



Research Paper

DOI : 10.5281/zenodo.1169749

Open access



Definition and prediction of thermal state of cylinder assembly of an internal combustion engine: a new methodology

Définition et prédiction de l'état thermique des éléments de la cylindrée des moteurs diesels : une nouvelle méthodologie

**Djallel ZEBBAR^a, Alexandre Feodorovich DOROKHOV^d, Mostefa KOUIDER^{a,b}, Souhila ZEBBAR^{a,c}
Sahraoui Kherris^a**

^a El-Wancharissi University Center, Institute of Sciences and Technology, Benhamouda BP 180, Tissemsilt 38010, Algeria

^b Oran University of Sciences and Technology, Mohammed Boudiaf, USTO. Oran 31000, Algeria

^c Laboratoire de Microscopie, Microanalyse de la matière et Spectroscopie Moléculaire, Faculté des Sciences, Université Djilali Liabès, 22000 Sidi Bel-Abbès, Algeria

^d Astrakhan State Technical University, Departement of Ship's power plant, Tatisheva 16, Astrakhan 414025, Russia

ARTICLE INFO

Article history :

Received 30 December 17

Received in revised form 30 January 18

Accepted 02 February 18

Keywords:

Heat transfer ; diesel; cylinder liner;
heat flux; friction; microfilm of
lubrication.

Mots clés:

transfert de chaleur; diesel; cylindre;
flux thermique; frottement; microfilm
de lubrification.

ABSTRACT

This study deal with a new approach for the definition and prediction of the thermal state of internal combustion engine elements. In this paper, it is well elaborated for diesel engine cylinder liner. The scientific innovation of the new methodology consists in the use of data from external heat balance to determine the thermal state, without carrying out complex and expensive experiments. It takes into account the different heat transfer components: from gas and heat transfer due to friction of piston rings and skirt. In short, the identification of all the components of the heat flux through cylinder liner wall of one diesel will allow to determine the thermal state for others diesel engine. It can also be propagated later to determine the thermal state of other engines components such as piston and cylinder head as it can be spread for the definition of the mechanical loading.

RÉSUMÉ

Une nouvelle approche pour la prédiction de l'état thermique des éléments d'un moteur à combustion interne est proposée dans cette étude. Dans une première étape, elle est bien élaborée pour le cylindre du moteur diesel. L'innovation scientifique de la nouvelle méthodologie consiste en l'utilisation des données du bilan énergétique externe pour la définition et la prédiction de l'état thermique de la cylindrée sans mener d'expériences complexes et coûteuses. Cette méthodologie tient compte en plus des différentes composantes du transfert thermique de la chaleur résultante des frottements du tronc de piston et des segments. En bref, l'identification de tous les composants du flux thermique pour le cylindre d'un premier diesel permettra la détermination de l'état thermique des cylindres d'autres moteurs diesels. Elle peut être également vulgarisée par la suite pour déterminer l'état thermique des autres éléments du moteur comme le piston et la culasse, comme elle peut être vulgarisée pour la définition de l'état de chargement mécanique.

* Corresponding author. Tel.: +213 663464339.

E-mail address: djallel.zebbar@gmail.com

1 Introduction

Les installations énergétiques, principales et auxiliaires, stationnaires et transportées à base de moteur diesel, peuvent atteindre de meilleures performances économiques soit par augmentation de la puissance spécifique du cylindre ou par une réutilisation complexe de la chaleur [1]. Cette dernière est considérée comme un désavantage du moteur réciproque en raison des difficultés qui en découlent [2]. La croissance de la puissance spécifique suscitera une croissance simultanée des charges mécaniques et thermiques des éléments de la cylindrée, déjà objet d'un plus grand nombre d'avaries. Ce dilemme est là, face aux ingénieurs et experts diésélistes depuis l'apparition des premiers moteurs. Son aggravation avait évolué suite au durcissement des législations portant sur la protection de l'environnement des émissions toxiques relatives à l'exploitation des moteurs diesels. À vrai dire, selon Xin et Pinzon [3] les législations ont eu un impact déterminant sur l'industrie des moteurs à combustion interne et vont continuer à le faire dans les années à venir. Selon les mêmes auteurs, les nouvelles réglementations visent à réduire les consommations de carburant des moteurs diesels conventionnels dans les 10-20 ans à venir.

L'exploitation des installations énergétiques à base de moteur diesel montre, que le remplacement des éléments de la cylindrée et en particulier du cylindre, suite à des avaries imprévisibles, peut causer une surestimation de plusieurs heures et des dépenses supplémentaires. L'augmentation de la puissance effective des moteurs diesels est liée à celle des pertes thermiques reconduites avec les gaz d'échappement et vers le refroidisseur. Jusqu'à 40 % du total des pertes thermiques est reconduit à travers le cylindre d'un moteur diesel vers le système de refroidisseur. Par conséquent, la réduction de ces derniers occasionnera une amélioration des performances économiques de toute l'installation énergétique [4 et 5].

Comme c'est souvent le cas le cylindre d'un moteur diesel opère dans des conditions complexes de charges thermiques et mécaniques. Les charges mécaniques sur le cylindre sont générées par la pression des gaz dans la chambre à combustion, par les charges suite aux à-coups du piston contre la paroi du cylindre aux points morts haut et bas (changement de direction) et enfin par la pression du piston et des segments. Les charges thermiques sont définies, essentiellement par la température maximale de combustion et par la température du refroidisseur. Par ailleurs, l'alternance du cycle moteur provoque des oscillations harmoniques de la température à la surface du cylindre. Au moment où les contraintes thermiques résultantes d'un flux stationnaire atteignent 200 - 300 MPa, les oscillations de température provoquent des contraintes supplémentaires pouvant atteindre les 100 MPa [4, 5].

Les conséquences de l'action simultanée des charges thermique et mécanique accompagnée par des frottements intenses sont l'usure de la surface interne du cylindre, qui peut être abrasive, corrosive et érosive. L'usure excessive du cylindre implique une réduction des performances de l'installation énergétique. Elle embarrasse la mise en marche du moteur diesel et affecte négativement tous les paramètres technico-économiques. En outre l'état thermique est considéré comme étant l'un des facteurs principaux ayant une influence directe sur les performances et les caractéristiques d'exploitation du moteur.

Le développement des moteurs à combustion interne et en particulier des moteurs diesels implique leur forçage ultérieur par augmentation du nombre de tour (vitesse) et de la pression effective [6]. Ceci conduit éventuellement à la croissance des contraintes thermiques des éléments essentiels de la chambre à combustion [7]. À l'ère du CO₂, les dimensions du moteur sont réduites pour la même puissance. Le downsizing (sous dimensionnement), le down-breathing, et le down-speeding sont les trois techniques adoptées pour la réduction des émissions de CO₂ [8]. Pendant la conception et la mise en marche des moteurs modernes, une estimation approfondie de la fiabilité de tous les systèmes et éléments serait impérativement nécessaire à effectuer. En particulier pour les éléments de la cylindrée. Ces derniers opèrent dans des conditions d'actions simultanées d'oscillations thermique et mécanique, dans un environnement chimiquement actif et en présence de contraintes statiques et technologiques.

Dés lors, l'élaboration de méthodes universelles précises pour la définition et la prédiction de l'état thermique de la cylindrée sur tous les régimes de charge, d'accélération et de refroidissement sont d'une grande importance.

L'amélioration du niveau technique des différents diesels par introduction de la suralimentation ou par augmentation de son taux est impossible sans connaître les réserves des résistances aux sollicitations mécanique et thermique de tous les éléments de la cylindrée. La définition expérimentale de l'état thermique réel des éléments de la cylindrée est un chemin long et coûteux. D'où l'intérêt d'une méthodologie de définition de l'état thermique sur la base de simples expériences ou données pronostiques comme ceux du bilan énergétique externe.

