



HAL
open science

Amélioration des performances thermiques du module de refroidissement d'un véhicule automobile en utilisant des diffuseurs

Mahmoud Khaled, Jalal Faraj, Mostafa Gad El Rab, Elias Harika, Cathy Castelain

► To cite this version:

Mahmoud Khaled, Jalal Faraj, Mostafa Gad El Rab, Elias Harika, Cathy Castelain. Amélioration des performances thermiques du module de refroidissement d'un véhicule automobile en utilisant des diffuseurs. Congrès français de thermique2019, Jun 2019, Nantes, France. hal-02478678

HAL Id: hal-02478678

<https://hal.science/hal-02478678>

Submitted on 1 Dec 2020

HAL is a multi-disciplinary open access archive for the deposit and dissemination of scientific research documents, whether they are published or not. The documents may come from teaching and research institutions in France or abroad, or from public or private research centers.

L'archive ouverte pluridisciplinaire **HAL**, est destinée au dépôt et à la diffusion de documents scientifiques de niveau recherche, publiés ou non, émanant des établissements d'enseignement et de recherche français ou étrangers, des laboratoires publics ou privés.

Amélioration des performances thermiques du module de refroidissement d'un véhicule automobile en utilisant des diffuseurs

Mahmoud Khaled^{1,2*}, Jalal Faraj^{1,3}, Mostafa Gad El Rab^{1,4}, Elias Harika¹ et Cathy Castelain⁵

¹Energy and Thermofluid Group, International University of Beirut BIU, Beirut, Lebanon

²University Paris Diderot, Sorbonne Paris Cite, Interdisciplinary Energy Research Institute (PIERI), Paris, France

³Faculty of technology, Lebanese University, Industrial Engineering Department, Saida, Lebanon

⁴Mechanical Power Engineering Department, Faculty of Engineering, Minoufiya University, Shebin El-Kom, Egypt

⁵Heat Transfer and Energy Group, Polytech'Nantes, University of Nantes, Nantes-France

*(Auteur correspondant: mahmoud.khaled@liu.edu.lb)

Résumé - Le présent travail se concentre sur des simulations numériques visant à améliorer les performances des échangeurs thermiques dans un véhicule. Les études sont axées sur l'addition de diffuseurs placés entre les entrées d'air principales et le premier échangeur en contact avec l'air frais. Il est vrai qu'un certain diffuseur diminuera légèrement les vitesses de l'air mais il répartira mieux les écoulements à travers l'échangeur ce qui augmente sa performance. Les simulations effectuées au moyen d'un code interne prennent en compte plusieurs paramètres de géométrie comme le rapport de l'air de la surface des entrées d'air du véhicule sur celle de l'entrée de l'échangeur. La longueur du diffuseur est aussi prise en compte ainsi que les différentes inclinaisons des parois du diffuseur. Les simulations couvrent aussi une large variation des débits d'air et d'eau à travers l'échangeur. Il a été démontré que l'amélioration pourra atteindre les 67% dans certaines configurations.

Nomenclature

CR : Cellules représentatives

H : Hauteur de l'échangeur, m

T : Température, °C

V : Vitesse d'air, m/s

x : Hauteur de la petite section de diffuseur, m

y : Longueur de diffuseur, m

z : Hauteur de la grande section diffuseur, m

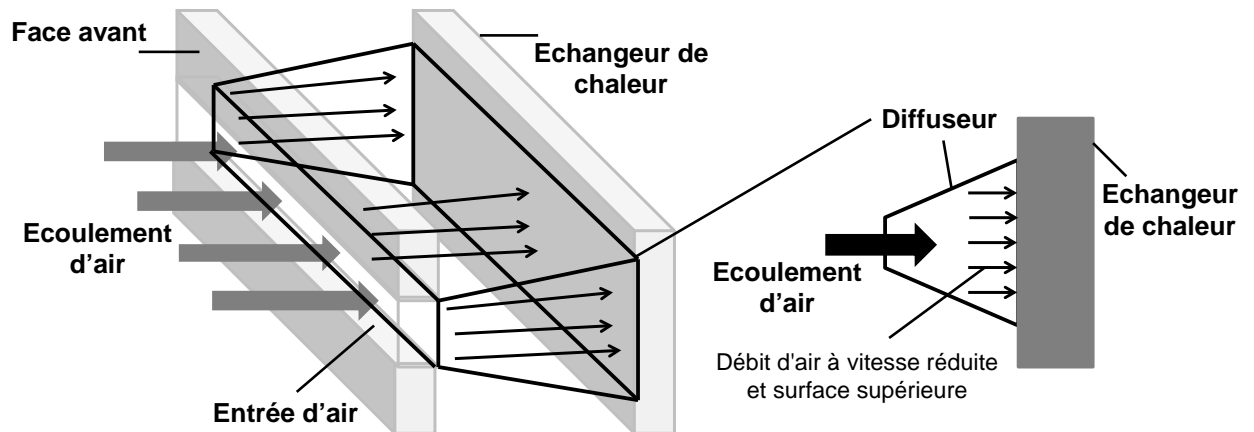
θ : Angle d'inclinaison du diffuseur.

