

# PROBLEMES DE MOTEURS DIESEL.

Par **M. W. SOZONOFF,**

Ingénieur en Chef

et

**M. Ch. EVRARD,**

Ingénieur à la Compagnie Maritime Belge.

## INTRODUCTION

Le Diesel marin a passé ses quarante années d'application. Pendant ce temps, son évolution a été énorme : accroissement de la puissance par unité, diminution des rapports encombrement  $\frac{\text{puissance}}{\text{puissance}}$  et  $\frac{\text{puissance}}{\text{puissance}}$ , emploi de combustibles plus lourds, etc...

Ces conquêtes ne se sont pas faites sans peines, ni hélas, sans complications. Tant et si bien que, malgré son âge presque respectable, ce moteur est peut-être la machine marine de propulsion qui pose, au personnel d'entretien, le plus de problèmes.

Problèmes nouveaux, sans doute, mais, malheureusement trop souvent, problèmes anciens et qui se répètent. Cela est dû, peut-être, au fait que scientifiquement, ils ne peuvent être considérés que comme des détails, pourtant combien lourds de conséquences, et de ce fait ne semblent pas être dignes de figurer dans la littérature technique.

Nous voulons vous parler de quelques-uns de ces problèmes qui se posent au service technique d'un armement.

La Compagnie Maritime Belge a utilisé surtout des moteurs deux temps double effet, à attaque directe de l'hélice, pour la propulsion de navires dont la vitesse varie entre 12 et 17 nœuds, c'est-à-dire des machines tournant entre 95 et 120 t/min.

### I. — PROBLEME DES PALIERS SUR LES MOTEURS DE GRANDE PUISSANCE ET DE GRANDE DIMENSION

#### A. — Description du moteur et de sa fondation

La mise en service de cinq navires a obligé la Compagnie Maritime Belge à prévoir des puissances de 9.250 CV.

Malgré la sécurité de marche complémentaire qu'offrent deux hélices, des raisons d'entretien, d'encombrement, de prix et de rendement ont amené la Compagnie à n'envisager qu'une seule ligne d'arbre. Dès lors, il a fallu envisager la construction de moteurs de 9.250 CV à 115 t/min.

Ces machines ont des dimensions et un poids très appréciables (voir figure n° 1).

Le type de moteur employé est de 8 cylindres à deux temps, double effet, directement réversible et muni de soufflantes à air de balayage à commande par chaînes et de tiroirs d'échappement de même diamètre que le piston principal.

Les dimensions principales du moteur sont les suivantes :

— alésage	590 mm
— course du piston moteur	1.250 mm
— diamètre du tiroir d'échapp. haut ..	592 mm
— diamètre du tiroir d'échapp. bas	588 mm
— course du tiroir d'échappement	450 mm
— diamètre du fourreau de la tige de piston	236 mm
— puiss. en CVE en marche normale	7.200 à 106 t/min
— puiss. en CVE en surcharge	9.250 à 115 t/min
— hauteur du moteur entre fondation et tête du tiroir supérieur levé	10.684 mm
— longueur entre jambages extrêmes	15.345 mm
— longueur y compris le logement du palier de butée et volant	17.238 mm
— largeur sur fondation	2.090 mm
— poids total (environ)	720 tonnes

La dimension des hélices :  $\varnothing$  5.640 mm, pas 4.965 mm, détermine la position de la ligne d'arbre par rapport à la quille du navire, soit 3.150 mm.

Cette hauteur fixait l'ensemble des hauteurs des carlingues de la fondation, plus le soubassement du moteur.

Le moteur étant très long (15,35 m), l'ensemble fondation-soubassement doit présenter une grande rigidité. Comme la fondation est en acier et le soubassement en fonte, il fut donné à la fondation le maximum de hauteur possible, comme indiqué sur la figure n° 2a.

De cette figure il ressort que la plus grande partie de la hauteur totale disponible fait partie de la coque, tandis que le soubassement en fonte ne garde que la section nécessaire.

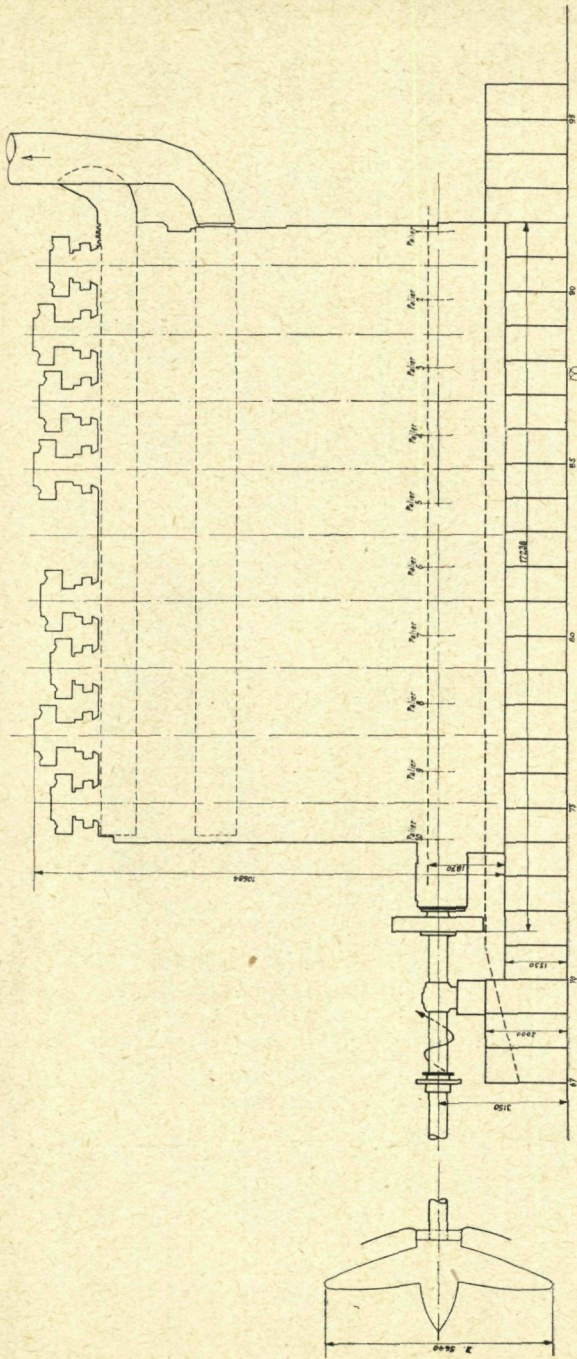


Fig. 1.

De plus, on voit que pour loger le bac à huile du moteur, un puits central a été construit.

### B. — Ennuis

La première partie du programme de construction comptait trois navires : A, B et C.

Le bateau A, mis en service le premier, ne donna aucune difficulté.

L'unité B, qui suivit, ouvrit une série d'ennuis aux paliers. Le voyage d'essai fut effectué avec plein succès. Au retour, lors du contrôle du moteur, le palier n° 8 fut trouvé ayant une portée trop lourde.

Remis en état, le moteur fut essayé avant de prendre le départ pour son premier voyage. A son tour, le palier n° 9 accuse un échauffement anormal. Après légères retouches aux n<sup>os</sup> 8 et 9, c'est le n° 7 qui se met à chauffer et le métal blanc descend de quelques dixièmes de mm.

Finalement, le navire B fit son premier voyage avec les paliers anciens (7-8-9-10) dénivelés, c'est-à-dire ayant perdu leur alignement initial.

Après retour du premier voyage, on accusa le parachèvement de l'arbre d'être le fauteur de troubles. L'arbre fut repoli, on ajusta les surfaces à 0,02 mm près, les paliers furent réalignés et après essais, le bateau partit pour son deuxième voyage.

Arrivé à destination, le moteur fut contrôlé et les paliers 9 et 10 étaient brûlés et descendus de 1 mm. Après beaucoup de peines, de mesures et d'essais, les paliers furent remis en état et tout au long du voyage retour soigneusement observés.

### C. — Hypothèses envisagées.

Entretemps, en prévision de la mise au point qui devait être faite après le retour du voyage n° 2, la Compagnie s'était mise en rapport avec différents armateurs et constructeurs qui avaient également eu des ennuis analogues, afin de discuter des différentes hypothèses émises au sujet des causes de ces accidents.

