

**Zeitschrift:** Bulletin technique de la Suisse romande  
**Band:** 56 (1930)  
**Heft:** 18

**Artikel:** Le nouveau moteur Saurer-Diesel, pour automobiles  
**Autor:** Brüderlin, Ad.  
**DOI:** <https://doi.org/10.5169/seals-43524>

### **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:** 21.12.2024

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

# BULLETIN TECHNIQUE

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

DE LA SUISSE ROMANDE

Paraissant tous les 15 jours

ORGANE DE PUBLICATION DE 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 : *Le nouveau moteur Saurer-Diesel, pour automobiles*, par Ad. BRÜDERLIN, ingénieur-conseil, à Zurich (suite). — *Recherches sur les barrages déversoirs*, par M. L. ESCANDE, ingénieur-conseil (suite). — *Montreux-Plage* (planches hors texte N<sup>os</sup> 8 et 9). — *La crise*. — *Le remplacement des combustibles utilisés en Suisse par l'énergie hydro-électrique*. — **DIVERS** : *Le 75<sup>me</sup> anniversaire de l'Ecole polytechnique fédérale*. — *Le centenaire de Faraday*. — *Frankfurter Kurse für neues Bauen*. — **SOCIÉTÉS** : *Société vaudoise des Ingénieurs et des Architectes (Section S. I. A.)* — **BIBLIOGRAPHIE**. — *Service de placement*.

## Le nouveau moteur Saurer-Diesel, pour automobiles

par Ad. BRÜDERLIN, ingénieur-conseil, à Zurich

(Suite. <sup>1</sup>)

Le fonctionnement du moteur, décomposé suivant les quatre temps du cycle, est le suivant. La description des phénomènes émane du constructeur.

**I<sup>er</sup> temps : course d'admission.** Le piston, visible sur les figures 8 et 9, aspire, dans son mouvement descendant, par le collecteur visible sur la figure 11 et à travers la soupape d'admission, l'air préalablement débarrassé de ses poussières par un filtre. Le moteur Diesel se différencie du moteur ordinaire d'automobile en ce que, contrairement à celui-ci, il n'aspire que de l'air et *non* un mélange d'air et de carburant pulvérisé par un carburateur.

Il n'est donc pas du type à alimentation par *mélange*, type inventé par le mécanicien français Lenoir, qui, le premier, en 1860, introduisit dans le cylindre, par la conduite d'admission, un mélange prêt à la combustion constitué par un carburant (le gaz d'éclairage) et de l'air. La soupape d'admission s'ouvre exactement, comme le montre l'épure de distribution, figure 13, au commencement de la course, au point mort supérieur, et reste encore ouverte pendant que le maneton décrit un arc de 55° dans le deuxième temps.

**II<sup>e</sup> temps : course de compression.** Le piston se meut vers le haut, à partir du point mort inférieur, et, après que le maneton a parcouru un arc de 55° le long duquel la soupape d'admission est restée ouverte, il commence à comprimer, dans la chambre de compression, dite « accumulateur à air », l'air qui, au fur et à mesure que le piston monte, est insufflé, à travers la buse et l'entonnoir, (voir figure 8, à gauche, au-dessus du cylindre). Pour un taux de compression volumétrique  $\frac{V_c + V_h}{V_c} = 15,5$  l'air est comprimé à une pression atteignant 26 à 31 atm., suivant la vitesse du moteur, comme l'indique la figure

