

Zeitschrift:	Bulletin technique de la Suisse romande
Band:	41 (1915)
Heft:	23
Artikel:	Les machines hydrauliques à l'Exposition nationale suisse de 1914, à Berne
Autor:	Neeser, R.
DOI:	https://doi.org/10.5169/seals-31645

Nutzungsbedingungen

Die ETH-Bibliothek ist die Anbieterin der digitalisierten Zeitschriften auf E-Periodica. 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. Das Veröffentlichen von Bildern in Print- und Online-Publikationen sowie auf Social Media-Kanälen oder Webseiten ist nur mit vorheriger Genehmigung der Rechteinhaber erlaubt. [Mehr erfahren](#)

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. La reproduction d'images dans des publications imprimées ou en ligne ainsi que sur des canaux de médias sociaux ou des sites web n'est autorisée qu'avec l'accord préalable des détenteurs des droits. [En savoir plus](#)

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. Publishing images in print and online publications, as well as on social media channels or websites, is only permitted with the prior consent of the rights holders. [Find out more](#)

Download PDF: 26.01.2026

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 — PARAÎSSANT DEUX FOIS PAR MOIS

RÉDACTION : Lausanne, 2, rue du Valentin : Dr H. DEMIERRE, ingénieur.

SOMMAIRE : *Les machines hydrauliques à l'Exposition nationale suisse de Berne, en 1914*, par R. Neeser, ingénieur (suite). — Quelques notes sur les moteurs Diesel. — Statistique comparée des chemins de fer. — Concours d'idées pour l'établissement d'un plan d'extension pour la Commune de Vevey. — *Bibliographie*. — La Fédération du Commerce international. — Service de placement de la Société Suisse des Ingénieurs et des Architectes.

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

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

(Suite) ⁴.

3. Turbine Francis pour l'Usine de Séros.

La Maison *Escher Wyss* a exposé, à côté d'un modèle à l'échelle 1 : 50 de l'Usine de Séros une roue en fonte brute destinée à cette installation. Les turbines de cette Usine présentent diverses innovations fort heureuses que nous croyons devoir relever.

¹ Voir N° du 25 novembre 1915, page 251.

Cette Usine utilise la chute du Segre, capable de fournir environ 60 000 HP; elle a été construite par la *Pearson Engineering Co*, qui se propose d'installer d'autres usines également très importantes sur les chutes de Noguera, de Palarésa et de l'Ebre.

Un canal d'amenée de $27\frac{1}{2}$ km. alimente 4 conduites rivées de 72,5 m. de longueur et 3000 mm. de diamètre.

