

La suralimentation du moteur Diesel à deux temps

Autor(en): **[s.n.]**

Objektyp: **Article**

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

Band (Jahr): **68 (1942)**

Heft 19

PDF erstellt am: **19.09.2024**

Persistenter Link: <https://doi.org/10.5169/seals-51821>

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.

La suralimentation du moteur Diesel à deux temps¹.

La suralimentation du moteur Diesel à deux temps a toujours été l'un des principaux objets des recherches des constructeurs de moteurs ; les efforts tendant à ce but ont été particulièrement intenses depuis qu'on a trouvé la possibilité de suralimenter le moteur à quatre temps et par là d'en étendre considérablement les applications. Il est vrai que depuis 1912 déjà le moteur à deux temps Sulzer est pourvu d'un dispositif d'alimentation additionnelle, dont le principe, que nous supposons connu du lecteur, comporte une certaine suralimentation. Ce procédé permettait, au commencement de la course de compression, de remplir le cylindre d'air sous une pression supérieure à celle qui était usuelle à cette époque. La pression d'alimentation additionnelle se limitait alors, suivant la pression de balayage, à environ 1,2—1,4 atm. abs., et le gain de puissance réalisé de la sorte atteignait 10 à 30 % par rapport aux moteurs dépourvus de ce dispositif. Dans les moteurs à deux temps, cette pression d'alimentation additionnelle s'est maintenue à peu près sans changement jusqu'à maintenant et n'a été élevée que dans certains cas particuliers. La cause en est que tout accroissement de la pression de suralimentation entraîne une augmentation de la puissance absorbée par la pompe de balayage et par conséquent de la consommation de combustible, tout au moins aussi longtemps que l'énergie contenue dans les gaz d'échappement, et croissant avec la pression de suralimentation, reste inutilisée et figure par conséquent aux pertes dans le bilan de l'énergie.

L'application de pressions de suralimentation plus élevées exige donc, surtout pour réduire la consommation de combustible, que l'énergie des gaz d'échappement soit récupérée par sa transformation en énergie mécanique utile. La turbine à gaz d'échappement est aujourd'hui le moyen tout indiqué de réaliser cette transformation.

La solution la plus simple consisterait évidemment à entraîner par la turbine d'échappement une turbo-soufflante qui fournirait tout l'air nécessaire au balayage et à la suralimentation ; on pourrait ainsi se passer de la pompe de balayage. Ce procédé de suralimentation est malheureusement inapplicable au moteur à deux temps, car ce n'est qu'aux charges assez élevées que la puissance de la turbine suffirait à fournir l'air nécessaire, tandis qu'aux charges partielles le moteur manquerait d'air. L'obstacle essentiel réside cependant dans le fait qu'un moteur à deux temps suralimenté de la sorte ne serait pas même capable de démarrer, car la vitesse de la turbine d'échappement entraînant la soufflante n'augmenterait que trop lentement. Il est donc indispensable, dans la suralimentation du cycle à deux temps, de fournir au groupe de suralimentation, en particulier à la soufflante, l'énergie qui lui fait défaut au démarrage et aux faibles charges du moteur Diesel.

Dans le procédé Sulzer désigné par la suite par « Suralimentation sous haute pression », on peut, par exemple, employer une pompe de balayage renforcée, accouplée au vilebrequin du moteur et de dimensions suffisantes pour fournir tout le volume d'air nécessaire. Pour tirer parti de l'énergie mécanique produite par la turbine, on relie cette dernière au vilebrequin par un train d'engrenages. La pompe de balayage à piston peut aussi être remplacée par une turbo-soufflante

rotative qu'entraîne directement ou indirectement la turbine d'échappement accouplée également au vilebrequin par un train d'engrenages. Dans les deux cas, le compresseur se met en marche dès le démarrage du moteur Diesel et peut par conséquent fournir immédiatement tout le volume d'air nécessaire au balayage. On est libre, tout au moins en théorie, de choisir à volonté la pression de suralimentation ; la pression la plus économique varie cependant d'un cas à l'autre.

