 17 et 18 et des bielles 19, sur la tige 20 du pointeau supérieur. En outre, l'extrémité inférieure de la bielle 13 actionne au moyen des éléments 21, 22 et 23, la tige 24 du pointeau inférieur. Ce piston 16 peut se

déplacer à l'intérieur d'un cylindre fixe rempli d'huile; un orifice réglable qui ne figure pas sur notre schéma, établit une communication entre les deux faces du piston et permet de modifier à volonté le temps que mettra le piston à descendre dans le cylindre sous l'action du ressort 15 lorsqu'un déplacement du levier 10 et du croisillon 11 libérera la butée 12. En régime normal, c'est-à-dire tant que l'équilibre dynamique du groupe n'est pas troublé, le ressort 15 appuie la butée 12, sur le croisillon 11, si bien qu'à une position d'équilibre donnée des écrans correspond une seule position d'équilibre des pointeaux. Par un choix judicieux des dimensions de la tringlerie, la maison *Bell* arrive, nous dit-elle, à faire en sorte que, en régime normal, les écrans soient tangents à la périphérie des jets ou n'en soient éloignés que d'une quantité très petite et sans influence néfaste sur le réglage.

Supposons maintenant qu'une *décharge brusque* de la turbine détermine un mouvement de *fermeture rapide* du servo-moteur, les choses se passeront de la manière suivante: Le régulateur détermine un mouvement rapide des

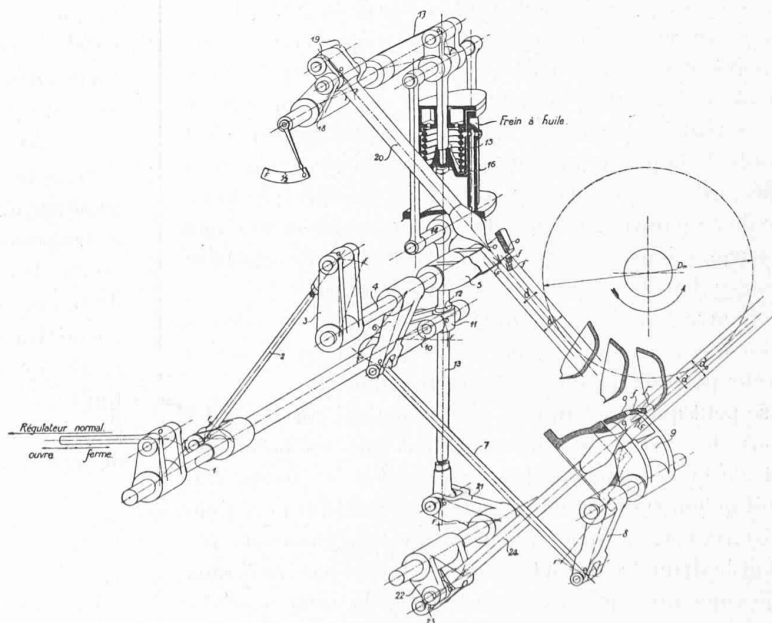


Fig. 38. — Schéma perspectif du régulateur à double action de la turbine Pelton de 2000 HP.

¹ Voir N° du 25 avril 1916, page 73.

