

ETUDE DU REFROIDISSEMENT DES GAZ RECYCLES DANS UN MOTEUR DIESEL

HADJAB Riad¹, KADJA Mahfoud²

¹ Université de Ouargla, Route de Ghardaïa-Ouargla 30000-Algérie, Hadjab_riad@hotmail.com

² Université de Constantine1, Route de Ain El. Bey-Constantine 25000-Algérie, kadja_mahfoud@yahoo.fr

RÉSUMÉ

Afin d'estimer les performances des refroidisseurs EGR, le paramètre de l'efficacité de refroidissement a été considéré. Pour cela, deux modèles de refroidisseurs EGR destinés aux moteurs Diesel des véhicules lourds ont été choisis et étudiés par des simulations numériques. Le logiciel Fluent CFD a été utilisé pour résoudre les équations régissant l'écoulement et le transfert de chaleur dans les deux modèles. La comparaison des résultats calculés pour les deux modèles ont permis de distinguer le second modèle avec chicane hélicoïdale comme étant le plus performant en terme d'efficacité de refroidissement.

Mots Clés: *Moteurs Diesel, NOx, EGR, échangeurs de chaleurs, efficacité de refroidissement, Fluent CFD.*

NOMENCLATURE

Symboles :

$T_{g,i}$ Température du gaz à l'entrée, °K
 $T_{g,o}$ Température du gaz à la sortie, °K
 $T_{w,i}$ Température de l'eau à l'entrée, °K
 $T_{w,o}$ Température de l'eau à la sortie, °K
 \dot{m}_g débit massique du gaz, kg/s
 \dot{m}_w débit massique de l'eau, kg/s
 $C_{p,g}$ chaleur massique du gaz, j/kg.°K

$C_{p,w}$ chaleur massique de l'eau, j/kg.°K

Lettres grecques :

ε efficacité de refroidissement

Indices / Exposants :

i entrée
o sortie
g gaz
w eau

1. INTRODUCTION

Le moteur Diesel est largement utilisé dans les véhicules modernes. Malheureusement, il est l'un des principales sources de pollution à cause des substances toxiques, tels que les oxydes d'azote (NOx) et d'autres polluants. Ces substances toxiques émanant des gaz d'échappement entraînent des effets néfastes sur la santé. L'EGR (Exhaust Gas Recirculation) est une technique qui peut réduire considérablement les émissions de NOx des moteurs diesel, surtout quand un refroidisseur de EGR est employé, voir Fig. 1.

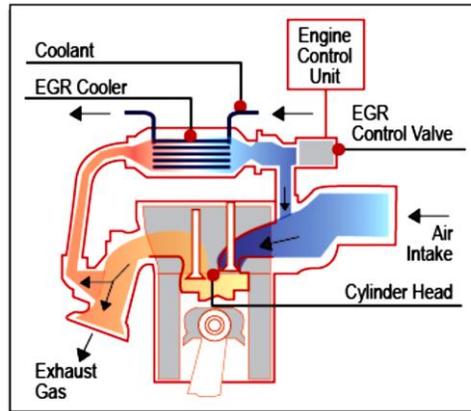


Fig. 1 Principe de fonctionnement de l' EGR

Dans le présent travail des simulations numériques ont été mené pour étudier le champ d'écoulement et les distributions de température à l'intérieur du refroidisseur EGR. Deux modèles différents de refroidisseur EGR sont étudiés, le premier modèle est classique, et le second modèle est améliorée par l'ajout d'une chicane hélicoïdale dans la zone de refroidissement. Les deux modèles se compose de 19 tubes lisses.

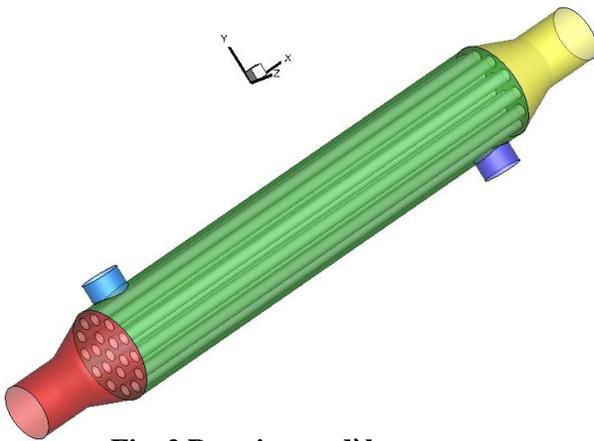


Fig. 2 Premier modèle.