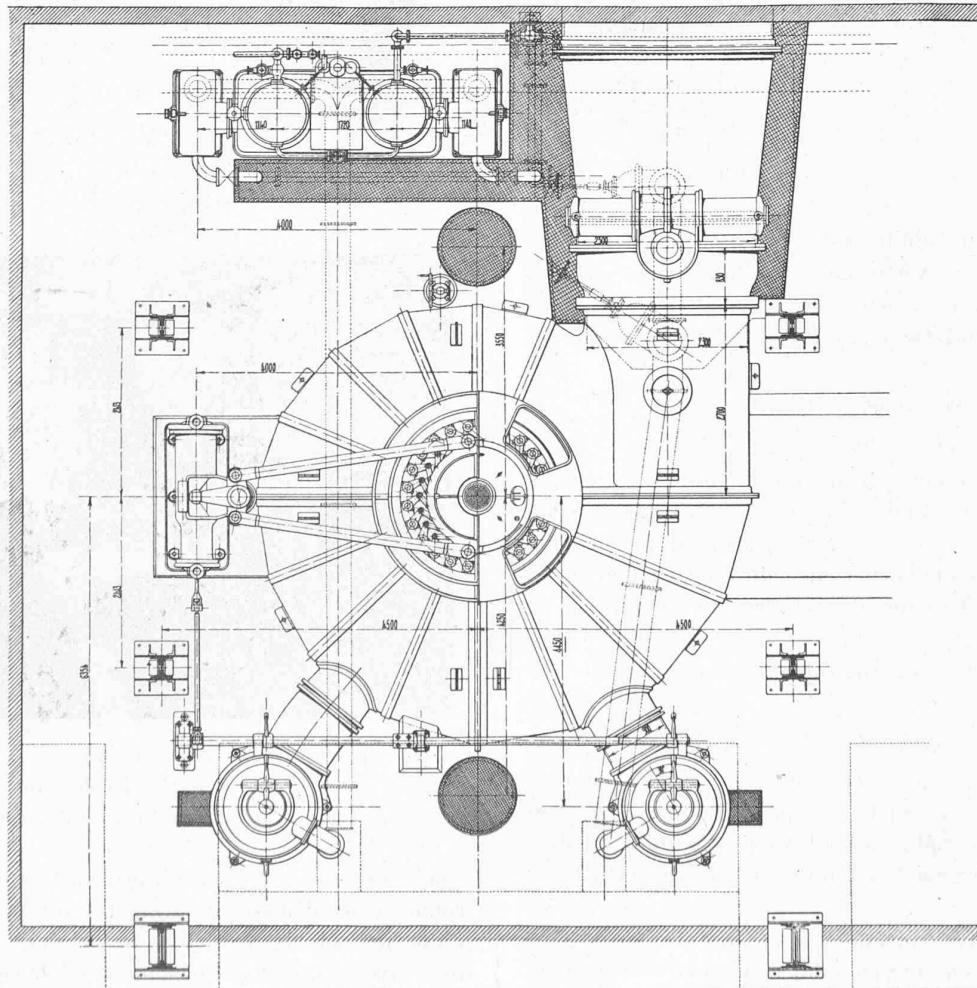


Fig. 7. — Turbine Francis de l'Usine de Séros. — Plan. — 1 : 100.

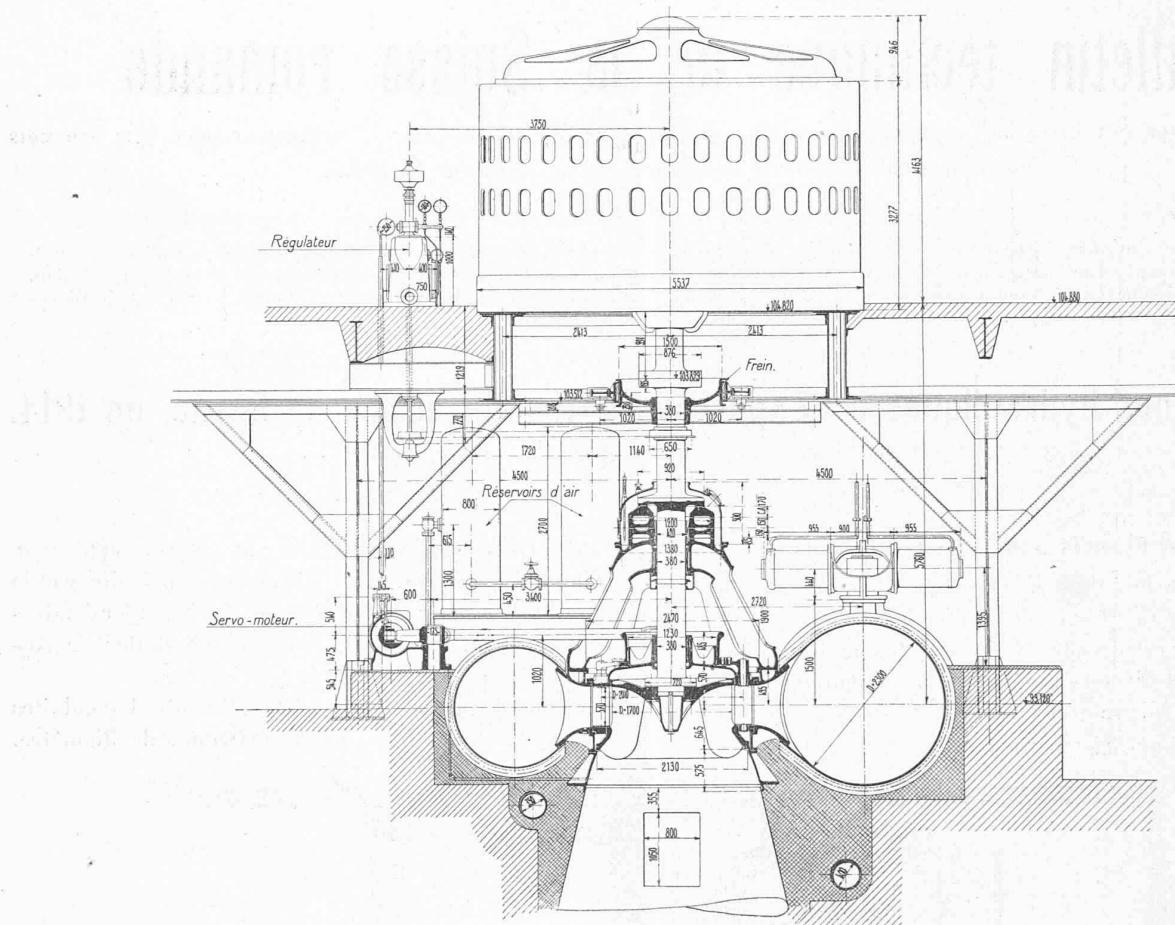


Fig. 8. — Turbine Francis de l'Usine de Séros. — Coupe axiale. — 1:100.

