



Research Paper

Étude théorique du principe de construction des structures des bilans énergétiques interne et externe d'un moteur diesel

Theoretical study of the building principal of internal and external energy balances structures in diesel engine

Djallel ZEBBAR*, **Salaheddine ZEBBAR**, **Sidali HERR**

Centre universitaire El Wancharissi de Tissemsilt, BP 180 Tissemsilt 38000, Algerie

ARTICLE INFO

Historique de l'article:

Reçu 01 juin 16

Accepté 25 juin 16

Mots clés:

Bilan énergétique ; Moteur à combustion interne ; Énergie ; Perte

Keywords :

Heat Balance ; Internal Combustion Engine; Energy; Loss

RÉSUMÉ

La connaissance de la répartition de l'énergie introduite dans la chambre à combustion est d'une grande importance dans la théorie des moteurs à combustion interne. Le présent travail a pour but de mettre en évidence la relation très complexe, le plus souvent indiscernable entre les composantes des bilans interne et externe. L'examen minutieux des composantes du bilan interne a permis de remonter jusqu'au bilan externe. Ce dernier peut être aisément établi sur un banc expérimental équipé pour l'occasion. Il permettra d'évaluer la perfection de l'utilisation de l'énergie, les pertes thermiques et la possibilité de les réduire, l'efficacité de l'utilisation de l'énergie des gaz d'échappement, de prévoir la possibilité ou les voies d'amélioration des paramètres de fonctionnement du moteur et de dimensionner les systèmes de refroidissement et de récupération d'énergie.

ABSTRACT

Distribution knowledge of the energy introduced into the combustion chamber is of great importance in the theory of internal combustion engines. This work aims to highlight the very complex relationship, often indistinguishable between internal and external energy balances components. The scrutiny of internal balance components has permitted to trace back up to the external balance. This can be easily established on a test bench equipped for the occasion. It will assess the perfection of energy's use, the heat loss and the possibility of their reducing, the energy efficiency of exhaust gas use, the possibility and ways of engine operating parameters improving and finally it will allow to calculate the cooling and energy recovery systems.

1 Introduction

La répartition définitive en composantes de l'énergie thermique, introduite avec le carburant durant un cycle de travail est appelée bilan thermique.

On distingue les bilans énergétiques interne et externe. Le bilan est dit indiqué ou interne dans le cas où son expression mathématique est composée de trois termes, exprimant les quantités d'énergies thermiques respectivement équivalente au travail indiqué du moteur, évacuée avec les gaz d'échappement et reconduite par le système de refroidissement. Par ailleurs, si l'expression comporte un terme indépendant lié à l'énergie thermique convertie en travail utile ou effectif, le bilan dans ce cas est dit effectif ou externe.

* Corresponding author. Tel.: +213 6 63464339

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

Le bilan thermique externe du moteur permet d'évaluer la perfection de l'utilisation de l'énergie, des pertes thermiques et la possibilité de les réduire, l'efficacité de l'utilisation de l'énergie des gaz d'échappement, de prévoir la possibilité ou les voies d'amélioration des paramètres de fonctionnement du moteur et de dimensionner les systèmes de refroidissement et de récupération d'énergie. Le bilan thermique interne montre la répartition de principe de l'énergie thermique du carburant. La définition ou la détermination de ses composantes se veut être très difficile. Par ailleurs, ses composantes peuvent être indirectement estimées à partir du bilan énergétique externe obtenu expérimentalement.

Un exposé détaillé du principe de constitution des structures des bilans thermiques interne et externe est présenté dans la partie suivante. Il concerne en particulier le moteur atmosphérique.

2 Analyse des structures de bilans thermiques

Le bilan énergétique peut être établi pour n'importe quel régime de fonctionnement du moteur, le plus souvent pour le régime de puissance nominale et est généralement exprimé en fraction ou le pourcentage de l'énergie thermique totale consommée par le moteur.