Compte tenu de l'importance et l'actualité du problème susmentionné ressort la nécessité en l'élaboration de méthodes pour la définition de l'état thermique du cylindre d'un moteur diesel sur la base du bilan énergétique. Par ailleurs ces méthodes doivent prendre en considération l'apport de toutes les composantes du transfert thermique, à savoir : transfert des gaz vers le cylindre, à travers le piston, segments et enfin chaleur résultante des frottements du tronc de piston et des segments. Ceci permettra d'estimer les réserves de puissance des moteurs se trouvant déjà en exploitation ou en phase de conception ou modernisation. En d'autres termes, la nouvelle méthode doit être largement utilisée dans les entreprises de construction et de réparation de moteurs à combustion interne, comme dans les organisations de conception et d'études.

2 Exposition de la méthodologie proposée

Ce travail est constitué de deux parties à travers lesquelles seront exposés les principes méthodologiques de la définition de l'état thermique du cylindre d'un moteur diesel. La première partie, traite des méthodes de formation des charges thermiques sur les parois du cylindre. Une méthode sur la formation de la charge thermique sur le cylindre est élaborée pour un premier moteur marin. L'élaboration de la courbe des flux thermiques le long du cylindre suppose l'utilisation des résultats expérimentaux de températures des parois et des diagrammes de pression. Sont aussi traitées les questions relatives aux frottements et au microfilm de lubrification dans la jonction segment-cylindre. La deuxième partie est consacrée à la généralisation de la courbe de la charge thermique obtenue à l'issue de la première partie ($q_1(z)$) sur d'autres moteurs diesels en utilisant les concepts et définitions bien élaboré à ce jour de la théorie des similitudes thermique et hydrodynamique et les données du bilan énergétique externe. C'est à dire obtenir à l'issue de cette deuxième partie pour un autre moteur une deuxième courbe des flux thermiques $q_2(z)$ à partir de la première courbe construite pour un premier moteur. En plus seront utilisées les données du bilan énergétique externe d'un deuxième moteur pour lequel le passage est réalisé. La vérification de l'authenticité des résultats est effectuée par comparaison des valeurs de températures réelles du corps du cylindre, obtenues par voie expérimentale avec ceux obtenues par simulation mathématique. La deuxième courbe des flux thermique obtenue formera les conditions aux limites sur la paroi interne.

3 Présentation du banc d'essais

Les études expérimentales étaient réalisées sur le banc d'essais représenté sur la fig.1, rassemblé au préalable sur la base du moteur semi-rapide 3Sh17,5/24 (3NVD24) dans le laboratoire des moteurs thermiques du département des installations énergétiques des navires de l'université d'état d'Astrakhan (Russie) et équipé par des moyens de mesures assurant une précision satisfaisante. Ces études en plus qu'elles visaient entre autres l'approbation de la méthode proposée ont permis de collecter des informations nécessaires à l'établissement des conditions aux limites, suivi par la définition de l'état thermique du cylindre.

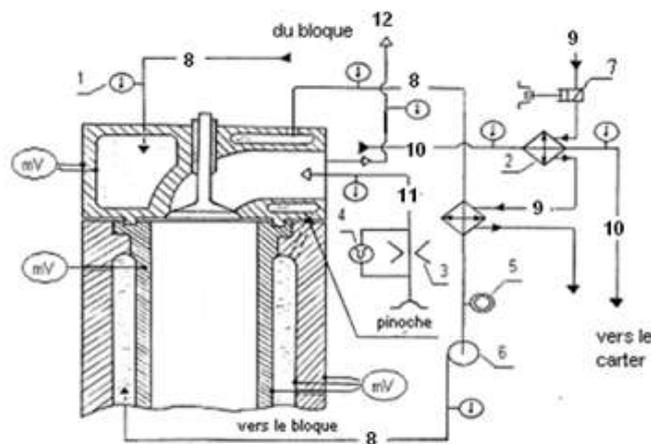


Fig.1 Schéma de principe du banc expérimental

Désignations principales: 1- thermomètre; 2-refroidisseur; 3- diaphragme; 4-manomètre; 5- débitmètre de type rotatif; 6-pompe centrifuge; 7-pompe à piston; 8 - contour interne de refroidissement; 9 -contour externe de refroidissement; 10- système de lubrification; 11 -admission; 12- conduit des gaz d'échappement; mV- millivoltmètre.

En outre, cette installation expérimentale permettra d'étudier les pertes mécaniques du moteur avec piston muni de deux types de jeux de segments (dotation complète et partielle) et des composantes du bilan énergétique.

À part la quantité globale de chaleur conduite avec l'eau, étaient déterminées les quantités de chaleur conduites séparément du bloc cylindre et de la culasse. A cette fin, le moteur avait subi plusieurs modifications techniques (fig.1). En particulier, les refroidissements du bloc cylindre et de la culasse étaient séparés. À l'origine, sur ce moteur, l'eau de refroidissement passait du bloc vers la culasse à travers deux forages. Ces derniers étaient étouffés sur la section opérationnelle par des bouchons en caoutchouc. De cette manière, l'eau de refroidissement arrivait dans le bloc, sortait de la culasse de la section non opérationnelle avant d'arriver dans la culasse de la section opérationnelle du moteur. Les températures étaient relevées en amont et en aval du bloc et des culasses.

La deuxième modification technique avait touché la conduite des gaz d'échappement. À l'origine, le collecteur d'échappement du moteur 3NVD24 était refroidi parallèlement avec le bloc-moteur ce qui signifiait qu'une partie de la chaleur des gaz était transmise au système de refroidissement. Pour cette raison sur cette installation expérimentale l'échappement des gaz était réalisé directement vers la tuyère d'échappement sans passer par le collecteur.

Mis à part les modifications citées, deux thermocouples standards de type K (chromel-alumel) étaient implantés dans le corps du cylindre. Le premier était implanté dans la partie supérieure du cylindre sur une profondeur égale à la moitié de l'épaisseur de la paroi et à une distance de 50 mm du plan horizontal supérieur du cylindre. Le deuxième était implanté dans la partie inférieure sur la surface du cylindre du côté du refroidissement. La distance de l'embout de ce deuxième thermocouple par rapport au joint de bloc supérieur était égale à 50 mm.

Les essais étaient menés sur deux étapes et sur une plage de charges allant de 0 jusqu'à 1,1 $N_{e,nominal}$ toujours à $n = 630 \text{ min}^{-1}$. La première étape des essais, durant laquelle le piston était équipé d'un jeu complet de segments, s'était étendue sur trois régimes thermiques (de refroidissement). Les mêmes types d'essais étaient l'objet de la deuxième étape. Cependant cette fois-ci le moteur était équipé d'un jeu partiel de segment. C'est à dire, deux segments au préalable avaient été retirés : un segment d'étanchéité inférieur et un autre racleur d'huile supérieur.

4 Formation de la charge thermique sur le miroir du cylindre d'un moteur diesel

Le flux de chaleur total opérant tout au long de la surface du cylindre, dirigé du côté des gaz vers l'espace de refroidissement est constitué des composantes suivantes :

- q_g - flux thermique direct des gaz vers la paroi du cylindre ;
- $q_{p.s.}$ - flux thermique à travers la tête du piston via la jupe du piston vers le cylindre ;
- $q_{p.R.i}$ - flux thermique à travers la tête du piston via le $i^{\text{ème}}$ segment vers le cylindre ;
- $q_{s.F}$ - flux thermique résultant de la friction de la jupe par le cylindre ;
- $q_{F.R.i}$ - flux thermique résultant de la friction du $i^{\text{ème}}$ segment par le cylindre.

Dans ce qui suit seront motionnées seulement les méthodes de calcul de q_g et $q_{F.R.i}$. Les autres peuvent être consultées dans les travaux [9, 10, 11 et 12].

4.1 Calcul du flux thermique direct des gaz vers la paroi du cylindre q_g

Cette composante est déterminée à partir de l'expression suivante :

$$q_g = K_g (T_g - T_w), [\text{W/m}^2] \quad (1)$$

La température de la paroi T_w est déterminée expérimentalement par des thermocouples implantés dans la paroi du cylindre [7]. La tête de chacun des thermocouples implantés tout au long du cylindre est située à une distance de 1 mm de la surface interne. Les valeurs expérimentales des températures sont représentées sur la fig.2.