Chacune de ces conduites est accouplée à une turbine Francis simple, à axe vertical, construite pour $H = 47$ m.; $N = 15\,000$ HP; $n = 250$ t/min. (ce qui correspond à $n_s = 250$). Les rendements garantis sont particulièrement élevés, savoir :

82 86 85 80 %
à $\frac{4}{1}$ $\frac{7}{8}$ $\frac{3}{4}$ $\frac{1}{2}$ de la charge.

Toutefois, les dimensions de la roue (fig. 8), les conditions particulièrement favorables de l'aménée de l'eau au distributeur et de son évacuation par un diffuseur bien conditionné, ainsi que l'expérience du constructeur, nous autorisent à admettre que ces chiffres seront largement atteints.

Les dimensions caractéristiques de la roue exposées sont :

$$D_4 \equiv 1700 : L_4 \equiv 570 \quad D_s \equiv 2170 \text{ mm, env.}$$

Cette roue est coulée, en fonte ordinaire, d'un seul bloc avec ses aubes; son poids approximatif est de 6000 kg.; elle est boulonnée à un plateau de 720 mm. de diamètre, venu de forge à l'extrémité de l'arbre vertical de la turbine.

Le distributeur, de 570 mm. de largeur d'entrée, est à aubes pivotantes, en acier moulé, commandées extérieurement par un cercle de vannage. Les fonds du distributeur

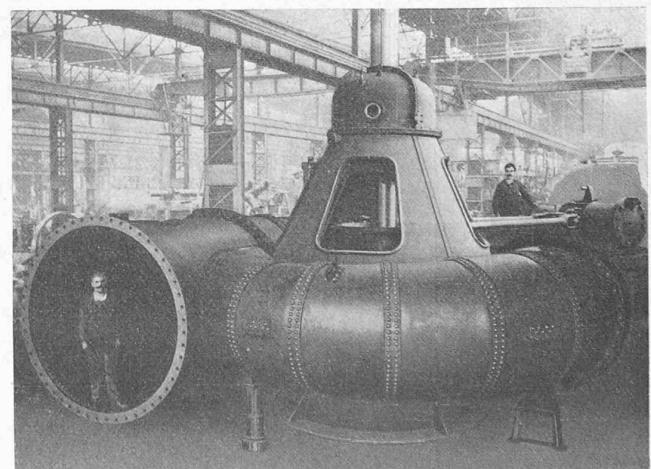


Fig. 9. — Turbine Francis simple, à axe vertical.
destinée à l'Usine de Séros.

$$H = 47 \text{ m.}; N = 15000 \text{ HP}; n = 250 \text{ t./min.}$$

sont reliés à la bâche en spirale, par le moyen d'une couronne en acier moulé, munie d'entretoises venues de fonte. La bâche (voir fig. 7, 8 et 9) est de section circulaire, en tôles rivées entre elles aussi bien qu'à la couronne d'acier; son diamètre d'entrée est de 2300 mm., ce qui, pour le

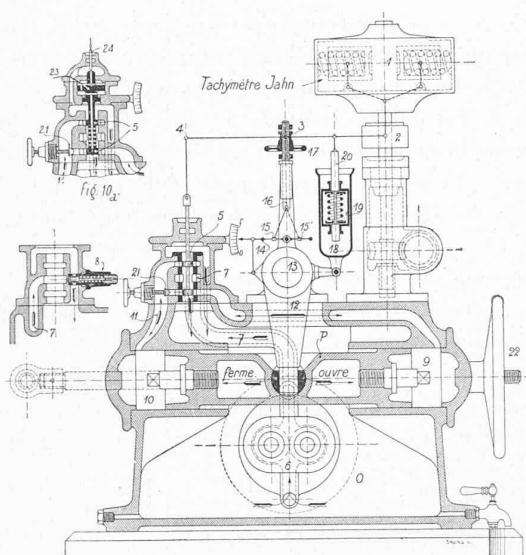


Fig. 10 et 10a. — Schéma d'un régulateur normal.

débit maximum de $30 \text{ m}^3/\text{sec}$. environ, correspond à une vitesse $v_0 = 0,23 \sqrt{2gH}$. La turbine peut être isolée de la conduite qui l'alimente par une vanne-papillon, à commande hydraulique (voir fig. 7).

La couronne d'acier moulé, qui relie la bâche au distributeur porte, par l'intermédiaire d'une chaise en fonte ordinaire, de forme conique, percée de 4 fenêtres, la crapaudine à huile sous pression, chargée de supporter les 140 tonnes provenant du poids de la partie tournante du groupe.