L'étude du problème montre que la puissance théorique de la turbine d'échappement dépasse celle qu'absorbe le compresseur. En fait, par suite des pertes inévitables de la turbine et du compresseur, ce n'est que dans les unités importantes et pour les charges élevées que la puissance de la turbine suffit à l'entraînement de la soufflante, et que l'excédent de puissance se transmet au vilebrequin par le train d'engrenages mentionné plus haut. Cependant, même dans les groupes de puissance moindre, la turbine d'échappement est en mesure de fournir au moins la plus grande partie de la puissance nécessaire au compresseur. On peut admettre que, dans les conditions moyennes, la puissance de la turbine et celle du compresseur sont à peu près équivalentes.

Ces considérations ont incité la maison Sulzer Frères, il y a quelques années déjà, à rechercher la réalisation pratique de la suralimentation du cycle à deux temps. On construisit tout d'abord à cet effet un moteur spécial qui fut soumis à une longue série d'essais approfondis, limités premièrement au moteur Diesel seul ; l'influence de la turbine d'échappement était imitée par un diaphragme étranglant l'échappement. L'air de balayage et de suralimentation était fourni par le réseau d'air comprimé des ateliers et réchauffé à une température correspondant à l'action polytropique d'un compresseur normal.

Suralimenté à 2 atm. abs., ce moteur permit, avec un échappement parfaitement clair, d'atteindre une pression effective moyenne de 12 kg/cm², qu'on put facilement maintenir indéfiniment. Dans un essai de surcharge effectué plus tard, sous la même pression de suralimentation, mais avec un autre moteur, on put même maintenir pendant 48 heures une pression effective moyenne de 13 kg/cm² ; ce résultat corres-

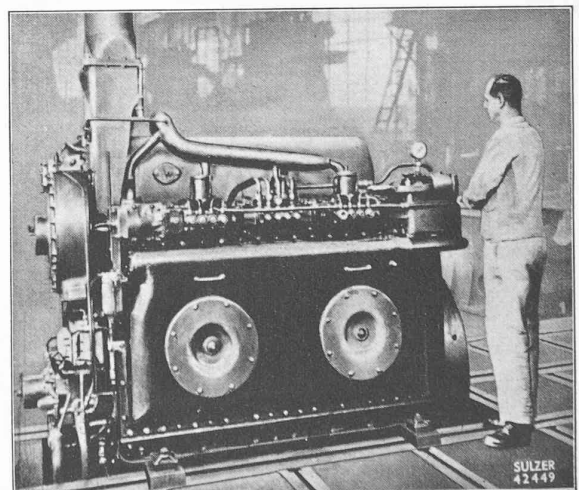


Fig. 1. — Vue du premier moteur à deux temps suralimenté 4ZGA19, combiné avec une turbine à gaz d'échappement, qui atteignit une pression effective moyenne de 12 kg/cm² (nombre de cylindres 4, alésage 190, course 2×300 mm). Sous la pression de suralimentation de 2 atm. abs., la puissance unihoraire atteignit, à 750 t/min, 1370 chev. pour une pression effective moyenne de 12 kg/cm².

¹ Résumé d'un mémoire présenté par M. F. Oederlin, administrateur délégué de la maison Sulzer Frères, sur les derniers résultats acquis dans le domaine de la suralimentation du moteur Diesel à deux temps.

pond, en regard du moteur non suralimenté, à une augmentation de la pression effective moyenne, c'est-à-dire de la puissance, de 100 %.

On poursuivit les essais avec le même moteur, sous une pression de 3 atm. abs., ce qui permit d'obtenir une pression effective moyenne de 15 kg/cm², maintenue également pendant une durée indéfinie avec un échappement parfaitement clair.

Après augmentation convenable de l'espace mort, la suralimentation de ce moteur fut progressivement portée jusqu'à 6 atm. abs.; la pression effective moyenne, admissible en service continu, put être poussée jusqu'à 18 kg/cm². Grâce à l'excédent d'air assez important dans lequel s'opère la combustion, les gaz d'échappement sont remarquablement purs à toutes les charges de moteur, ce qui en fait un fluide moteur idéal pour une turbine d'échappement.