Les différentes hypothèses suivantes furent étudiées :

a) *Qualité du métal blanc :*

D'après des essais réalisés par des constructeurs, il appa-

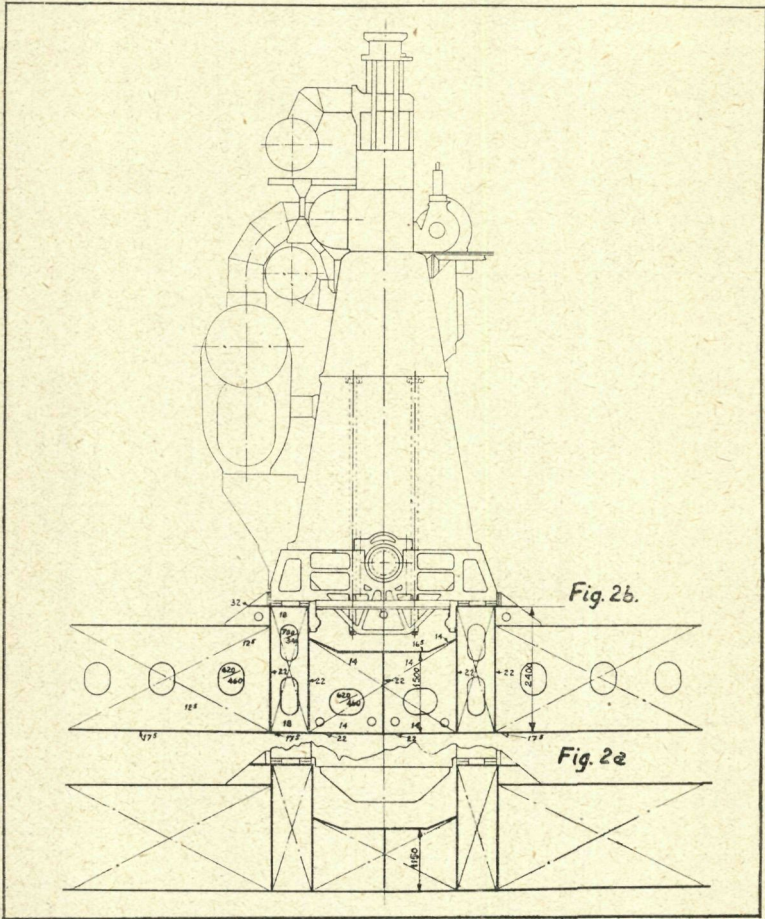


Fig. 2.

raît que la composition employée ici est de bonne qualité et ne peut être mise en cause.

D'après l'expérience d'un armateur sur des moteurs analogues, il apparaît que le métal se polit après quelques heures et qu'au bout d'un millier d'heures de service, des craquelures y prennent naissance tout en permettant malgré tout de terminer le voyage.

b) *Arbre coudé :*

Le poli ne peut être mis en cause car il était excellent sur l'arbre de ce moteur.

D'autre part l'alignement était bon et on n'a pas constaté d'excentricité entre les tourillons.

c) *Huile de graissage :*

Toutes considérations faites, l'huile ne peut être mise en cause.

d) *Système de graissage :*

1) Le débit de 550 tonnes/heure, refroidissement des pistons y compris, est très largement prévu.

2) Certains constructeurs suppriment les rainures de graissage longitudinales des coussinets sur les moteurs très puissants, car ces rainures cassent le film d'huile. De plus, elles amènent l'huile de graissage par le couvercle du palier et munissent les flancs des coussinets de poches d'huile. (*Voir figure n° 3.*)

Sur le moteur qui nous donne des ennuis, les coussinets renouvelés étaient précisément parachevés de cette façon lors du voyage n° 2, au cours duquel ils ont donné des troubles. Le navire A qui n'a pas eu d'échauffement de paliers avait ses coussinets inférieurs munis de rainures.

e) *Jeu des tourillons dans les paliers — Rigidité de l'arbre coudé — Surface portante :*

Sur les moteurs sans culasses les efforts dus à la pression dans le cylindre sont compensés, dès lors les forces à considérer sont les forces d'inertie et le poids du coudé. Donc les efforts sur les paliers sont fonction du nombre de tours.

Avec des moteurs de ces puissances et de cette grandeur, un coudé quoique parfaitement aligné peut, d'après certains constructeurs, accuser à plein régime, pendant chaque révolution, des déformations de chaque tourillon, déformations qui leur donnent l'un par rapport à l'autre, une certaine excentricité. Des mesures confirmatives ont été faites par eux à ce sujet. Ces déformations sont particulièrement marquées

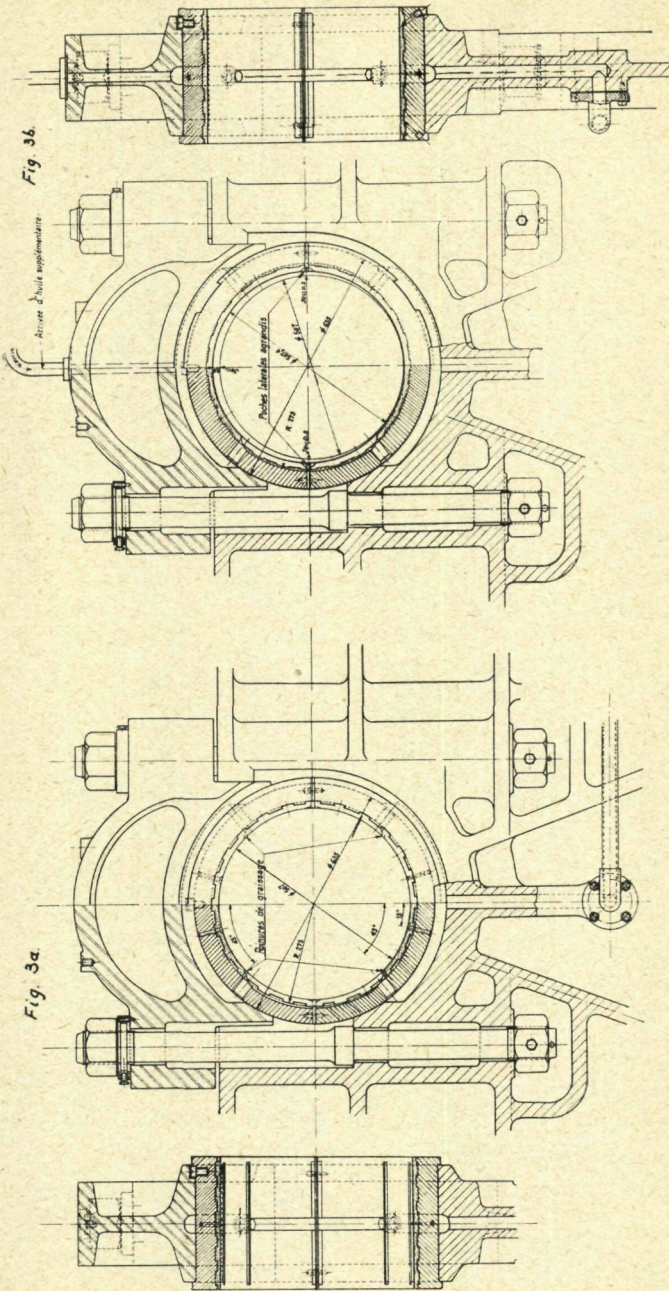


Fig. 3.

aux derniers paliers, c'est-à-dire là où les plus grandes torsions sont transmises. Les tourillons dans les coussinets de ces derniers paliers, s'ils n'ont pas un jeu initial suffisant forment, au début, leur jeu par entraînement du métal blanc. C'est pourquoi on recommande un plus grand jeu entre les soies et les surfaces portantes.

Pour diminuer ces déformations et en même temps augmenter la surface des paliers sans en augmenter la longueur, certains constructeurs envisagent d'augmenter le diamètre du coudé et d'autre part conseillent l'emploi de contrepoids, même si le calcul de l'équilibrage ne semble pas l'exiger.

f) *Rigidité de l'ensemble soubassement-fondation*, ou si l'on préfère : *moteur-navire*.

Le soubassement du moteur paraît suffisamment rigide : d'après mesures prises au banc d'essai aux ateliers sur fondation rigide. Les déformations sous le poids du coudé étaient de l'ordre d'un centième de millimètre.

Par comparaison avec d'autres bateaux, les fondations du navire en question semblent nettement suffisantes.

Au retour du deuxième voyage, par suite des constatations faites pendant ce voyage, on procéda à un contrôle des déformations de la structure du navire.

Trois genres de contrôle ont été effectués :

1) Par un fil en acier tendu par poids, au-dessus de la fondation, entre les cloisons avant et arrière de la salle des machines. Ce contrôle a montré que pendant les opérations de déchargement, il y eut une flexion dont la flèche était de 1,8 mm.

2) Par un fil tendu transversalement à l'arrière du moteur. Pendant ces mêmes opérations de déchargement, la déformation du navire au droit de la fondation était de 1 mm.

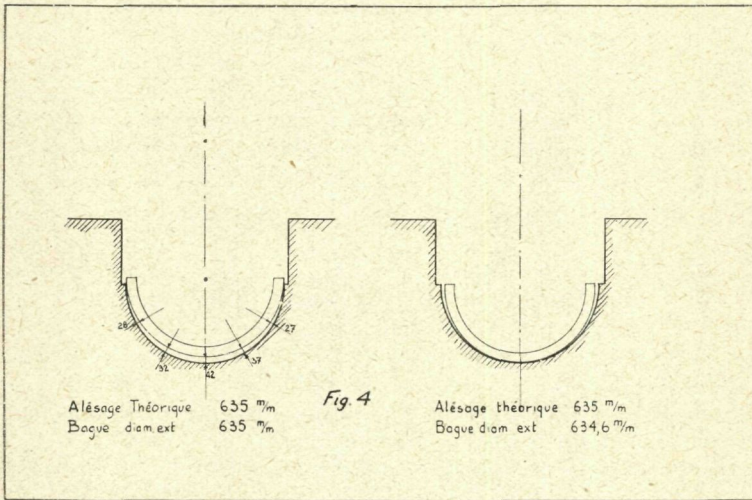
3) Par mesures régulières des ouvertures des encoches des paliers dans les traverses du bâti. Ces mesures ont montré un mouvement de l'ordre de 0,3 mm. avec tendance à l'ouverture des encoches avec l'allègement du navire.

Ces mêmes mesures ont été reprises en cale sèche, navire uniquement supporté sous la quille. Ces déformations étaient de l'ordre de 0,2 mm dans l'ouverture des paliers.