Un schéma de principe du bilan énergétique pour un moteur atmosphérique est représenté sur la fig.1. La quantité globale (totale) de l'énergie thermique Q_0 libérée par le carburant dans la chambre à combustion est déterminée par le pouvoir calorifique inférieur PCI et par la consommation du carburant G_c . Elle est supérieure à l'énergie dite active du carburant Q_c par la valeur des pertes thermiques dues à la combustion incomplète du carburant. $Q_{c,i}$.

Selon [1] les pertes dues à la combustion incomplète d'un kg de carburant sont déterminées à partir de l'analyse des composants des produits de combustion

$Q_{c,i} = (m_{CH} PCI + 33830 m_C + 21100 m_{CO} + 98400 m_{H_2}) / PCI$, où m_{CH} , m_C , m_{CO} , m_{H_2} – sont respectivement les masses des imbrulés des hydrocarbonates, du carbone, du monoxyde de carbone et d'hydrogène, kg.

La valeur de PCI qui varie dans le diapason de $0,02 \div 0,04$ doit être prise en considération dans l'analyse des composantes du bilan énergétique et varie dans le la plage $0,02 \div 0,04$.

Une analyse détaillée de toutes les composantes du bilan énergétique d'un moteur à combustion interne est rapportée dans [2]. Plus encore, il est mentionné que le bilan énergétique doit être établi pour la même température du milieu extérieur pour laquelle a été déterminé le pouvoir calorifique du carburant. De même, doivent être additionnés ou soustraits de Q_0 les quantités de chaleur introduites avec l'air et le carburant, égales aux chaleurs sensibles de l'air ($Q_{s,a}$) et du carburant ($Q_{s,c}$). Néanmoins, les valeurs de ces dernières corrections sont égales à l'erreur de la détermination du pouvoir calorifique du carburant, pour cette raison elles sont négligeables pour le bilan des moteur atmosphériques. Dans la même référence, l'auteur affirme que le bilan énergétique doit être établi dans les conditions de fonctionnement où la combustion complète du carburant est fortement probable. Dans ce cas, la combustion est considérée comme complète et le terme $Q_{c,i}$ est négligeable.

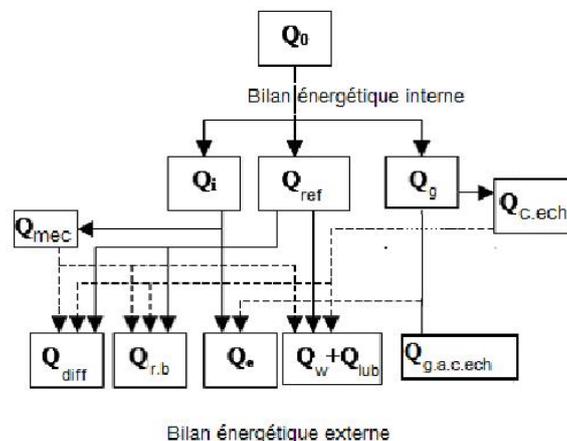


Fig. 1 –Aperçu sur les bilans énergétiques interne et externe

Compte tenu de ce qui vient d'être mentionné l'équation du bilan interne du moteur prend la forme suivante

$$Q_c = Q_i + Q_g + Q_{ref} \quad (1)$$

Où

Q_c – la quantité de chaleur libérée par la combustion du carburant ;

Q_i - la quantité de chaleur équivalente au travail indiqué du moteur;

Q_g - la quantité de chaleur contenue dans les gaz d'échappement juste après les soupapes d'échappement;

Q_{ref} - la quantité de chaleur transmise par les gaz aux parois de la chambre à combustion.

Une méthode simple a été développée par Partnov D.A. [3, 4] pour la définition de la chaleur globale transmise par les gaz aux parois. Cette méthode consiste à introduire un coefficient ψ_Σ déterminé expérimentalement et généralisé sous forme d'une relation fonctionnelle du coefficient d'excès d'air, la vitesse de rotation, du volume de travail du cylindre etc.