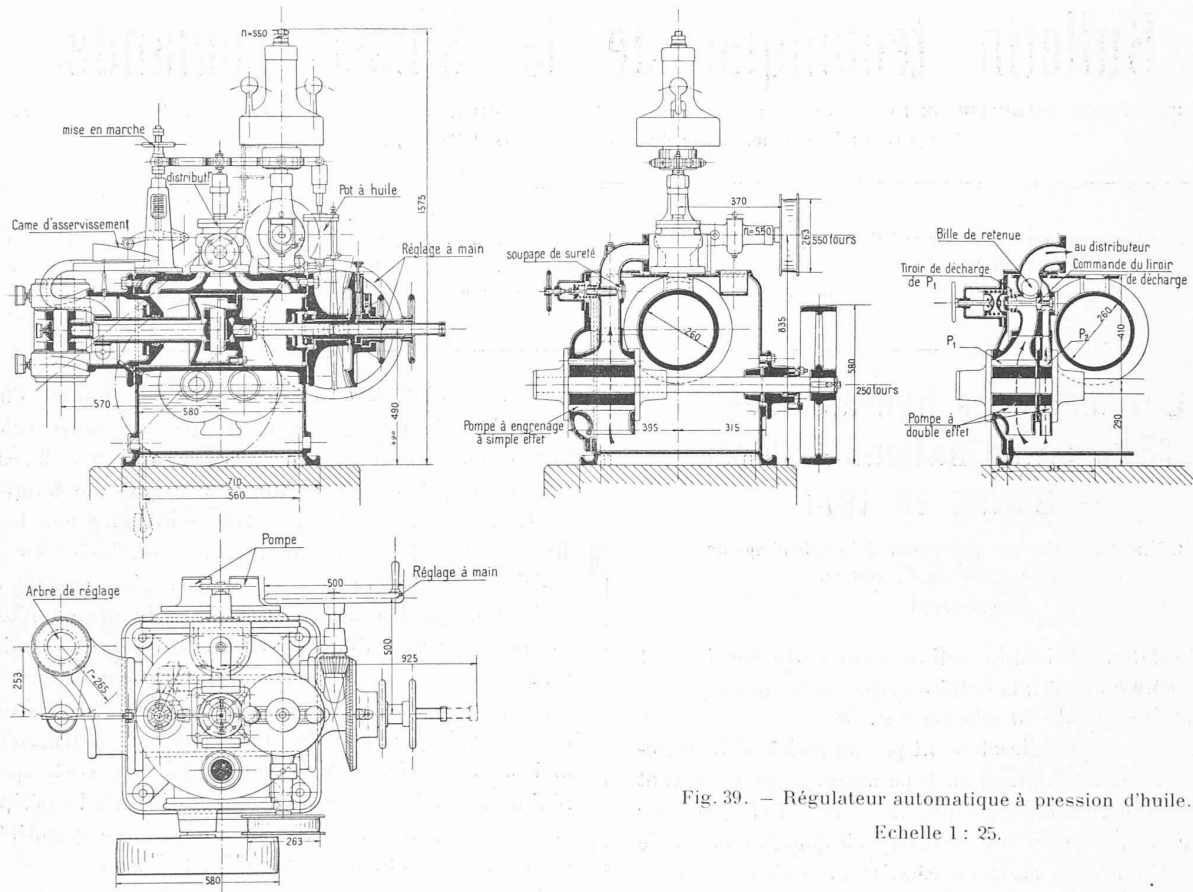


Fig. 39. — Régulateur automatique à pression d'huile.

Echelle 1 : 25.

écrans qui dévient les jets plus ou moins complètement et prennent une position de régime provisoire, correspondant à la charge nouvelle du groupe ; (nous l'avons portée arbitrairement et désignée par f'' dans le schéma fig. 38) mais le levier 10, en se déplaçant, a libéré la butée 12, si bien que le ressort 15 commence à provoquer la fermeture des pointeaux. Grâce à l'action du frein à huile, ce mouvement ne s'exécute que lentement et dans la mesure où l'orifice réglable, dont il a été question plus haut, permet à l'huile de la partie inférieure du cylindre de passer à la partie supérieure de celui-ci. Il est bien évident que la vitesse de ce mouvement doit être réglée de façon à ce que des surpressions dangereuses ne puissent pas prendre naissance dans la conduite alimentant la turbine.

Le mouvement de fermeture des pointeaux ne cessera que lorsque le ressort 15 aura ramené la butée 12 sur la nouvelle position qu'aura prise le croisillon 11.