Dans l'expression (1) K_g est un coefficient généralisé de transfert déterminé à partir du coefficient du transfert par convection α_g comme suite :

$$K_g = \alpha_g / (1 + \alpha_g (\delta_{i.th}/\lambda)), [\text{W/m}^2 \text{ K}]$$

Où $\delta_{i.th}$ est la distance d'implantation des thermocouples de la surface interne de la chemise (fig.2), [m] ; λ -coefficient de conductivité de la paroi du cylindre, [W/m K].

Lorsque le piston se déplace du point mort haut (P.M.H.) vers le point mort bas (P.M.B.) graduellement, la surface de la paroi entre en contact avec les gaz.

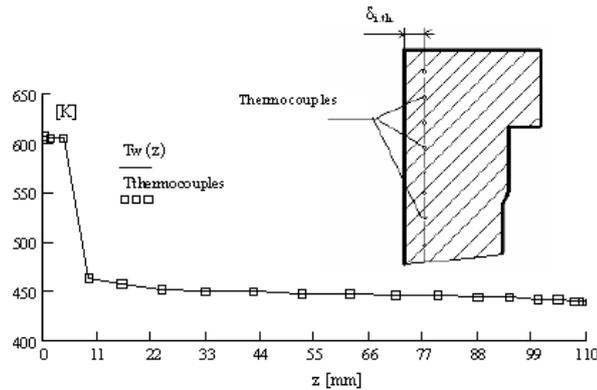


Fig.2 Température de la paroi du cylindre (données expérimentales).

En un point supposé le plus haut de la paroi et noté 1, à un instant arbitraire τ_1 agit le flux thermique suivant :

$$q_1(\tau_1) = k_g(\tau_1) [T_g(\tau_1) - T_{w1}]$$

En un deuxième point noté 2 en bas du premier, à l'instant τ_2 agit :

$$q_2(\tau_2) = K_g(\tau_2) [T_g(\tau_2) - T_{w2}]$$

Tandis que, en 1 la valeur du flux devient :

$$q_1(\tau_2) = K_g(\tau_2) [T_g(\tau_2) - T_{w1}]$$

Dans un troisième point noté 3, à l'instant τ_3 agit un flux thermique :

$$q_3(\tau_3) = K_g(\tau_3) [T_g(\tau_3) - T_{w3}]$$

À cet instant même en 1 et 2 agissent les flux thermiques suivants :

$$q_1(\tau_3) = K_g(\tau_3) [T_g(\tau_3) - T_{w1}]$$

$$q_2(\tau_3) = K_g(\tau_3) [T_g(\tau_3) - T_{w2}]$$

D'où l'on écrit pour un point k à un instant τ_k agit le flux :

$$q_k(\tau_k) = K_g(\tau_k) [T_g(\tau_k) - T_{wk}]$$

donc aux points 1, 2.. k-1 consécutivement agissent les flux:

$$q_1(\tau_k) = K_g(\tau_k) [T_g(\tau_k) - T_{w1}]$$

$$q_2(\tau_k) = K_g(\tau_k) [T_g(\tau_k) - T_{w2}]$$

.....

$$q_{k-1}(\tau_k) = K_g(\tau_k) [T_g(\tau_k) - T_{wk-1}]$$

A l'instant τ_k le piston aurait terminé sa course du P.M.H. vers le P.M.B., c'est à dire un temps. Au cours de son passage inverse (retour) vers le P.M.H., le piston couvre graduellement la surface de la paroi. Ce qui signifie qu'au point k+1 à l'instant τ_{k+1} agit :

$$q_{k+1}(\tau_{k+1}) = K_g(\tau_{k+1}) [T_g(\tau_{k+1}) - T_{wk+1}]$$

Simultanément aux points k+2, k+3.. 2k-1, 2k agissent consécutivement les flux suivants:

$$q_{k+2}(\tau_{k+1}) = K_g(\tau_{k+1}) [T_g(\tau_{k+1}) - T_{wk+2}]$$

$$\begin{aligned}
 q_{k+3}(\tau_{k+1}) &= K_g(\tau_{k+1}) [T_g(\tau_{k+1}) - T_{wk+3}] \\
 q_{2k-1}(\tau_{k+1}) &= K_g(\tau_{k+1}) [T_g(\tau_{k+1}) - T_{w2k-1}] \\
 q_{2k}(\tau_{k+1}) &= K_g(\tau_{k+1}) [T_g(\tau_{k+1}) - T_{w2k}]
 \end{aligned}$$

Avec: $T_{w2k} = T_{w1}, T_{w2k-1} = T_{w2} \dots T_{wk+1} = T_{wk-1}$

La valeur intégrale du flux thermique au point 1 est déterminée comme suite :

$$q_{i1} = \left[\int_0^{\tau_c} q_1 \cdot d\tau \right] / \tau_c$$

au point 2 :

$$q_{i2} = \left[\int_0^{\tau_c} q_2 \cdot d\tau \right] / \tau_c$$

au point k:

$$q_{ik} = \left[\int_0^{\tau_c} q_k \cdot d\tau \right] / \tau_c, (2)$$

Un raisonnement similaire au cours des deux autres temps qui restent, permettra de déterminer les flux thermiques agissant en chaque point de la surface de la paroi durant un cycle entier ($\tau_c = 4 \tau_k$).

Une fois le régime stationnaire est installé, le procédé de combustion est caractérisé par la récurrence du cycle thermodynamique au cours duquel les paramètres thermodynamiques varient considérablement. Par conséquent, les valeurs des températures des gaz au cours des quatre temps (compression, détente, échappement et admission) sont calculées par les différentes équations mentionnées dans les diverses sources [14, 15, 16, 17, 18, 19, 20, 21 et 22] à partir des diagrammes de pression.

Les valeurs calculées des températures des gaz T_g en fonction de l'angle parcouru par le vilebrequin sont représentées sur la fig.3.

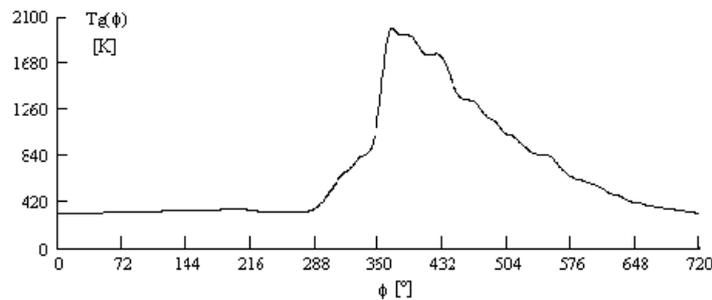


Fig.3 Température des gaz

Pour le calcul du coefficient de transfert thermique par convection α_g des gaz vers la paroi, préalablement, ont été analysées les expressions les plus connues de la théorie du transfert thermique relative aux moteurs à combustion interne.

Essentiellement, ces expressions peuvent être divisées en deux : un premier type reflétant une approche additive des composantes convective et rayonnante du transfert thermique et un deuxième type d'expressions avec une structure complexe reliant ces mêmes composantes. Au premier type on peut attribuer les formules de : Briling, Rosenblit, Anand, Shirkov, Shetkey et d'autres, alors qu'au deuxième : Eichelberg, Woshni, Hohenberg, Tsapf, Kavtaradzé et d'autres. Dans un de ses travaux [5] intitulé "Transfert thermique local dans les moteurs à combustion interne", Kavtaradzé R.Z. fournit

une analyse détaillée d'un grand nombre de formules- α . Il note que les expressions de forme additive des deux composantes du transfert thermique ne constituent pas un pas vers l'avant en comparaison avec ceux d'Eichelberg, Woshni, Hohenberg et sa propre formule. À ce titre, lors de l'évaluation du transfert thermique dans la chambre à combustion, l'utilisation des expressions du premier type était abandonnée. La moyenne arithmétique : $\alpha_g = (\alpha_{\text{Eichelberg}} + \alpha_{\text{Hohenberg}} + \alpha_{\text{Tsapf}})/3$ est calculée pour minimiser l'erreur probable relative aux valeurs du coefficient de transfert thermique par convection (fig. 4).

Enfin, le flux thermique intégral $q_i(z)$ calculé par l'expression (2) est représenté sur la fig.5.