Par ailleurs

$$Q_i = Q_e + Q_{mec} \quad (2)$$

Où

Q_e – quantité d'énergie thermique équivalente au travail effectif. Des valeurs de cette composante pour les différents moteurs sont rapportées dans le tab.1;

Q_{mec} – quantité d'énergie thermique équivalente au travail mécanique, et représente la somme des pertes suivantes

$$Q_{mec} = Q_{fr} + Q_{pomp} + Q_{c_d} + Q_{aux} + Q_{vent} \quad (3)$$

Où

Q_{fr} - quantité de chaleur équivalente aux pertes de puissance par frottement. Ces pertes constituent une grande partie des pertes mécaniques. Elles résultent des frottements des segments de piston de la jupe de piston du doigt de piston, des paliers, de la glissière, la tige de soupape et d'autres. Une partie de cette chaleur est reconduite vers les systèmes de refroidissement (eau et lubrifiant) et le reste est diffusé vers le m.e. par rayonnement de la surface du moteur;

Q_{aux} - quantité d'énergie thermique équivalente aux pertes de puissance pour l'entraînement des organes auxiliaires du moteur comme la pompe à eau, à l'huile, la pompe d'injection du carburant et du régulateur et autres.

Q_{vent} - quantité d'énergie thermique équivalente aux pertes de puissances par ventilation (frottement entre organes mobiles et l'air: bielle, volant moteur, et autres);

Q_{c_d} - quantité d'énergie thermique équivalente aux pertes de puissances dépensées pour la réalisation du travail de compression et de détente. Dans ce cas le travail de compression est supérieur à celui de détente. Ceci est expliqué par la présence de fuites de gaz via les segments de piston vers le carter, aussi des fuites à travers les soupapes et le changement d'état du gaz suite aux échanges thermiques avec la paroi [5];

Q_{pomp} - quantité de chaleur équivalente aux pertes de puissance par pompage, déterminée par la résistance aérodynamique des conduits d'admission et d'échappement. Ces pertes dépendent du régime de fonctionnement du moteur, ses dimensions et de la construction des organes de distribution.

Dans les moteurs deux temps Q_{pomp} est inexistante. Selon [1] la quantité de chaleur équivalente aux pertes par pompage (relative) q_{pomp} est déterminée par l'expression suivante

$$q_{pomp} = [106 P_{mp} V_h] / [PCI].$$

Où

P_{mp} – la pression moyenne des pertes par pompage, MPa;

V_h – le volume de travail, m³;

q_c – la quantité de carburant introduite durant un cycle, g/cycle.

La pression moyenne des pertes par pompage est déterminée à partir de l'expression suivante

$$P_{mp} = P_T - P_S + \Delta P_{soup}$$

Où

P_s - la pression à l'admission;

P_T - la contre pression à l'échappement;

ΔP_{soup} - les pertes de charges dans les soupapes.

Le traitement des diagrammes de pompage par l'auteur [1] a permis de retrouver les expressions pour les pertes de pression au niveau des soupapes d'admission ΔP_S et d'échappement ΔP_T pour un moteur concret

$$\Delta P_S = \frac{K_S \cdot G_S^2 \cdot T_S}{P_S}$$

et

$$\Delta P_T = \frac{K_T \cdot G_T^2 \cdot T_T}{P_T}$$

Où

G_S et G_T - les débits massiques de l'air et du gaz respectivement, kg/s;

K_S et K_T - des constantes.

Ceci dit, que les essais pour l'obtention des relevés des diagrammes de pompage peuvent ne pas être conduits et les pertes de pression dues au pompage peuvent être déterminées par l'expression suivante

$$P_{m,p} = P_T - P_S + \Delta P_S + \Delta P_T;$$

Dans l'expression (1) les composantes Q_g et Q_{re} sont évaluées à partir des expressions suivantes

$$Q_g = Q_{c,ech} + Q_{g.a.c,ech} \quad (4)$$

$$Q_{ref} = Q_{cyl} + Q_{g,cl} + Q_{g,p} \quad (5)$$

Où

$Q_{c,ech}$ - quantité d'énergie thermique transmise par les produits de combustion vers les parois du conduit d'échappement (qui se trouve dans la culasse). Selon [3] elle constitue près de 15-20% de Q_g ;