1. Introduction

Le module de refroidissement principal des véhicules (dit radiateur) est un échangeur thermique du type tube à ailettes. Le liquide de refroidissement passe à travers le tube et l'air frais à travers les ailettes. De nombreuses études ont été menées sur la performance thermique de ce type d'échangeur et il a été montré que cette dernière est très sensible à la qualité de l'écoulement d'air notamment à l'uniformité du champ de vitesse de l'air [1-6]. En particuliers Khaled et al. ont étudié l'effet de la « non-uniformité » du champ de vitesse à travers les échangeurs à ailettes sur la performance de ces échangeurs. Ils ont montré que les performances des échangeurs chutent d'environ 35% lorsque l'écart type de la distribution a une valeur proche de la vitesse moyenne [7-8]. C'est ainsi que le présent travail a été mené dans l'esprit de chercher des nouvelles solutions qui aboutissent à une meilleure conception de véhicules qui optimise les ressources. Le travail se base sur un nouveau concept qui consiste à intercaler un diffuseur entre l'entrée d'air principale et le radiateur du véhicule (Figure 1). Le diffuseur a pour rôle de mieux répartir les vitesses de l'air frais sur la surface

du radiateur aboutissant à une meilleure performance thermique. Le système assemblé a été simulé au moyen d'un code interne et les résultats sont prometteurs.

Afin de quantifier l'effet du diffuseur sur les échanges thermiques une étude paramétrique a été réalisée et présentée dans le paragraphe 3. Les paramètres sont essentiellement le rapport de l'air de la surface d'entrée sur celle du radiateur, la longueur du diffuseur, l'angle du diffuseur, le débit d'eau et la vitesse de l'air. Le paragraphe suivant présente le code et les détails des simulations.



2. Simulations Numériques

Le principe de la méthode numérique consiste à diviser le domaine de calcul en plusieurs sous-domaines appelés Cellules Représentatives (CR). Le problème global à résoudre est ainsi divisé en plusieurs problèmes locaux à chaque CR (Figure 2). En d'autres termes, il suffit d'appliquer le bilan d'équilibre énergétique sur chaque CR et d'assembler les résultats afin d'obtenir une solution complète sur tout l'échangeur. Tout se fait dans un régime établi de transfert de chaleur.

C'est ainsi qu'il est possible de simuler les différentes conditions de non-uniformité que peut subir l'échangeur. En effet, chaque sous domaine peut avoir ses propres conditions extérieures sans qu'il soit totalement indépendant des autres sous-domaines surtout que les résultats obtenus sur une cellule donnée servent comme conditions aux limites pour la cellule suivante.

Finalement la température à chaque CR est calculée et la distribution de température est obtenue sur l'ensemble du domaine. La température de sortie de l'échangeur thermique est aussi calculée à partir des valeurs de températures aux CRs du contour.

Plus de détails sur les concepts du code et sur l'algorithme opérationnel sont disponibles dans les publications précédentes [7–9]. Il suffit juste de noter que le code a été validé expérimentalement et a montré un très bon accord qualitativement et quantitativement [8]. A noter que la géométrie des échangeurs tube et ailettes est tellement complexe ce qui rend les calculs avec les codes commerciaux de type CFD très difficiles et long.