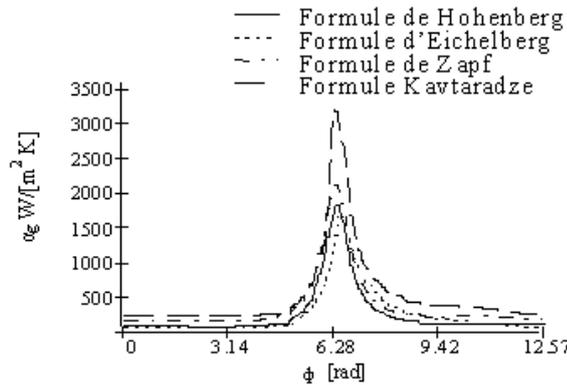


Fig.4 Coefficient de transfert thermique des gaz vers les parois calculé à partir des différentes expressions

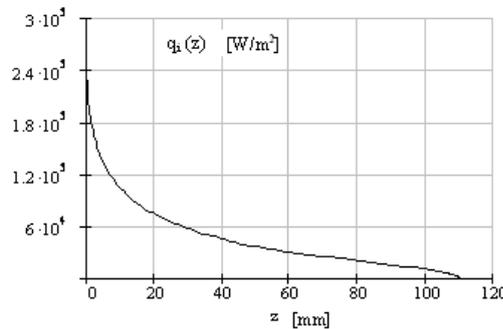


Fig.5 Flux thermique intégral

4.2 Calcul du flux thermique permanent résultant des frottements des segments par le cylindre $q_{F,R}$

Les études sur les frottements et les transferts thermiques des segments de piston des moteurs à combustion interne, exposées dans les travaux de Pétritshenko R.M., [23] sont d'une grande importance et englobent la totalité des aspects relatifs à leur fonctionnement. Pour déterminer l'épaisseur du microfilm de lubrification hydrodynamique δ_φ , il propose de résoudre le système d'équations différentielles non-linéaire suivant :

$$\begin{cases} \frac{dC_R}{d\varphi} = \frac{\pi \cdot D \cdot h_R}{6 \cdot n \cdot m_R} \left[\frac{\Delta P_j}{2} - p_y - \mu \cdot \frac{\pi^4 \cdot h_R^2}{96 \cdot \delta_\varphi^3} \cdot \left(C_R - |C_m| \cdot \frac{\delta_\varphi}{2 \cdot h_R} \right) \right] \\ \frac{d\delta_\varphi}{d\varphi} = \frac{C_R}{6 \cdot n} \end{cases} \quad (3)$$

Où: C_R , P_y , m_R et h_R sont respectivement : la vitesse instantanée du déplacement radial [m/s], la force d'élasticité [MPa], la masse [kg] et la hauteur du segment de piston [m]; D est le diamètre du cylindre, [m]; n est la révolution du

vilebrequin, min^{-1} ; μ est le coefficient de viscosité dynamique du lubrifiant, [Pa s]; C_m est la vitesse moyenne du piston, [m/s]; ΔP_j est la différence de pression dans les espaces en amont et en aval du $j^{\text{ème}}$ segment, [MPa].

D’après les différentes sources [24, 25 et 26], la pression sur le $j^{\text{ème}}$ segment peut être approximativement calculée à partir de la relation suivante : $P_j = P_g e^{-k(j-1)}$, où P_g est la pression des gaz dans la chambre à combustion; j est le numéro du segment en comptant du haut vers le bas (c'est-à-dire de la tête vers la jupe du piston); k est un coefficient, pouvant prendre les valeurs suivantes:

pour $j \geq 4$: $k=1$, $j=3$: $k=1,5$ et pour $j=2$: $k=2$.

Pour un piston composé de quatre segments d’étanchéité, on vérifie facilement : la pression des gaz en amont du premier segment $P_1=P_g$, du deuxième $P_2=P_g e^{-1}$, du troisième $P_3=P_g e^{-2}$ et enfin du quatrième $P_4=P_g e^{-3}$.

D’où: $\Delta P_1=P_1 - P_2= P_g - P_g e^{-1}$; $\Delta P_2=P_2 - P_3= P_g e^{-1} - P_g e^{-2}$; $\Delta P_3=P_3 - P_4= P_g e^{-2} - P_g e^{-3}$; $\Delta P_4=P_4 - P_{\text{carter}}= P_g e^{-3} - P_{\text{carter}}$.

Où P_{carter} est la pression dans l’espace du carter.

Les variations des pressions dans la chambre à combustion (résultat expérimental) et dans les espaces inclus entre les segments sont représentées sur la fig.6.

Néanmoins, pour résoudre le système susmentionné (3), il faut connaître les valeurs initiales de la vitesse du déplacement radial du segment et de l’épaisseur du microfilm de lubrification. Dans ce cas, il serait important de se poser les deux questions suivantes : quelles sont ces valeurs initiales de l’épaisseur et de la vitesse ? Comment peut-on justifier leurs choix ?

La valeur initiale de la vitesse du déplacement radial peut être considérée comme étant nulle au début de chaque nouveau cycle, c’est à dire, juste après le moment où le piston aurait changé la direction de son mouvement du P.M.H. vers le P.M.B.

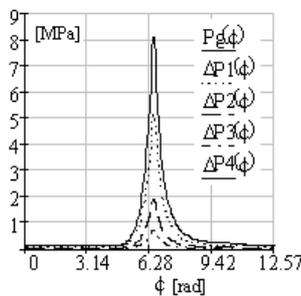


Fig.6 Pression des gaz dans la chambre à combustion et dans les espaces inclus entre les segments.

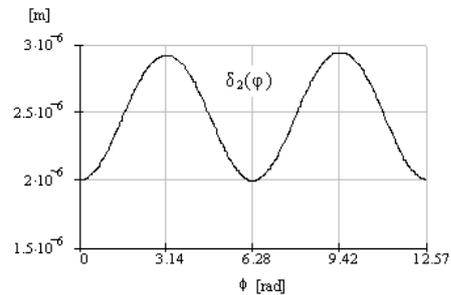


Fig.7 Variation de l’épaisseur du microfilm de lubrification pour la valeur de l’épaisseur initiale $\delta_0=2 \mu\text{m}$.

Pour le moteur 4Sh9.5/11, le système des équations différentielles susmentionné a été résolu pour des valeurs supposées de l’épaisseur initiale allant de 2, 3, ... jusqu’à 17 μm . Les variations des épaisseurs du microfilm de lubrification et des vitesses radiales du segment tout au long d’un cycle en fonction des épaisseurs initiales présumées sont représentées sur les fig.7-10.

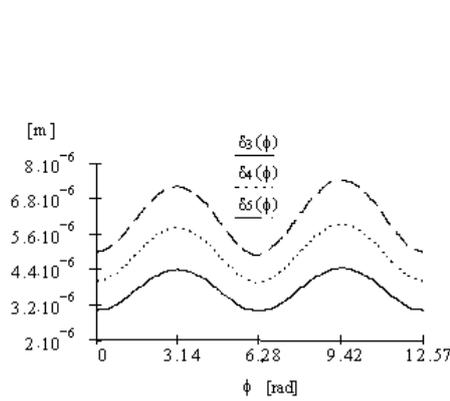


Fig.8 Variation de l'épaisseur du microfilm de lubrification pour des valeurs de l'épaisseur initiale $\delta_0=3, 4$ et $5 \mu\text{m}$.

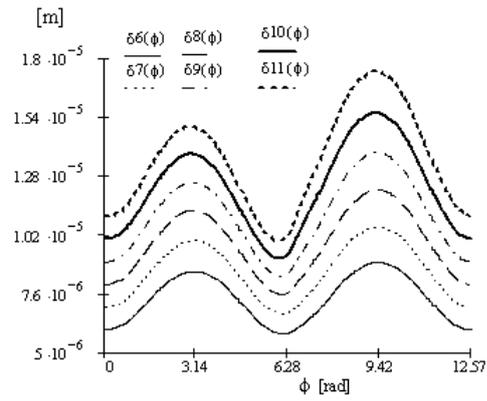


Fig.9 Variation de l'épaisseur du microfilm de lubrification pour des valeurs de l'épaisseur initiale $\delta_0=6, 7, 8, 9, 10$ et $11 \mu\text{m}$.