#### CONCLUSIONS TIREES DE CES CONTROLES

1) Les déformations longitudinales sont considérées comme normales, ce qui permet de dire que la chaudronnerie du





navire et des fondations en particulier est suffisamment rigide dans ce sens.

2) Toutefois, quoique très petites, les déformations transversales dues aux différentes conditions de chargement du navire en service, tendent à pincer les paliers, ce qui provoque le grippage.

Sur le navire B, à l'inspection générale après le second voyage, les paliers avants accusaient une usure de 0,2 mm environ d'après le contrôle au pont, tandis que d'après le contrôle sur les coussinets eux-mêmes les paliers avants n'avaient pas d'usure. Ceci amenait à conclure que les paliers étaient descendus dans leurs encoches.

Afin de vérifier cette hypothèse, sans devoir soulever le coudé, on fit tourner un demi-anneau dont le diamètre extérieur était le même que le diamètre extérieur nominal du palier inférieur, soit 635 mm. Au moyen de cet anneau, on vérifia la portée dans les encoches et on constata qu'il ne portait pas dans le fond. Pour obtenir une bonne portée on a dû retourner l'anneau au diamètre de 634,6 mm (*fig. 4*).

Comme aux essais au banc, les portées étaient bonnes, on doit conclure que lors du montage à bord, par suite de l'accroissement de charges au fur et à mesure de la mise en place des éléments du moteur, un pincage initial de l'ordre de 0,2 mm environ a pris naissance.

Entretemps, le navire C avait été mis en service et comme on ne connaissait pas encore les résultats de l'examen approfondi fait sur le navire B on s'était contenté de donner un jeu intérieur entre métal blanc et soies, plus important que prévu initialement et augmenter les poches latérales.

Après le retour du navire un examen des paliers a relevé que cette mesure était insuffisante et que le contrôle au moyen de deux anneaux comme ci-dessus a relevé un pincage de 0,2 mm.

#### D. — Remèdes

1) *Pour navires en service.* — Pour ces navires, le problème se pose de la façon suivante : immobilisation minimum du navire, c'est-à-dire pas de changement de structure à envisager, dès lors appliquer une solution telle que, ne pouvant empêcher certaines déformations de se produire, faire néanmoins en sorte qu'elle ne puisse entraîner des conséquences nuisibles.

En partant de ce principe, on a réalisé les travaux suivants :

- 1) Réajustage du soubassement sur les fondations afin de supprimer le pinçage initial. Pour cela on a dû :
  - a) déboulonner les rangées de cales extérieures du soubassement ;
  - b) forcer les cales intérieures au maximum tout en gardant serrés les boulons des cales extérieures, ceci dans le but de créer des moments tendant à ouvrir les encoches des paliers ;
  - c) enfin, réajuster les cales extérieures.

Cette opération n'a pas donné les résultats escomptés.

- 2) Réusinage des demi-coussinets inférieurs des paliers auxquels on a donné un diamètre extérieur moindre que prévu, dans le but de les voir porter dans le fond de leur encoche et d'éviter le pinçage. le diamètre de 635 mm réduit à 634,6 mm (*fig. 3b*).
- 3) Augmentation du jeu latéral dans les paliers. Pour ce faire, on ajusta le palier sur mandrin avec surépaisseur appropriée par rapport au diamètre de l'arbre (jeu environ 0,45 mm) (*fig. 3b*).
- 4) Un graissage supplémentaire par le haut des paliers a été généralisé.
- 5) Suppression des rainures de graissage (*fig. 3b*).
- 6) Pour le contrôle des tenues des paliers on a placé des pyromètres dans les demi-coussinets inférieurs aussi près que possible du métal blanc.

Ces diverses modifications ont donné les résultats escomptés et les navires n'ont plus eu de faiblesses de paliers.

Le navire A, qui n'avait pas eu de grippage, a été examiné. On y a relevé les mêmes défauts et en particulier sur les paliers avants également, mais avec des conséquences moins graves. Les mêmes modifications ont été apportées à ce moteur.

b) *Pour navires commandés par après.* — Ici le problème était différent. On avait la possibilité d'éliminer les causes mêmes du mal et dès lors on a pris les mesures suivantes :

- 1) Augmentation de la rigidité d'ensemble par raccorde-ment des carlingues de fondation à des poutres profondes, remontant les cloisons.
- 2) Augmentation de la rigidité transversale par suppres-

- sion du bac à huile du moteur (*voir figure n° 2bis*) et relèvement du plafond du puits à huile.
- 3) Renforcement du plafond des cofferdams longitudinaux formant assise des moteurs par des goussets intermédiaires à chaque varangue.
  - 4) Dans les moteurs précédents on avait abandonné les grands tirants des jambages, car les efforts dus à la pression dans les cylindres sont compensés. Dans les nouveaux moteurs, on a repris ces tirants, car par leur mise sous tension, l'ensemble du moteur est plus rigide et surtout leur serrage permet de rattraper le pinçage initial des encoches de palier qui prend naissance lors du montage au chantier (*figure n° 2b*).
  - 5) De plus, on a gardé les modifications qui à ce moment avaient fait leurs preuves et qu'on avait appliquées sur les moteurs déjà en service, c'est-à-dire augmentation du débit d'huile en alimentant les paliers tant par le haut que par le bas et usinage extérieur des coussinets inférieurs des paliers à une cote légèrement inférieure à l'alésage de l'encoche.

### E. — Conclusion

En conclusion de l'étude de ce premier problème, on peut dire que l'augmentation de la puissance et des dimensions des moteurs ne peut se faire sans prendre les plus grandes précautions.

A partir de certaines dimensions le soubassement qui était considéré par le constructeur comme un élément rigide pratiquement indéformable, subit les déformations du navire.

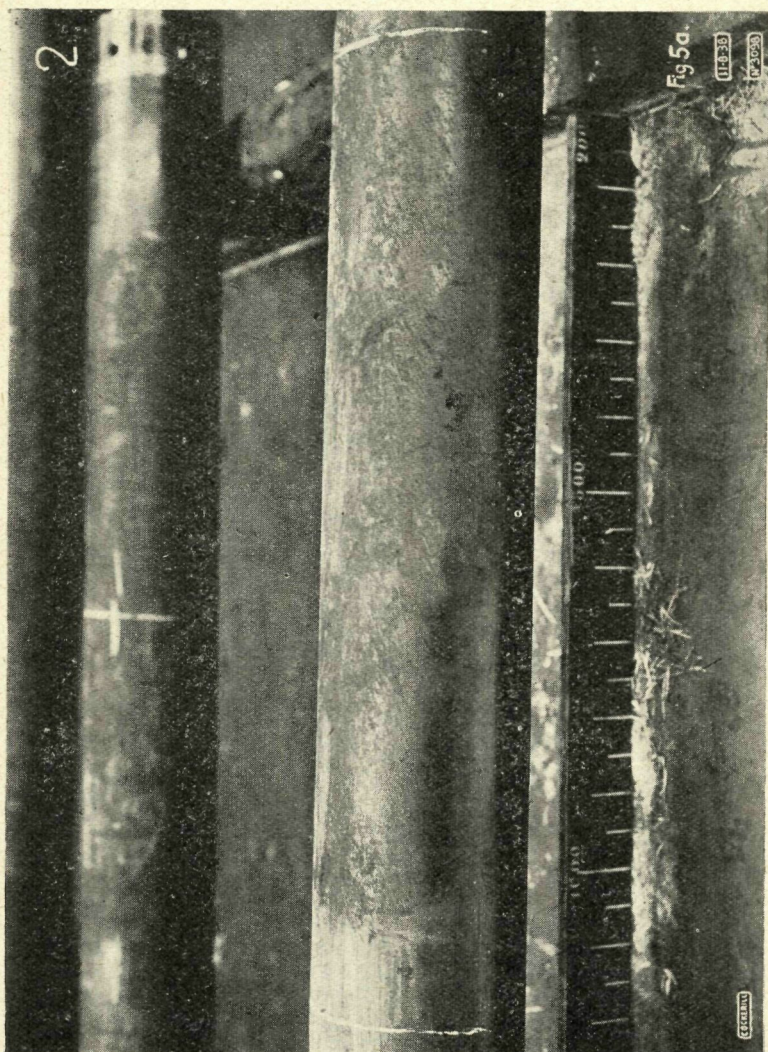
Dès lors, on peut :