Le cylindre du servo-moteur a été disposé à la hauteur du plan supérieur de la bâche ; il attaque, au moyen de 2 bielles, le cercle de vannage du distributeur ainsi que (voir fig. 7 et 8) les deux orifices compensateurs destinés à éviter des surpressions trop considérables dans la tuyauterie. Ce servo-moteur est commandé par un petit régulateur-servo-moteur, situé au niveau des alternateurs, actionné lui-même par une courroie de transmission horizontale et portant tous les appareils de mise en marche et de manœuvre de la turbine. Cette disposition a l'avantage incontestable de limiter au strict minimum les éléments

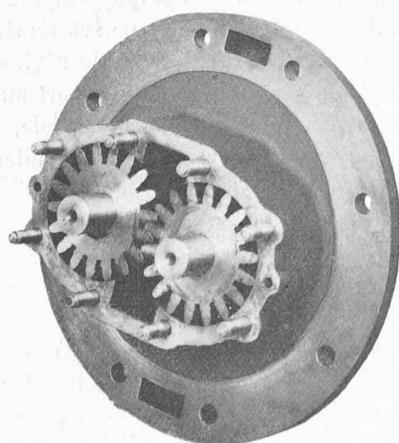


Fig. 11. — Pompe à engrenages destinée aux petits régulateurs.

(arbres, leviers, tourbillons) compris entre le servo-moteur principal et les aubes distributrices.

Deux groupes (dont un de réserve), disposés à l'étage des turbines principales (voir fig. 7) et comprenant chacun une petite turbine Pelton et une pompe à trois cylindres oscillants, fournit l'huile nécessaire à chaque servo-moteur, au pivot annulaire de la turbine ainsi qu'à un frein de Prony, à serrage hydraulique, disposé en-dessous de l'alternateur et destiné à limiter, dans une certaine mesure, le temps d'arrêt du groupe.

5. Régulateurs Universels à huile sous pression.

La Maison *Escher Wyss & Cie* construit actuellement, en série, 8 régulateurs normaux, tous à huile sous pression, pour des énergies comprises entre 50 kgm. et 5500 kgm. Les plus petits d'entre eux, les numéros 00 à I, utilisés pour des énergies de 50 à 250 kgm., sont munis d'une pompe à engrenages (voir fig. 11) et n'ont pas de réservoirs d'huile sous pression. Le tiroir de distribution du servo-moteur à double effet, possède un léger découvrement en sorte que la pompe, débitant au travers de lumières légèrement découvertes en régime normal, ne travaille alors qu'à pression réduite. Ce n'est que lors des périodes de réglage que la pompe, refoulant son huile dans le cylindre du servo-moteur, est soumise momentanément à la pression plus ou moins élevée nécessaire au déplacement des organes du distributeur.

Les régulateurs portant les numéros II à IV sont, par contre, alimentés par une pompe à trois pistons oscillants (voir fig. 12), et munis de réservoirs d'huile sous pression ; les dimensions de la pompe sont relativement faibles, la présence des réservoirs permettant de fournir, selon les besoins, l'excédent d'huile que, pendant une période de réglage, la pompe n'arriverait pas à débiter. Ces pompes travaillent donc constamment en pression ce qui, d'ailleurs, étant donné leur exécution soignée et leur robuste

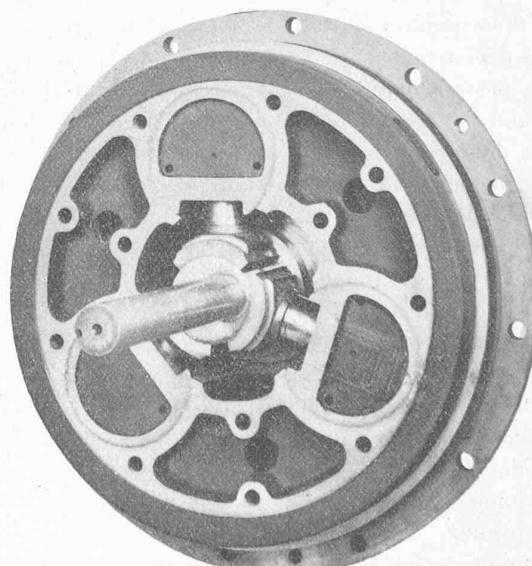


Fig. 12. — Pompe à pistons oscillants, destinée aux grands régulateurs.

construction, ne présente pas d'inconvénient; elles refoulent leur débit constant, soit dans les réservoirs, tant que la pression de régime n'y est pas encore atteinte, soit dans le cylindre du servo-moteur, pendant les périodes de réglage soit, enfin, lorsque la pression dans les bouteilles d'air est suffisante et que le servo-moteur est au repos, au travers d'une soupape de décharge limitatrice de la pression.

Les régulateurs 00 à IV sont munis d'un réglage à mains par volants, vis-écrou et bielle d'accouplement; ce dispositif peut être embrayé ou débrayé dans n'importe quelle position du servo-moteur.