L'analyse des figures montre qu'au de-là de $\delta_0=9 \mu\text{m}$, une augmentation rude de l'épaisseur du microfilm de lubrification durant la phase de détente est constatée. Sa valeur atteint les $150 \mu\text{m}$ pour le cas de $\delta_0=14 \mu\text{m}$. Compte tenu des données expérimentales de la valeur du microfilm de lubrification rapportées par Semënov V.S. [24], les valeurs de $\delta_0 \geq 14 \mu\text{m}$ seront rejetées.

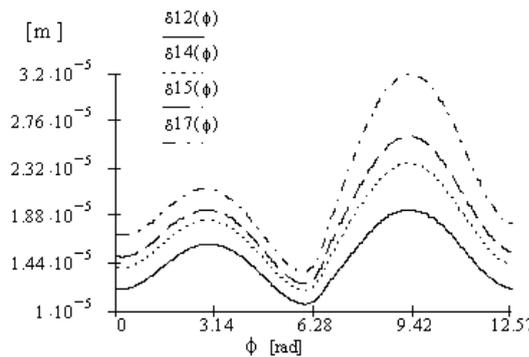


Fig.10 Variation de l'épaisseur du microfilm de lubrification pour les épaisseurs initiales égales à $\delta_0=12, 14, 15$ et $17 \mu\text{m}$.

Les valeurs initiales et spontanées (c'est à dire, tout-au long du cycle) du microfilm de lubrification peuvent être précisées, dans le cas où l'on connaîtrait la valeur des pertes mécaniques relatives à ce segment.

La distribution des températures dans la couche de lubrification est établie par Pétritshenko et al. [23 et 28] sous la forme suivante :

$$T = \frac{-\mu}{\lambda_{\text{lub}}} \cdot \left(\frac{1}{2} \cdot a^2 \cdot y^2 + \frac{1}{12} \cdot b^2 \cdot y^4 + \frac{1}{3} \cdot a \cdot b \cdot y^3 \right) + \left[\frac{T_R - T_C}{\delta_\varphi} + \frac{\mu}{\lambda_{\text{lub}}} \cdot \left(\frac{1}{2} \cdot a^2 \cdot \delta_\varphi + \frac{1}{12} \cdot b^2 \cdot \delta_\varphi^3 + \frac{1}{3} \cdot a \cdot b \cdot \delta_\varphi^2 \right) \right] \cdot y + T_C$$

Où λ_{lub} est le coefficient de conductivité du lubrifiant, W/(m K); T_R et T_C sont les températures du segment et du cylindre respectivement; y est la valeur de l'ordonnée, pour laquelle est calculée la température (à travers le microfilm); a et b sont des coefficients pouvant être déterminés à partir des relations suivantes:

$$a = \frac{C_m}{\delta_\varphi} - \frac{\Delta P_j \cdot \delta_\varphi}{\mu \cdot h_R} ; \quad b = 2 \cdot \frac{\Delta P_j}{\mu \cdot h_R}$$

Le flux thermique dans le microfilm de lubrification orienté du segment vers le cylindre q_c est déterminé comme suite :

$$q_c = -\lambda \cdot \left(\frac{dT}{dy} \right)_{y=0} = -\lambda_{\text{lub}} \cdot \left(\frac{T_R - T_C}{\delta_\varphi} + \frac{\mu}{\lambda_{\text{lub}}} \cdot \left(\frac{1}{2} \cdot a^2 \cdot \delta_\varphi + \frac{1}{12} \cdot b^2 \cdot \delta_\varphi^3 + \frac{1}{3} \cdot a \cdot b \cdot \delta_\varphi^2 \right) \right)$$

Deux composantes peuvent être distinguées dans cette dernière relation [23]. La première – témoigne sur la présence du transfert thermique dans le microfilm de lubrification orientée du segment vers le cylindre. La deuxième renseigne sur l'échauffement dissipatif du lubrifiant, conditionné par la circulation d'un liquide visqueux. Cette deuxième composante dépend du temps (ou de l'angle d'évolution du vilebrequin). Pour les différentes valeurs des épaisseurs initiales déjà retenues, sont obtenus les flux thermiques instantanés dirigés du segment vers le cylindre (fig.11-13).

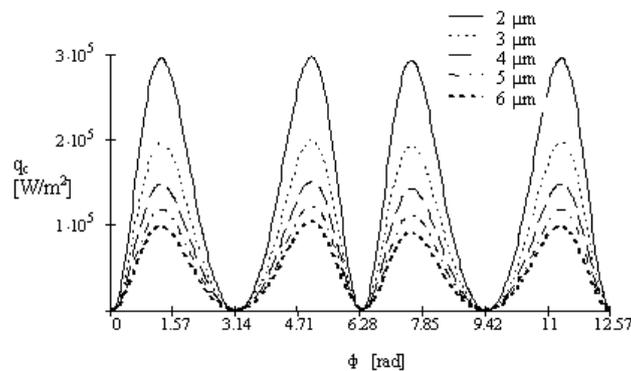


Fig.11 Flux thermiques instantanés pour les épaisseurs initiales égales à $\delta_0=2, 3, 4, 5$ et $6 \mu\text{m}$.

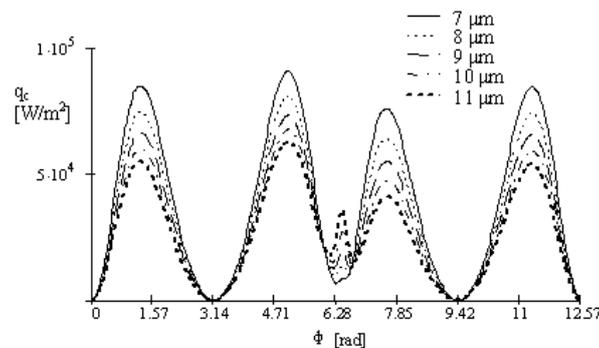


Fig.12 Flux thermiques instantanés pour les épaisseurs initiales égales à $\delta_0=7, 8, 9, 10$ et $11 \mu\text{m}$.

La chaleur équivalente au travail de frottement est déterminée à partir de la relation suivante :

$$Q_{\delta_i} = \pi \cdot D \cdot h_R \cdot \tau_c \int_0^{4\pi} q_{\delta_i}(\varphi) d\varphi$$

Où : D est le diamètre de l'alésage du cylindre, [m] ; h_R est la hauteur du segment, [m].

Pour les épaisseurs initiales supposées du microfilm $\delta_{0i}=2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10, 11, 12$ et $14 \mu\text{m}$, sont déterminées les quantités de chaleur équivalentes au travail de frottement $Q_{\delta_1}, Q_{\delta_2}, Q_{\delta_3}, \dots, Q_{\delta_{14}}$ égales à 105, 70, 52, 41, 34, 29, 26, 23, 21, 20, 19 et 18 W respectivement.

La valeur des pertes thermiques $Q_{\delta_2} = 105 \text{ W}$ déterminée pour $\delta_{02} = 2 \text{ }\mu\text{m}$ est considérée comme étant la plus vraisemblable.

Pour les trois segments d'étanchéité et le seul segment racleur du moteur en question, peuvent être imputées entre 40 et 65% du total des pertes mécaniques. Même une estimation rudimentaire du rendement indique clairement sur l'épaisseur de $2 \text{ }\mu\text{m}$.

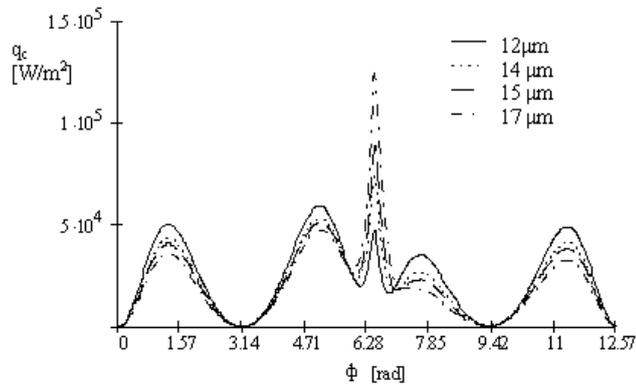


Fig.13 Flux thermiques instantanés pour les épaisseurs initiales égales à $\delta_0=12, 14, 15$ et $17 \text{ }\mu\text{m}$.