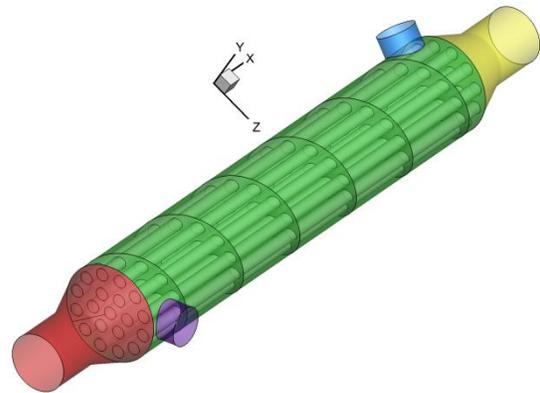


Fig. 3 Second modèle.

Dans le domaine de calcul, un maillage hexaédriques a été généré du côté du gaz pour la raison que l'écoulement dans cette région est le plus critique dans l'échange de chaleur, tan disque dans la région latérale du fluide refroidisseurs (l'eau) un maillage tétraédriques a été adopté. Un programme CFD Fluent 6.3 est introduit pour résoudre les équations de Navier-Stokes discrétisées en régime d'écoulement établi. Le modèle de turbulence k-ε standard a été utilisé pour traiter les problèmes d'écoulement turbulent à grande vitesse. Le schéma dit - the second order upwind difference scheme - est adopté pour les équations de mouvement, d'énergie et de la turbulence. Les conditions aux limites sont nécessaires pour la vitesse, la température et de pression. Aux entrées de fluide refroidisseur et du gaz, les débits massiques sont supposée constante à une température particulière. L'épaisseur de la paroi du tube et la chicane hélicoïdale sont définies comme nulle dans la

modélisation en raison de leur épaisseurs négligeables. Les propriétés physiques des gaz d'échappement dans les tubes dépendent de la température.

3. RESULTATS

L'efficacité de refroidissement (ϵ) d'un échangeur de chaleur est principalement définie comme étant le transfert de chaleur réel divisée par le transfert de chaleur maximum possible. Pour les échangeurs de chaleur de type co-courant, l'efficacité du refroidissement est calculée en utilisant l'expression suivante :
$$\epsilon = \frac{T_{g,i} - T_{g,o}}{T_{g,i} - T_{w,i}} \quad (1)$$

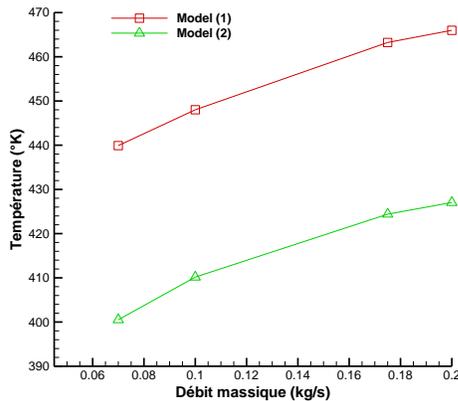


Fig. 4 Température de sortie pour chaque modèle

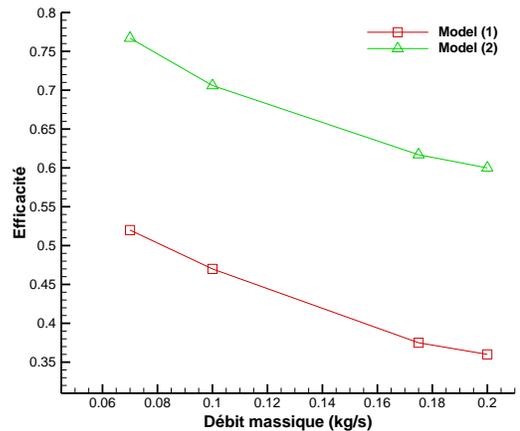


Fig. 5 Efficacité pour chaque modèle

Les fig. 4 et 5 présentent respectivement la variation de la température et de l'efficacité avec le débit massique des gaz d'échappement recyclé pour les deux modèles. Il est clair que le modèle (2) assure une meilleur efficacité par rapport au modèle (1). On doit noter que le modèle (1) est un échangeur de type co-courant. Cependant, on peut dire que le modèle (2) possède les caractéristiques des deux types d'échangeurs de chaleur à courants croisés et co-courant. Cette combinaison de types de courant améliore l'efficacité de l'échange thermique par l'allongement du chemin d'écoulement du refroidisseur. Les contours de la température sont présentées en coupe longitudinale dans la fig.6, pour les deux modèles et à un débit massique de 0,1 kg /s. A partir de ces contours, il est évident que le modèle (2) montre plus d'échange de chaleur. La raison est que la trajectoire hélicoïdale est assez long pour étendre la surface de transfert de chaleur et peuvent donc concurrencer les autres modèles qui utilisent l'augmentation du nombre de tubes.

