

Ingineria automobilului



SE DISTRIBUIE GRATUIT CA SUPLIMENT AL REVISTEI AUTOTEST

Vol. 8, nr. 3 (32) / septembrie 2014

Colloque FRancophone en Energie, Environnement, Economie et Thermodynamique



Societatea Română
a Termotehnicienilor



7^e édition COFRET'14

SIAR ESTE MEMBRĂ



INTERNATIONAL
FEDERATION OF
AUTOMOTIVE
ENGINEERING
SOCIETIES



EUROPEAN
AUTOMOBILE
ENGINEERS
COOPERATION

ACTES. COLLOQUE FRANCOPHONE EN ENERGIE, ENVIRONNEMENT, ECONOMIE ET THERMODYNAMIQUE

Autori: Pierre PODEVIN, Georges DESCOMBES, Michel FEIDT

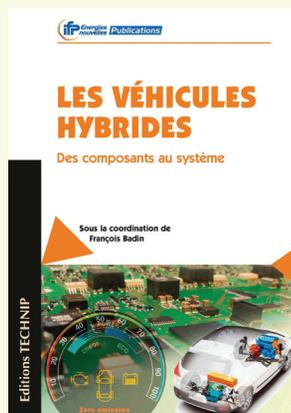
Editura: CNAM PARIS

Anul apariției: 2014

ISSN: 2269 - 1901

Lucrările prezentate în cadrul celei de a 7-a ediții a Conferinței internaționale **COFRET ,14** organizată în perioada 23.04 – 25.04.2014 de Conservatoire National des Arts et Métiers de Paris sub auspiciile Société Française de Thermique (**SFT**), Société Roumaine des Thermotechniciens (**SRT**), Société des Ingénieurs de l'Automobile (**SIA**) și Societății Inginerilor de Automobile din România (**SIAR**), cu sprijinul l'Agence de l'Environnement et de la Maîtrise de l'Energie (**ADEME**), au fost organizate de coordonatori în corelare cu temele abordate în cadrul conferinței, astfel:

Eficiența energetică • Surse de energie regenerabilă • Protecția mediului • Termodinamică • Transferul de căldură și masă • Combustie și gazodinamică • Ingineria proceselor • Mașini termice și electrice • Energie din surse regenerabile și cu emisii reduse de carbon • Poligenerare • Stocarea și conversia energiei, managementul și controlul fluxurilor de energie • Economie și energetică • Mediul și dezvoltarea durabilă • Reciclare și noi surse de energie • Chimie verde • Învățământ și formare • Reglementări privind mediul.



VEHICULE HIBRIDE

Autori: François BADIN

Editura: TECHNIP

Anul apariției: 2013

ISBN: 9782710809869

Creșterea rapidă a populației Terrei și a nevoilor asociate de energie, epuizarea anunțată a resurselor energetice fosile și creșterea continuă a emisiilor gazelor cu efect de seră cu modificările climatice induse, sunt unele dintre provocările majore ce stau în fața specialiștilor.

În acest context, hibridizarea propulsiei autovehiculelor constituie o tehnologie de tranziție ce permite creșterea sensibilă a performanțelor energetice și de protecție a mediului a autovehiculelor actuale, fără modificări semnificative a modalității de conducere și folosire.

Motorizările hibride constituie un subiect complex ce impune o abordare multidisciplinară.

Lucrarea coordonată de François Badin tratează exhaustiv autovehiculul și componentele sale, organizarea și controlul lor, precum și efectele globale stabilite pe ciclul de viață al autovehiculului.

Lucrarea debutează cu o prezentare generală a diferitelor condiții de exploatare a autovehiculelor, ceea ce permite cititorului o înțelegere mai ușoară a legăturilor ce se stabilesc între dezvoltarea autovehiculelor hibride și metodele folosite pentru compararea performanțelor diferitelor soluții constructive. Sunt detaliate principiile de bază și exploatarea motorizărilor termice și electrice, sistemele de stocare a energiei ambarcate, principiile, arhitectura, componentele specifice și funcțiunile motorizării hibride, precum și gestionarea energiei acestui tip de autovehicul. În continuare se prezintă o analiză globală pe ciclul de viață a diferitelor motorizări, a costurilor totale și disponibilitatea materialelor folosite.

Parcursul acestei lucrări asigură bazele înțelegerii și aprecierii diverselor tehnologii aplicate în conceperea, realizarea și utilizarea autovehiculelor hibride, costurile implicate, condițiile de dezvoltare a acestor soluții tehnologice.

COFRET'14 & SIAR

Cea de-a 7-a ediție a **Colloque FR**ancophone en Energie, Environnement et Thermodynamique COFRET'14 s-a derulat în perioada 23-25 Aprilie 2014 la Conservatoire national des arts et métiers de Paris, o instituție încărcată de istorie, fondată la 10 Octombrie 1794 ca urmare a propunerii abatelui Grégoire, ce adăpostește, actualmente, Muzeul de stat de Arte și Meserii. Astfel, participanții au putut să descopere, printre altele, cabinetul lui Lavoisier, vehiculul cu aburi realizat (« le fardier ») de Cugnot, digestorul lui Denis Papin (« le digesteur »), avionul construit de Clément Ader...

Această manifestare științifică a fost un succes multumită implicării echipei franco-române inițiatoare. 100 articole au fost reținute din 164 de propuneri depuse. 63 de comunicări au fost selectate pentru expozeuri orale și 37 pentru prezentări de tip poster. Articolele au făcut obiectul publicării într-un volum dedicat conferinței (1154 pagini, ISSN 2269-1901).

Din cele 100 articole, 42% provin din zona Maghreb, 31% din țările Europei Centrale și Orientale, iar 27% din zona Europei Occidentale.

Efortul participanților non-francofoni pentru redactarea articolelor în limba franceză a fost apreciat în mod deosebit. 73 articole au fost scrise în limba franceză, 27 în limba engleză.