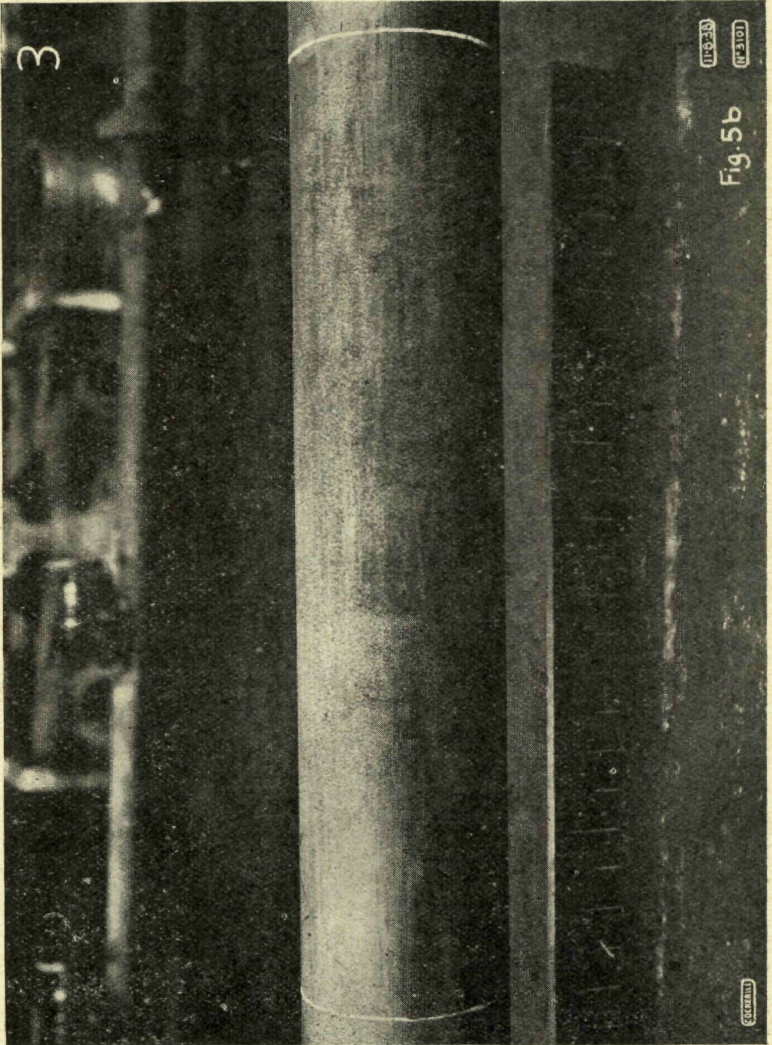
- Éviter les mouvements, mais alors le soubassement et les fondations deviennent très lourds et très hauts, ce qui n'est pas toujours pratiquement possible.
- Ou bien admettre une certaine flexibilité, tout en étudiant le moteur de telle sorte que les déformations n'aient pas d'influence néfaste.

### II. — LES CORROSIONS

Celles-ci se présentent fréquemment sous les formes les plus diverses, dans les moteurs Diesel.

Nous avons eu à traiter quelques cas et vous en citerons deux.





### A. — Corrosion des fourreaux de tiges de pistons des moteurs double effet

Ces fourreaux sont en fonte perlitique.

Dès le début de la mise en service d'une série de navires munis de moteurs à double effet, la corrosion des fourreaux se manifesta. Le phénomène était très rapide. Après 500 heures de marche, la surface était dépolie au point que l'étanchéité aux bourrages métalliques n'était plus assurée.

La figure 5a montre le fourreau non nettoyé et sur lequel on voit les traces du souffle des gaz.

La figure 5b montre l'aspect du fourreau nettoyé, tandis que la figure 6 fait ressortir la position de la zone corrodée.

La recherche des causes a été faussée à son début, par le fait que dans les cinq navires, un seul ne montrait pas de traces de corrosion et ce navire avait été construit par un chantier autre que les quatre premiers.

La première réaction fut de mettre en cause les matières employées.

Les fourreaux corrodés furent remplacés par d'autres fournis par différents fabricants, mais le résultat fut négatif et la corrosion continua à se manifester sur les quatre machines.

Les cinq moteurs étant de type identique et leur régime en service sensiblement le même, l'attention fut attirée sur le fait que la seule différence qui subsistait était la route suivie par les navires.

Les quatre navires donnant des ennuis naviguaient dans les zones tropicales (Amérique du Sud et Congo) tandis que le navire sain faisait la route de l'Atlantique Nord.

C'est le bureau des études des Usines Cockerill à Seraing qui a finalement résolu le problème. Il examina les conditions d'humidité de l'atmosphère sur les deux lignes. Sous les tropiques, l'air a une humidité relative qui est souvent de 80 %, compte tenu de la température dans ces régions, ceci représente une quantité d'eau appréciable.

La quantité de vapeur provenant de la combustion venant s'y ajouter, il se fait que le point de rosée des gaz d'échappement se situe entre 38° C et 48° C.

L'huile de refroidissement des tiges de piston ayant à l'entrée une température de 37 à 38° C, la condensation s'opérait sur la surface des fourreaux.

D'autre part, l'analyse des dépôts trouvés sur les fourreaux et dans les cercles de bourrage, a donné :

Huile et cambouis ... ..	23,60
SO <sub>3</sub> .. .. .	20,60
Fe <sub>2</sub> O <sub>3</sub> .. .. .	46,00
Carbone fixe .. .. .	4,80

La combinaison de l'eau de condensation avec l'anhydride sulfurique de combustion donnait l'acide sulfurique qui était l'agent corrodant.

Les navires faisant la route du Sud reçurent la consigne de ne travailler qu'avec une température d'huile de refroidissement, à l'entrée, d'au moins 45° C.

Cette mesure prise, la corrosion disparut sur les fourreaux de tiges de piston de tous les bateaux.

Le résultat obtenu démontre à lui seul le bien-fondé de la théorie émise.

Un examen de la figure 6 y ajoute cependant une confirmation.

On remarque que la partie supérieure du fourreau n'est pas corrodée, ce qui peut s'expliquer à la lumière de la théorie précédente, par le fait que cette partie est la plus chaude du fourreau car elle reste toujours, à l'intérieur du cylindre et en particulier elle baigne dans les gaz lors de la combustion.

D'autre part, on remarque d'après la répartition de la corrosion que le centre actif se situe dans la poche du tiroir au-dessus du bourrage métallique, ceci par le fait que cet endroit est le plus refroidi (par l'huile de refroidissement de la tige et par celle du tiroir) et que c'est là que s'emmagent les dépôts. De plus, dès que l'étanchéité du bourrage ne tenait plus, il y avait un refroidissement complémentaire par la détente des gaz de fuite. Sur un cylindre on a voulu diminuer l'effet de cette zone en faisant circuler l'huile de refroidissement des tiroirs d'abord dans le tiroir supérieur et ensuite dans l'inférieur, mais par suite des résultats concluants de la mesure générale prise on n'a pas dû poursuivre cette modification quoique bonne en principe.

La conclusion à tirer de ce cas est à première vue assez paradoxale :

Sous les climats chauds, où l'eau de mer est assez chaude et le refroidissement des organes du moteur est assez modéré.



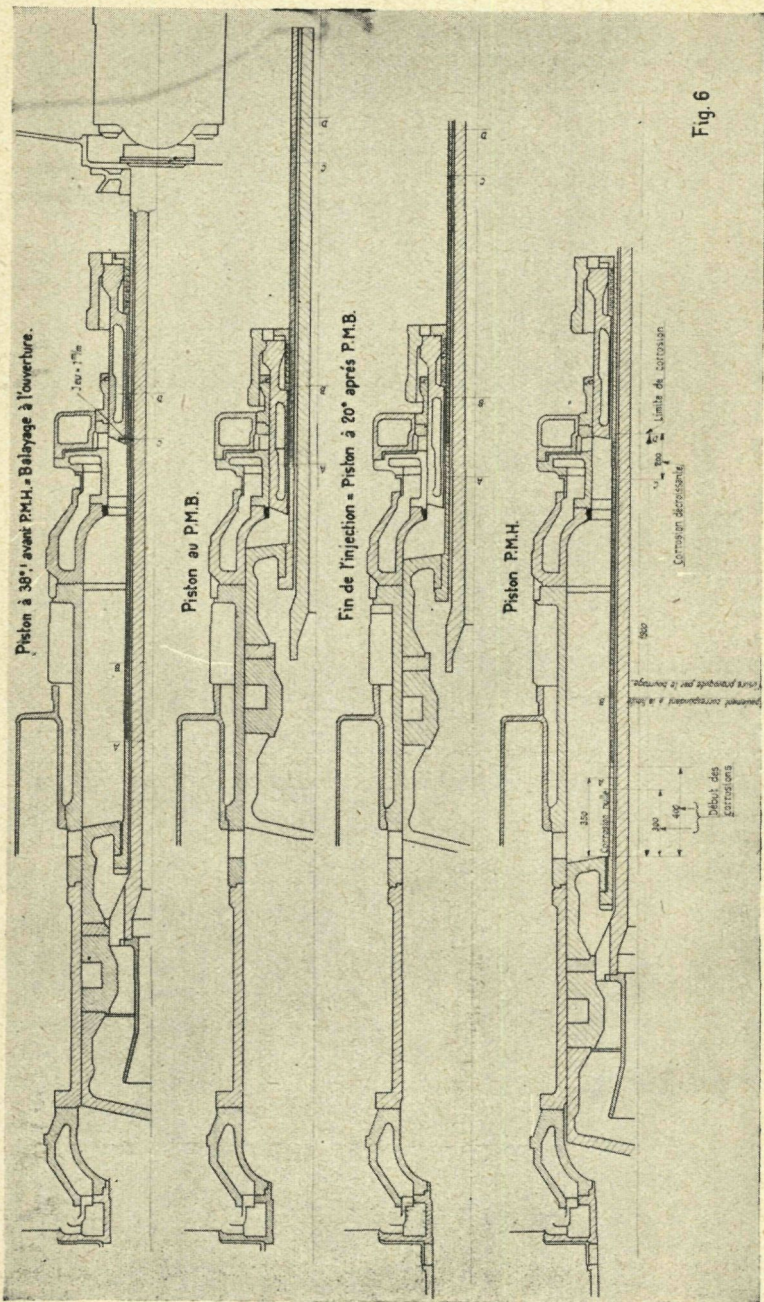
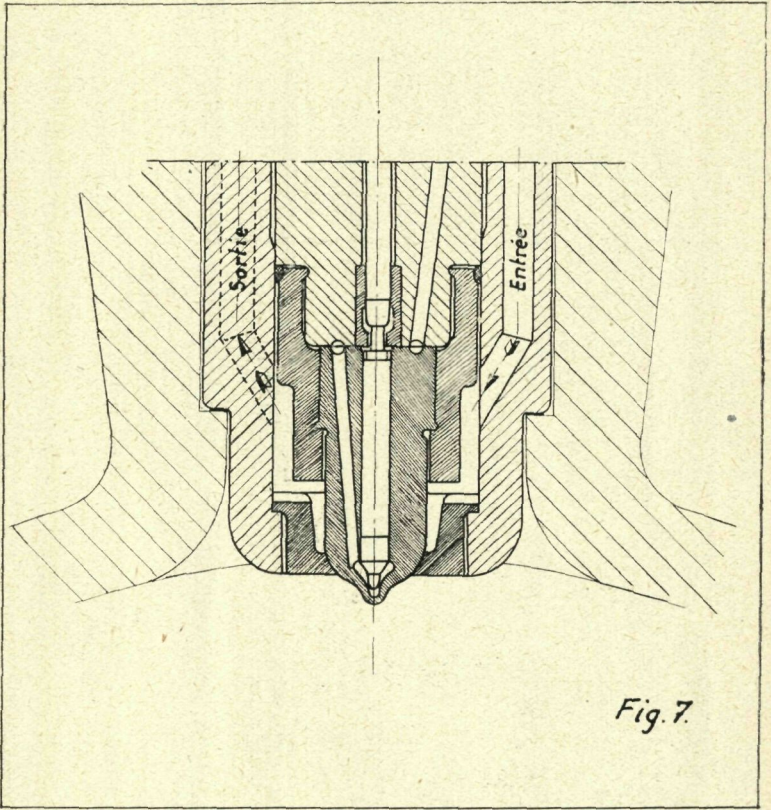