Il se peut que la position f'' des écrans qui correspond à la nouvelle charge des turbines, tant que les pointeaux n'ont fait que commencer leur mouvement de fermeture, ne soit qu'une position de passage, une position de régime provisoire, car, au fur et à mesure que les pointeaux réduisent le diamètre des jets toujours déviés par les écrans la puissance utile que les jets cèdent à la roue ne reste pas nécessairement constante. Il pourra donc se faire que le nombre de tours subisse une nouvelle variation qui se

traduira par une nouvelle manœuvre du servo-moteur soit dans le sens d'une ouverture, soit dans celui d'une fermeture, et la période de réglage ne sera complètement terminée que lorsque la butée 12 s'appuyera sur le croisillon 11 et que la puissance débitée par les jets sur la roue sera celle correspondant au nouveau régime. Les positions finales des écrans et des pointeaux (désignées par f) doivent être telles que les écrans soient, à ce moment-là, tangents aux jets.

Dans le cas où, à la suite d'une charge du groupe, le régulateur détermine une *ouverture* de la turbine, les écrans et les pointeaux se déplacent simultanément dans le sens voulu ; le croisillon 11 entraînera la butée 12 ; une soupape de retenue, convenablement disposée dans le frein à huile permettra le retour rapide de l'huile de la partie supérieure à la partie inférieure du cylindre du frein et le piston 16, en se soulevant, comprimer le ressort 15, lui restituant ainsi l'énergie nécessaire à la prochaine manœuvre de fermeture des pointeaux.

4. Régulateurs à pression d'huile.

La maison *Bell & Cie* a exposé une série de 5 régulateurs à pression d'huile d'un type qu'elle exécute pour des énergies comprises entre 100 et 2500 kg. m.

La disposition générale de ces régulateurs est donnée par les fig. 39 et 40; nous en donnerons une description sommaire en nous servant partiellement du schéma fig. 41.

Un tachymètre 1 à force centrifuge et à ressorts, d'un type plusieurs fois décrit, et adopté par MM. *Bell & Cie* depuis de longues années, entraîné par courroies et engrenages coniques, commande, par l'intermédiaire d'un levier 2 et d'un pointeau 3, un tiroir de distribution 11 d'huile sous pression. Cette huile, fournie par une pompe à engrenages entraînée par courroie, détermine les déplacements d'un piston de servo-moteur *P*, dont l'une des extrémités attaque, par une bielle et un levier (voir fig. 39, ainsi que fig. 34 et 35), l'arbre de réglage de la turbine. Une came, de profil déterminé (fig. 39), qui se déplace avec ce piston, provoque l'asservissement du régulateur et un pot à huile d'intensité réglable limite les oscillations du système.

Le changement de vitesse ainsi que les changements de statisme (entre 1 et 4%), s'obtiennent par le moyen d'un ressort auxiliaire chargeant ou déchargeant convenablement le manchon du tachymètre. Ce ressort peut être manœuvré soit à la main, soit électriquement et à distance (par exemple depuis le tableau de l'usine), par l'emploi d'un petit moteur électrique. Un dispositif de réglage à main, à vis et écrou, embrayable ou débrayable à volonté, est adapté à chaque régulateur.

Ces divers organes sont groupés sur un bâti qui sert en même temps de réservoir d'huile; ils forment un ensemble harmonieux et judicieusement disposé. Chaque modèle a été étudié avec le souci évident d'arriver à la précision voulue dans les détails tout en permettant l'adaptation du régulateur à n'importe quel type de turbine. Ainsi, il est facile d'utiliser chacun de ces régulateurs aussi bien à un arbre de réglage vertical qu'à un arbre de réglage horizontal; il suffit de tourner de 90 degrés, autour de son axe, le support de la manivelle commandant l'arbre du vannage. Le sens de la fermeture peut également être changé à volonté, grâce à la disposition symétrique du tiroir de distribution et de la came d'asservissement. De même, la pompe à engrenages peut être placée indifféremment d'un côté ou de l'autre du bâti et tourner soit dans un sens, soit dans un autre.