Această ediție a marcat și debutul implicării Societăților Inginerilor de Automobile din Franța (SIA) și România (SIAR). Ideea implicării acestora în cadrul unei manifestări științifice cu tematică legată de energie, mediu, termodinamică a plecat de la miza actuală a industriei de automobile ce ține de mobilitatea durabilă. Ca urmare, acest număr al *Revistei Ingineria automobilului* este dedicat COFRET'14. Alte articole au fost selectate pentru a fi publicate în numere speciale ale *Revistei Termotehnica* și ale *International Journal of Energy and Environmental Engineering*

Mulțumim colegilor organizatori și participanți; de asemenea, mulțumim ADEME (Agence De l'Environnement et de la Maîtrise de l'Energie) pentru susținerea sa constantă încă din momentul de debut al rețelei EU-RECO (Énergie Utilisée Rationnellement dans les Pays d'Europe Centrale et Orientale), de acum 20 ani.

Vă invităm de pe-acum să participați la următoarea ediție a COFRET, ce va fi găzduită, în 2016, de către Universitatea Politehnica din București.

La septième édition du **Colloque FR**ancophone en Energie, Environnement et Thermodynamique COFRET'14 s'est déroulée du 23 au 25 avril 2014 au Conservatoire national des arts et métiers de Paris, lieu chargé d'histoire fondé le 10 octobre 1794 sur proposition de l'abbé Grégoire et qui abrite en son sein le musée d'Etat des arts & métiers. Les participants ont eu le loisir de découvrir entre autres, le cabinet de Lavoisier, le fardier de Cugnot, le digesteur de Denis Papin, l'Avion de Clément Ader, ...

Cette manifestation a connu un franc succès grâce à l'implication et à la compétence de collègues dévoués, dont l'équipe porteuse franco-roumaine. 100 articles ont été retenus sur 164 propositions soumises. 63 communications ont été sélectionnées pour un exposé oral et 37 pour une présentation poster. Les articles ont fait l'objet d'une publication dans les actes du congrès sous la forme d'un volume de 1154 pages (ISSN 2269-1901).

Sur les 100 articles, 42% émanent des pays du Maghreb, 31% des pays d'Europe Centrale et Orientale et 27% des pays d'Europe Occidentale.

L'effort des participants non francophones pour une publication en langue française est particulièrement salué. 73 articles ont été rédigés en français et 27 en anglais.

Cette édition a marqué le début de l'implication des Sociétés des Ingénieurs de l'Automobile de Roumanie (SIAR) et de France (SIA). On connaît tous les enjeux actuels de l'industrie automobile pour une mobilité durable, d'où l'idée d'implication de ces deux sociétés dans le cadre d'un colloque ayant comme thèmes l'énergie, l'environnement, la thermodynamique. Par conséquent, ce numéro de la *Revue Ingénierie de l'automobile* a été dédié au COFRET'14. D'autres articles ont été sélectionnés pour être publiés dans des numéros spéciaux de la revue *Termotehnica* et de *International Journal of Energy and Environmental Engineering*.

Nous remercions les collègues organisateurs et participants ainsi que l'ADEME (Agence De l'Environnement et de la Maîtrise de l'Energie) pour son soutien constant et renouvelé depuis qu'existe le réseau EU-RECO (Énergie Utilisée Rationnellement dans les Pays d'Europe Centrale et Orientale), soit environ 20 ans.

Nous donnons rendez-vous à tous lors du prochain colloque COFRET'16 prévu à Université «Politehnica» de Bucarest.

Michel FEIDT, Pierre PODEVIN, Georges DESCOMBES, Adrian CLENCI

Michel FEIDT, Pierre PODEVIN, Georges DESCOMBES, Adrian CLENCI

Sumar „Ingineria automobilului”, Nr. 32 (vol. 8, nr. 3)

- | | |
|--|---|
| <p>3 COFRET'14 & SIAR</p> <p>5 Interviu cu domnul Nicolas MAURE
Președinte Director General Dacia și Director General Renault Romania
<i>Interview with Mr. Nicolas MAURE
CEO of Dacia and Managing Director of Renault Romania</i></p> <p>6 Posibilități de folosire a sistemelor neconvenționale de propulsie la autovehiculele de transport public
<i>Possibilities of using non-conventional drives in public transport vehicles</i></p> <p>8 Dinamica laterală a autovehiculului
<i>Dynamique laterale du vehicle</i></p> <p>12 Evidențierea reflexiei acustice la admisia unui motor cu ardere internă supraalimentat: geometria optimă pentru ameliorarea</p> | <p>cuplului la regimuri joase
<i>Mise en Evidence de la Réflexion Acoustique à l'Admission d'un Moteur à Combustion Interne Turbocompressé : Géométrie Optimale pour l'Amélioration du Couple à Bas Régime</i></p> <p>17 Optimizarea numerică a parametrilor geometrici ai schimbătorului unui sistem Rankine pentru un motor de tractor agricol
<i>Optimisation numérique des paramètres géométriques de l'échangeur d'un système de rankine sur un moteur de tracteur agricole</i></p> <p>22 Tehnologie pentru sinterizarea și testarea roților dințate pentru cutiile de viteze ale automobilelor
<i>Technology for sintering and testing of gearwheels for automotive gearboxes</i></p> |
|--|---|

Optimizarea numerică a parametrilor geometrici ai schimbătorului unui sistem Rankine pentru un motor de tractor agricol

Optimisation numérique des paramètres géométriques de l'échangeur d'un système de Rankine sur un moteur de tracteur agricole

REZUMAT

Reducerea emisiilor de CO₂ a viitoarelor motoare cu ardere internă constituie un obiectiv important pentru proiectanți și constructori. Recuperarea energiei gazelor arse este o metodă ce permite ameliorarea randamentului motorului. Un motor de tractor agricol a fost avut în vedere pentru un asemenea demers. Alegerea motorului s-a efectuat pe baza unui studiu experimental preliminar avându-se în vedere funcționarea la turație cvasi-constantă și în apropierea sarcinii totale. Un prim studiu a permis determinarea entalpiei gazelor arse pentru mai multe situații de funcționare. După rezultatele obținute entalpia variază în domeniul 50 kW – 80 kW. Temperatura gazelor arse este situată în intervalul 700 K – 800K. Aceste valori au fost obținute

la funcționarea unui anumit tip de tractor. Acest articol prezintă studiul numeric a influenței parametrilor geometrici (dimensiune, volum, suprafață de transfer a căldurii etc.) asupra eficienței sistemului de evacuare a gazelor arse al motorului. În particular s-a arătat că eficiența transferului termic poate fi crescută prin diminuarea temperaturii medii a fluidului de răcire din sistemul Rankine. Mai mult, pentru fiecare valoare a volumului schimbătorului există o valoare optimă a suprafeței de transfer de la care căldura transferată rămâne constantă. În sfârșit, volumul schimbătorului are un impact semnificativ asupra contrapresiunii și puterii efective a motorului. Această influență crește cu turația motorului.