Pour les régulateurs de grande puissance la pompe à huile est commandée par une petite turbine spéciale (éventuellement par un moteur); on peut, dans ce cas, supprimer avantageusement le mécanisme du réglage à mains qui, vu les gros efforts à fournir, deviendrait encombrant, coûteux et difficilement maniable; la mise en marche du groupe, comme d'ailleurs toute manœuvre du distributeur, se fait alors au moyen de l'huile sous pression, ce qui est possible dès que la pompe à huile, actionnée par sa turbine ou son moteur, a réussi à créer la pression nécessaire dans les réservoirs. C'est ce qui distingue en particulier des régulateurs II à IV, les grands modèles V et VI, dont un, le N° VI (visible fig. 1 au premier plan), était également exposé.

Quant au schéma de réglage, le même à peu près pour tous ces régulateurs, nous allons l'expliquer en nous servant de la figure 10; pour fixer les idées nous supposerons une décharge du groupe à laquelle, cela va de soi, correspond tout d'abord une augmentation de sa vitesse angulaire. Dans ce cas, le tachymètre à ressorts 1, type *Jahns*, soulève l'extrémité 2 du levier 2-3-4, qui, pivotant autour de 3, détermine un mouvement vertical de bas en haut du tiroir de distribution 5. L'huile fournie par la pompe 6, au travers du canal 7, et qui, tant que le tiroir 5 était dans sa position moyenne retournait dans le caisson inférieur 0, en passant soit par la soupape de sûreté 8, soit par les découvertures des tiroirs (pour les petits régulateurs), passera maintenant par la lumière inférieure du tiroir sur la face 9 du piston du servo-moteur qui se trouve, dès lors, en communication directe avec la pompe.

En même temps, l'huile contenue dans le cylindre à gauche de la face 10 du piston, communique par le canal 11 et la lumière supérieure du tiroir avec la pression atmosphérique qui règne dans le caisson 0. La différence des pressions entre 9 et 10 détermine un mouvement de droite à gauche du piston *P* qui, par l'intermédiaire du levier 12, claveté sur l'arbre de réglage 13, provoque la fermeture de la turbine. L'asservissement du régulateur est assuré par la tringlerie 14-15-16, qui, comme il est facile de s'en rendre compte, détermine un mouvement ascensionnel du tiroir 5 et le ramène donc dans sa position moyenne.

Comme on peut le constater sur la fig. 10, la charnière 15 peut se déplacer le long du levier 14; la course de l'articulation 3 du levier 2-3-4 peut donc être modifiée à volonté si bien qu'à une course donnée du piston *P* pourront correspondre, le tiroir 5 étant supposé dans sa position moyenne, des courses différentes du manchon 2 du tachymètre 1. Le déplacement de 15 sur 14 réalise donc le changement de statisme du régulateur; ainsi, lorsque la charnière 15 se trouve exactement dans l'axe vertical du guidage 16, elle coïncide avec le centre de pivotement du levier 14; la course du point 3 est nulle, quel que soit le déplacement du piston *P*; le réglage se fait à vitesse constante (réglage isodrome). Si 15 est déplacé sur la droite du point de pivotement de 14 (position 15'), le statisme devient négatif, c'est-à-dire qu'à la marche à vide de la turbine correspond la plus petite vitesse de régime du tachymètre, tandis qu'à la marche en charge correspond la plus grande vitesse.

Quant au changement de vitesse de régime, il s'obtient par le déplacement du point 3 au moyen de la manette de mise en marche 17, qui peut être commandée par un petit moteur électrique depuis le tableau de distribution de l'usine; ainsi, en déplaçant 3 vers le haut, on augmentera le nombre de tours du groupe, puisqu'on utilise, alors, les régions supérieures de la course du tachymètre 1.

Le frein à huile 18, dont le piston 19 est relié élastiquement à la barre 2-3-4, constitue un asservissement élastique temporaire, dont l'action peut être rendue plus ou moins sensible par le choix judicieux du ressort destiné à accoupler le piston 19 avec la tige 20, ainsi que par le réglage d'un orifice (qui ne figure pas sur la fig. 10) reliant les parties supérieures et inférieures du frein. Cet asservissement élastique, qui n'entre en action que pendant la période de réglage, ne modifie nullement la position finale de la barre 2-3-4, position qui dépend donc exclusivement du seul asservissement rigide 14-15-16. Lors d'une décharge de la turbine, le cylindre du frein 18, relié comme on le voit au levier 12, se déplace vers le bas, tire à lui le piston 19 qui, comprimant plus ou moins le ressort, entraîne la tige 20; la barre 2-3-4, pivotant en 3, ramène le manchon 2 vers le bas et le tiroir 5 vers le haut, provoquant ainsi un mouvement d'asservissement dans le sens voulu, puisque ces déplacements de 2 et de 4, sont précisément opposés à ceux dus à l'augmentation de vitesse du tachymètre. Mais cette action n'est que temporaire, parce que le ressort de 19 se détend peu à peu et ramène lentement le piston 19 vers le haut; lorsque le régime normal est rétabli, ce piston s'est déplacé par rapport au cylindre 18, le ressort est revenu à sa tension initiale, ses deux extrémités s'appuient de nouveau sur les épaulements de la tige 20, si bien que celle-ci n'étant plus soumise à aucun effort, n'agit plus sur le levier 2-3-4.