14. L'exposant  $\kappa$  de compression étant fonction des échanges de chaleur et ceux-ci devenant plus intenses quand la vitesse diminue, la pression finale du temps de compression diminue en même temps que la vitesse. En outre, par suite du retard de la fermeture (55° au delà du point mort inférieur) de la soupape d'admission, caractéristique des moteurs à grande vitesse, une petite portion de l'air aspiré est d'abord refoulée dans la conduite d'aspiration, aux faibles vitesses. La superposition de ces deux effets explique l'allure de la courbe de la figure 14. La vitesse de l'air dans l'entonnoir, et à son ouverture, croît quand le piston s'avance vers le point mort supérieur et atteint son maximum peu avant celui-ci. A ce moment, 11° à 27° avant le point mort supérieur, suivant la vitesse, l'injecteur visible sur la figure 8, commence à projeter le combustible dans la direction de l'embouchure de l'entonnoir. Le moment du commencement de cette injection peut être réglé en fonction de la vitesse, conformément à la figure 15. Pour réaliser une bonne combustion, ce moment varie entre 11° avant le point mort supérieur, pour 400 tours/min. et 25° pour 2000 tours/min. L'air, refoulé à une grande vitesse par le piston à travers l'entonnoir, entraîne le combustible injecté, qui se mélange intimement avec l'air et est porté par lui à la température d'inflammation : ainsi s'accroissent les préparatifs de la combustion d'une partie du combustible. La grande vitesse de l'air prévient, dans toute la mesure possible, la décomposition pyrogénée du combustible. Au bout de ce temps, le piston a atteint le point mort supérieur et se trouve à une distance de 1,5 à 2 mm de la culasse. Le deuxième temps, celui de la compression, est alors achevé.

**III<sup>e</sup> temps : détente.** Le piston commence à redescendre, les soupapes étant toujours fermées. De ce fait, le sens du courant du mélange combustible-air, en instance de combustion dans l'accumulateur à air (chambre de compression), est inversé et ce mélange, sortant de l'accumulateur par l'embouchure de l'entonnoir, est violemment brassé. Les conditions pour la combustion proprement dite sont maintenant réalisées et elle commence dans l'entonnoir. Dans cette zone de combustion où arrivent de nouvelles quantités d'air venant de l'accu-

<sup>1</sup> Voir *Bulletin technique* du 23 août 1930, page 201.

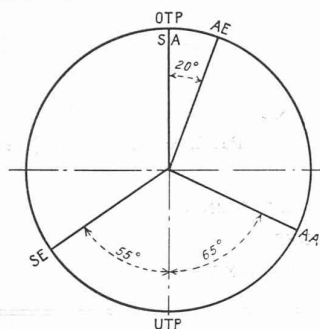


Fig. 13.

Diagramme de distribution du moteur Saurer-Diesel à 4 temps.

OTP=point mort supérieur.  
 UTP= » » inférieur.  
 SA=ouverture soupape d'admission.  
 SE=fermeture » »  
 AA=ouverture » d'échappement.  
 AE=fermeture » »

mulateur, le combustible qui continue à être projeté par l'injecteur, en sens inverse du mouvement de l'air, trouve l'oxygène et la chaleur nécessaires à sa combustion et celle-ci se développe. Il se produit là de violents courants et remous qui réalisent les conditions les plus favorables pour que chaque gouttelette de combustible trouve rapidement la quantité d'oxygène nécessaire à sa combustion. De fait, les phénomènes qui se passent dans l'accumulateur et dans l'entonnoir engendrent une combustion complète très appropriée à la propulsion d'un véhicule automobile. La quantité de combustible nécessaire pour une puissance donnée développée par le moteur est dosée par la pompe Bosch. La vitesse du courant d'air et, par suite, la quantité d'air amenée dans la zone de combustion en un temps donné varient avec la vitesse. Ainsi l'allure de la combustion s'adapte automatiquement à la vitesse du moteur. Cette propriété de l'accumulateur à air de régler automatiquement la vitesse de la combustion, dans un domaine étendu de variations de la charge et de la vitesse, le qualifie tout particulièrement pour le service des moteurs d'automobiles qui doivent travailler dans des conditions souvent très dures. En vérité, la conduite d'une automobile à moteur Saurer-Diesel met bien en évidence cette souplesse, car si on n'était pas prévenu, on pourrait croire que le véhicule est équipé d'un moteur ordinaire, à carburateur.