Cuvinte cheie: recuperarea energiei, motor cu ardere internă, modelare, transfer termic



Plamen PUNOV¹



Stéphanie LACOUR²

Christelle PERILHON³



Pierre PODEVIN³

¹ Universitè Technique de Sofia, 8 Avenue Kliment Ohridski, 1000 Sofia, Bulgaria

² Irstea Rue Pierre-Gilles de Genne, CS 10030, 92761 Antony cedex - France

³ Laboratoire de Génie des Procédés pour l'Environnement, l'Energie et la Santé - (LGP2ES-EA21) Conservatoire national des arts et métiers, 292 Rue Saint-Martin, 75003 Paris, France
plamen.punov@tu-sofia.bg

INTRODUCTION

La réduction des émissions polluantes d'au moins 20% d'ici 2020 par rapport à 1990 est l'un des objectifs majeurs de l'Union Européenne. Les gaz à effet de serre (CO₂, CH₄, NO_x, etc.) représentent la majeure partie des polluants atmosphériques. Le CO₂ représente plus de

60% des émissions de gaz à effet de serre et provient principalement de la combustion de combustibles fossiles. Le transport représente plus du quart des émissions de CO₂. Les moteurs thermiques sont également largement utilisés dans les centrales électriques, machines agricoles, machines non routières, etc.

Pour réduire les émissions de CO₂, il est donc nécessaire de réduire la consommation des moteurs thermiques, donc d'augmenter leur rendement. En dépit des avancées technologiques, ces rendements dépassent rarement 35%. Pour certains moteurs spéciaux ils peuvent atteindre 50%. Généralement plus de 60% de l'énergie du carburant est perdue sous forme de chaleur dans les gaz d'échappement et par le circuit de refroidissement. Deux solutions sont envisageables pour améliorer l'efficacité globale du système : soit améliorer le moteur lui-même, soit récupérer l'énergie thermique perdue.

Ces dernières années, différentes améliorations du moteur ont été proposées, comme par exemple l'injection directe, la suralimentation avec turbine à géométrie variable et compresseur à deux étages, les systèmes à taux de compression

variable, les soupapes à calage variable, de nouveaux modes de combustion – HCCI et CAI, etc. [1, 2]. Cependant de nombreuses études rapportent des possibilités limitées d'amélioration.

La récupération d'énergie semble une voie prometteuse [3, 4]. Les études révèlent que la récupération d'énergie sur les gaz d'échappement est la plus efficace [3]. Il existe trois principales manières de procéder:

- La transformation de l'énergie thermique des gaz en énergie mécanique par une turbine supplémentaire : turbo compound;
- La transformation de l'énergie thermique des gaz en énergie mécanique par une machine thermique : cycle de Rankine-Hirn, cycle d'Ericson, Stirling etc.;
- La transformation de l'énergie thermique des gaz directement en énergie électrique par thermogénérateur.

Le cycle de Rankine a le potentiel le plus important car il n'influence pas ou peu l'échappement et permet de relever le rendement de plus de 10 points [4 - 6]. Une première étude numérique sur un moteur diesel de tracteur agricole a montré que l'énergie des gaz d'échappement représente entre 28,9% et 42,5% de

l'énergie du carburant [7].

Le but de cette étude est de simuler numériquement l'influence des paramètres géométriques de l'échangeur d'un système Rankine développé pour un moteur de tracteur agricole.

1. PRINCIPE DU SYSTÈME DU RANKINE

Le schéma d'un système fonctionnant suivant le cycle de Rankine, utilisant l'énergie des gaz d'échappement est présenté en figure 1.

Le système se compose d'un réservoir de fluide, d'une pompe, d'un échangeur-évaporateur, d'un détenteur-moteur (turbine ou autre) et d'un condenseur. La pompe augmente la pression du fluide pendant la phase **a-b**. La pression dépend du type de fluide. Dans l'échangeur **b-c** le fluide est chauffé puis vaporisé par les gaz d'échappement. Pour certains fluides et dans le but d'améliorer le rendement, le fluide peut être surchauffé (on parle alors de cycle de Hirn). Pour la détente **c-d**, une turbine ou un détenteur à pistons peut être utilisée. La puissance mécanique sur l'arbre de la machine est utilisée directement sur le vilebrequin du moteur ou transformée en électricité par un générateur. Le fluide quittant le détenteur-moteur