$Q_{g.a.c,ech}$ - quantité d'énergie thermique contenue dans les gaz d'échappement directement après le conduit d'échappement, c'est-à-dire en aval du conduit d'échappement. Selon [8] l'énergie des gaz d'échappement peut être représentée comme étant la somme de

$$Q_{g.a.c,ech} = Q_{ge} + E_p + E_x = A_{ge} + E_x + E_T + E_p \quad (6)$$

Où

A_{ge} - est l'anergie des gaz d'échappement;

$Q_{ge} = m_{ge} c_{p,ge} (T_{ge} - T_a) = H_{ge} - H_0$ - quantité de chaleur reconduite des GE (gaz d'échappement) sous forme de chaleur avec : m_{ge} - la masse des GE, $c_{p,ge}$ - la capacité calorifique isobare spécifique des GE et H_{ge} et H_0 - les enthalpies des GE et du milieu environnant (m.e.) respectivement;

$E_T = Q_{ge} \eta_c = \Delta H \eta_c$ - l'exergie du flux des gaz de chaleur Q_{ge} ; Avec η_c - coefficient de Carnot exprimé comme $1 - T_0 / T_{ge}$; T_{ge} et T_0 - les températures moyenne des gaz d'échappement et du milieu environnant respectivement;

$E_p = m_{ge} R_{ge} T_{ge} \ln(P_{ge}/P_a)$ - la composante mécanique de l'exergie (R_{ge} - constante individuelle des GE ; P_{ge} et P_a - pression des GE et du m.e. ;

E_x - composante chimique de l'exergie égale à la somme de l'exergie de concentration et de réaction. La première est déterminée comme étant le travail maximal pouvant être obtenu à P_a et T_a dans le processus d'évolution des concentrations des GE vers l'état d'équilibre avec celles du m.e. L'exergie de réaction peut être expliquée par la possibilité de voir surgir

dans le système thermodynamique une réaction chimique. Dans le cas où la réaction d'oxydation du carburant à l'issue de la combustion serait complète, l'exergie de réaction est nulle.

Parmi toutes les composantes les deux dernières de l'équation (6) peuvent être techniquement utilisables et disponibles aujourd'hui. Dans ce cas l'exergies mécanique et thermique peuvent être converties en travail mécanique. Les questions liées à l'utilisation de l'exergie mécanique et thermique sont suffisamment et efficacement résolues à ce jour par les technologies mécaniques (les systèmes de suralimentation et de récupération).

Kukis V.S avait démontré dans [6] qu'il existe une limite ξ (partie de chaleur reconduite avec les GE dans le contour secondaire de récupération de chaleur), au-delà de laquelle la récupération de la chaleur des GE est utile que pour les besoins de chauffage seulement et devient non appropriée pour la conversion en travail. Plus encore, la quantité de chaleur reconduite avec les GE dans le système secondaire de récupération est en croissance linéaire avec la croissance de cette limite ξ . De même, l'exergie thermique pouvant être récupérée est en croissance jusqu'à une valeur maximale, pour se voir diminuer fortement par la suite. Ceci est lié à la dissipation de l'exergie de chaleur (les pertes dans le circuit de récupération secondaire). Pour une valeur de $\xi=1$ la chaleur des GE perd complètement sa capacité de conversion en travail. Ceci peut être interprété comme pour les turbocompresseurs comme pour les systèmes de récupération comportant le moteur Stirling.