La pression maximum atteinte pendant la combustion est de 36 à 38 atm. La détente qui s'accomplit pendant la descente du piston se poursuit jusqu'à 65° avant le point mort inférieur, moment auquel, conformément à la figure 13, la soupape d'échappement s'ouvre. Les gaz finissent de se détendre dans la conduite d'échappement, tandis que le piston s'achemine vers le point mort inférieur. Le troisième temps, ou temps de travail, est terminé.

*IV<sup>e</sup> temps : échappement.* Arrivé au point mort inférieur, la soupape d'échappement étant ouverte, le piston remonte et expulse les gaz brûlés à travers la soupape

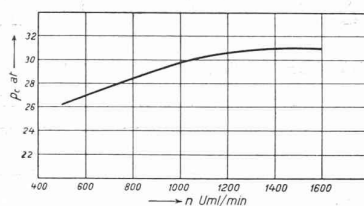


Fig. 14. — Pression de compression, en fonction de la vitesse angulaire d'un moteur Saurer-Diesel à 6 cylindres, type BLD.

pt at = pression, en atmosphères.  
 n Uml/min = nombre de tours par minute.

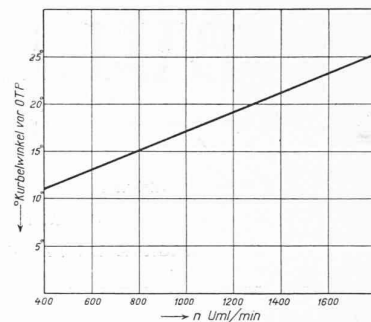


Fig. 15. — Moment de l'injection, rapporté à l'angle de la manivelle, en fonction de la vitesse angulaire.

Kurbelwinkel vor OTP = angle de la manivelle, en avant du point mort supérieur.

et la conduite d'échappement. Lorsqu'il est parvenu au point mort supérieur, la soupape d'admission s'ouvre, tandis que la soupape d'échappement demeure ouverte sur un arc de 20° pendant le temps suivant.

Le diagramme du travail produit pendant un cycle à quatre temps par un moteur à quatre cylindres, type ADD, d'une puissance effective de 40 CV, tournant à 1200 tours/min. est représenté sur la figure 16. On constate que ce cycle est conforme à celui de Sabathé, représenté par la figure 6, c'est-à-dire qu'une petite partie de la combustion affecte un caractère explosif, autour du point mort supérieur, tandis que la plus grande partie de ladite combustion a lieu à pression sensiblement constante.

La figure 17 reproduit, agrandi 2,5 fois, un diagramme relevé au moyen d'un indicateur Maihak sur un moteur à quatre cylindres type ADD, tournant à 1100 tours/min et développant 40 CV effectifs. On y constate l'enregistrement d'une explosion retardée, typique, comme celle qui caractérise la figure 7 et qui peut être causée par un léger retard de l'injection. Le calcul du rendement théorique de ce système de combustion (la formule à cet effet est établie sur les mêmes bases que les formules relatives à la combustion explosive, à la combustion sous pression constante et au cycle de Sabathé) donne un résultat encore meilleur que pour la combustion à pression constante, pour un même taux de compression. Ce système de combustion imprime, en outre, au moteur une marche douce, le piston ayant déjà, au moment de l'explosion, sensiblement dépassé le point mort supérieur.

\* \* \*

Le fonctionnement irréprochable du moteur, en ce qui concerne les phénomènes de combustion dans le cylindre de travail, tant à pleine charge que pour les différents degrés de vitesse et de charge, dépend étroitement de l'exactitude et de la sûreté du fonctionnement de la pompe à combustible, car elle est, pour le moteur, le

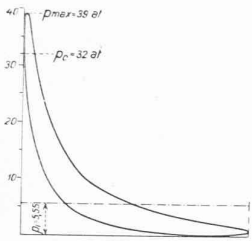


Fig. 16. — Diagramme du cycle à 4 temps du moteur à 4 cylindres ADD.