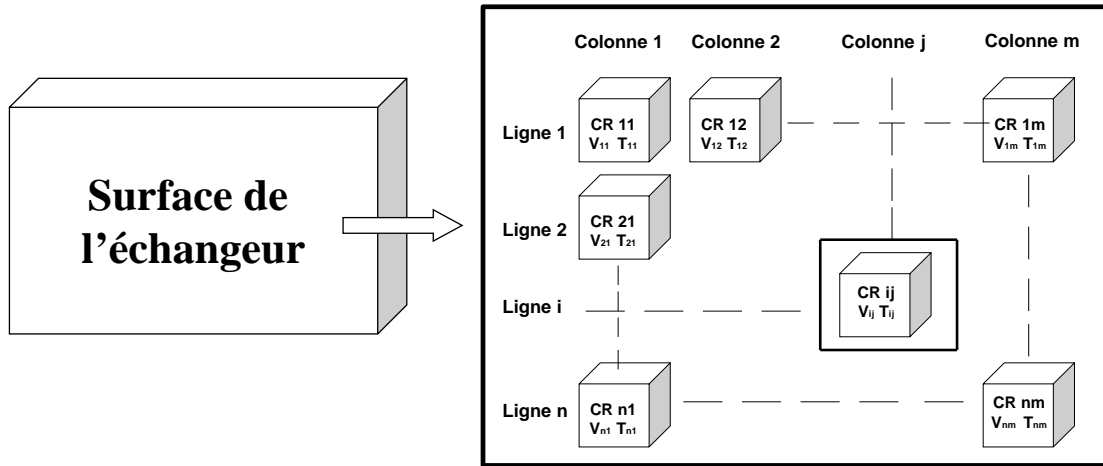


Figure 2: Division du domaine de l'échangeur de chaleur en sous-domaines (cellules représentatives).

3. Résultats et analyse

Cette partie présente l'étude paramétrique réalisée sur l'échangeur à ailettes au moyen du code décrit précédemment. La géométrie simulée est représentée par la figure 3. Dans cette figure, le paramètre « x » est la hauteur de la petite section du diffuseur (considérée comme étant égale aux ouvertures d'air d'entrée d'avant). Le paramètre « y » est la longueur du diffuseur dans le sens de l'écoulement et « z » la hauteur de la grande section du diffuseur. « H » est la hauteur de l'échangeur et θ est l'angle d'inclinaison du diffuseur.

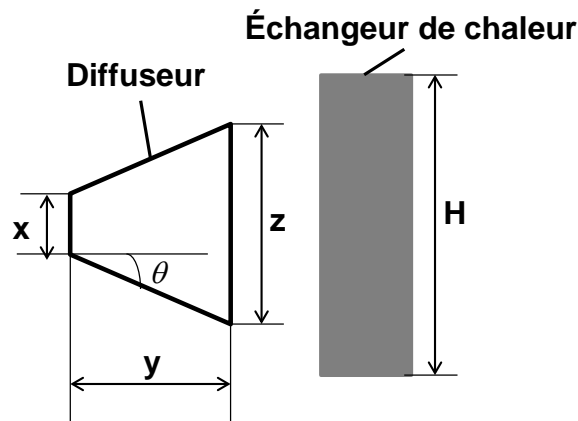


Figure 3 : Schéma incluant les paramètres à tester.

La hauteur de la grande section du diffuseur « z » est liée à la hauteur de la petite section « x » en fonction de la longueur « y » et de l'angle θ :

$$z = x + 2y \tan \theta \quad (1)$$

Les différents paramètres de géométrie sont normalisés par rapport à la hauteur de l'échangeur :

$$X = \frac{x}{H} \quad (2)$$

$$Y = \frac{y}{H} \quad (3)$$

$$W = \frac{z}{H} \quad (4)$$

La hauteur de la grande section transversale « z » ne doit en aucun cas dépasser la hauteur de l'échangeur thermique « H » ce qui limite la longueur « y » indépendamment de la vraie distance entre l'ouverture d'avant et l'échangeur qui est d'ailleurs suffisamment large.

Une première série de calculs est effectuée pour un angle $\theta = 30^\circ$, un débit d'eau de 6000 L/h et une vitesse d'air frais imposée à 7 m/s. Les températures d'entrée d'eau et d'air sont respectivement 90°C et 20°C. Les simulations sont ainsi réalisées pour un rapport « X » variable avec les valeurs suivantes : 0,2, 0,3, 0,4 et 0,5. Pour chaque valeur de « X », le paramètre « Y » varie entre 0 et sa valeur maximale possible. A noter que « Y=0 » représente le cas d'absence de diffuseur. Lorsque X=1 ; l'amélioration sera nulle quel que soit la valeur de y (même Y=0).

La figure 4-a montre la performance thermique de l'échangeur en fonction des paramètres « X » et « Y ». La figure 4-b montre l'amélioration obtenue pour chaque configuration par rapport au cas de référence (Y=0).