L'action du dispositif que nous venons de décrire, est donc bien temporaire; elle a introduit dans l'asservissement du régulateur, et seulement pendant la durée de la période de réglage, un «statisme temporaire» qui permet, même dans le cas où l'asservissement rigide est réglé pour un statisme définitif très petit, nul, ou négatif, de réaliser un réglage sinon apériodique, du moins à oscillations rapidement amorties.

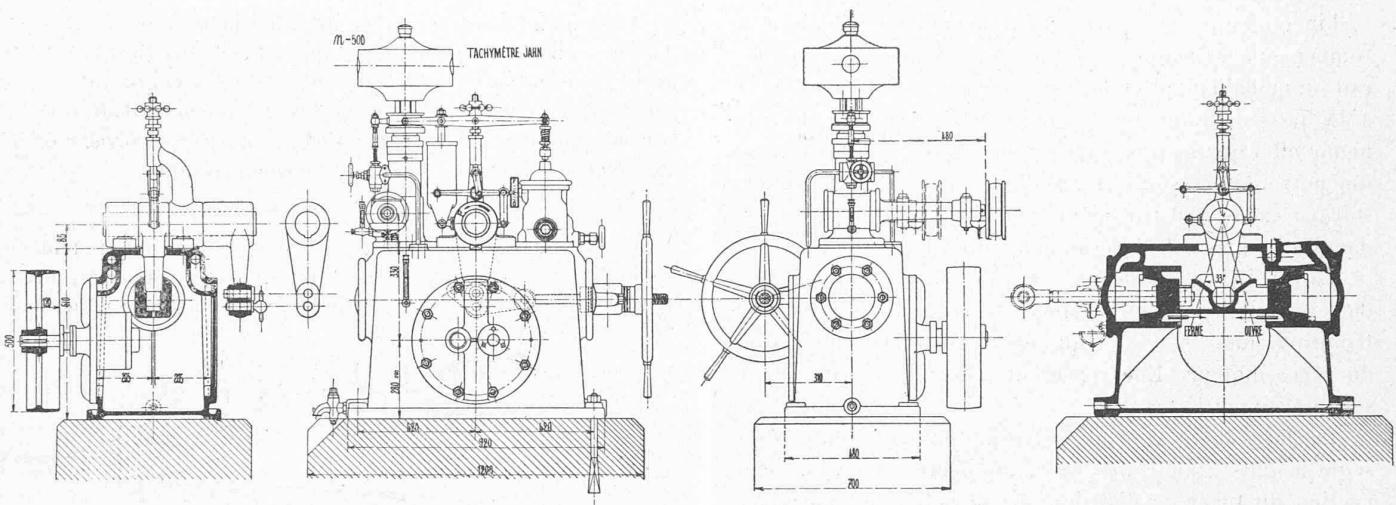


Fig. 13. — Régulateur à huile sous pression, à double effet.