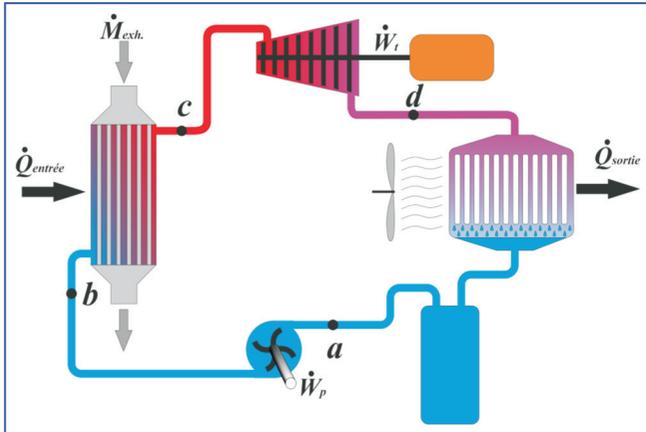


Fig. 1. Schéma de principe d'un cycle de Rankine

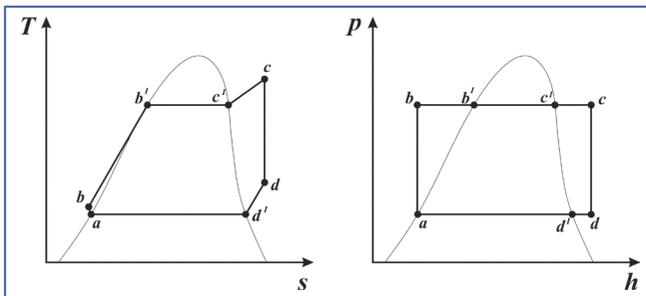


Fig. 2. T-s et p-h diagrammes de cycle du Rankine

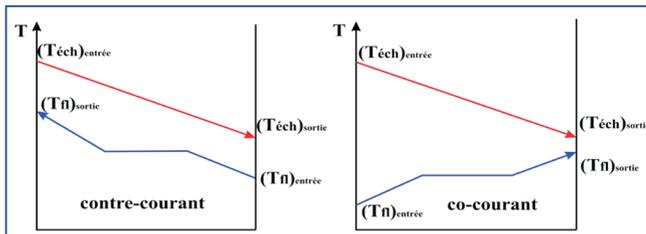


Fig. 3. Evolution des températures dans différents types d'échangeurs

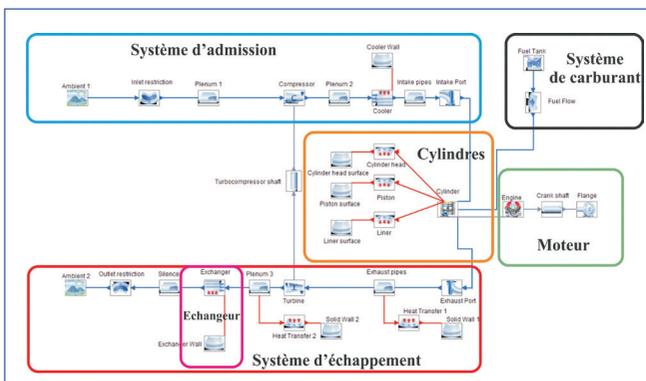


Fig. 4. Modèle du moteur présenter dans le logiciel AVL Boost RT

est ensuite condensé dans le condenseur : phase **d-a**.

Les évolutions thermodynamiques sont représentées sur la figure 2 dans les diagrammes *p-h* et *T-S*.

1.1. Pompe

La pompe utilise de l'énergie mécanique pour augmenter la pression du

fluide d'environ 20 à 30 bars dans le cas de cette étude (variable selon le fluide considéré) [3].

1.2. Echangeur-évaporateur

Cet échangeur est un élément très important pour le rendement du cycle puisqu'il permet le transfert de chaleur des gaz d'échappement au

fluide du cycle de Rankine. Il s'agit d'un échangeur gaz/liquide-vapeur. La configuration la plus souvent rencontrée est celle du tube/calandre à contre-courant ou à co-courant suivant le sens d'écoulement des fluides. L'évolution des températures pour ces deux cas est représentée sur la figure 3. L'échangeur à contre-courant à une meilleure efficacité.

Pour déterminer la chaleur transférée par l'échangeur, on utilise la corrélation suivante [8]:

$$Q = A \cdot a \cdot T_{lm}$$

A – surface d'échange, *m*²;
a – coefficient de transfert de chaleur, $\frac{W}{m^2 K}$;
T_{lm} – moyen température logarithmique, *K*.

La *T_{lm}* se détermine par les relations suivantes:

Pour l'échangeur à contre-courant

$$T_{lm} = \frac{[(T_{éch})_{entrée} - (T_{fl})_{sortir}] - [(T_{éch})_{sortir} - (T_{fl})_{entrée}]}{\ln \frac{[(T_{éch})_{entrée} - (T_{fl})_{sortir}]}{[(T_{éch})_{sortir} - (T_{fl})_{entrée}]}}$$

Pour l'échangeur à co-courant

$$T_{lm} = \frac{[(T_{éch})_{entrée} - (T_{fl})_{entrée}] - [(T_{éch})_{sortir} - (T_{fl})_{sortir}]}{\ln \frac{[(T_{éch})_{entrée} - (T_{fl})_{entrée}]}{[(T_{éch})_{sortir} - (T_{fl})_{sortir}]}}$$

1.3. Détendeur-moteur

Cette machine transforme l'énergie du fluide en énergie mécanique sur l'arbre. Deux types de machines sont principalement utilisés: détendeur à pistons et turbines (turbo-détendeurs) [9-11]. Les machines à pistons se caractérisent par une puissance spécifique plus faible et un poids plus élevé. Elles sont bien appropriées pour des cycles de Rankine de faible puissance. La vitesse de rotation de ce type des machines permet de coupler un générateur directement sur l'arbre de la machine.

Les turbines ont une puissance spécifique plus élevée mais leur rendement diminue pour de faibles dimensions. Plusieurs types des turbines peuvent être utilisés comme les turbines radiales ou les turbines axiales (pour les puissances plus importantes).

Enfin d'autres technologies viennent compléter ces solutions, comme les détendeurs à vis, à spirales etc.

1.4. Condenseur

Dans le condenseur le fluide est condensé à pression et température constantes. A la température ambiante, la pression est bien souvent

inférieure à la pression atmosphérique. Usuellement on utilise les condenseurs des systèmes de climatisation de véhicules.

1.5. Fluides

Différents types de fluides peuvent être utilisés: eau, éthanol, méthanol, propane, isobutane, benzène, NH₃, R245fa, R245ca, R113, R123, etc. Les fluides doivent satisfaire plusieurs critères tels que le potentiel de réchauffement global (GWP), l'inflammabilité, la toxicité, la température de congélation, la performance etc. [4, 12]. Le choix du fluide dépend aussi de la température des gaz d'échappement. Lorsque la température est élevée l'eau est préférable alors que pour une température plus basse les fluides organiques sont plus appropriés. Plusieurs études montrent que le rendement du cycle est plus élevé pour les cycles utilisant de l'eau [4 - 6].