Quant au tiroir de distribution, dont les arêtes sont réglables à volonté, il est à recouvrement négatif (ou découverture, fig. 41); c'est dire que, lorsque le régulateur est en équilibre et le tiroir dans sa position moyenne, l'huile refoulée par la pompe n'étant pas utilisée par le servo-moteur, trouve à s'échapper par les découverts des arêtes du tiroir et retourne de là directement au caisson.

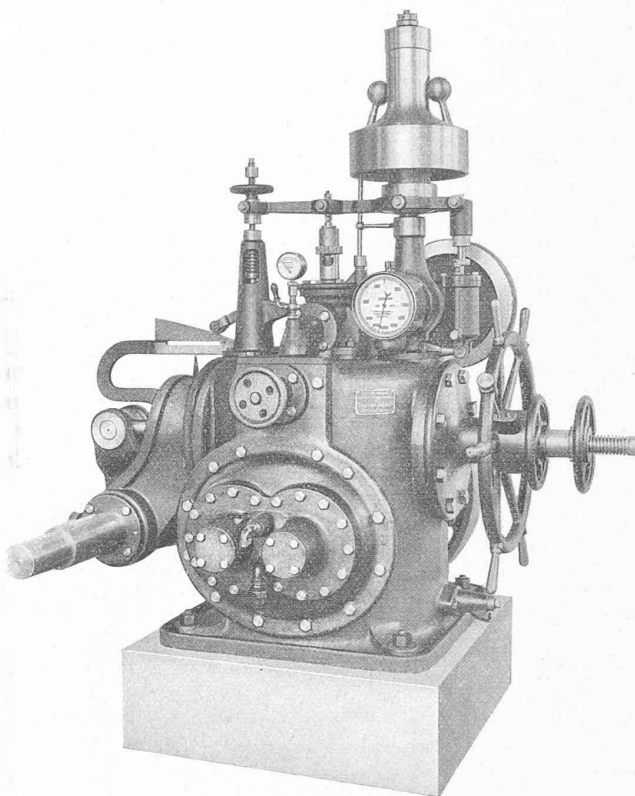


Fig. 40. — Vue générale du régulateur automatique à huile sous pression.

La pression de refoulement de la pompe dépend alors évidemment de l'effort sur le piston du servo-moteur, provenant du distributeur de la turbine et, en outre, de l'importance du découverture du tiroir du régulateur. Dans les turbines à vannage plus ou moins équilibré, la pression de refoulement est donc relativement faible et la puis-

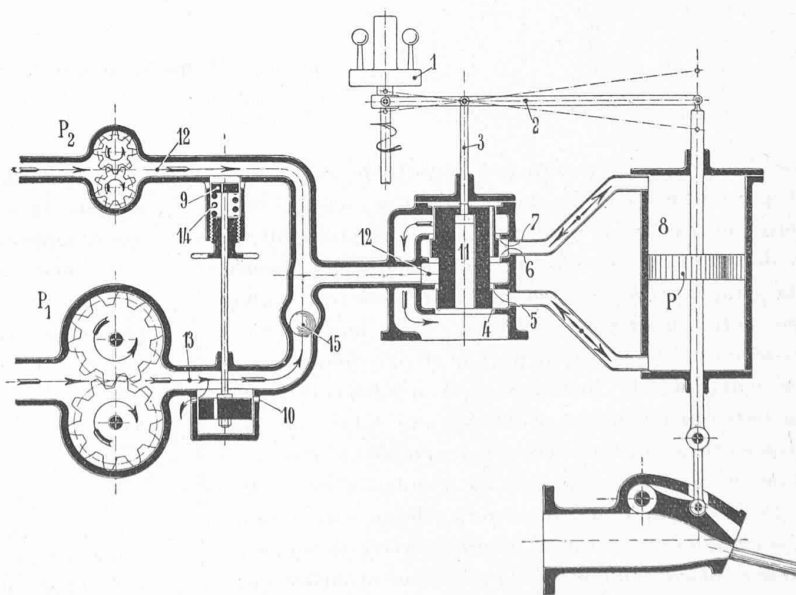


Fig. 41. — Schéma du régulateur Bell à pompe de circulation.