Ces résultats encourageants conduisirent à la construction d'un moteur suralimenté sous 2 atm. abs. (fig. 1), auquel on appliqua, pour obtenir une densité de puissance aussi élevée que possible, le principe des pistons opposés. La turbine d'échappement, montée en porte-à-faux à l'extrémité du collecteur d'échappement, transmet sa puissance au vilebrequin par un train d'engrenages. L'air de balayage et de suralimentation est fourni par des compresseurs à pistons accouplés au vilebrequin. Ce moteur a les caractéristiques principales suivantes :

| | |
|---|-----------------------|
| Nombre de cylindres | 4 |
| Alésage | 190 mm |
| Course | 2 × 300 mm |
| Nombre de tours | 750 p.min |
| Vitesse linéaire des pistons | 7,5 m/s |
| Puissance unihoraire | 1370 ch eff. |
| Pression effective moyenne à la puissance unihoraire, compte tenu de la turbine et du compresseur | 12 kg/cm ² |
| Consommation de combustible | 158 gr/ch eff. h |

Cette machine est depuis plus de 3000 heures en service industriel dans les propres ateliers de la maison Sulzer; tous les éléments de construction nouvellement étudiés pour sa réalisation se sont parfaitement comportés sous tous les rapports. En particulier l'accouplement mécanique reliant la turbine d'échappement au vilebrequin n'a jamais donné lieu aux moindres difficultés. Même par les froids les plus vifs, le moteur a toujours démarré rapidement et avec toute sûreté. Ce moteur Sulzer représente la première réalisation pratiquement utilisable du cycle à deux temps suralimenté sous haute pression, en combinaison avec une turbine d'échappement, où la pression effective moyenne ait atteint des valeurs aussi élevées.

Dans les unités importantes, la transmission mécanique entre la turbine à gaz et le vilebrequin peut être remplacée par un accouplement hydraulique ou électromagnétique. La transmission d'énergie peut aussi s'effectuer par un dispositif électrique: le groupe de suralimentation est alors entraîné par un moteur électrique alimenté, soit par le réseau, soit par une génératrice spéciale.

Pour expérimenter en pratique l'application de la suralimentation sous haute pression aux vitesses élevées, on construisit en outre un moteur d'essai de 120 mm d'alésage et de 2 × 150 mm de course, établi premièrement pour une vitesse de 1500 t/mn. Comme dans les exécutions précédentes, la pression effective moyenne atteignit sans aucune difficulté les valeurs de 12, 15 et 18 kg/cm² pour des pressions de suralimentation de 2, 3 et 6 atm. abs. A la vitesse de 1500 t/min, la consommation de combustible s'éleva à 180-190 gr/ch, si l'on ne tient pas compte de la puissance de la turbine et du

compresseur, qui, comme on l'a déjà vu, sont sensiblement équivalentes. Entre temps, la vitesse de rotation du moteur fut élevée jusqu'à 2400 t/min, ce qui correspond pour les pistons à une vitesse linéaire de 12 m/s.

En outre, on effectua aussi des essais sur un moteur à un seul piston, de 420 mm d'alésage, en limitant provisoirement à 2 atm. abs. la pression de suralimentation. Ces essais firent aussi ressortir le fait que l'augmentation de puissance est pratiquement proportionnelle au degré de suralimentation, ce qui confirme dans ce domaine les résultats obtenus sur les moteurs de petit alésage.

Ces résultats ont conduit la maison Sulzer Frères à entreprendre l'adaptation progressive de ses moteurs à un piston, de moyen et de gros alésage, aux exigences de la suralimentation à haute pression. Cette maison a en même temps étudié un nouveau type de moteur (fig. 2), qui permet de tirer parti d'une façon particulièrement efficace des propriétés de la suralimentation à haute pression. C'est un moteur à deux vilebrequins et à pistons opposés, dont les caractéristiques principales sont les suivantes :

| | |
|--|--------------|
| Nombre de cylindres | 6 |
| Alésage | 180 mm |
| Course | 2 × 225 mm |
| Nombre de tours | 850 p.min |
| Vitesse linéaire des pistons | 6,375 m/s |
| Pression de suralimentation | 2 atm.abs. |
| Puissance unihoraire | 1560 ch eff. |

Tous les éléments du moteur ont été étudiés pour permettre de porter, à titre d'essai, la pression de suralimentation à 6 atm. abs., ce qui augmente la puissance jusqu'à 2340 ch et réduit encore le poids unitaire de la machine.