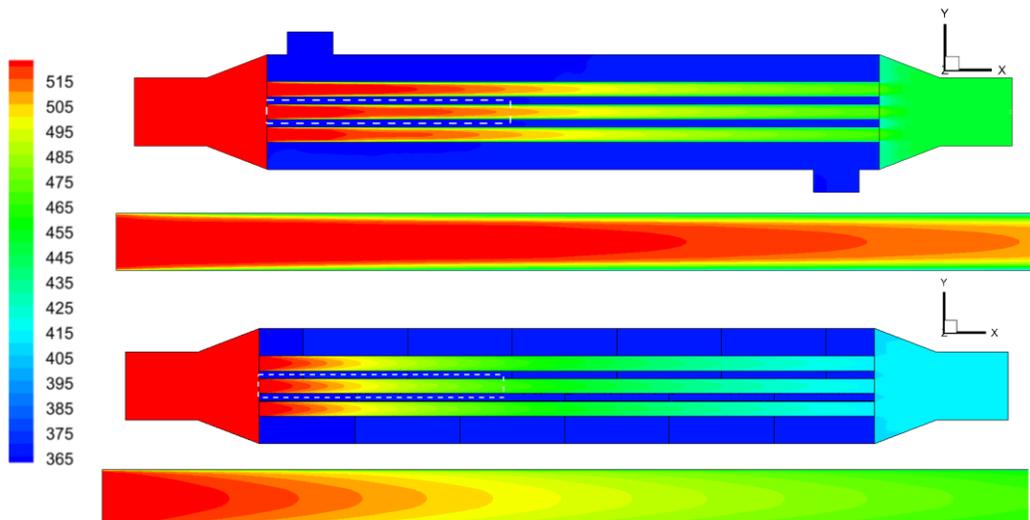


Fig. 6 Contours de température pour les deux modèles

Les contours des vitesses d'écoulement dans la région du gaz pour les deux modèles sont présentés dans la Fig.7 avec un débit massique de 0,1 kg/s. Les contours des vitesses pour les deux modèles sont semblables et c'est pour cette raison sont présentés en une seule figure. On peut voir que les vitesses d'écoulement sont presque uniforme à travers les tubes. On doit également noter que des petites régions de recirculation à faible magnitude de vitesse sont situées à proximité de la paroi conique et n'a aucun effet de perturbation sur l'écoulement. Ces régions de recirculation est une conséquence de l'élargissement du diffuseur. Par conséquent, le diffuseur est conçu avec un diamètre adéquat à l'entrée afin d'éviter de créer de plus grandes régions de recirculation qui peuvent empêcher les gaz d'échappement de s'écouler uniformément notamment à l'intérieur de la couronne extérieure des tubes.

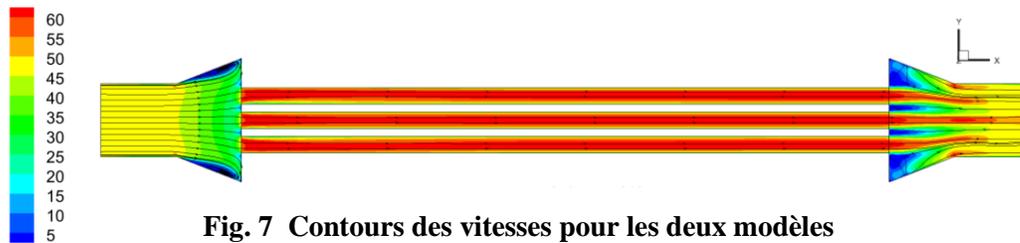


Fig. 7 Contours des vitesses pour les deux modèles

La fig.8 présente les contours de la température du liquide de refroidissement (eau) dans le voisinage des tubes et à la sortie du côté du refroidisseur. On constate que le changement de température du liquide de refroidissement est à seulement de quelques degrés dans toutes les simulations, en raison du haut débit du liquide de refroidissement allant jusqu'à 1 kg/s. En effet, la variation de température à la sortie est de 3 ° C pour le modèle (1) et de 6 ° C pour le modèle (2). D'autre part, les relations d'équilibre de transfert de chaleur pour les échangeurs de chaleurs sont exprimés comme suit: $Q = (\dot{m}c_p)_w(T_{w,o} - T_{w,i}) = (\dot{m}c_p)_g(T_{g,i} - T_{g,o})$ (2)

Par conséquent, la température de sortie du côté de l'eau est donnée par: $T_{w,o} = \frac{(\dot{m}c_p)_g(T_{g,i} - T_{g,o})}{(\dot{m}c_p)_w} + T_{w,i}$ (3)

Une fois les calculs convergent, les températures de sortie du côté de l'eau pour chaque modèle sont vérifiées au moyen de l'équation (3), telles que: $c_{p_w} = 4205 \text{ j/kg} \cdot \text{°K}$ à 363.15 °K , $\dot{m}_w = 0.5 \text{ kg/s}$, $c_{p_g} = 1063.90 \text{ j/kg} \cdot \text{°K}$ à 523.15 °K , $\dot{m}_g = 0.1 \text{ kg/s}$.