Echelle: 0,8 mm = 1 at.

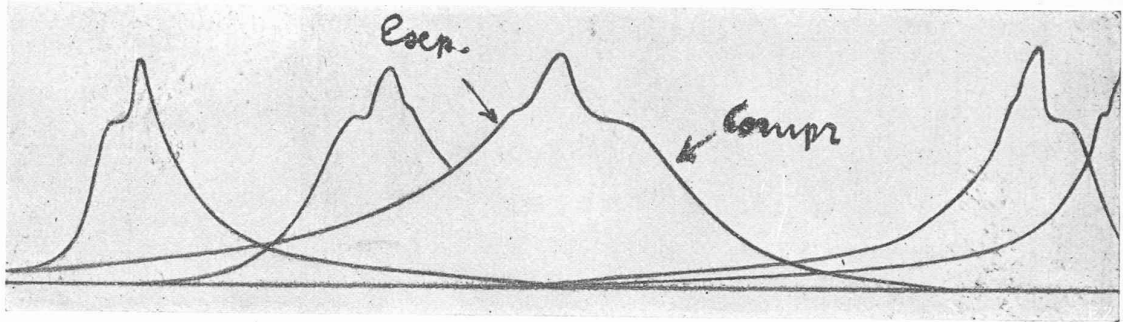


Fig. 17. — Diagrammes continus relevés sur un moteur Saurer-Diesel à 4 cylindres, type ADD. Agrandissement photographique: 2,5 fois l'original. — Echelle de l'agrandissement: 0,8 mm = 1 at.

cœur qui, à tout instant, doit doser avec précision la quantité de combustible à fournir au poumon, c'est-à-dire à l'accumulateur à air. Pour cette distribution du combustible, la maison Saurer utilise un appareil construit par la Société Robert Bosch, à Stuttgart. C'est une pompe à piston dans laquelle, suivant le nombre des cylindres du moteur, quatre ou six pompes à piston élémentaires, fonctionnant indépendamment, sont groupées dans un bâti commun. La figure 18 représente un de ces agrégats, tel qu'il est utilisé pour les moteurs à six cylindres. Extérieurement, on ne voit que les six raccords des tuyaux et le levier de réglage. La figure 19 est une coupe partielle à travers la pompe, montrant l'organisation de deux pompes élémentaires et leur mécanisme de commande. Un arbre à came commun, portant six cames symétriques, décalées chacune de  $60^\circ$  par rapport à la suivante, actionne, par l'intermédiaire de galets, six poussoirs. Au-dessus de chaque poussoir est aménagé un élément de pompe composé d'un piston et d'un cylindre dont l'ouverture est commandée par une soupape à ressort de rappel. Le piston de la pompe est appuyé sur le poussoir par un ressort. La chambre de compression du cylindre est entourée d'une chambre d'aspiration et ces deux chambres communiquent entre elles par de petites lumières représentées sur la figure 20.

Le combustible (huile à gaz) est véhiculé du réservoir principal à la chambre d'aspiration, à travers un filtre, par une pompe électro-magnétique dite « Autopulse ». La course du piston est invariable pour tous les débits de combustible. La partie supérieure du piston fait office d'organe de distribution représenté par la figure 20, l'arête supérieure *a-a* réglant le commencement du débit et l'arête oblique *b-b*, la fin du débit. Cette fin et, par suite, la quantité de combustible injectée, sont réglées par rotation du piston, rotation provoquée par une douille de réglage, munie d'un segment denté qui engrène avec une crémaillère (fig. 19). Les segments dentés de toutes les pompes élémentaires étant simultanément en prise avec cette crémaillère, un déplacement de celle-ci agit simultanément sur les six pistons et, en conséquence, règle uniformément le débit du combustible à tous les cylindres. La pompe fonctionne comme suit: lorsque le piston est soulevé par la came, la chambre de compression est d'abord en communication, par les lumières, avec la chambre d'aspiration (croquis I, figure 20). L'ascension du piston continuant, il vient un moment où il recouvre les deux lumières de communication: chambre d'aspiration et chambre de compression sont alors séparées (croquis II, figure 20). Le mouvement ascendant du piston continuant, le combustible comprimé dans la