Le passage des flux thermiques instantanés représentés sur les figures 11, 12 et 13 vers les flux permanents le long de la paroi du cylindre (équivalents) doit être effectué d'une façon similaire à la définition du flux thermique intégral

L'analyse des épures équivalentes des flux thermiques permanents le long de la paroi du cylindre (fig.14-15) montre que: d'une part, avec la croissance de l'épaisseur initiale de 2 à $17 \text{ }\mu\text{m}$, le maximum de l'épuration se déplace du centre du cylindre vers sa périphérie. Un fait déjà signalé par [10]. D'autre part, sachant que le travail des frottements est proportionnel à la vitesse du piston, qui prend sa valeur maximale à la mi-course du piston, on en déduit que l'épaisseur maximale du microfilm hydrodynamique de lubrification ne dépasse pas les $3 \text{ }\mu\text{m}$.

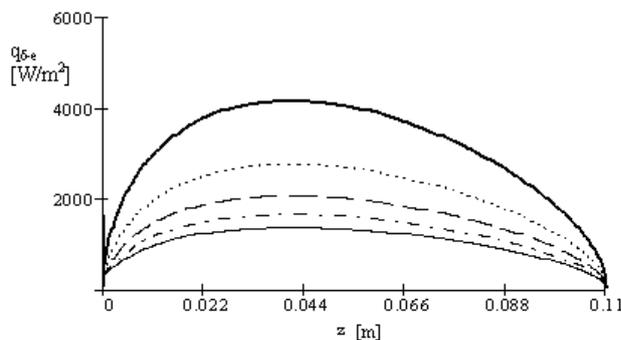


Fig.14 Flux thermiques permanents pour les épaisseurs initiales égales à $\delta_0=2, 3, 4, 5$ et $6 \text{ }\mu\text{m}$. — $2 \text{ }\mu\text{m}$; $3 \text{ }\mu\text{m}$; --- $4 \text{ }\mu\text{m}$; - · - $5 \text{ }\mu\text{m}$; — · — $6 \text{ }\mu\text{m}$.

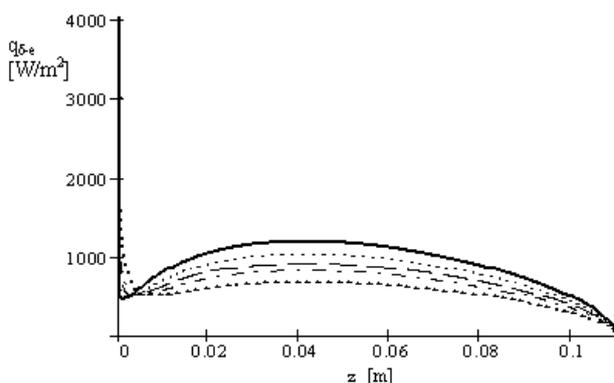


Fig.15 Flux thermiques permanents pour les épaisseurs initiales égales à $\delta_0=7, 8, 9, 10, 11$ et $12 \text{ }\mu\text{m}$. — $7 \text{ }\mu\text{m}$; $8 \text{ }\mu\text{m}$; --- $9 \text{ }\mu\text{m}$; - · - $10 \text{ }\mu\text{m}$; — · — $11 \text{ }\mu\text{m}$

4.3 Formation de la charge thermique globale sur le miroir du cylindre. Vérification des résultats

A partir des travaux antérieurs [9] portant sur la définition des forces de frottements de la jupe de piston par le miroir du cylindre ont été obtenues les expressions des flux thermiques correspondants ($q_{S.F}$). De plus, l'établissement des résistances thermiques des différents éléments de la tête de piston a permis de déterminer la distribution de la chaleur conduite séparément par les segments ($q_{R1}, q_{R2}, q_{R3}, q_{R4}$) et la jupe de piston $q_{P.S}$. Les valeurs obtenues ajoutées à ceux des flux thermiques relatifs aux frottements de la jupe de piston $q_{S.F}$. et des segments ($q_{F.R1}, q_{F.R2}, q_{F.R3}, q_{F.R4}$) déterminées préalablement, donne la courbe du flux thermique total $q_{\Sigma p}(z)$ (Fig.16).

Les valeurs de ce dernier ajoutées au flux intégral des gaz vers la paroi $q_i(z)$ donne le flux thermique global le long du cylindre $q_{\Sigma}(z)$ (Fig.17).

La vérification de l'authenticité des résultats est effectuée par la comparaison des valeurs analytiques et expérimentales de la quantité de chaleur Q_{Σ} reconduite vers le système de refroidissement à travers les parois du cylindre. La première des deux valeurs est déterminée par intégration de la fonction du flux thermique global $q_{\Sigma}(z)$ le long du cylindre.

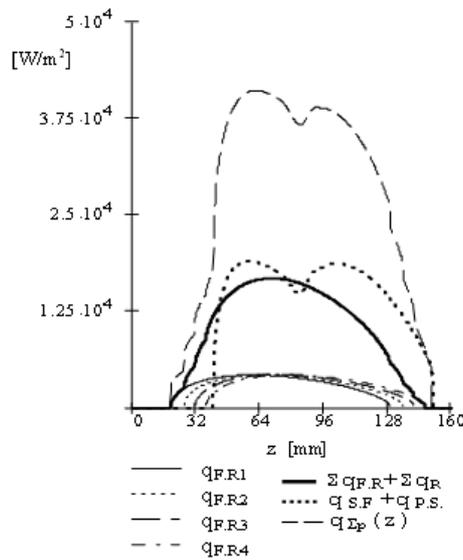


Fig.16 Distribution des différents flux thermiques le long de la paroi du cylindre compte tenu du transfert de chaleur via les segments et la jupe du piston ($\Sigma q_{R}+q_{P.S}$), des frottements des segments et de la jupe de piston $\Sigma q_{F.R}+q_{S.F}$.

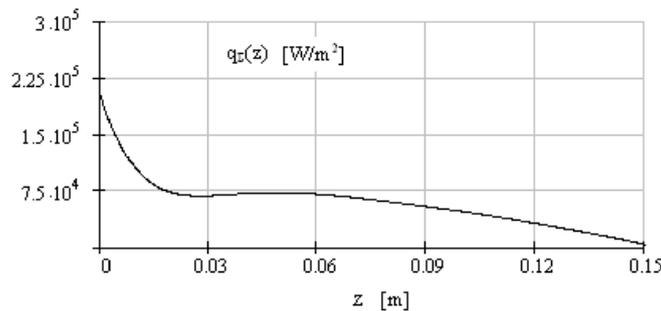


Fig.17. Représentation du flux thermique global le long de la paroi du cylindre $q_{\Sigma}(z)$.

Pour le cas étudié l'intégration de $q_{\Sigma}(z)$ pour le moteur 4Sh9.5/11 donne $Q_{\Sigma} = 3018$ W. Ce résultat est très proche des résultats du bilan énergétique relevé expérimentalement par le professeur Dorokhov A. F. [9-11].

La présente étude analytique sur la formation de la charge thermique globale sur le miroir du cylindre du moteur diesel 4Sh9.5/11 ($q_{\Sigma}(z)$ sur fig.17 et 18), a permis d'établir la distribution du flux thermique $q_2(z)$ pour un autre moteur de type 3NVD 24.

Le passage d'un premier moteur vers un deuxième est devenu possible avec le concours de la théorie des similitudes thermique et hydrodynamique et les données expérimentales du bilan énergétique externe conduit pour ce deuxième moteur [30]. Ceci a permis d'établir par la suite les champs de température dans le corps du cylindre pour ce même moteur (3NVD 24) dans une deuxième étape (fig. 21 et 22).