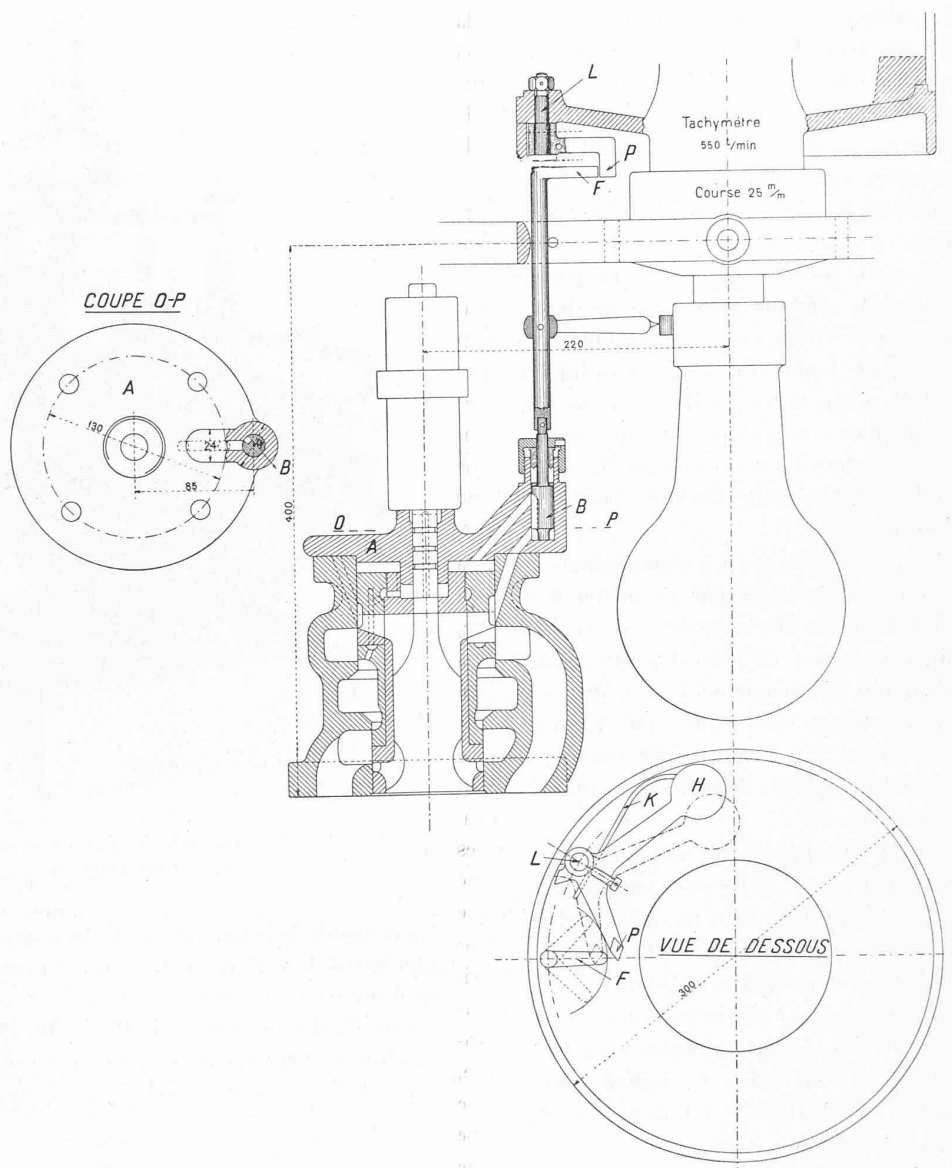


Fig. 42. — Dispositif de sûreté.