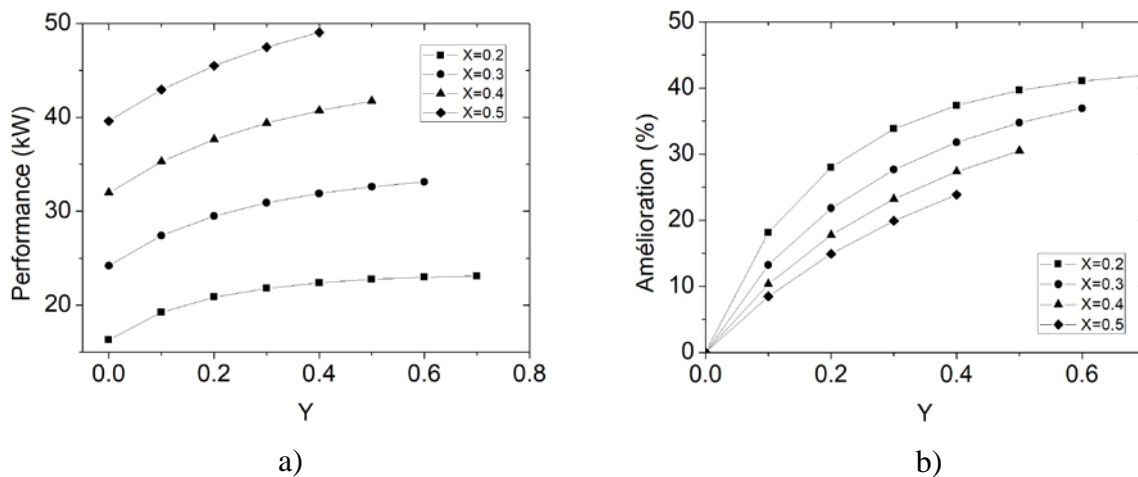


Figure 4 : Variation de (a) la performance thermique de l'échangeur et (b) amélioration en fonction de X et Y.

Comme le montre la figure 4, les performances thermiques de l'échangeur augmentent avec Y et augmentent avec X. En revanche, l'amélioration des performances thermiques augmente avec Y mais diminue lorsque X augmente.

A titre d'exemple pour X = 0,2 (l'ouverture d'entrée correspond à 20% de la surface de l'échangeur thermique) lorsqu'Y varie de 0 à 0,7 (sa valeur maximale dans ce cas) la performance thermique de l'échangeur passe de 16,3 à 23,1 kW et pour X = 0,5 lorsqu'Y varie de 0 à 0,4, la performance augmente de 39,6 à 49 kW.

D'autre part pour X = 0,2, l'amélioration de la performance thermique augmente de 0% à 41,9% lorsqu'Y augmente de 0 à 0,7 et pour X = 0,5, l'amélioration augmente de 0% à 23,8% lorsqu'Y varie de 0 à sa valeur maximale de 0,4.

L'explication de ces comportements est obtenue en observant la figure 5 qui décrit l'uniformité du champ de vitesse en amont de l'échangeur. A remarquer les Fig. 5-a, 5-b et 5-c qui pour une même entrée d'air (même X) montrent trois différentes répartitions de vitesse selon la valeur du paramètre Y. Cette meilleure répartition est à la base de l'augmentation de la performance de l'échangeur avec la longueur du diffuseur.

L'augmentation du paramètre X, quant à elle, elle augmente le débit d'air dans le diffuseur et par suite dans l'échangeur. C'est ainsi que les performances thermiques augmentent.

Afin d'expliquer la sensibilité de la performance thermique avec X et Y, la figure 6 montre l'écart type du champ de vitesse en fonction de ces paramètres. Il est clair que l'écart type chute rapidement avec l'augmentation d'Y. Dans le cas où $X = 0.2$ l'écart type s'annule lorsqu'Y atteint sa valeur maximale. Dans ce cas le champ de vitesse est parfaitement uniforme à travers l'échangeur assurant ainsi une meilleure performance. Le paramètre Y a donc un effet majeur sur le gain de performance contrairement au paramètre X qui, quant à lui, il a un effet inverse sur l'uniformité (l'écart type) et conséquemment sur la performance.