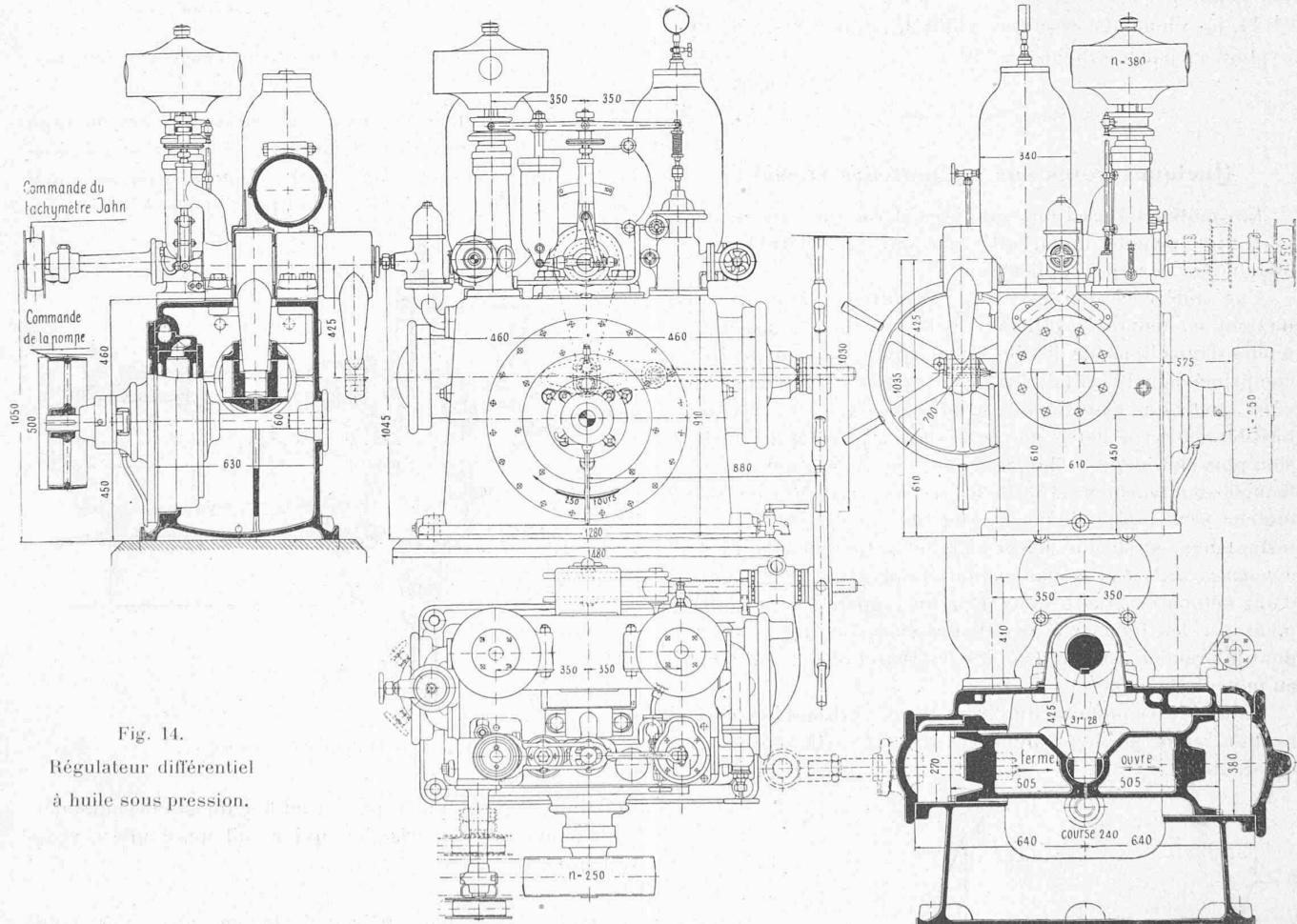


Fig. 14.

Régulateur différentiel à huile sous pression.

La soupape 21 permet de réunir, de « court-circuiter », les côtés 9 et 10 du cylindre du servo-moteur ; cette opération s'effectue lorsque l'on veut substituer le réglage à mains au réglage automatique.

Le tiroir de distribution 5 n'est pas toujours relié directement au levier 2-3-4; dans certains régulateurs, il est lui-même attelé à un petit servo-moteur 23 (fig. 10_a), que

commande un pointeau 24, relié au point 4 de la barre 2-3-4. Le principe de cette commande indirecte du tiroir est suffisamment connu pour que nous jugions inutile d'y revenir.

Tous ces régulateurs, à l'exception du plus petit, le N° 00, sont munis d'un dispositif provoquant, au moyen de l'huile sous pression, la fermeture automatique de la

turbine, lorsque la courroie du tachymètre viendrait à tomber ou à se rompre (ce qui, normalement, provoquerait un emballement de la turbine). Les régulateurs N° II à IV possèdent, en outre, un dispositif qui produit le même effet que le précédent lorsque, pour une raison ou une autre, la pression des réservoirs viendrait à dépasser, soit par excès, soit par défaut, certaines limites extrêmes, dangereuses pour le fonctionnement du régulateur.

La fig. 13 représente un servo-moteur à double effet, dans lequel l'huile peut atteindre, grâce au tiroir de distribution, aussi bien l'une que l'autre des faces du piston du servo-moteur. Elle représente donc le servo-moteur schématisé par la fig. 10.

La fig. 14 fait voir un servo-moteur différentiel, où seule la plus grande des faces du piston est soumise à l'action du tiroir de distribution; la petite des faces est constamment sous l'action directe de la pression créée par la pompe. Il est facile de reconnaître, sur les fig. 13 et 14, les éléments essentiels dont les fonctions ont été expliquées par le schéma fig. 10.

(A suivre).

Quelques notes sur les moteurs Diesel.

Les moteurs Diesel ont subi, ces dernières années, des perfectionnements importants qui ont considérablement étendu leur champ d'application.