Fig. 6



il faut encore diminuer ce refroidissement dans les zones où l'humidité de l'air est élevée.

Par contre, dans les climats froids, le refroidissement pourtant plus efficace par suite de la température de l'eau de mer, n'est pas à craindre, car l'atmosphère froide ne permet pas à l'air d'avoir une grande teneur en eau, même pour une humidité relative élevée.

### B. — Corrosion due à l'eau de refroidissement

Les circuits d'eau de refroidissement peuvent être maintenus pratiquement fermés lorsqu'on ne refroidit que les chemises des cylindres. Le seul contact de l'eau avec l'air a lieu sur la surface calme du réservoir-tampon situé en haut de la salle des machines. L'eau dans ce cas ne demande aucun traitement et est pratiquement passive.

Par contre, lorsque le circuit refroidit les pistons et en particulier les injecteurs, l'eau doit passer par des voyants de contrôle d'où elle s'écoule dans des entonnoirs. Le circuit est de ce fait ouvert et l'eau est non seulement en contact avec l'air, mais chaque jet dans l'entonnoir forme pompe à air d'où la teneur élevée de l'eau en oxygène.

Le liquide devient corrosif au plus haut degré et les attaques se manifestent dans nombre d'endroits où l'air peut facilement se dégager, à savoir : où il y a des variations de vitesse, des tourbillonnements et dans les endroits où l'apport de chaleur est plus important.

Dans le cas particulier qui s'est posé, le système de refroidissement par eau englobait les chemises des cylindres de trois moteurs (18 cylindres), ainsi que les moteurs auxiliaires (15 cylindres) et 69 injecteurs *avec contrôle visible du débit*. Le retour de l'eau se faisait par un tank duquel les pompes de circulation reprenaient l'eau pour alimenter les circuits.

Dès la mise en service de trois bateaux de ce type, des corrosions profondes se sont fait sentir, en particulier aux injecteurs.

La figure 7 montre le plan simplifié du refroidissement de l'injecteur et les photos de la figure 8 les corrosions.

Plusieurs essais de traitement chimique des eaux ont échoué.

Il fut décidé de modifier le circuit d'eau.

On sépara le refroidissement des chemises de celui des injecteurs.

L'eau pour les cylindres passe en circuit fermé. Pour cela, on a supprimé les entonnoirs et ajouté un réservoir-tampon placé quelques mètres plus haut.

La circulation pour le refroidissement des soupapes d'injection reste en circuit ouvert, pour garder le contrôle. Mais on neutralise l'eau en y ajoutant 1 % d'huile émulsionnée.

Depuis cette modification, la corrosion a cessé sur les trois navires.

### III. — BRULURES DES TETES DE PISTON

Après la guerre, certains phénomènes dus à la qualité du combustible ont fait leur apparition. Parmi eux, un des principaux est la brûlure des têtes de piston.

On en a constaté les effets sur différents types de moteurs à double effet, tant dans la chambre de combustion supérieure qu'inférieure.

Ces brûlures atteignent des proportions telles que la marche du moteur peut être mise en danger.

Au début, par suite de la régularité de la surface brûlée, on a cru que les dômes des pistons s'affaissaient sous l'influence de températures excessives.

Les premières mesures prises furent d'activer le refroidissement des parties surchauffées du piston, en augmentant le débit et la pression d'huile et en la dirigeant par des chicanes. Cela n'a donné aucune amélioration appréciable.

Par après, des contrôles ont permis de constater qu'il s'agissait de brûlures du métal sur des larges surfaces.

On étudia ce fait sur trois navires, équipés chacun de trois moteurs identiques.

Sur un de ces bateaux, les trois moteurs montraient des signes de brûlures. Des relevés consécutifs ont montré que l'attaque allait en s'accélégrant et menaçait de devenir dangereuse.

A l'inspection des organes d'injection, les orifices des atomiseurs étaient légèrement usés et leur diamètre augmenté de l'ordre de 0,10 mm.

Les atomiseurs furent remplacés et un contrôle sévère établi afin d'éliminer toute pièce présentant un orifice dont le diamètre dépasse de 0,05 mm la cote spécifiée.

Tous les organes d'injection furent remis en parfait état.

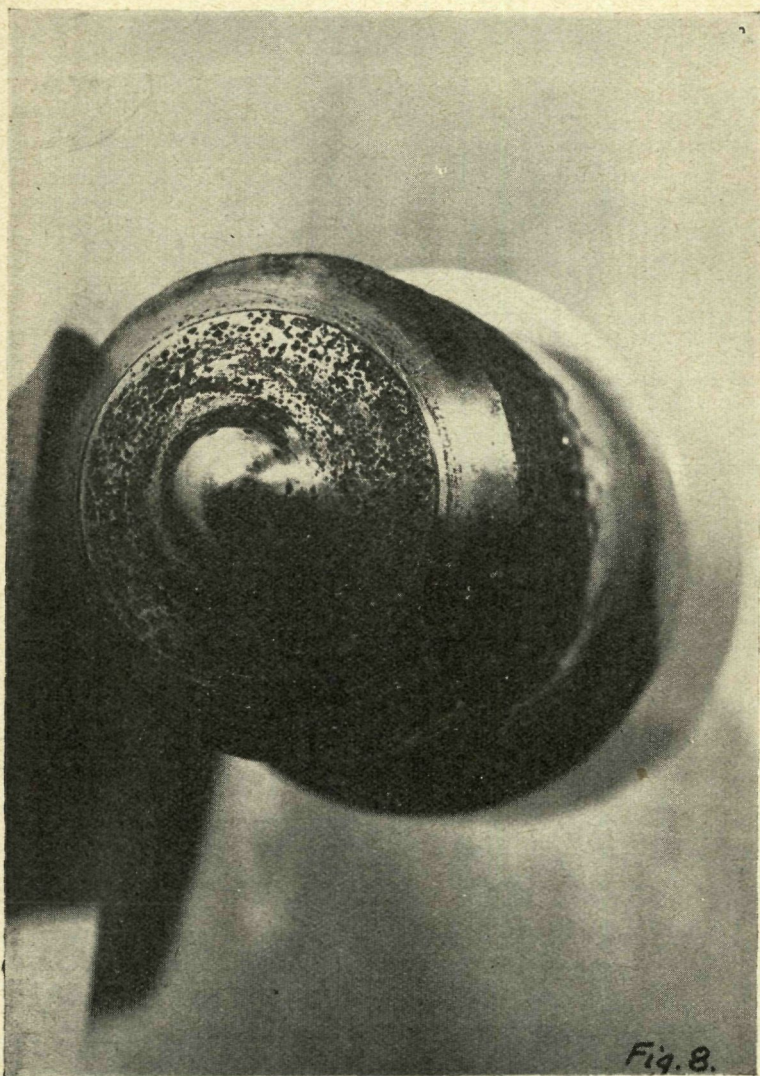




Fig. 8.