La suralimentation sous une pression de 5-6 atm. abs. constitue un cas particulier par le fait que dans ce domaine la puissance développée par le moteur Diesel est sensiblement égale à celle qui est absorbée par le compresseur de suralimentation. Il est donc possible de découpler la turbine à gaz

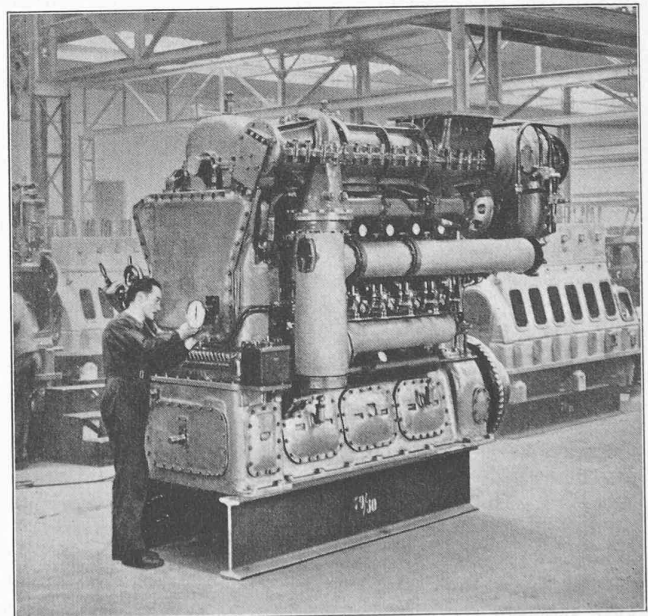


Fig. 2. — Cette figure représente, dans les ateliers de la maison Sulzer à Winterthur, le premier moteur à deux temps, à pistons opposés et à deux vilebrequins, de 1560 che ff. à la vitesse de 850 t/min, suralimenté sous une pression de 2 atm.abs.

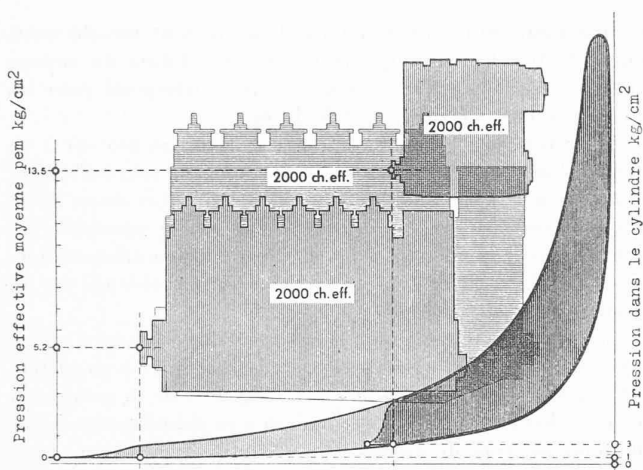


Fig. 3. — Encombrements comparés d'un moteur à deux temps non suralimenté de 2000 ch à gauche, d'un moteur non suralimenté de 2000 ch à pistons plongeurs et d'un moteur à deux temps et à pistons opposés de 2000 ch, suralimenté d'après le procédé Sulzer. La surface du diagramme avec hachures foncées représente le travail développé dans les cylindres du moteur suralimenté. La surface du diagramme représentant le travail de la turbine d'échappement et du compresseur de suralimentation est à peu près équivalente à la partie du diagramme hachurée de façon plus claire, correspondant au moteur non suralimenté.

d'échappement du moteur Diesel et du compresseur, sans rien changer au bilan d'énergie du groupe entier. Le groupe constitué par le moteur Diesel et le compresseur, désigné ici par « générateur de gaz potentiels », joue le même rôle que par exemple la chaudière dans la centrale de force motrice à vapeur. Toute la puissance utile est fournie par la turbine à gaz potentiels, qui correspond à la turbine à vapeur de l'exemple précédent. Il est, sans aucune difficulté, possible d'alimenter une même turbine à gaz potentiels par plusieurs générateurs.

Ce procédé de production de force motrice est aussi réalisable au moyen de générateurs de gaz potentiels à pistons libres. Dans un appareil de ce genre, les deux pistons moteurs opposés actionnent chacun directement un piston de compresseur qui refoule l'air de balayage et de suralimentation. Le vilebrequin fait complètement défaut et les deux pistons sont simplement reliés par une tringlerie qui assure le synchronisme de leurs mouvements réciproques. Le volume de l'espace mort s'adapte automatiquement à la pression de suralimentation nécessaire.