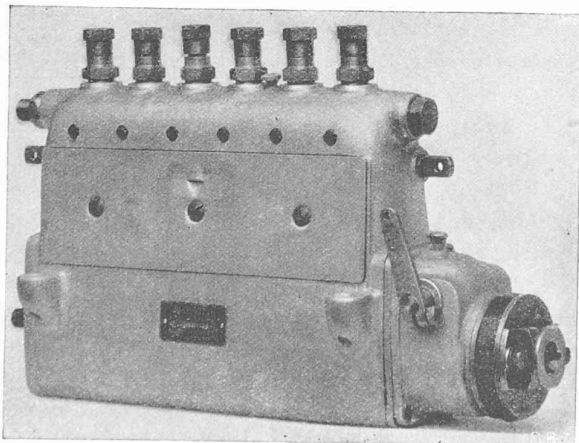


Fig. 18. — Vue de la pompe à combustible Bosch.

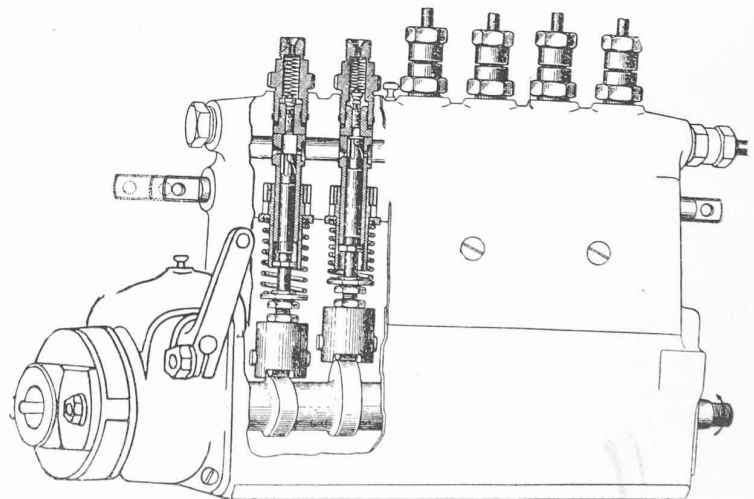


Fig. 19. — Vue et coupe partielle de la pompe à combustible Bosch.

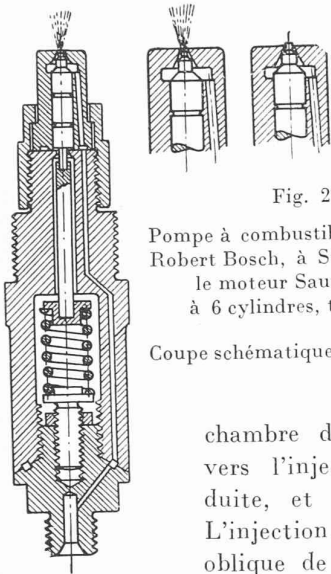


Fig. 21.

Pompe à combustible de la S. A. Robert Bosch, à Stuttgart, pour le moteur Saurer-Diesel à 6 cylindres, type BLD.

Coupe schématique de l'injecteur.

chambre de compression est chassé vers l'injecteur, à travers la conduite, et projeté dans le cylindre. L'injection dure jusqu'à ce que l'arête oblique de distribution commence à découvrir la lumière de droite (croquis

III figure 20). Quant à la lumière de gauche, elle est continuellement couverte par le piston, depuis le début de l'injection. Dès ce moment, le piston, pendant son mouvement ascendant, refoule dans la chambre d'aspiration, à travers la rainure longitudinale, le combustible restant dans la chambre de compression. Le commencement de l'injection est donc le même quel que soit le débit de combustible, mais la fin en peut être avancée ou retardée par réglage du piston selon le débit demandé.