sance absorbée par la pompe peu importante, sauf, cependant, pendant les périodes de réglage. Par contre, lorsque l'énergie nécessaire au déplacement des organes du vannage de la turbine est considérable, la puissance absorbée par la pompe, même en dehors des périodes de réglage, risque d'être importante également; c'est là un inconvénient sérieux, tant au point de vue de la diminution du rendement global de l'installation qui en est la conséquence immédiate, qu'à celui qui résulte du fait qu'il faut prendre toutes dispositions nécessaires à empêcher une élévation de température exagérée de l'huile en circulation. Afin d'éviter l'emploi des réservoirs d'huile sous pression ou d'accumulateurs, et dans le but d'arriver néanmoins à diminuer autant que possible la puissance absorbée par la pompe et par là-même les inconvénients qui en découlent, la maison *Bell & Cie* utilise un dispositif breveté, fort in-

généieux, dont nous allons donner la description en nous servant du schéma fig. 41, que les constructeurs ont bien voulu nous communiquer.

Le servo-moteur du régulateur est alimenté par deux pompes distinctes qui, dans les modèles exposés, sont des pompes à engrenage, P_1 et P_2 , clavetées sur le même arbre, de même diamètre¹, même module d'engrenage, mais qui diffèrent entre elles par la longueur axiale de leur denture. Ces deux pompes ont donc des débits différents; l'une d'elles, la petite P_2 , qu'on pourrait appeler la pompe

¹ Dans le schéma, fig. 41, ces deux pompes sont représentées séparées l'une de l'autre et avec des diamètres différents, afin de bien marquer qu'elles fournissent des débits différents; mais la fig. 39, croquis de droite, fait voir que ces pompes sont bien clavetées sur le même arbre, qu'elles ont même diamètre et diffèrent par leur largeur axiale.

de circulation, est toujours sous pression, tandis que la grande, la pompe de réglage P_2 , débite sans pression lorsque le régulateur n'agit pas et n'est mise automatiquement en pression que pendant la durée d'une période de réglage. On voit immédiatement l'avantage qui résulte de cette disposition, en particulier dans les installations où le régime des machines est à peu près constant et n'exige que rarement l'intervention du régulateur. Ce résultat est obtenu comme suit :

En régime normal, le tiroir de distribution 11 que commande le tachymètre 1 par l'intermédiaire du levier 2 et du pointeau 3, est dans sa position moyenne. Les découvements des arêtes 4, 5, 6 et 7 sont de telle importance qu'ils provoquent dans l'espace annulaire 12, donc dans le tuyau 12 de refoulement de la petite pompe P_2 , une pression supérieure à celle qu'exige le déplacement du piston P du servo-moteur 8 pendant une période de réglage. La pression de refoulement de la pompe de circulation a donc à ce moment-là sa valeur maximum. Cependant la pompe de réglage P_1 n'est pas en pression parce que, d'une part, le petit servo-moteur 9, soumis d'un côté à la pression qui règne en 12 et de l'autre à la poussée du ressort 14, maintient ouvert le tiroir de décharge 10 et que, d'autre part, le circuit de refoulement de cette pompe est isolé de celui de la pompe P_2 par la soupape de retenue (à bille) 15. La pompe P_1 débite donc à pression pratiquement nulle par le tuyau 13 et, au travers des lumières ouvertes du tiroir 10, dans le caisson-réservoir constitué par le bâti du régulateur. Supposons maintenant qu'une variation de charge se produise et admettons, pour fixer les idées, qu'il s'agisse d'une décharge; le tiroir de distribution 11 se soulève et la pression en 12 tombe à la valeur nécessaire au déplacement du piston P du servo-moteur; seulement le petit piston 9 n'est plus en équilibre, le ressort antagoniste 14 le soulève et les lumières 10 se ferment. Dès lors la pression de refoulement de la pompe P_1 monte, et l'huile qu'elle débite, se frayant un passage au travers de la bille de retenue 15, est chassée dans le servo-moteur 8; les deux pompes débitent alors en parallèle et provoquent le déplacement de P .