Les considérations susmentionnées ont été mises en œuvre par l'auteur de [6, 7] dans le banc expérimental composé du moteur diesel 1ЧН14,5/20,5 et le moteur Stirling 3,0/6,5III. Par conséquent, la consommation a été réduite de 218 jusqu'à 207 g/(kW·h) dans la plage de 50–100 % de charge. Le rendement effectif de l'installation a augmenté près de 4,5%;

Q_{cyl} – quantité de l'énergie thermique transmise des gaz vers la paroi du cylindre;

$Q_{\text{g.cl}}$ – quantité de l'énergie thermique transmise des gaz vers la culasse. Il faut souligner que le transfert intense est observé au niveau de la culasse. Il est beaucoup plus élevé de celui qui passe par à travers le cylindre Q_{cyl} . Par conséquent, en dépit de la surface de refroidissement de la chemise qui est supérieure à celle de la culasse ($F_{\text{ref.c}}/F_{\text{ref.cl}} = 4\div 6$ pour $S/D = 1,0\div 1,5$) la même quantité de chaleur est approximativement transférée à travers la culasse [8];

$Q_{\text{g.p}}$ – quantité d'énergie thermique transférée des gaz vers le piston. Celle-ci est relativement basse pour les pistons non refroidis et est égale pour ceux en fonte ($1\div 1,5$) % Q_0 et ($2\div 3$) % Q_0 pour les pistons en alliages légers avec des valeurs relativement élevées du coefficient de conductivité thermique λ [8]. Ce qui équivaut à peu près à ($10\div 17$)% de Q_i pour les pistons en alliages légers.

Dans l'expressions (5)

$$Q_{\text{g.p}} = Q_{\text{c.f}} + Q_{\text{c.d}} + Q_{\text{c.lub}} \quad (7)$$

$$Q_{\text{g.ch}} = Q_{\text{cl.f}} + Q_{\text{cl.d}} \quad (8)$$

$$Q_{\text{g.p}} = Q_{\text{p.lub}} + Q_{\text{p.d}} + Q_{\text{p.cyl}} \quad (9)$$

Où

$Q_{\text{c.f}}$ - quantité d'énergie thermique prélevée du cylindre par un flux de refroidissement forcé;

$Q_{\text{c.d}}$ - quantité d'énergie thermique diffusée par la surface externe du bloc-moteur dans le milieu extérieur (m.e.);

$Q_{\text{c.lub}}$ - quantité d'énergie thermique dépensée sur la surchauffe de l'huile (lubrifiant) sur les parois du cylindre;

$Q_{\text{cl.f}}$ - quantité d'énergie thermique, reconduite de la culasse par le flux de refroidissement forcé;

$Q_{\text{c.d}}$ - quantité d'énergie thermique diffusée dans le m.e. par la surface externe de la culasse;

$Q_{\text{p.lub}}$ - quantité d'énergie thermique transférée par des gaz au piston et transmise à l'huile;

$Q_{\text{p.d}}$ - quantité d'énergie thermique, diffusée dans le m.e. par la surface externe (par rapport au volume de travail) du piston;

$Q_{\text{p.cyl}}$ - quantité d'énergie thermique transmise des gaz via le piston vers la paroi du cylindre.

La substitution dans l'équation (5) des valeurs de ses composantes exprimées par les expressions 7-9, permet de retrouver

$$Q_{\text{ref}} = (Q_{\text{c.f}} + Q_{\text{cl.f}} + Q_{\text{p.cyl}}) + (Q_{\text{p.lub}} + Q_{\text{c.lub}}) + (Q_{\text{c.d}} + Q_{\text{cl.d}} + Q_{\text{p.d}}) \quad (10)$$

avec

$$Q_{\text{ref.c.cl}} = Q_{\text{c.f}} + Q_{\text{cl.f}} + Q_{\text{p.cyl}} \quad (11)$$

$$Q_{\text{lub.p.c}} = Q_{\text{p.lub}} + Q_{\text{c.lub}} \quad (12)$$

$$Q_{\text{d.c.cl.p}} = Q_{\text{c.d}} + Q_{\text{cl.d}} + Q_{\text{p.d}} \quad (13)$$

Où

$Q_{\text{ref.c.cl}}$ - quantité d'énergie thermique reconduite du cylindre et de la culasse dans le système de refroidissement;

$Q_{\text{lub.p.c}}$ - quantité d'énergie thermique reconduite dans l'huile des parois de piston et du cylindre;

$Q_{\text{d.c.cl.p}}$ - quantité d'énergie thermique diffusée par le cylindre, la culasse et le piston à travers la paroi du carter vers le m.e.