Une différenciation est apparue entre les moteurs qui mettent en œuvre le principe de Diesel, du fait des deux modes d'injections de l'huile combustible au sein de l'air comprimé dans le cylindre, à la fin du deuxième temps. En effet, tandis que dans le moteur du type Diesel pur le combustible, pulvérisé par le moyen d'air comprimé à une pression plus élevée que celle qui règne dans le cylindre, s'enflamme spontanément et brûle à *pression constante*; dans le moteur semi-Diesel l'huile combustible, vaporisée presque instantanément sur une paroi métallique très chaude, brûle à *volume constant* et la combustion prend ainsi le caractère d'une détonation. Cette différenciation apparaît très nettement sur les lignes *a b* des diagrammes des fig. 1 et 2, dont le premier est relatif au moteur Diesel pur et le second au moteur semi-Diesel.

En outre, les moteurs du type *Sabathé* réalisent une combustion *mixte*, partie à volume constant et partie à pression constante.

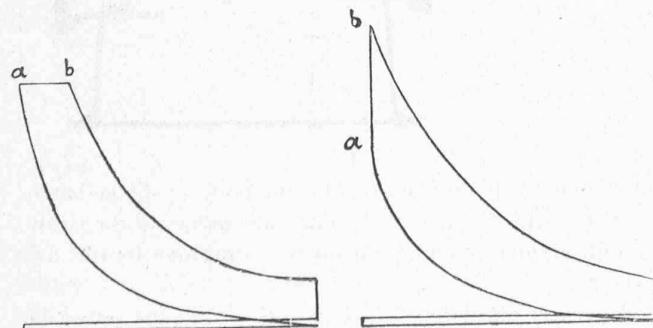


Fig. 1.

Fig. 2.

Voici maintenant une brève description de quelques détails de construction caractéristiques. Les figures qui illustrent cette notice et beaucoup de renseignements ont été empruntés à deux articles de MM. W. H. Adams et A. H. Goddingham publiés par le *Journal of the American Society of Mechanical Engineers* (numéro de novembre 1915).

La fig. 3 montre la chambre de combustion d'un moteur *De la Vergne*. Le combustible et l'air à haute pression, au lieu d'être introduits dans le cylindre, comme dans le moteur

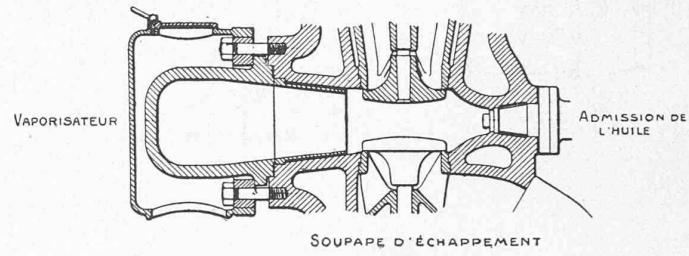


Fig. 3. — Chambre de combustion du moteur *De la Vergne*.

classique, sont dirigés dans une chambre spéciale de vaporisation, chauffée avant le démarrage, où l'huile se volatilise.

Un dispositif analogue, celui de *Ruston Proctor*, est représenté par la fig. 4. Ici, l'air n'est pas injecté avec le com-

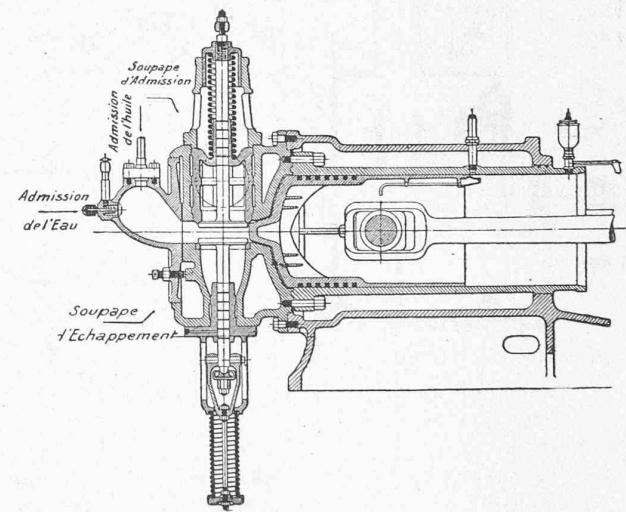


Fig. 4. — Moteur *Ruston Proctor*.

bustible, mais un pulvérisateur ad hoc introduit l'huile dans la chambre de vaporisation qui reçoit aussi une certaine quantité d'eau.

La *culasse* est une partie délicate, en raison des hautes températures auxquelles elle est exposée et des nombreux organes (soupapes, etc.) qu'elle contient. Les constructeurs ont cherché à parer aux efforts produits par la dilatation des différentes pièces au moyen de divers artifices; la fig. 5 en fournit un exemple. C'est une culasse *Willans-Robinson* dans laquelle seules les chambres des soupapes d'admission de l'air et d'échappement sont venues de fonte. La soupape d'admission du combustible et celle de démarrage sont logées dans des tubes fixés aux fonds de la culasse.