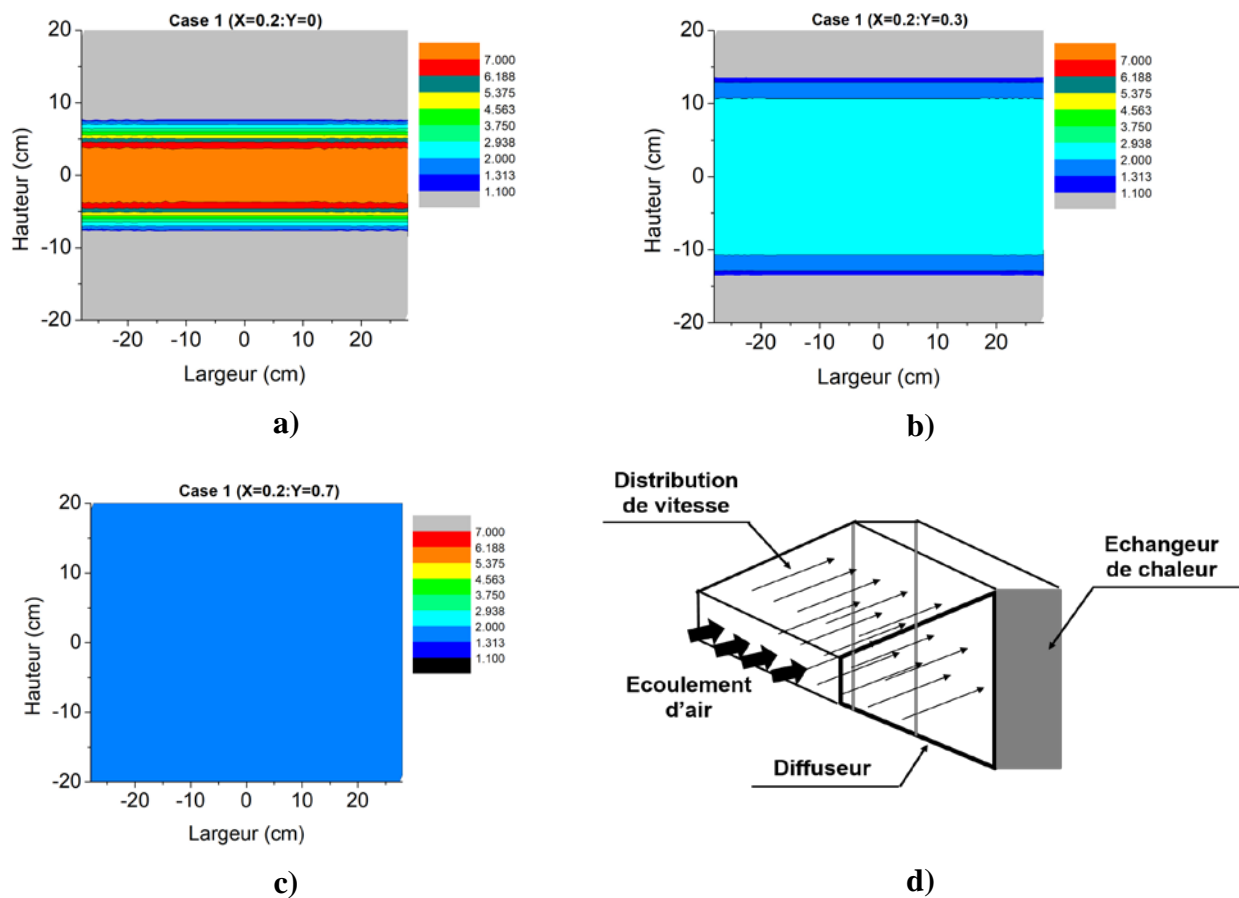


Figure 5 : Distribution de la vitesse (en m/s) en amont de l'échangeur de chaleur pour (a) $X = 0,2$ et $Y = 0$; (b) $X = 0,2$ et $Y = 0,3$; et (c) $X = 0,2$ et $Y = 0,7$ et (d) localisation de la distribution de vitesse.