Dans l'expression (3)

$$Q_{\text{mec}} = Q_{\text{fr}} + Q_{\text{pomp}} + Q_{\text{c.d}} + Q_{\text{aux}} + Q_{\text{vent}}$$

$$Q_{\text{fr}} = Q_{\text{fr.p.s}} + Q_{\text{fr.m}} \quad (14)$$

Où

$Q_{\text{fr.p.s}}$ - quantité d'énergie thermique équivalente au travail de frottement du piston et ses segments. Cette composante peut être déterminée après des investigations de recherche spéciales de dénombrement des composantes des pertes par frottement dans le moteur. Des estimations préliminaires affirment que la chaleur due au travail de frottement du piston et des segments transmise vers la paroi du cylindre est trois fois inférieure à celle transmise des gaz vers la paroi du cylindre. Néanmoins, selon [3] la quantité de chaleur générée par les frottements des segments de piston transmise vers le système de refroidissement des chemises est estimée à peu près égale à 0,50-0,55 de la chaleur totale des pertes mécaniques. Selon [9] la part du travail de frottement du segment racleur d'huile constitue de 30 jusqu'à 60% du total du travail de frottement de tout le paquet de segment et selon [10] les pertes par frottement dans les moteurs rapides constituent pour le 1er, 2ème et 3ème segments 60, 30 et 10% respectivement.

$Q_{\text{fr.m}}$ - quantité d'énergie thermique équivalente au travail de frottement du moteur et de tous ses éléments hormis les frottements du piston et des segments.

Par ailleurs

$$Q_{\text{fr.p.s}} = Q_{\text{fr.p.s.c}} + Q_{\text{fr.p.s.lub}} + Q_{\text{fr.p.s.d}} \quad (15)$$

Où

$Q_{\text{fr.p.s.c}}$ - quantité d'énergie thermique équivalente au travail de frottement du piston et des segments passée dans la paroi du cylindre ;

$Q_{\text{fr.p.s.lub}}$ - quantité d'énergie thermique équivalente au travail de frottement du piston et des segments passée dans l'huile de lubrification ;

$Q_{\text{fr.p.s.d}}$ - quantité d'énergie thermique équivalente au travail de frottement du piston et des segments dissipée dans le m.e.

$Q_{\text{fr.m}}$ est déterminée à partir de l'expression

$$Q_{\text{fr.m}} = Q_{\text{fr.m.lub}} + Q_{\text{fr.m.d}} \quad (16)$$

Où

$Q_{\text{fr.m.lub}}$ - quantité d'énergie thermique équivalente au travail de frottement du moteur et de tous ses éléments hormis les frottements du piston et des segments et passée dans l'huile. Dans cette composante le travail de frottement des paliers du vilebrequin est inclus;

$Q_{\text{fr.m.d}}$ - quantité d'énergie thermique équivalente au travail de frottement du moteur et de tous ses éléments hormis les frottements du piston et des segments diffusée dans le m.e.

La quantité totale de l'énergie thermique transmise à l'huile

$$Q_{\text{lub}} = Q_{\text{p.lub}} + Q_{\text{c.lub}} + Q_{\text{fr.m.d}} + Q_{\text{fr.p.s.lub}} \quad (17)$$

La quantité totale d'énergie thermique transmise par la surface du moteur et de ses éléments vers le m.e.

$$\begin{aligned} Q_{d.c.cl.p} &= Q_{c.d} + Q_{cl.d} + Q_{p.d} \\ Q_{diff} &= Q_{c.d} + Q_{cl.d} + Q_{p.d} + Q_{fr.p.s.d} + Q_{fr.m.d} \end{aligned} \quad (18)$$