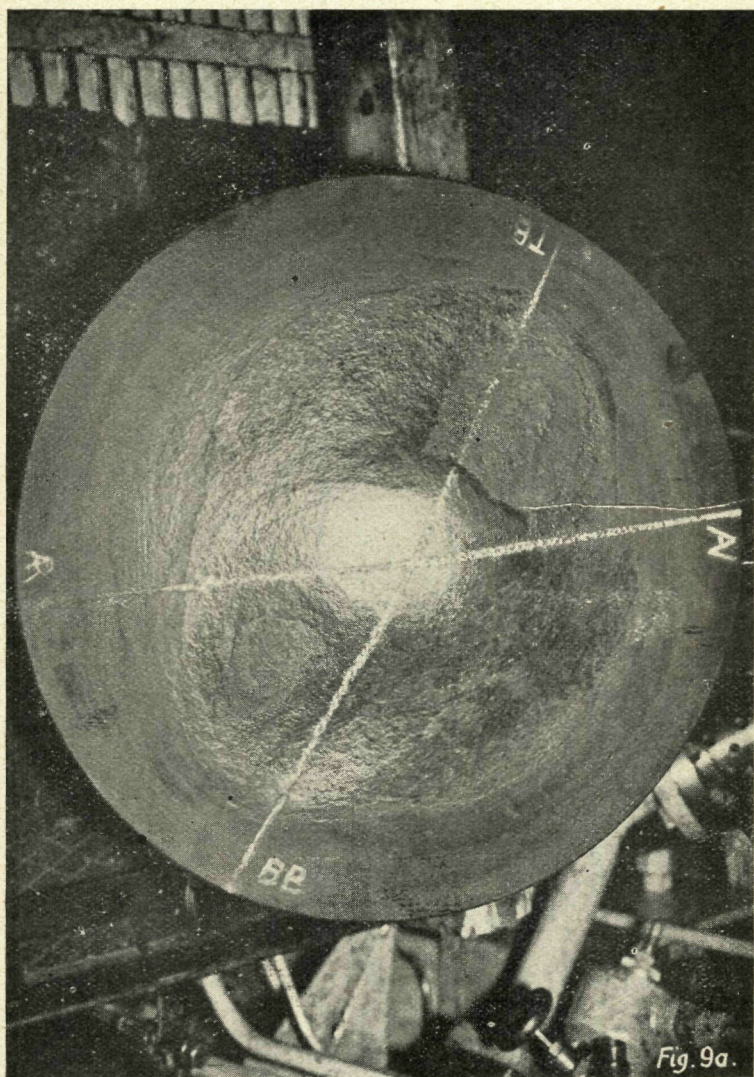


Fig. 9a.

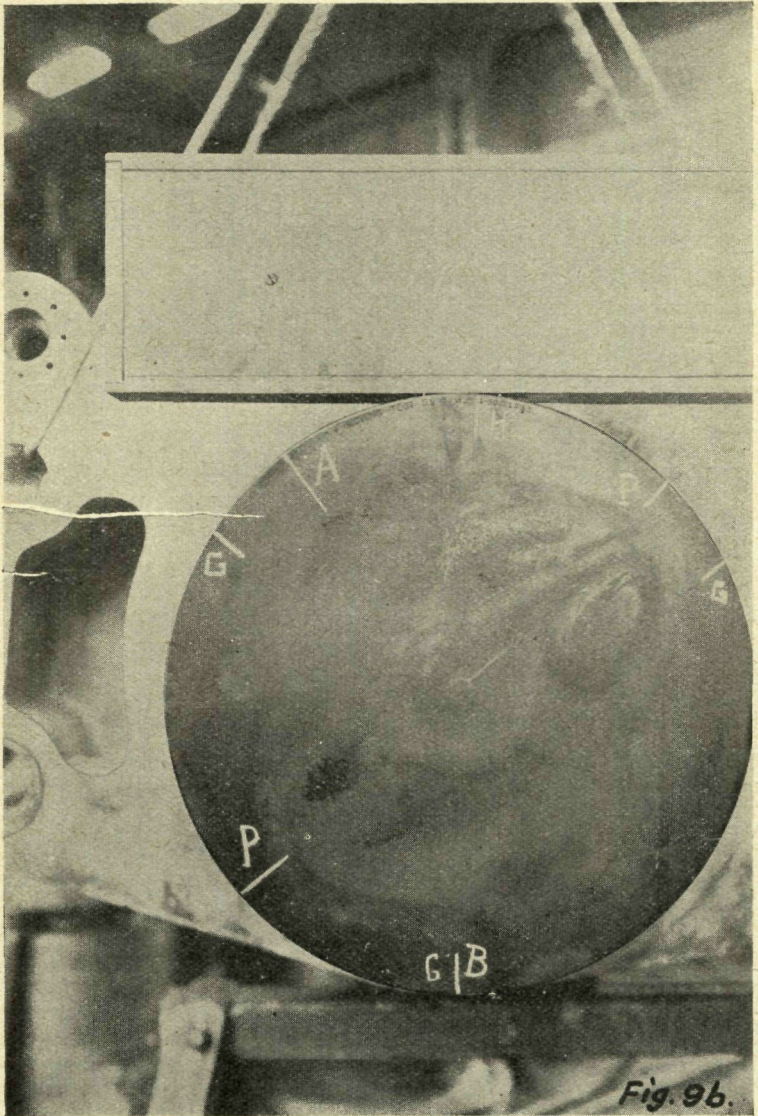


Fig. 9b.



Depuis, ces moteurs n'ont pratiquement plus eu de cas de brûlures de têtes de piston.

Le succès de cette intervention dans l'injection a incité à examiner de plus près les organes similaires des autres types de moteurs qui accusaient eux aussi des brûlures.

D'une façon générale, la tenue des injecteurs et des pompes était conforme aux données des constructeurs et malgré cela les pistons brûlaient.

On a établi l'épure des jets au moment de l'injection, mais pour pouvoir y apporter certaine précision, il fallait un contrôle spécial du système d'injection, les régimes de pression, les lois de levée des aiguilles, etc...

C'est grâce à l'intervention du service technique de la Shell (Proefstation Delft) que ces diagrammes ont pu être établis avec précision et que les différentes conclusions ont pu être tirées.

Les figures 10a, 10b, 10c, 10d et 10e donnent quelques-uns de ces diagrammes.

Figure 10a, diagramme typique de levée incomplète aux faibles allures.

Figure 10b, diagramme de levée avec un injecteur corrigé pour cette allure.

L'aiguille à siège plat a été remplacée par une aiguille à siège cône et le ressort remplacé par un autre à caractéristiques différentes.

Figure 10c, allure des courbes pression-levée au régime de 115 t/m avec pompe et injecteur normal à aiguille à siège plat.

Figure 10d, même mesure qu'en c, mais avec pompe de plus grand diamètre pour raccourcir la durée d'injection.

Figure 10e, comme en d, mais ici l'injecteur est également modifié, avec aiguille à siège cône.

Par suite de ces contrôles les modifications apportées sont:

1) Changement d'orientation des jets du diffuseur pour éviter les contacts avec le piston.

2) Modification du diamètre des orifices et des sièges d'aiguilles de manière à établir un régime de pression plus favorable aux différentes allures de marche.

3) Modification du diamètre du piston et de la pompe à combustible afin de raccourcir la durée d'injection lorsque le moteur donne sa pleine puissance.

Ces modifications ont été apportées à des moteurs en

service et sur des nouveaux. Des essais au banc ont été faits aux Usines de J. Cockerill à Seraing.

Les résultats sont en général satisfaisants. Toutefois, les nouveaux moteurs sont encore trop récents pour qu'une conclusion définitive puisse être tirée.

Certains cas de brûlures apparaissent encore dans les nouvelles unités mais ils sont toujours liés à un injecteur défectueux. A l'expérience, il ressort qu'un défaut mineur tel que la chute de tension d'un ressort de 15 % peut être la cause de phénomènes de brûlures.

Les photos reprises aux figures 9a, 9b et 9c nous montrent les résultats obtenus.

Figure 9a, tête de piston échappement supérieur avec brûlures caractéristiques après 5.000 heures de marche.

Figure 9b, tête de piston identique après 100 heures de marche avec un injecteur non modifié. Ce piston accuse déjà des traces de brûlures.

Figure 9c, tête de piston identique après 100 heures de marche avec un injecteur modifié.

Ces essais ont soulevé d'autres problèmes directement liés à l'injection et la combustion parfaites, tels que :