Le système moteur à gaz potentiels représente l'une des réalisations possibles de la turbine à gaz. Son rendement thermique est particulièrement remarquable, car il atteint 35 à 40 %, sans adjonction d'aucun dispositif de récupération, et sans que les températures de régime permanent ne dépassent 450 à 500° C. Il n'y a pas lieu de craindre l'apparition de phénomènes de vitesses critiques, car les générateurs de gaz potentiels ne sont reliés entre eux que par une masse de gaz parfaitement élastique. Le système moteur à gaz potentiels peut fournir des puissances qui étaient jusqu'ici inaccessibles au moteur Diesel, et le poids unitaire de ces installations égale celui des plus légères installations à vapeur.

La maison Sulzer Frères a soumis le système moteur à gaz potentiels, dans ses deux variantes d'exécution, c'est-à-dire avec générateur soit à vilebrequin — à la façon du moteur Diesel — soit à pistons libres, à des études approfondies, sous le rapport théorique aussi bien que pratique.

Il est possible d'augmenter la pression de suralimentation au delà de 6 atm. abs. Cependant, pour appliquer ce cas au

système moteur à gaz potentiels, il est nécessaire de faire participer la turbine d'échappement au travail de compression, car la puissance absorbée par le compresseur dépasse celle que développe le moteur Diesel.

Le moteur Diesel à deux temps, suralimenté sous haute pression, présentera en premier lieu un intérêt spécial dans les applications où il est nécessaire de réduire le poids et l'encombrement de l'installation motrice, comme c'est par exemple le cas dans la traction, dans certaines catégories de navires et en général pour les groupes électrogènes de pointe, de réserve ou de secours.

On peut assimiler le groupe de suralimentation à une turbine à gaz à équipression, c'est-à-dire à une turbine à combustion uniforme, dont la chambre de combustion serait remplacée par le moteur Diesel. On a déjà vu plus haut que le groupe de suralimentation dispose d'une certaine surface de travail de signe positif, comme c'est aussi le cas pour la turbine. Mais, tandis que dans cette dernière l'énergie utile n'est représentée que par la différence entre la puissance de la turbine et celle du compresseur, elle s'augmente, dans la suralimentation à haute pression, de la puissance produite dans les cylindres du moteur Diesel. Ce gain se fait remarquer particulièrement dans le rendement thermique, qui atteint 40 % environ dans la suralimentation sous haute pression, au lieu de 18 % environ seulement dans la turbine à gaz simple.

Le remplacement de la chambre de combustion par le moteur Diesel se justifie aussi par le fait qu'il est de toute façon nécessaire de refroidir jusqu'à 500 ou 600° C les gaz de combustion, dont la température initiale est d'environ 1500 à 2000°, avant de les amener à la turbine. Au lieu de s'effectuer par mélange d'un excédent d'air, comme c'est le cas pour la turbine, ce refroidissement s'opère principalement, dans le moteur suralimenté sous haute pression, par l'expansion de ces gaz dans le cylindre, où ils produisent en même temps de l'énergie utile.

Si, dans le moteur Diesel suralimenté sous haute pression, on élève progressivement la pression de suralimentation, la cylindrée, pour un espace mort constant, diminue de plus en plus ; à la limite de cette diminution, la cylindrée se réduit à zéro, et il ne reste plus du moteur Diesel que l'espace mort, qui n'est en somme pas autre chose que la chambre de combustion de la turbine à gaz hypothétique à haute pression, de réalisation actuellement encore impossible à cause des hautes températures qu'elle met en jeu. On a vu, par contre, que ce cycle fonctionne à bon rendement dans le moteur Diesel suralimenté sous haute pression ou dans l'installation motrice à gaz potentiels.

Sous le rapport des principes généraux de construction, il est aussi logique de confiner la combustion ainsi que les hautes pressions de compression et d'expansion dans le cylindre du moteur Diesel qui est l'organe le plus apte à résister à leur action. Mais, comme la coûteuse cylindrée du moteur Diesel n'est, dans la partie inférieure du diagramme, qu'imparfaitement utilisée, il est également logique de laisser cette partie du travail de compression et d'expansion à des compresseurs radiaux ou axiaux, ainsi qu'à des turbines, machines qui sont notoirement moins coûteuses, plus légères et moins encombrantes, et qui se sont montrées parfaitement appropriées aux gros débits sous des pressions faibles ou moyennes.