Dès que la période de réglage est terminée et que le tiroir 11 est revenu dans sa position moyenne, la pression en 12 reprend sa valeur maximum et la pompe de réglage P est à nouveau soulagée par le jeu des éléments 9, 14 et 10.

Un autre détail intéressant de ces régulateurs, c'est le dispositif de sûreté destiné à provoquer la fermeture de la turbine lorsque la courroie du tachymètre viendrait à tomber. Il est bien évident qu'à moins de munir le régulateur d'un appareil spécial, l'arrêt du tachymètre déterminera une ouverture du distributeur de la turbine et, par suite, un emballement de celle-ci. La maison *Bell & Cie* a paré à cet inconvénient comme suit : Un levier HLP (fig. 42), disposé sur le carter du tachymètre occupe, lorsque le nombre de tours a atteint sa valeur normale, la position dessinée en traits pleins; la boule H bute contre le

rebord du carter. Si, par suite de la rupture ou de la chute de la courroie entraînant le tachymètre, ou pour toute autre cause, le nombre de tours de cet appareil baisse en-dessous d'une certaine valeur, le ressort K culbute le levier HJP dans la position indiquée en pointillé, si bien que l'extrémité P , en butant contre le levier F , détermine l'ouverture du robinet B ; l'huile située en-dessus du tiroir de distribution peut alors s'échapper: l'effet est le même que si le pointeau commandant ce tiroir s'était soulevé sous l'action du tachymètre et le servo-moteur fermera complètement la turbine.

Société vaudoise et Section vaudoise

DE LA

Société Suisse des Ingénieurs et des Architectes.

Rapport du Comité sur la marche de la Société pendant l'exercice 1915-1916 présenté à l'assemblée générale des deux Sociétés du 31 mars 1916.

Le Comité de l'alliance, élu par l'assemblée générale du 31 mars 1915, se compose ainsi :

MM. Henri Verrey, architecte, président.
 Marc Pelet, ingénieur, secrétaire.
 Daniel Isoz, architecte, caissier.
 Gabriel Junod, membre, pour la Section vaudoise.
 Albert Fraisse, ingénieur, pour la Société vaudoise.

Le Comité s'est réuni 11 fois pour l'expédition des affaires courantes.

Décès.

Pendant l'exercice écoulé nous avons eu le regret de perdre M. Alphonse Vautier, ingénieur, l'un de nos plus anciens membres; c'était un homme très apprécié et dont la grande capacité dans les questions de chemins de fer et de calculs statiques était partout reconnue.

Démissions.

MM. Berthoud, ingénieur, G. Schüle, ingénieur, Matthey, ingénieur, Aguet, ingénieur, H. Perey, ingénieur à Berne, Brémont, ingénieur, ont donné leur démission de la Société vaudoise.

MM. Boiceau, ingénieur, Lochmann, ingénieur, Perey, ingénieur, Tzaut, ingénieur, Günthert, architecte, ont donné leur démission de la Section vaudoise.

Et MM. O. Schmidt, architecte, A. Wenger, architecte, se sont retirés de la Société et de la Section vaudoises.

Admissions.

MM. A. Chessex, ingénieur, de Goumoëns, architecte, Colombi, ingénieur, à la Société vaudoise, Tobler, ingénieur, à la Section vaudoise, Delhorbe, architecte, à la Section vaudoise, Mercier, architecte, à la Société et à la Section vaudoises.

Au total 1 décès, 13 démissions et 6 entrées.

Le total de l'effectif des deux Sociétés est à ce jour le suivant :