2. MODÉLISATION DU MOTEUR

Une première étude énergétique d'un moteur agricole a été faite en utilisant le logiciel AVL Boost [7]. Ce modèle du moteur est la combinaison d'un modèle zéro dimensionnel et d'un modèle unidimensionnel. Grâce à ce modèle, un bilan énergétique a été réalisé à pleine charge ainsi qu'une analyse énergétique et exergetique, à l'emplacement le plus approprié de l'échappement pour le montage de l'échangeur du système de Rankine.

Pour modéliser le transfert de chaleur dans l'échangeur du système de récupération il a été nécessaire de créer un nouveau modèle du moteur à l'aide d'un autre logiciel : AVL Boost RT. Ce logiciel est conçu pour le calcul du transfert de chaleur dans les moteurs à combustion interne et pour la modélisation du système de refroidissement. La modélisation du moteur est basée sur un modèle zéro dimensionnel des phénomènes dans le cylindre ainsi que dans les éléments d'admission et d'échappement. Le modèle du moteur est présenté en figure 4.

Les paramètres principaux du moteur de l'étude sont présentés dans le tableau suivant.

Le moteur est conçu pour un tracteur Massey Ferguson. Il s'agit d'un

Tableau 1. Des paramètres du moteur dans étude

Type du moteur	Perkins 1106D
Nombre de cylindres	6 en ligne
Cylindrée totale	6.6 litres
Alésage	105 mm
Coup	127 mm
Taux compression	16.2
Nombre des soupapes par cylindre	4

moteur diesel actuel équipé d'un système d'injection directe, de contrôle électronique et d'une suralimentation par turbocompresseur. L'air comprimé passe par un refroidisseur intermédiaire situé après le compresseur. Le moteur n'a pas de système de recirculation des gaz d'échappement, ni de post-traitement. La pression d'admission est contrôlée par une soupape de décharge. La puissance maximale est 110 kW à 2000 tours par minutes tandis que le couple est de 630 Nm à 1400 tr/min.

Le moteur (figure 4) est représenté dans le modèle par différents blocs : admission, échappement, système carburant, cylindres et certaines parties mécaniques. Le système d'admission inclut trois volumes (plenum1, plenum2 et intake plenum) ainsi que le compresseur et le refroidisseur intermédiaire entre les volumes. Le système d'échappement est modélisé de façon similaire. Le collecteur d'échappement est schématisé par un volume suivi de la turbine. L'échangeur pour la récupération d'énergie est situé devant le silencieux. L'analyse du système d'échappement montre que cet emplacement est le plus approprié. Le compresseur et la turbine sont connectés par un arbre. Le bloc « système de carburant » est défini de façon très simple par la quantité du carburant injecté par cycle.

Etant donné que dans le modèle les collecteurs d'admission et d'échappement ne sont pas représentés par des canalisations, l'ensemble des cylindres peut être modélisé par un cylindre unique. Le résultat obtenu pour ce cylindre est alors à multiplier par le nombre de cylindres pour obtenir les paramètres du moteur. Les phénomènes dans le cylindre sont modélisés par une approche zéro dimensionnelle basée sur le premier principe de la thermodynamique. Les levées de soupapes sont introduites pour la modélisation des

processus d'échange gazeux. La combustion est définie par la loi de Vibe. Cette loi permet du calcul du taux de dégagement de chaleur. Le transfert de chaleur dans le cylindre est modélisé pour une surface divisée en trois zones : tête du piston, culasse et chemise du cylindre. La température de chacune de ces trois surfaces est définie par l'utilisateur.

Un modèle de pertes mécaniques est inclus dans le modèle global. Les pertes mécaniques sont fonction de la configuration du moteur, du type d'arbre à cames, de la nature de l'huile, etc.

3. CALIBRATION DU MODÈLE

Pour obtenir des résultats conformes à la réalité, il a été nécessaire de calibrer le modèle présenté. Le moteur monté sur son tracteur a été testé sur un banc d'essais-tracteur du laboratoire Irstea. On mesure ainsi la puissance effective, le couple, la consommation, le débit de gaz d'échappement dans les cylindres, etc. La comparaison des résultats d'essais avec ceux de la modélisation par AVL Boost et AVL Boost RT montre que le modèle est assez fidèle. La première comparaison, présentée en figure 5, porte sur la puissance effective du moteur à pleine charge. L'écart par rapport aux données expérimentales n'excède pas 5% à 1000 tr/min, soit 2,5 kW en valeur absolue.

Pour le développement d'un système de récupération il est important de connaître l'énergie des gaz d'échappement. Celle-ci est définie par la température, le débit de gaz et le coefficient de chaleur spécifique. Les paramètres des gaz d'échappement à l'entrée de l'échangeur sont représentés sur les figures 6 et 7.

L'adéquation des puissances moteur et paramètres thermodynamiques obtenus par modélisations et expérimentation a permis de valider la modélisation et autoriser son utilisation pour la suite de l'étude.

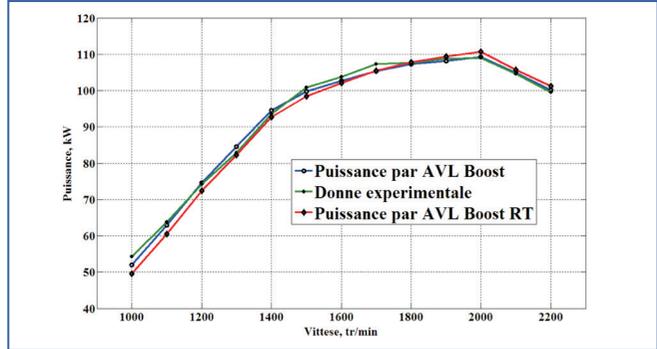


Fig. 5. Puissance effective du moteur obtenue par AVL Boost RT, AVL Boost et expérimentalement

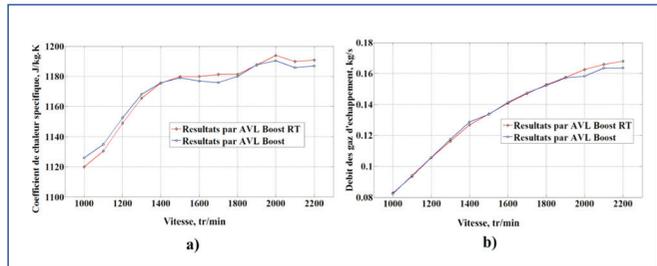


Fig. 6. Chaleur spécifique à pression constante à l'entrée d'échangeur, calculé par les deux modèles; b) - Débit des gaz d'échappement à l'entrée d'échangeur, calculé par les deux modèles