Ces considérations, jointes aux résultats obtenus, montrent pertinemment que des raisons importantes justifient la combinaison du moteur Diesel avec la turbine à gaz. Cette combinaison apporte, sur la turbine à gaz dans sa forme

actuelle, une amélioration du rendement thermique de plus de 100 %, et sur le moteur Diesel non suralimenté une augmentation de la pression effective moyenne de 100 à 200 %.

Il n'en reste pas moins certain que la turbine à gaz gagnera, à côté du système moteur à gaz potentiels, une grande importance, particulièrement dans le domaine des grosses puissances, à condition qu'il soit possible d'améliorer encore sensiblement son rendement aussi bien à pleine charge que surtout aux charges partielles. Aussi la maison Sulzer Frères a-t-elle voué toute son attention au problème de la turbine à gaz et entrepris, à la suite de ses études, la réalisation d'une turbine à gaz de son propre système. Cependant la turbine à gaz ne parviendra pas à remplacer le moteur Diesel — qu'il soit suralimenté ou non — car ce dernier possède de toutes les machines motrices thermiques le meilleur rendement ; il est à même de conserver cette supériorité aussi sur la turbine à gaz à équipression.

CORRESPONDANCE

A propos des constructions en bois à assemblages cloués¹.

M. J. Calame nous fait remarquer ce qui suit :

Lors de son Assemblée des délégués du 22 août 1942 à Schaffhouse, la Société suisse des ingénieurs et des architectes (S. I. A.) a accepté la proposition qui lui était faite de **majorer les taux des contraintes admissibles**, rappelés dans le tableau à la page 207 du numéro du 5 septembre 1942, tout au moins en ce qui concerne les éléments soumis à la *flexion* ; à savoir :

| | | | | | |
|---------------|--------------------------|-------------|--------------------------|--------------|----|
| nouveaux taux | | au lieu de | | anciens taux | |
| Catégorie I | II | Catégorie I | II | Catégorie I | II |
| 120 | et 95 kg/cm ² | 100 | et 80 kg/cm ² | | |

à la *compression* parallèlement au sens des fibres :

| | | |
|----------|------------|----------|
| 90 et 75 | au lieu de | 75 et 60 |
|----------|------------|----------|

et au *flambement* : majoration de 30 % environ.

À la *traction* (axiale) en revanche, les taux ont été **réduits** à

| | | |
|----------|------------|-----------|
| 85 et 70 | au lieu de | 100 et 80 |
|----------|------------|-----------|

et il n'y a pas de modification au *cisaillement*, où la contrainte ne doit pas dépasser

12 et 10 kg/cm² comme précédemment,

(taux qui demeure d'ailleurs supérieur à celui des normes d'autres pays ; en Allemagne, par exemple : 9 kg/cm²), pas plus qu'à la compression perpendiculairement au sens des fibres.

Il n'y a ainsi rien à changer de ce fait au mode de calcul proposé pour les constructions en bois par assemblages cloués, dans lesquelles — à moins que les charges supportées restent vraiment minimales — c'est le *cisaillement* qui demeure *déterminant* au même taux que précédemment.

Au sujet de la dénomination des clous figurant dans le tableau de la page 214, il est plus courant en Suisse romande de les appeler par leur *numéro de fabrique* et leur longueur en mm. Voici les *diamètres* en dixièmes de millimètres qui correspondent aux numéros courants des « pointes de Paris à tête plate » des Tréfileries réunies S. A. à Bienne :

| | | | | | | | |
|--------|----|----|----|----|----|----|-------------|
| Nos 18 | 19 | 20 | 21 | 22 | 23 | 24 | 25 |
| ⊙ 31 | 35 | 40 | 45 | 50 | 55 | 65 | 70 mm : 40. |

La longueur des pointes est à choisir sur les listes d'après les dimensions des bois.

BIBLIOGRAPHIE

Les projets de navigation intérieure en Suisse, Dr G. Lüscher, ingénieur. — Un volume de 295 pages richement illustré. Relié 25 fr. A. Z. Presse Aarau.