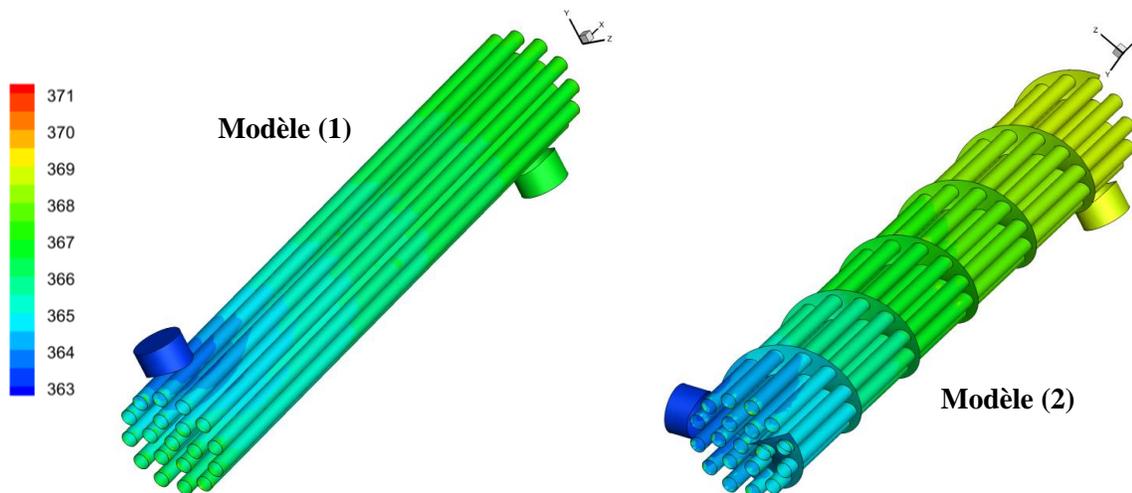


Fig. 8 Contours de température dans le côté du liquide de refroidissement

4. CONCLUSIONS

La performance des refroidisseurs EGR est estimée à partir de nombreux aspects tels que; la dimension, le coût, le poids, l'efficacité du refroidissement, la chute de pression et la robustesse. Dans la présente étude une simulation CFD à travers les deux côtés gaz et eau a été réalisée pour deux modèles de refroidisseurs EGR. Afin d'estimer le rendement de chaque modèle, le paramètre tel que l'efficacité du refroidissement est considérée. En premier lieu, il a été démontré que le second modèle possède une meilleure performance en terme d'efficacité de refroidissement. Cela est due à la particularité du chemin hélicoïdale qui permet de plus étendre la surface d'échange de chaleur et par conséquent un meilleur refroidissement. D'autre part, on a noté que le diffuseur doit être conçu avec un diamètre approprié à l'entrée du refroidisseur EGR pour éviter l'apparition des grandes régions de recirculation qui peuvent empêcher les gaz d'échappement de s'écouler uniformément et par conséquent engendrent une diminution de l'échange de chaleur. Enfin, il est démontré que les changements de température du liquide de refroidissement sont seulement de quelques degrés dans toutes les simulations, en raison de l'écoulement élevé du liquide de refroidissement.

REFERENCES

- [1] J. B. Heywood. Internal Combustion Engine Fundamentals, McGraw-Hill, Inc, 1988.
- [2] M. Zheng, G.T. Reader, J.G. Hawley, Diesel engine exhaust gas recirculation- a review on advanced and novel concept, Energy Convers. Manage, 45:883–900, 2004.
- [3] Sunil S. Shinde, Samir S. Joshi and Dr.S.Pavithran, Performance Improvement in Single phase Tubular Heat Exchanger using continuous Helical Baffles, International Journal of engineering Research and Applications (IJERA), Vol. No.2, pp. 1141-1149, Jan 2012.
- [4] Charnay, L., Ångström, H., Andersson, L., Palm, B. et al., "CFD Optimization of an EGR Cooler for Heavy-Duty Diesel Engines," SAE Technical Paper 2001-01-1755, 2001.
- [5] Park, S., Choi, K., Wang, H., Kim, H. et al., "Heat Exchange Efficiency Characteristics of EGR Cooler with Stack-Type or Shell & Tube-Type," SAE Technical Paper 2007-01-3446, 2007.
- [6] F.P.Incropera, D.P.Dewitt, T.L.Bergman, A.S.Lavine, Fundamentals of Heat and Mass Transfer; John Wiley & Sons, Inc, 2007.