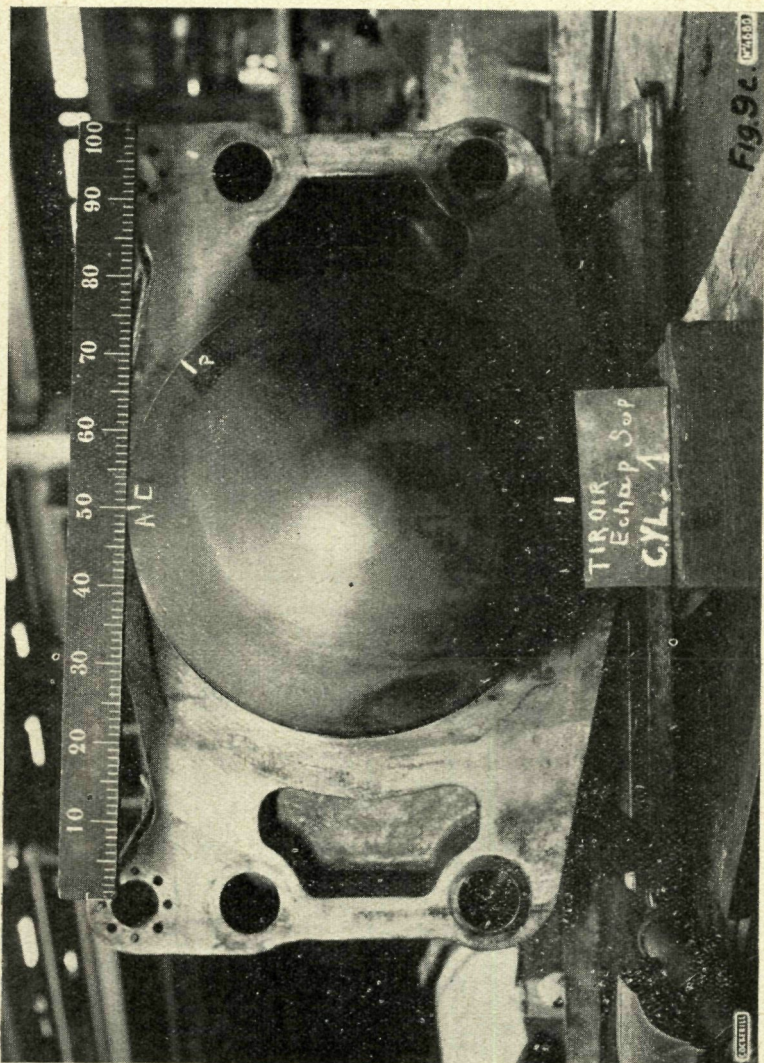
1) *Balayage*. — En variant l'orientation des jets de combustible dans un moteur deux temps à balayage équilibrant et à turbulence par rotation, on s'est aperçu que pratiquement la périphérie du cylindre seule offrait assez d'air et de turbulence pour une combustion rapide. Le centre présente une zone quasi morte.

Il est probablement possible d'y remédier par un dessin judicieux des portes d'entrée d'air de balayage.

2) *Soupapes à combustible*. — Les aiguilles à siège plat ou cône accouplées aux mêmes pompes à combustible donnent pratiquement le même diagramme de levée, mais les pressions qui s'établissent dans la tuyauterie sont plus hautes pour les soupapes à siège plat qu'à siège cône.

Ceci a son importance pour les applications à l'injection de l'huile lourde.

Les soupapes, dont les aiguilles sont chargées avec des ressorts à faible diamètre (8 à 9 mm) en fil poli (corde de piano) ont une longue durée de régularité. Les soupapes avec ressorts de fort diamètre (14 à 15 mm) dont le métal se fatigue ou casse, perdent rapidement leur qualité, d'où contrôle plus fréquent.



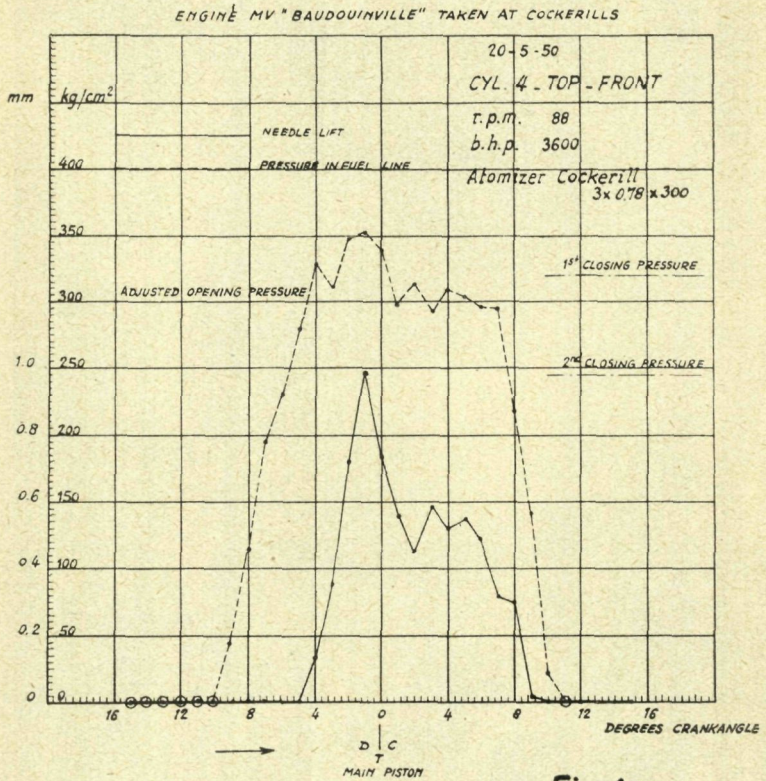


Fig. 10a.

ENGINE MV "BAUDOINVILLE" TAKEN AT COCKERILLS

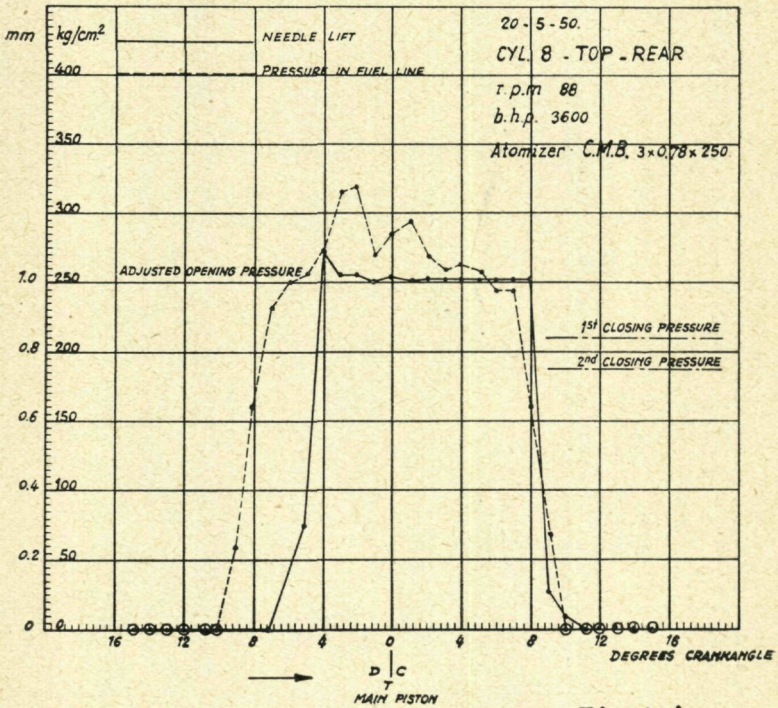


Fig. 10b.

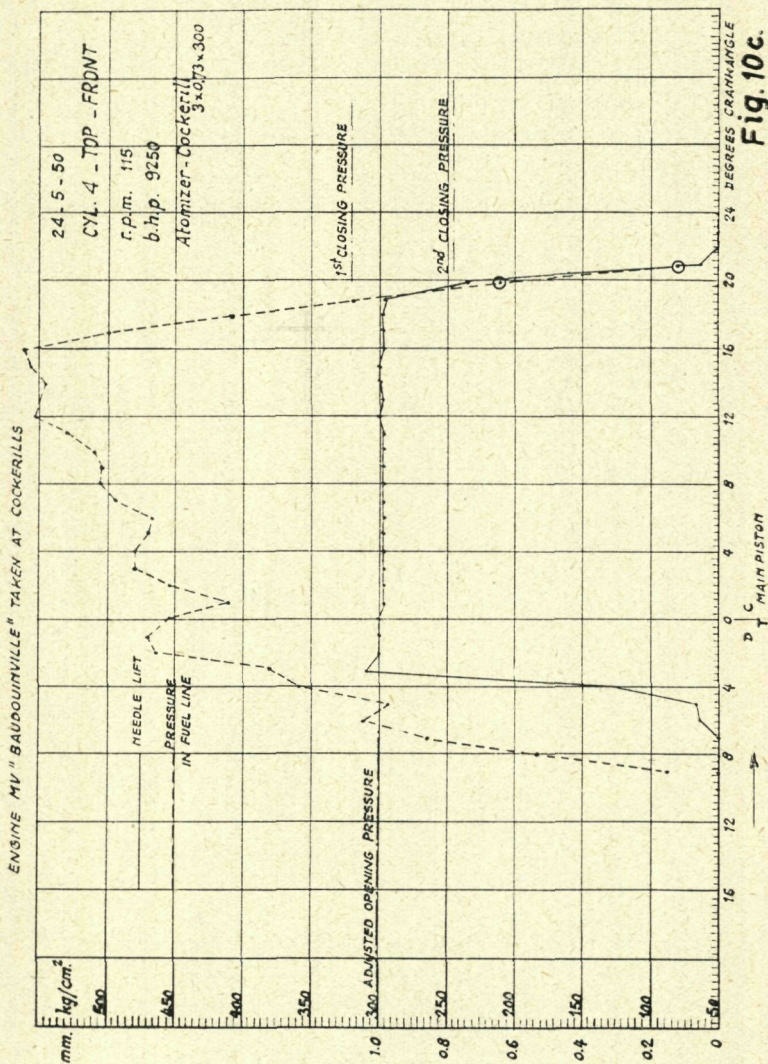
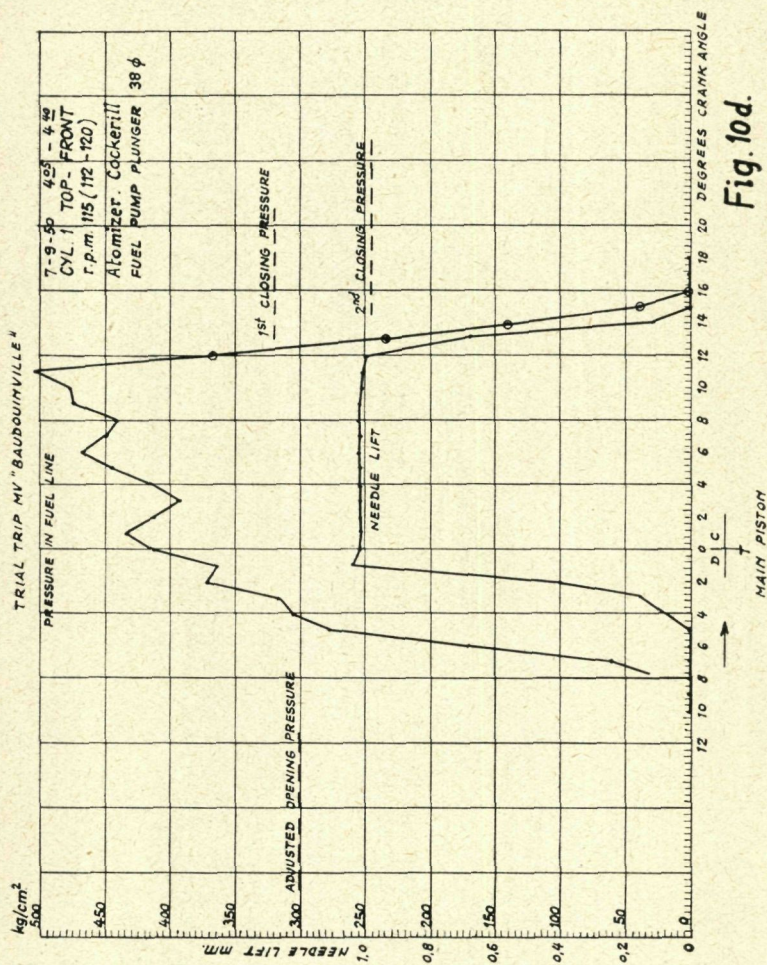