Le problème de la navigation intérieure suisse mûrit sous la pression des événements ; notre grand port de Bâle, qui a repris une activité partielle, forme par sa position au coude

du fleuve la porte d'entrée du Rhin supérieur, dont un accord entre la Suisse et l'Allemagne riveraines a décidé l'aménagement navigable de Bâle à Constance. Le passage des bateaux devant l'embouchure de l'Aar ne saurait laisser indifférent l'opinion suisse ; M. Schmucki, conseiller aux Etats, a déposé, dans la session du printemps dernier, un vœu tendant à ce que cette éventualité aide aussi à la cause de notre navigation intérieure ; le tronçon de rivière de Koblenz à Brugg servira d'introduction à deux artères essentielles : l'aménagement navigable de l'Aar jusqu'au Léman en connexion avec le futur trafic du Haut-Rhône, et la voie de la Reuss visant à soulager la ligne du Gothard, en transportant par le Lac des IV Cantons les marchandises pondéreuses jusqu'au pied des Alpes. Ainsi, le canal transhelvétique croisera la ligne internationale par eau et rail, qui fera de Fluelen et de Locarno les deux ports d'attache de notre principal réseau ferré.

Cette vision d'avenir ouvre le beau livre consacré par le Dr G. Lüscher, ingénieur, au vaste problème de notre accès harmonieux à la mer libre ; celle-ci, voisine de nos frontières nord et sud, grâce aux profondes découpures de l'Europe, fait de Bâle un point à peu près équidistant de la Méditerranée et de la Mer du Nord ; cette position d'équilibre naturel ne peut s'accommoder d'une vassalité du seul bassin du Rhin ; quelques avantages que ce fleuve incomparable ait pour notre patrie, il nous faut lui trouver un pendant par les accès que la nature nous a préparés vers la mer historique grâce aux deux fleuves méridionaux : le Rhône et le Pô.

Le Rhin occupe naturellement ici la première place. Artère vitale d'un territoire hautement industriel, aboutissant à la mer la plus commerçante du globe, ce « chemin qui marche » n'a pas son égal sur la terre ; il conduit avec l'aide de la voie ferrée vers l'Italie par le Gothard, et justifie tous les espoirs mis en lui ; son trafic s'approche en temps normal des cent millions de tonnes par an ; Bâle en prend trois millions pour sa part, se plaçant ainsi au huitième rang des ports rhénans, avant Frankfort, Mayence et Dusseldorf.

Le Danube voisine notre pays sans le toucher autrement que par son principal affluent, l'Inn ; le canal projeté entre Friedrichshafen et Ulm le mettra, un jour prochain peut-être, en relation navigable avec la Suisse. Son sort, moins brillant que celui du Rhin, reste enviable grâce à ses connexions avec le puissant réseau du sud de l'Allemagne ; ses 2800 km de voie navigable portent annuellement une dizaine de millions de tonnes de marchandises ; un certain transit pourrait le mettre en relation avec le Rhône, dont la vallée a des productions complémentaires de celles du sud-est de l'Allemagne et de la Bohême ; la politique fluviale du Reich en donne la preuve par le soin qu'elle voue au développement du réseau intérieur du Main, de l'Elbe et du Haut-Rhin.

Le canal de 100 km, projeté entre Ulm (465 m s/m) et le lac de Constance (395 m), aurait son bief de partage à 546 m s/m : 150 m d'ascension au sud contre 90 m de descente au nord nous fait entrevoir un ouvrage sensiblement plus difficile que le canal d'Enteroches, avec lequel il aurait une communauté de gabarit et de destin ; le canal à travers le territoire vaudois ne représente donc, avec ses 38 km de longueur et ses 75 m de dénivellation maximum, de loin, pas le secteur le plus onéreux de la ligne transcontinentale, dont l'Association suisse Rhône-Rhin s'est faite le champion dans notre pays. Devrons-nous voir la liaison du Bodan au Danube précéder celle du Léman au Rhône navigable ? Ce serait une humiliation contre nature.

Le Rhône porte en effet en soi la tradition de notre vieille civilisation ; il se doit de reconquérir son ascendant et de retrouver le trafic qu'il portait, aux temps anciens, vers l'Helvétie romaine, et dont l'évolution moderne l'a frustré à notre détriment. Que ce fleuve soit réduit à ne transiter que

¹ Voir *Bulletin technique* du 5 septembre 1942, p. 205, « Pour l'emploi d'assemblages cloués dans les constructions en bois », par M. Jules Calame, ingénieur-conseil, à Genève.