La quantité d'énergie thermique passée dans le système de refroidissement à travers la paroi du cylindre

$$Q_{p.cyl} = Q_{cyl} - Q_{c.lub} + Q_{p.cyl} + Q_{fr.p.s.c} \quad (19)$$

À partir de cette dernière ressort la quantité d'énergie thermique retirée par un flux forcé du liquide de refroidissement $Q_{c.ref.f}$

$$Q_{c.ref.f} = Q_{p.cyl} - Q_{c.d} \quad (20)$$

La quantité de chaleur transmise vers le système de refroidissement à travers la culasse $Q_{cl.ref}$

$$Q_{cl.ref} = Q_{g.cl} + Q_{c.ech} \quad (21)$$

À partir de cette dernière ressort la quantité d'énergie thermique retirée par un flux de refroidissement forcé de la culasse

$$Q_{cl.ref.f} = Q_g - Q_{cl.d} \quad (22)$$

où $Q_{cl.d}$ est la quantité de chaleur diffusée par la culasse vers le m.e.

À présent, on peut déterminer la quantité de chaleur passée à travers la paroi limitant le volume du cylindre des gaz et celle équivalente au travail de frottement. Cette quantité dépasse Q_{ref} (5) par la quantité $Q_{fr.p.s.c}$ (15).

$$Q_{int.cyl} = Q_{ref} + Q_{fr.p.s.c} \quad (23)$$

Cette quantité de chaleur est retirée du moteur par un flux forcé du liquide de refroidissement, par rayonnement à partir des surfaces extérieures et par l'huile de lubrification.

La quantité reconduite par le flux forcé du liquide de refroidissement

$$Q_{int.cyl.ref} = Q_{int.cyl} - Q_{d.c.cl.p} - Q_{c.lub} - Q_{p.lub} \quad (24)$$

La quantité de chaleur passée dans le système de refroidissement Q_w et retirée vers le m.e. par le flux forcé du liquide de refroidissement est supérieure à la quantité déterminée par l'expression (24) par le terme $Q_{c.ech}$. (expression 4), soit

$$\begin{aligned} Q_w &= Q_{int.cyl.ref} + Q_{c.ech} = Q_{int.cyl} + Q_{c.ech} - Q_{d.c.cl.p} - Q_{c.lub} - Q_{p.lub} \\ &= Q_{ref} + Q_{fr.p.s.c} + Q_{c.ech} - (Q_{d.c.cl.p} + Q_{c.lub} + Q_{p.lub}) \end{aligned} \quad (25)$$

Les expressions (10, 11, 12 et 13) permettent d'en déduire

$$Q_{ref.c.cl} = Q_{ref} - (Q_{d.c.cl.p} + Q_{lub.p.c}) = Q_{ref} - (Q_{d.c.cl.p} + Q_{p.lub} + Q_{c.lub}) \quad (26)$$

Ainsi,

$$\begin{aligned} Q_{sys.ref} &= Q_{ref.c.cl} + Q_{fr.p.s.c} + Q_{c.ech} \\ &= Q_{c.ref.f} + Q_{cl.ref.f} \end{aligned} \quad (27)$$

Enfin, le moment est arrivé pour la déduction d'une expression du bilan énergétique externe

$$Q_0 = Q_c - Q_{c.i} \pm \Delta Q_{s.air} \pm \Delta Q_{s.c} = Q_c + Q_{sys.ref} + Q_{g.a.c.ech} + Q_{lub} + Q_{diff} + Q_{rest} \quad (28)$$

où

$$Q_{rest} = Q_{pomp} + Q_{c.d} + Q_{aux} + Q_{vent} \pm \Delta';$$

$\Delta Q_{s.air}$ et $\pm \Delta Q_{s.c}$ les énergies sensibles de l'air et du carburant respectivement;

Δ' - un terme qui prend en considération l'erreur dans la détermination des composantes du bilan énergétique externe.