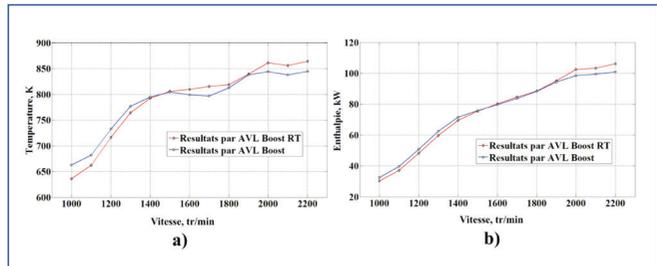


Fig. 7. a) - Température des gaz d'échappement, calculée par les deux modèles; b) - Enthalpie des gaz d'échappement, calculée par les deux modèles

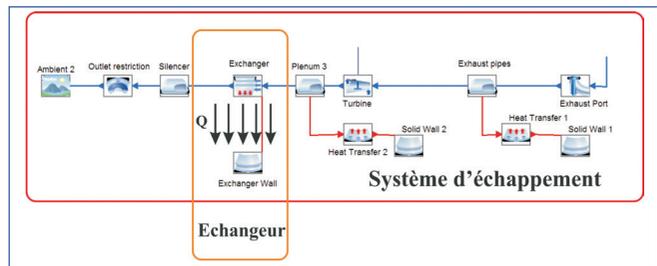


Fig. 8. Modèle d'échangeur dans le système d'échappement du moteur

4. EVALUATION NUMÉRIQUE DU TRANSFERT DE CHALEUR DANS L'ÉCHANGEUR

4.1. Modèle de l'échangeur

L'échangeur du cycle de Rankine permet le transfert de chaleur des gaz d'échappement au fluide du cycle de Rankine. La chaleur doit être suffisante pour permettre le changement

d'état de liquide à vapeur. Le logiciel AVL Boost RT ne permet pas la modélisation des autres éléments du cycle du Rankine (détendeur, pompe et condenseur). Pour cette raison on a choisi de réaliser un modèle d'échangeur plus simple que l'échangeur réel. L'échangeur est modélisé par des paramètres géométriques du côté des

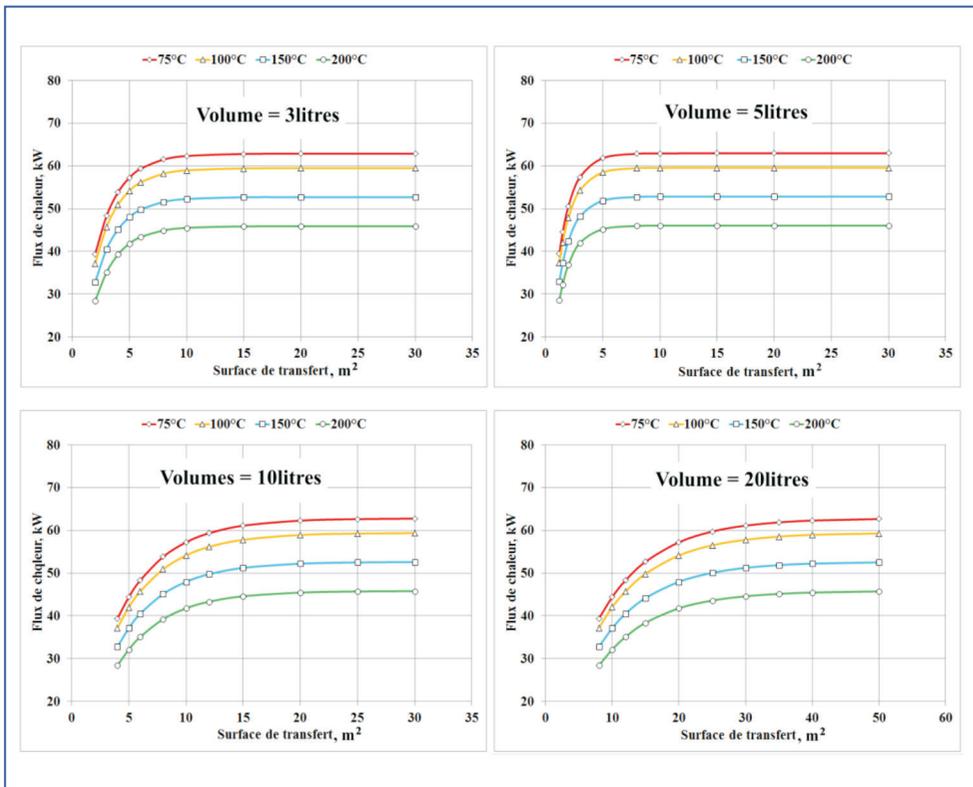


Fig. 9. Influence du volume et de la surface de transfert sur le flux de chaleur pour différentes températures moyennes de paroi des tubes

gaz d'échappement (volume, surface d'échange, dimension des tubes, etc.) et par la température moyenne de la paroi des tubes. Les éléments qui sont utilisés pour la modélisation de l'échangeur sont présentés en figure 8.

4.2. Paramètres géométriques de l'échangeur

Les gaz d'échappement circulent dans des tubes de longueur et diamètre constants. Les autres paramètres comme le volume, la surface de transfert de chaleur et la température moyenne de paroi des tubes sont variables. Pour changer de volume il est nécessaire de changer le nombre de tubes. La température moyenne de paroi dépend de la nature du fluide. Les paramètres principaux sont présentés dans le tableau 2.

4.3. Etude du moteur à 1400tr/min

Le moteur du tracteur fonctionne souvent près de la pleine charge. Pour cette raison l'étude a été conduite à pleine charge à la vitesse de 1400 tr/min pour laquelle le couple est maximum. Pour ce régime, on a fait varier deux des paramètres géométriques – volume et surface de transfert - ainsi

que la température moyenne de paroi des tubes. Les résultats sont représentés en figures 9.