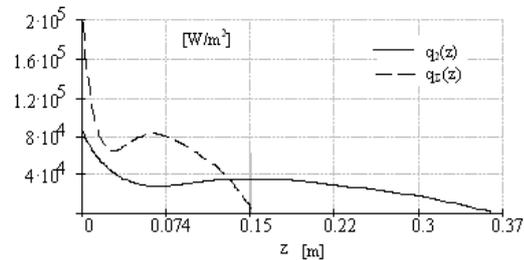


Fig18. Distribution des flux thermiques le long des parois des cylindres des moteurs 3NVD 24 (q₂(z)) et 4Sh9,5/11 (q₁(z)).

5 Construction des champs de températures

La résolution du problème de conduction en régime permanent pour le cylindre permettra de déterminer son état thermique. Dans le cas de symétrie axiale des champs de températures, il faudrait résoudre l'équation de Laplace en coordonnées cylindriques, $\{\partial^2 T/\partial R^2 + 1/R \partial T/\partial R + \partial^2 T/\partial z^2 = 0\}$, où R et z sont les coordonnées radiale et axiale respectivement. Etant donné que l'épaisseur des parois du cylindre est négligeable par rapport au diamètre, l'équation de Laplace en coordonnées cartésiennes, $\{\partial^2 T/\partial R^2 + \partial^2 T/\partial z^2 = 0\}$ peut être utilisée.

La précision voulue ou attendue de la solution est directement liée à la précision des conditions aux limites, qui doivent être correctement constituées. En pratique, une erreur de 4-8°C pour les champs de température est largement suffisante.

Pour la paroi externe du cylindre 6 (fig.19), on définit des conditions aux limites du I^{er} type. Ceci implique la connaissance des températures de la surface du cylindre : $T_{w|s} = T_{w0}(x,y,z)$.

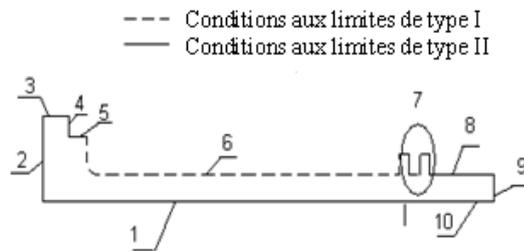


Fig.19 Type des conditions aux limites tout au long du contour du cylindre.

Les valeurs des températures de la surface externe du cylindre sont obtenues à partir de la résolution du problème mixte (conditions aux limites du III^{ème} type). Pour une partie élémentaire et arbitraire dz du cylindre, on établit l'équation de la balance énergétique et de même on définit, sans se soucier de la distribution des températures sur l'épaisseur de la paroi du cylindre, la chute de température le long de la surface mouillée. Par la suite et compte tenu de la distribution de la température le long du courant $t=f(z)$, on détermine les valeurs des températures sur cette surface externe.

Pour les surfaces 2, 3, 4, 5, 7, 8, 9 et 10 on définit les conditions aux limites du II^{ème} type $-\lambda (dT/dn) = 0$ (problème de Naiman). Les mêmes conditions aux limites sont définies pour la surface interne 1, sous la forme suivante : $-\lambda (dT/dn) = q(z)$; où q(z) est le flux thermique déterminé à partir des similitudes géométrique, thermique et hydrodynamique et à partir des données du bilan énergétique externe du moteur (égale à q₂(z) pour 3NVD24). Cette question est largement abordée dans le travail [31].

Les températures de la paroi du cylindre ont été déterminées pour trois régimes thermiques de refroidissement dans un intervalle de charge allant de 0 à 110% de la charge nominale ($N_{e,nominale}$) et pour deux types de jeux de segments différents.

Chaque régime thermique correspondait à une valeur précise de la température du liquide de refroidissement à la sortie du moteur égale à $T_B=70, 80$ et 90°C .

Les emplacements des thermocouples supérieur et inférieur correspondent à ceux de deux éléments finis bien déterminés. La température de chaque élément fini est déterminée comme étant la moyenne arithmétique des températures de leurs sommets.

Les valeurs expérimentales des températures du cylindre dans les emplacements des thermocouples en fonction de la charge et du régime de refroidissement sont représentées sur la fig.20.

L'image complète des champs de températures du cylindre pour les régimes nominaux de charges, trois régimes thermiques et pour les deux cas de dotation du piston sont représentées sur les fig.21 et 22.

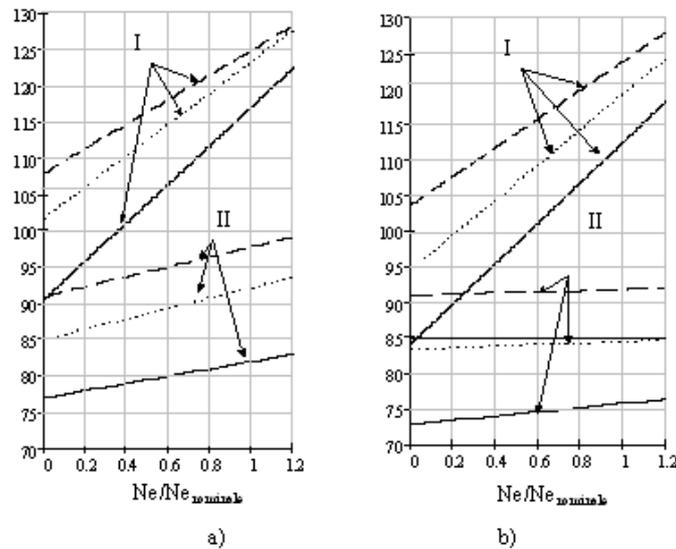


Fig.20 Variations des températures de la paroi dans les emplacements des thermocouples en fonction de la charge et du régime thermique dans deux cas de dotation du piston : jeu complet de segment a) et partiel b).

I et II –température du cylindre dans les emplacements des thermocouples : supérieur et inférieur consécutivement, $^\circ\text{C}$;
 Température de l'eau à la sortie du moteur : ___ $T_B=70^\circ\text{C}$, ---- $T_B=80^\circ\text{C}$ et ___ $T_B=90^\circ\text{C}$.

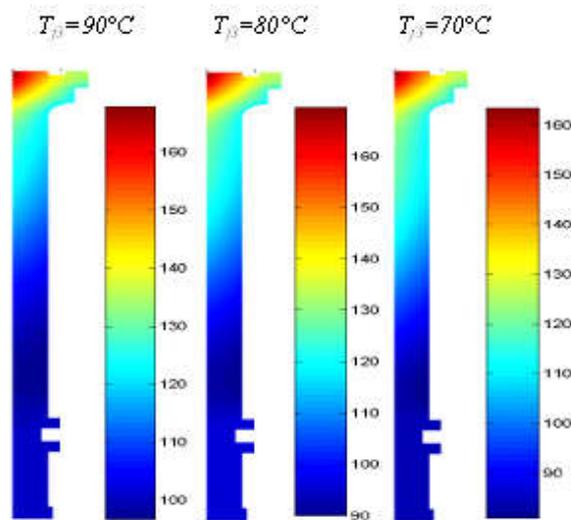


Fig.21 Champs des températures dans la paroi du cylindre du moteur NVD 24 avec un jeu complet de segments sur des régimes de charge nominale et sur trois régimes thermiques.

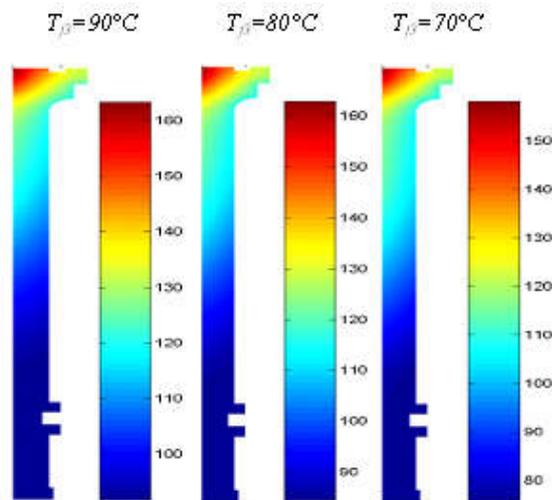


Fig.22 Champs des températures du cylindre du moteur NVD 24 avec un jeu partiel de segments sur des régimes de charge nominale et trois régimes thermiques.