Fig. 10c.



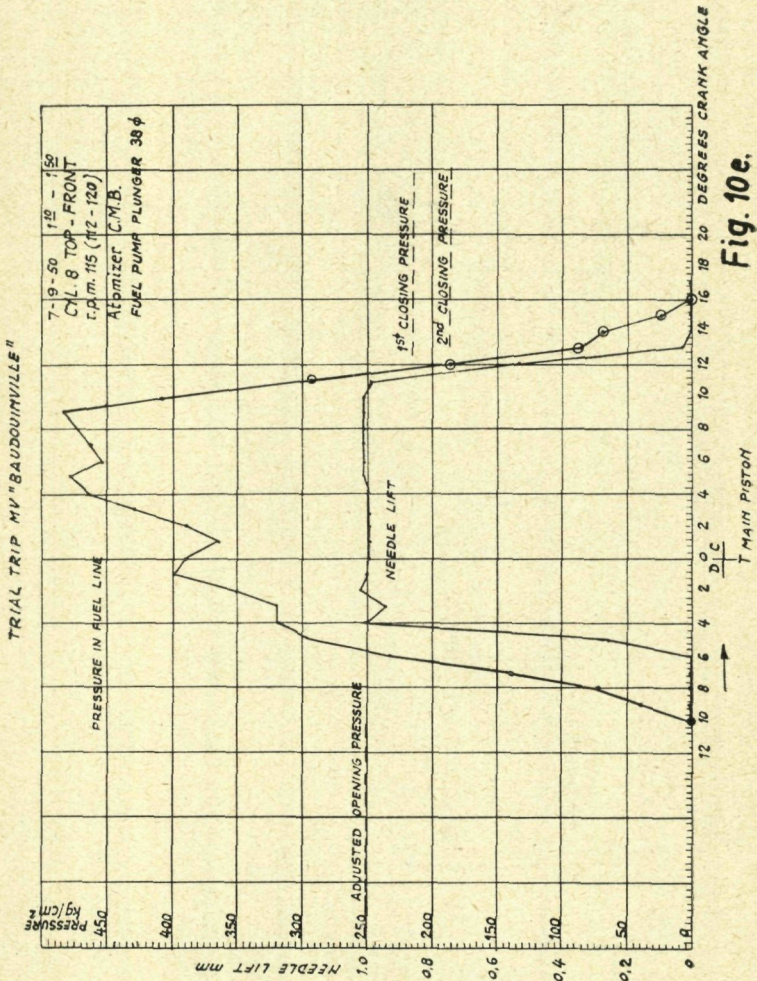


Fig. 10c.



Malheureusement, les essais effectués par des armateurs sont incomplets, car ils ont lieu sur des navires en service ou pendant le temps relativement court des essais au banc à l'usine.

En conclusion on peut dire qu'une des tâches les plus urgentes pour les constructeurs est celle de perfectionnement de l'injection. La combustion doit être améliorée car à l'heure actuelle le moteur Diesel est handicapé par le prix élevé de son combustible et l'emploi de combustible économique, plus lourd, dépend en grande partie de la mise au point de l'appareillage d'injection.

Nous remercions les différentes personnes et sociétés avec lesquelles nous avons été en rapport pendant l'étude de ces problèmes et en particulier les Usines Cockerill de Seraing et le Service d'études de Shell à Delft, qui ont mis à notre disposition les données et clichés permettant l'élaboration du présent article.

C. EVRARD,  
*Ingénieur.*

Le 17 avril 1951.  
W. SOZONOFF,  
*Ingénieur en Chef.*

#### **Intervention de M. VANDEGHEN.**

L'étude des incidents décrits est extraordinairement intéressante pour l'armateur et le constructeur. Qu'il me soit permis de présenter trois remarques à ce sujet.

Tout d'abord, il est rare que les armateurs parlent publiquement d'incidents de ce genre, et il est plus rare encore que les constructeurs en parlent. Cette discrétion, dictée par des raisons commerciales et d'amour-propre, risque d'être plus nuisible qu'utile. Elle est surtout de règle en Europe. Félicitons donc MM. Sozonoff et Evrard de la franche et heureuse exception qu'ils viennent de faire.

Ensuite, il est évident que ces incidents n'eussent pu être réglés sans la collaboration de l'armateur et du constructeur travaillant ensemble à résoudre les problèmes apparus.

Enfin, et ceci n'est qu'un reproche amical, MM. Sozonoff et Evrard font grand cas de l'appareillage d'essai des injecteurs des Laboratoires de Delft, mais ils auraient pu insister un peu davantage sur le bel équipement que le constructeur, la Société Cockerill, possède déjà et développe encore.

**Dr. J. M. MURRAY.**

Section 1 of this paper dealing with the structural arrangements of the engine seating of large diesel engines is of particular interest to the contributor.

The specific trouble experienced in ship « B », and to a lesser extent in ship « A », may have most unfortunate consequences. Furthermore, the service horsepower of the 8 cylinder diesel engine, 7,200 at 106 r.p.m., is certainly greater than usual, but it has been surpassed and in future even greater horsepowers are to be expected. For these reasons, therefore, the problem deserves close attention.

At first sight, it might be expected that any trouble due to lack of structural rigidity of the seating would be observed at bearings No. 5 and No. 6, and not bearings No. 8 and No. 9 as was the case. The author, however, has explained that the design of the seating is such that there is a lack of symmetry in the arrangements, and therefore any tendency to deformation would quite reasonably show itself towards the after end of the engine.

An examination of the scantlings as given in Figs. 2(a) and 2(b) shows that they are in accordance with the usual practice, but it is obvious that from the point of view of transverse strength the arrangement adopted in new ships as shown in Fig. 2(b) is superior to that shown in Fig. 2(a), and this point should be borne in mind when designing engine seatings of this variety.

The readings taken of the deflections in the motor seating — « C », para. f — are of interest. From theoretical considerations it might have been expected that as the ship was lightened the tendency would have been for the bearings to close and not open out. The structure, including the engine bedplate, is complex and it is possible that the changes in the transverse deflection of the double bottom have reacted on the engine bedplate in a complicated way.

The authors are to be congratulated on the careful way in which all the factors which may have caused this trouble have been considered, and it is gratifying to find that the remedies detailed in Section « D » have effected a cure in ships « A » and « B ». Satisfactory experience with ship « C » should provide confirmation of the authors' diagnosis of the trouble.

### Réponse de M. SOZONOFF.

In answering the remarks presented by Mr. J. M. Murray to our paper, we first wish to point out that the top rating for the engine in continuous service is 9.250 at 115 r.p.m. This rating is not an overload because the m.i.p. is 6.5 kg/cm<sup>2</sup>. The normal output of these motors now in service is about 8.500 BHP. at 112 r.p.m. The rate of 7.200 for normal service as was proposed, has thus been considerably increased to service demands.

The lack of rigidity of the seating of the engine has been checked and found through all the length of the engine foundation, but has been really fatal in nos. 8 and 9 bearings of the ship « B ». There may be of course a secondary reason which has affected these bearings more than the others, for instance : increased torque towards the end of the crankshaft with some whipping effect of the shaft.

It can be useful to add that, after inspection of bearings of ship « C », nos. 3, 4, 6, 7, and 9 bearings have been found with white metal wiped out, but not the same extent as it has been in the Nos. 8 and 9 bearings of ship « B ».

The readings of deflections taken in the motor seating show a deformation through all the length of the bedplate in different loading conditions of the ship and also in drydock, without special tendency of increasing in the middle of bedplates or towards the end.