Les résultats obtenus montrent que la température moyenne de paroi a un impact significatif sur la quantité de chaleur transférée. L'augmentation de la température jusqu'à 200°C réduit le flux de chaleur maximale de 25%. La chaleur maximale transférable par l'échangeur représente 88% de l'enthalpie des gaz d'échappement en entrée d'échangeur. Pour chaque volume d'échangeur il existe une valeur optimale de surface de transfert au-delà de laquelle le flux de chaleur reste constant. Cette surface de transfert augmente de 10 m² à 40 m² avec l'augmentation de volume. D'après les résultats, une même efficacité de transfert peut être obtenue quel que soit le volume considéré. Par conséquent on doit faire attention aux pertes de charge dans l'échangeur. Cette analyse est représentée en figure 10. Les volumes plus petits entraînent une augmentation de la contrepression dans l'échappement jusqu'à 106 kPa, d'où une diminution de la puissance effective du moteur de 0,75 kW. Pour ne pas augmenter

min

Cette étude a été faite à pleine charge pour la vitesse correspondant à la puissance maximale du moteur. Les résultats sont présentés en figure 11. Les résultats à 2000 tr/min sont similaires en tendance à ceux obtenus à 1400 tr/min. La puissance thermique maximale transférée est de 92,8kW ce qui représente environ 90% de l'enthalpie des gaz d'échappement. La valeur minimale de surface de transfert pour laquelle l'efficacité est maximale n'est pas fonction de la vitesse du moteur. Cette indépendance est vérifiée pour toutes les valeurs de volume étudié.

La figure 12 présente l'influence du volume sur la contrepression et la puissance du moteur. A 2000 tr/min l'influence du volume est plus importante qu'à 1400 tr/min. Le plus petit volume d'échangeur augmente la contrepression jusqu'à 116 kPa et diminue la puissance effective de 2,3 kW. L'influence peut être négligée si le volume est de plus de 10 litres.

CONCLUSION

Cette étude présente la modélisation du transfert de chaleur dans l'échangeur-évaporateur d'un cycle de Rankine utilisé pour la récupération

la contrepression, on doit utiliser un échangeur de plus de 10 litres.

4.4. Etude du moteur à 2000 tr/

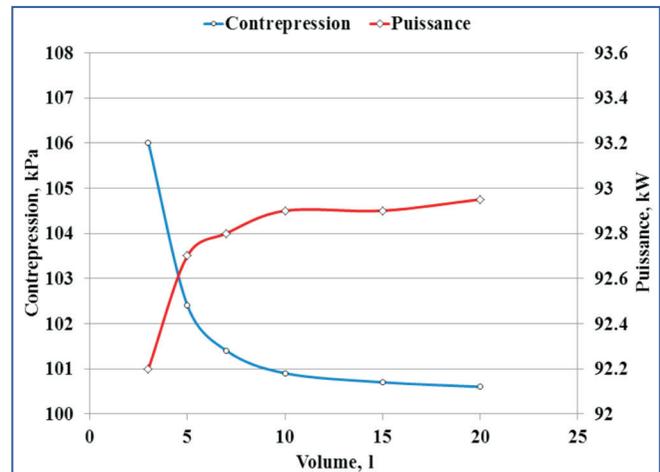


Fig. 10. Influence du volume de l'échangeur sur la contrepression et la puissance effective en 1400tr/min

Tableau 2. Paramètres géométriques de l'échangeur

Longueur des tubes	1m
Diamètre hydraulique des tubes	10mm
Nombre des tubes	variable
Volume	variable
Surface de transfert de la chaleur	variable
Température moyen de la paroi des tubes	variable

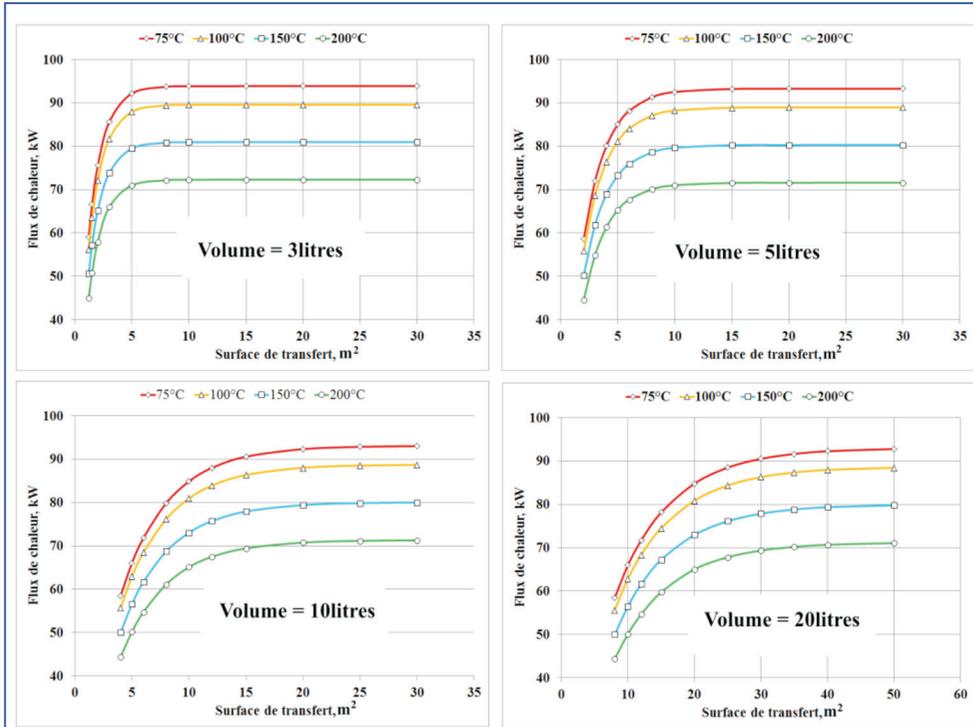


Fig. 11. Influence du volume et de la surface de transfert sur le flux de chaleur pour différentes températures moyennes de paroi des tubes

d'énergie des gaz d'échappement d'un moteur. L'échangeur est modélisé conjointement avec le moteur avec l'aide du logiciel AVL Boost RT. L'avantage de cette approche est de combiner l'étude des paramètres-moteur avec celle de l'énergie des gaz d'échappement et du transfert de chaleur dans l'échangeur.