L'exemple numérique suivant donnera une idée des conditions de haute précision auxquelles cette pompe doit satisfaire. Le moteur à six cylindres tourne, normalement, à 1600 tours/min. et développe, alors, une puissance de 80 CV. Sur la base d'une consommation spécifique de 220 g par cheval-heure,  $80 \times 220 = 17\ 600$  g de combustible doivent donc être injectés en une heure, soit 4,9 g par seconde. Dans un moteur à six cylindres, il y a trois injections par tour de la manivelle, ce qui, pour le nombre de tours/min. indiqué ci-dessus, fait  $26,7 \times 3 = 80$  injections par seconde. Et une injection met en œuvre  $4,9 : 80 = 0,0613$  g de combustible. Si la puissance développée n'est plus que le quart de la puissance normale, le débit par seconde se réduit à 0,028 g pour une vitesse de 1600 tours/min. Le temps disponible pour chacune de ces injections est de  $1/320^e$  de seconde seulement, à pleine puissance, et pour 1600 tours/min., et même de  $1/700^e$  de seconde à un quart de charge et pour la même vitesse angulaire.

Le réglage de la puissance du moteur, en conformité avec la résistance à vaincre, se fait par variation du débit de combustible, autrement dit par variation du débit de la pompe. Contrairement aux moteurs à explosion, à carburateur, les moteurs Diesel ne comportent pas d'étranglement du courant d'air à l'aspiration. Le débit d'air aspiré est donc constant. Dans les moteurs à six cylindres, en raison de l'étendue de la gamme des vitesses (400 à 1800 tours/min), le commencement de l'injection doit pouvoir être réglé à peu près conformément à la

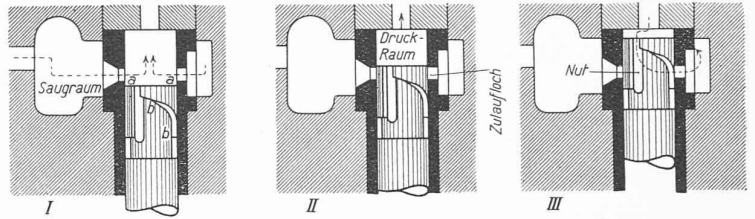


Fig. 20. — Coupes à travers le cylindre d'un élément de pompe Bosch, pour différentes positions du piston.

Légende : Saugraum = Chambre d'aspiration. — Druckraum = chambre de compression. — Zulaufloch = lumière d'admission. — Nut = rainure.

figure 15. Afin de satisfaire à cette condition, la pompe est commandée par l'intermédiaire d'une douille fileté à pas différentiel et multiple. Par déplacement de la douille au moyen du levier visible sur la figure 10, à droite de la pompe, qui peut être actionné par une manette montée sur le volant de direction (chiffre 3 de la figure 28) on communique à l'arbre à cames de la pompe une avance ou un retard par rapport au vilebrequin. Dans le moteur à quatre cylindres, qui tourne à 1200 tours/min. seulement, ce réglage de l'injection n'est plus nécessaire et il suffit d'adopter une position moyenne. L'allumage du combustible injecté est opéré par la chaleur dégagée pendant la période de compression. Lorsque le moteur est froid, la perte de chaleur par les parois est plus grande que quand il est chaud et la température de l'air, à la fin de la course de compression, n'est pas assez élevée pour enflammer immédiatement le combustible. Aussi, en vue d'assurer néanmoins une rapide mise en route, des organes, dits « corps de chauffe électriques de démarrage » sont aménagés dans la culasse, voir figure 8. Ces corps de chauffe sont constitués essentiellement d'une spirale, portée à l'incandescence par le courant d'une batterie à 2 volts. Cette spirale se trouvant à proximité du jet de combustible, quelques gouttelettes de celui-ci entrent en contact avec elle, s'y enflamment et provoquent la combustion. Au matin, le moteur étant froid, la spirale est chauffée pendant une trentaine de secondes, puis le moteur est mis en marche au moyen du démarreur. Si le démarrage s'effectue avec un moteur chaud, le chauffage préalable est superflu. L'injecteur se compose, essentiellement, de la boîte-support et de l'injecteur proprement dit. La boîte, à laquelle l'injecteur est fixé par un écrou à chapeau, sert d'appui au ressort de compression. Une tige, guidée dans le corps de la boîte, transmet la pression du ressort à l'aiguille rodée dans la buse et l'appuie sur son siège ; la tension du ressort, qui détermine la grandeur de la pression d'injection, est réglable au moyen d'une vis. Le combustible arrive centralement dans la boîte et parvient à un canal circulaire d'où il est canalisé vers la buse. Enfin, il débouche sous la pointe de l'aiguille qui est soulevée de son siège conique par l'excès de la pression du combustible sur la pression du ressort. Au-dessous de ce siège, l'aiguille se termine par un téton cylindrique