Enfin, on en retrouve

$$Q_0 = Q_c + Q_{sys.ref} + Q_{g.a.c.ech} + Q_{lub} + Q_{diff} \pm Q_{r.b}$$

$Q_{r,b}$ - résidu du bilan et comprend $Q_{c,i}$, Q_{pomp} , $Q_{c,d}$, Q_{aux} , Q_{vent} , $\pm\Delta Q_{s,air}$, $\pm\Delta Q_{s,c}$, les erreurs de détermination de toutes les composantes du bilan énergétique et enfin les pertes non comptabilisées $Q_{n,c}$.

La valeur de chaque composante du bilan énergétique dépend du type de moteur, des régimes de fonctionnement, le degré de forçage du moteur. Des données de la répartition de la chaleur libérée par combustion du carburant par les différentes composantes sont rapportées dans le Tab.1 .

Tableau 1- Composantes du bilan énergétique externe pour des moteurs diesel

Composantes du bilan externe	Moteurs de moyenne vitesse	Moteurs semi rapide et rapides
q_e	0,44÷0,5	0,4÷0,43
q_g	0,28÷0,31	0,3÷0,35
q_{ref}	0,07÷0,11	0,1÷0,12
$q_{r.a.s}$	0,1÷0,13	0,07÷0,11
q_{lub}	0,03÷0,05	0,03÷0,05

Dans le Tab.1 les rapports de chaleur q_e , q_g , q_{ref} , $q_{r.a.s}$ et q_{lub} sont respectivement les quantités de chaleur équivalente au travail effectif, évacuée avec les gaz d'échappement, dans le système de refroidissement, vers le refroidisseur d'air de suralimentation et dans le lubrifiant.

3 Conclusion

L'examen minutieux des composantes du bilan interne a permis de remonter jusqu'au bilan externe. La mise en évidence de tous les composants des bilans permettra d'évaluer la perfection de l'utilisation de l'énergie, des pertes thermiques et la possibilité de les réduire, de l'efficacité de l'utilisation de l'énergie de gaz d'échappement, de prévoir la possibilité ou les voies d'amélioration des paramètres de fonctionnement du moteur et de dimensionner les systèmes de refroidissement et de récupération d'énergie.

REFERENCES

- [1] Dj. Zebbar, Study and elaboration of a methodology of determination of thermal state of cylinder group elements in marine diesel engine, Ph.D. thesis, Astrakhan technical State University, 2005.
- [2] E.A. Nikitin, L.V. Stanislavski, E.A. Ulanovskii, O.P. Dzetsina, S.A. Britik, Le diagnostic de moteur diesel à partir du bilan thermique du moteur. Journal of Dvigatellestroeniya, 10 (1982) 60-61.
- [3] D.R. Pospelov, Moteurs à combustion interne avec refroidissement par air: théorie et calcul, 2eme édition, Moscow : Mashinostrojenie, 1971.
- [4] B.S. Stefanovski, Tensions thermiques dans les éléments de moteurs rapides, Moscow : Mashinostrojenie, 1978;
- [5] D.A. Portnov, Moteurs rapides à auto combustion interne suralimentés, Moscow, 1975.
- [6] B.S. Stechkin et al., Le diagramme indiqué, la dynamique du dégagement de chaleur et le cycle du moteur réciproque, Moscow : Maison d'édition de l'Académie des sciences de l'URSS, 1960.
- [7] V.S. Kookis, L'évaluation des capacités de récupération de l'énergie des gaz d'échappement de MCI. Journal of Dvigatellestroeniya, 10 (1990) 42-43;
- [8] V.S. Kookis, Quelques résultats de récupération de chaleur de gaz d'échappement de MCI par le biais du moteur Stirling. Journal of Dvigatellestroeniya, 12 (1991) 42-43.
- [9] N.H. Dyachenko, A.K. Kostin et al., Théorie des moteurs à combustion interne, Moscow, Mashinostrojeniya, 1965.
- [10] R.M. Petrishenko, A.B. Kanishev and A.U. Shabanov, Friction and heat transfer of piston rings of internal combustion engines, Leningrad University, 1990.
- [11] A.N. Ustinov, Study of diesel engines piston ring, Saratov University, 1974.