La modélisation du moteur par AVL Boost RT a été calibrée par comparaison avec la puissance calculée par un autre modèle AVL Boost et avec la puissance mesurée sur un banc d'essais à rouleaux pour le même moteur. La comparaison révèle une déviation maximale inférieure à 5% soit 2,5kW

en valeur absolue. Le débit des gaz d'échappement, la température, le coefficient de chaleur spécifique à pression constante et l'enthalpie qui sont obtenus par le modèle développé dans cet article (par AVL Boost RT) ont été comparés avec les paramètres calculés par AVL Boost.

L'étude de l'influence du transfert de chaleur dans l'échangeur inséré dans le système d'échappement a été faite pour deux régimes : 1400 tr/min qui est la vitesse du couple maximale et 2000 tr/min, la vitesse de la puissance maximale. L'influence du volume de l'échangeur, de la surface de transfert et de la température moyenne de

paroi des tubes est similaire pour les deux régimes. L'efficacité de transfert peut être augmentée par une diminution de la température moyenne du fluide froid. Pour chaque valeur de volume il existe une valeur de surface de transfert optimale au-delà de laquelle la chaleur transférée reste constante.

Le volume de l'échangeur a un impact significatif sur la contrepression et la puissance effective du moteur. Cette influence augmente avec la vitesse du moteur. A 2000 tr/min la contrepression peut atteindre 116 kPa par conséquent la puissance du moteur diminue de 2,3 kW.

D'après les résultats obtenus, le volume optimal de l'échangeur est de 10 litres ce qui correspond à une surface de transfert de 25 m². L'augmentation de la valeur de ces deux paramètres n'entraîne pas d'amélioration notable de la performance du moteur.

La précision du modèle de l'échangeur pourrait être améliorée si le logiciel Boost RT fournissait la possibilité de modéliser tous les éléments du système de Rankine ainsi que les caractéristiques du fluide.

Remerciements

Nous remercions la société AVL pour la fourniture gracieuse des logiciels de simulation Boost et Boost RT à la Faculté de Transport de l'Université Technique de Sofia et à l'EA 21 du Cnam Paris. Cette étude a bénéficié du soutien financier de l'Université Technique de Sofia (Concours interne – session 2014), ainsi que celui du Cnam.

REFERENCES

[1] H. Zhao, *Advanced direct injection combustion engine technologies and development. Volume1: Gasoline and gas engines*, Woodhead, 2010.
 [2] H. Zhao, *Advanced direct injection combustion engine technologies and development. Volume1: Diesel engines*, Woodhead, 2010.
 [3] P. Leduc and P. Smague, *Rankine System for Heat Recovery: an Interesting Way to Reduce Fuel Consumption*, ICE Powertrain Electrification & Energy Recovery, Rueil-Malmaison, 2013.
 [4] R. Daccord, J.Melis, T.Kientz, A. Dermedru, R. Pireyre, N. Brisseau and E. Fonteneau, *Exhaust Heat Recovery with Rankine piston expander*, ICE Powertrain Electrification & Energy Recovery, Rueil-Malmaison, 2013.
 [5] P.J Mago, L.M. Chamra and C. Somayaji, *Performance analysis of different working fluids for use in organic Rankine cycles*, Journal of Power and Energy, Volume 221 no. 3, 255-263, 2007.
 [6] C. Sprouse and C. Depcik, *Review of organic Rankine cycles for internal combustion engine exhaust waste heat recovery*, Applied Thermal Engineering, Volume 51, Issues 1-2, 711-722, 2013.
 [7] P. Punov, S. Lacour, C. Perilhon and P. Podevin, *Possibilities of waste heat recovery on tractor engines*, Proceedings of International Conference BulTrans, 7-15, Sofia, 2013.
 [8] H.G. Zhang, E.H. Wang, B.Y. Fan, *Heat transfer analysis of a finned-tube evaporator for engine exhaust heat recovery*, Energy Conversion and Management, Volume 65, 438-447, 2013.
 [9] V. Lemort, S. Declaye and S. Quoilin, *Experimental characterization of a hermetic scroll expander for use in a micro-scale Rankine cycle*, Journal of Power and Energy, Volume 226 no. 1, 126-136, 2012.
 [10] S.H. Kang, *Design and experimental study of ORC (organic Rankine cycle) and radial turbine using R245fa working fluid*, Energy, Volume 41, Issues 1, 514-524, 2012.
 [11] D. Seher, T. Lengenfelder, J. Gerhardt, N. Eisenmenger, M. Hackner, I. Krinn, *Waste Heat Recovery for Commercial Vehicles with a Rankine Process*, 21st Aachen Colloquium Automobile and Engine Technology 2012.
 [12] S. Quoilin, S. Declaye, A. Legros, L. Guillaume and V. Lemort, *Working fluid selection and operating maps for Organic Rankine Cycle expansion machines*, Proceedings of the 21st International Compressor Conference, Purdue, USA, July 2012.

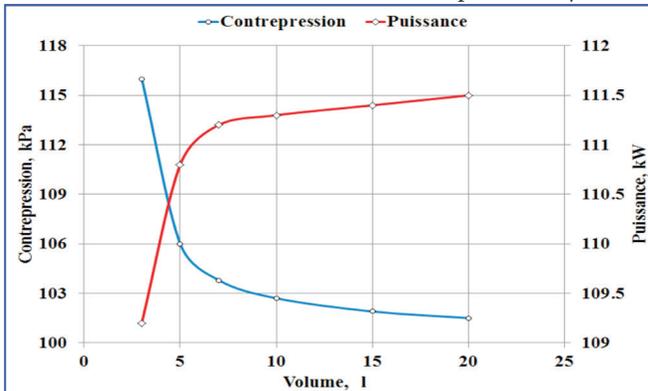


Fig. 12. Influence du volume de l'échangeur sur la contrepression et la puissance effective en 2000tr/min