qui pénètre dans une ouverture légèrement conique de la buse. Lorsque l'aiguille est soulevée, ce téton, sortant du trou conique, découvre un espace annulaire dont la grandeur varie avec la quantité de combustible injecté et la durée de l'injection (vitesse angulaire du moteur). Pour les petits débits et les petits nombres de tours, la course de l'aiguille et, par suite, la section libre de passage du combustible sont plus petites que pour les grands débits et les grandes vitesses. De cette façon, la pression d'injection est sensiblement constante pour toutes les puissances et toutes les vitesses, contrairement aux buses à canaux calibrés dans lesquelles la pression d'injection peut atteindre des valeurs très élevées aux grandes vitesses. Outre cet avantage de la constance de la pression d'injection, la buse à téton possède celui de se nettoyer complètement par le mouvement du téton dans son logement.

(A suivre.)

## Recherches sur les barrages déversoirs,

par M. L. ESCANDE, D<sup>r</sup> ès sciences,  
ingénieur-conseil,

Chargé de Conférences à l'Institut Electro-technique à Toulouse.

(Suite.)<sup>1</sup>

Les expériences sur les barrages déversoirs<sup>2</sup> ont été effectuées, à la suite des nombreuses études sur modèles réduits, que nous avons dû faire, à l'occasion de la construction de grands ouvrages, en France et en Algérie.

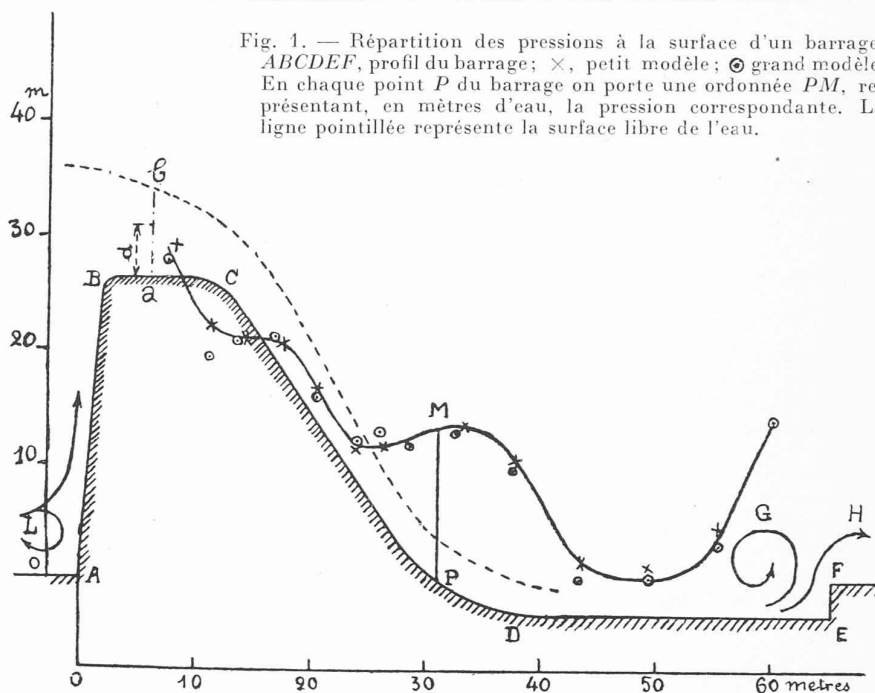
Nous avons jugé nécessaire d'examiner comment les lois de similitude s'appliquent au phénomène du déversement sur un seuil épais.