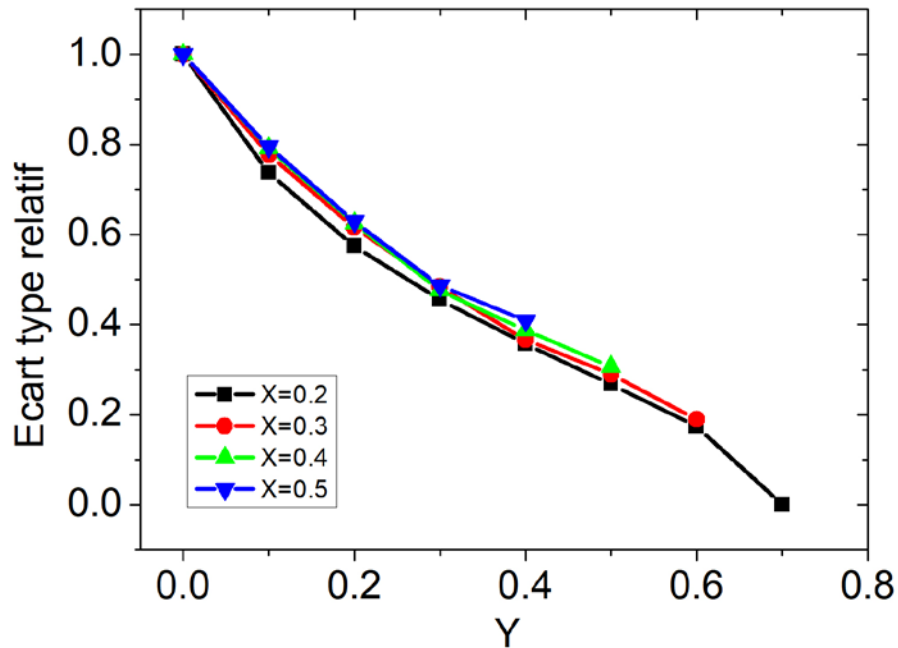


Figure 6 : Variation de l'écart type relatif de la distribution de vitesse en fonction de Y.

4. Conclusion

Ce travail propose une nouvelle conception pour améliorer les performances d'un échangeur de chaleur à ailettes soumis à un flux d'air non uniforme. C'est le cas des radiateurs de véhicules qui sont souvent placés derrière des entrées d'air assez encombrées et rétréci. La nouvelle conception consiste à placer un diffuseur entre les ouvertures d'avant et le premier échangeur en face de l'air frais (le plus souvent le condenseur). Il a été montré que des gains d'environ 67% peuvent être obtenus sur les performances thermiques des échangeurs.

Références

- [1] Q. Zhang, S. Qin, R. Ma, Simulation and experimental investigation of the wavy fin-and-tube intercooler, *Case Stud. Therm. Eng.*, 8 (2016), 32–40.
- [2] S. Tamna, Y. Kaewkohkiat, S. Skullong, P. Promvong, Heat transfer enhancement in tubular heat exchanger with double V-ribbed twisted-tapes, *Case Stud. Therm. Eng.*, 7 (2016), 14–24.
- [3] Mahmoud Khaled, Mohamad Ramadan, Heating fresh air by hot exhaust air of HVAC systems, *Case Stud. Therm. Eng.*, 8 (2016), 398–402.
- [4] A. Raj Singh Suri, A. Kumar, R. Maithani, Effect of square wings in multiple square perforated twisted tapes on fluid flow and heat transfer of heat exchanger tube, *Case Stud. Therm. Eng.*, 10 (2017), 28–43.
- [5] M. Izzedine, S. Adjibade, A. Thiam, C. Awanto, D. Azilinson, Experimental analysis of diffusion absorption refrigerator driven by electrical heater and engine exhaust gas, *Case Stud. Therm. Eng.*, 10 (2017) 255–261.
- [6] A.M. Hussein, H.K. Dawood, R.A. Bakara, K. Kadirgamaa, Numerical study on turbulent forced convective heat transfer using nanofluids TiO₂ in an automotive cooling system, *Case Stud. Therm. Eng.*, 9 (2017), 72–78.

- [7] M. Ramadan, M. Gad El Rab, M. Khaled, Parametric analysis of air–water heat recovery concept applied to HVAC systems: effect of mass flow rates, *Case Stud. Therm. Eng.*, 6 (2015), 61–68.
- [8] M. Ramadan, S. Ali, H. Bazzi, M. Khaled, New hybrid system combining TEG, condenser hot air and exhaust airflow of all-air HVAC systems, *Case Stud. Therm. Eng.*, 10 (2017), 154–160.
- [9] M. Khaled, M. Ramadan, H. El Hage, A. Elmarakbi, F. Harambat, H. Peerhossaini, Review of underhood aerothermal management: towards vehicle simplified models, *Appl. Therm. Eng.*, 73 (2014), 840–856.