6 Conclusion

Le travail accompli a permis de faire ressortir les conclusions suivantes:

- les études accomplies sur la formation de la charge thermique globale sur le miroir du cylindre peuvent servir de base pour le calcul du transfert et de l'échange thermiques des deux cotés de la paroi ;
- l'analyse des résultats de la simulation mathématique des champs de températures du cylindre montre la bonne convergence (avec une erreur de moins de 5%) entre les valeurs analytique et expérimentale. Cette concordance des résultats est notée non seulement pour les régimes nominaux de charges et de températures du moteur, mais sur tout l'intervalle de charges et dans les deux cas de dotation du piston ;
- la nouvelle méthode de définition de l'état thermique de la chemise élaborée à l'issue des recherches accomplies permettra d'évaluer les réserves de puissance des moteurs diesels, qui se trouvent en exploitation, en construction ou en phase de conception et modernisation compte tenu de l'état thermique de la cylindrée. Dans le cas où les résultats des calculs montreraient une insuffisance des réserves thermomécaniques des éléments formant la chambre à combustion (chemise, piston et culasse) nécessaires pour l'augmentation de puissance, il faut recourir à des mesures de caractères technico-constructives. A titre d'exemple, une première mesure prévoit l'utilisation des constructions bimétalliques de piston pour accroître les réserves thermomécaniques de la tête de piston. Une autre solution prévoit l'utilisation des pistons avec tête en pétale pour l'amélioration de la qualité des procédés de combustion et la diminution des contraintes thermomécaniques du piston.

D'autres solutions de type technologique existent pour une diminution considérable des frottements et par conséquent des pertes mécaniques. Elles consistent en la formation de microreliefs et en l'introduction des nanotubes et fullerènes de carbone sur la surface du cylindre.

Enfin, il faut souligner que cette méthodologie développée et mise en place pour la définition de l'état thermique des moteurs à combustion interne peut être reproduite pour la prédiction de l'état de chargement mécanique, acoustique ou autres de moteurs à partir des états de chargement mécaniques, acoustique ou autres identifiées pour des moteurs concrets.

REFERENCES

- [1] F. Stodolsky, Railroad and Locomotive Technology Roadmap Center for Transportation Research, Argonne National Laboratory, Operated by The University of Chicago, under Contract W-31-109-Eng-38, for the United States Department of Energy, ANL/ESD/02-6, 2002, p 69.
- [2] Hiroshi Yamagata The science and technology of materials in automotive engines, Woodhead Publishing Limited, 2005.
- [3] Q. Xin and C. F. Pinzon, Improving the environmental performance of heavy-duty vehicles and engines: key

- issues and system design approaches in Richard Folkson, Richard Folkson, Alternative fuels and Advanced vehicle technologies for improved environmental performance, Towards zero carbon transportation. Woodhead publishing Series in energy: Number 57, 2014, pp.225-278.
- [4] R.M. Khamzin, Accroissement de l'économie et de la durabilité des diesels marins moyennant le revêtement plasma des cylindres, Thèse doctorat, Saint Petersburg, 1997.
- [5] R.Z. Kavtaradze, Transfert thermique dans les moteurs à piston, Ouvrage universitaire, Maison d'édition : MGTU BAUMAN, 2001.
- [6] D. Woodyard, Pounder's Marine Diesel Engines and Gas Turbines, Eighth edition, Elsevier, Great Britain, 2004.
- [7] V.I. Kolshenko, U.P. Mokaev, V.A. Koshetkov, Critère Technico-économiques et état de contrainte thermique du diesel 8Sh12/12, Journal of Dvigatestroyeniye №12 (1982) pp.9-13.
- [8] Q. Xin and C. F. Pinzon, Improving the environmental performance of heavy-duty vehicles and engines: particular technologies in Richard Folkson, Richard Folkson, Alternative fuels and Advanced vehicle technologies for improved environmental performance, Towards zero carbon transportation. Woodhead publishing Series in energy: Number 57, 2014, pp.279-369.
- [9] A.F. Dorohov, Methodology development, designing and modernization principles of small-dimensional diesel engines manufacturing. Doctor of Technical Science thesis. Kaspisk, 1997.
- [10] A.F. Dorohov, S.M. Hanov, Analysis of heat losses in cooling water of marine auxiliary engine, Express-information, The Central Scientific Research Institute of Information. Technical and Economic Researches on Heavy and Transport Mechanical Engineering, serial 4, DVS, release 10, 1986.
- [11] A.F. Dorokhov, Analysis of heat transfer through the cylinder liner wall of marine small-dimensional diesel engine, Jurnal of Dvigatestroyeniye N°6 (1987) pp.6-7;
- [12] Dj. Zebbar, Etude et élaboration de méthodologie de définition de l'état thermique des éléments de la cylindrée des moteurs diesels marins, thèse de doctorat, Astrakhan, 2005.
- [13] A.N. Famin, Investigation on cylinder liner axial heat loading, the review of information. Internal combustion engines, Moscow: NIIFORMTJMASH N4-74-2 (1974) pp.26-29.
- [14] N.R. Briling and al., Height speed diesels, MASHGIZ, Moscow, 1951.
- [15] N.H. Diashenko, A.K. Kostin, Théorie des moteurs à combustion interne, Mashinostrojnj, Moscou, 1965.
- [16] N.H. Diashenko et al., Théorie des moteurs à combustion interne, Cycles thermodynamiques réels, 2^{ème} édition, Mashinostrojnj, Leningrad, 1974.
- [17] N.H. Diashenko, S.N. Dashkov, Echange thermique dans les moteurs et état de contrainte thermique de leurs éléments, Mashinostrojnj, Leningrad, 1969.
- [18] D.N. Virubov, N.A. Ivashenko, V.I. Ivin et al., Moteurs à combustion interne : Théorie des moteurs à piston et combinés, 4^{ème} édition, Mashinostrojnj, Moscou, 1983.
- [19] N.N. Ivashenko, V.N Semënov, V.S Sokolov, Les cycles réels des moteurs avec la chambre à combustion incluse dans le piston, Mashinostrojnj, Leningrad, 1972.
- [20] O.N. Lebedev, V.A. Somov, S.A. Kalashnikov, Moteurs à combustion interne des navires fluviaux, Ouvrage universitaire, Transport, Moscou, 1990.
- [21] Y.U. Fomin et al., Moteurs à combustion interne marins, Sudostrojnj, 1989.
- [22] J.B. Heywood, Internal combustion engine fundamentals, McGraw-Hill, New York, 1988.
- [23] R.M. Petritshenko, A.B. Kanishev, A.U. Shabanov, Frottements et transfert de chaleur des segments de piston des moteurs à combustion interne, maison d'édition de l'université de Leningrad, Leningrad, 1990.
- [24] R.M. Petritshenko, V.V. Onosovskii, Cycles thermodynamiques réels des machines réciproques, Mashinostrojnj, Leningrad, 1972.
- [25] B.E. Shabshaevish, Calcul des forces de frottements des éléments de la cylindrée d'un diesel de tracteur, Traktori i selhozmashini N12 (1973) pp.45-47.
- [26] K. English, Les segments de piston, Théorie, fabrication, construction et calcul (Traduction de l'allemand) T.1, MASHGIZ, Moscou, 1962.
- [27] V.S. Semenov, Contraintes thermiques et longévité de la cylindrée des diesels marins, Transport, Moscou, 1977.
- [28] R.M. Petritshenko, E.E. Kvasov, Formation des épures de la charge thermique sur le miroir du cylindre, Dvigatestroyeniye N4 (1981) pp.16-18.
- [29] D. N. Garkunov, Triboengineering (wear and no-wear), 4th edition, Moscow Agricultural Academy, Moscow, 2001.

- [30] Dj. Zebbar, Propagation des résultats des études analytique et expérimentale sur la formation de la charge thermique sur le miroir du cylindre d'un moteur diesel marin, Vestnik Astrakhan Technical State University 1(20) (2004) pp.152-155.
- [31] Dj. Zebbar, Simulation mathématique de l'état thermique du cylindre d'un moteur diesel marin. Documents de conférence Morintech-2003, T. 2, Saint-Pétersbourg: Centre de recherche scientifique Morintech (2003) pp.87-91.