Nous allons maintenant exposer les résultats que nous avons obtenus, dans l'étude sur modèles de deux barrages en projet, le barrage du Pinet (aujourd'hui à peu près terminé), sur le Tarn, et le barrage de Puechabon, sur l'Hérault<sup>3</sup>.

### I. Barrage du Pinet.

Nous avons été chargés, en 1925, M. Camichel, M. Ricaud et moi-même, à l'instigation de M. l'ingénieur en chef Godard, et de M. l'ingénieur Arlaud, d'étudier

Fig. 1. — Répartition des pressions à la surface d'un barrage. ABCDEF, profil du barrage; ×, petit modèle; ⊙ grand modèle. En chaque point P du barrage on porte une ordonnée PM, représentant, en mètres d'eau, la pression correspondante. La ligne pointillée représente la surface libre de l'eau.



le déversement de crues, pouvant atteindre 3500 m<sup>3</sup> : s, sur un barrage de 25 m de hauteur, que l'on construit, sur le Tarn, à Pinet.

Les questions que nous devons particulièrement examiner étaient la détermination du coefficient de débit et la protection contre les affouillements à l'aval. A cette occasion<sup>1</sup>, nous avons établi deux modèles, entre eux dans le rapport 6,18. Le plus grand, qui correspond à une réduction du barrage réel, dans le rapport 1/48,5, débitait 150 l : s, dans un canal de 80 cm de largeur.

Nous avons vérifié la similitude des surfaces libres de l'eau, dans les deux modèles.

En étudiant la répartition des vitesses, suivant une section déterminée, nous n'avons pas trouvé de divergence systématique, vis-à-vis de la loi de similitude.

Mais, pour la mesure des vitesses, dans le grand modèle, nous utilisons un tube de Pitot, dont l'orientation pouvait présenter une petite indétermination. Dans ces conditions, nous ne pouvions être sûrs des résultats qu'il fournissait qu'à 2 pour 100 près, et nous nous proposons de reprendre ces recherches ultérieurement.

D'autre part, nous avons également vérifié la similitude des répartitions de pression, le long du parement du barrage (voir fig. 1), et mis en évidence l'existence d'une zone de dépression, à la partie supérieure du parement aval.

C'est seulement en 1928 que j'ai repris l'étude des barrages, sur le conseil de M. Camichel. Voici, rapidement exposés, les quelques résultats que j'ai pu obtenir, après une série de recherches, souvent très délicates, par leur nature même, ou du fait des dimensions réduites des appareils ; je dois, à ce sujet, signaler l'aide efficace qui m'a été apportée, pour l'exécution des expériences et le

<sup>1</sup> C. CAMICHEL, L. ESCANDE et M. RICAUD : *Comptes rendus des Séances de l'Académie des Sciences*, t. CLXXX, p. 99-102.

<sup>1</sup> Voir *Bulletin technique* du 23 août 1930, page 207.

<sup>2</sup> Nous devons citer parmi les auteurs qui ont étudié particulièrement le déversement sur les barrages : MM. Hamilton Smith, J.-N. Leconte, Ben D. Moses, G. de Marchi, Erik Linquist, Creager, Golaz, Rehbock, Wilson, Gore, Benjamin Groat, Smrcek, etc.

<sup>3</sup> L. ESCANDE : *Comptes rendus des Séances de l'Académie des Sciences*, 29 octobre 1928, t. CLXXXVII, p. 756-758.