

Etude numérique des transferts thermiques instantanés au voisinage d'un cylindre moteur pour la détection du cliquetis : effet de la fréquence du signal issu de la combustion.

Pierre LAMARCHE¹, Françoise BATAILLE² et Jérôme BELLETTRE^{3*}

¹GEPEA, UMR 6144 CNRS / Université de Nantes / Ecole des Mines de Nantes / ENITIAA, DSEE
4, rue Alfred Kastler, B.P. 20722 – 44307 Nantes Cedex 3 – France

²Laboratoire PROMES, UPR 8521 CNRS / Université de Perpignan
Rambla de la thermodynamique Tecnosud – 66100 Perpignan – France

³Laboratoire de Thermocinétique, UMR 6607 CNRS / Université de Nantes
Rue Christian Pauc, B.P. 50609 – 44306 Nantes Cedex 3 – France

(*Auteur correspondant : jerome.bellettre@univ-nantes.fr, tél. : +33 2 40 68 31 31, fax : +33 2 40 68 31 41)

Résumé – Ce travail traite de l'amélioration d'une nouvelle méthode non intrusive pour la détection du cliquetis dans les moteurs à allumage commandé. Cette méthode montre qu'une combustion cliquetante peut être détectée par l'analyse des transferts thermiques instantanés depuis le circuit de refroidissement. La simulation numérique des transferts thermiques instantanés au travers du cylindre moteur et de son canal de refroidissement est utilisée pour comprendre comment évolue la température de l'eau de refroidissement quand le flux de chaleur, issu de la combustion, voit sa fréquence augmenter. Les résultats confirment l'intérêt d'utiliser un promoteur de turbulence à basse fréquence.

Nomenclature

c_p	chaleur spécifique, $J.kg^{-1}.K^{-1}$	<i>Symboles grecs</i>	
g	gravité, $m.s^{-2}$	δ	distance à la paroi, m
H	enthalpie (valeur moyenne), $J.kg^{-1}$	δ_{ij}	symbole de Kronecker
h	coefficient de transfert thermique, $W.m^{-2}.K^{-1}$	ε	taux de dissipation de l'énergie cinétique turbulente, $m^2.s^{-3}$
h'	variation d'enthalpie, $J.kg^{-1}$	λ	conductivité thermique, $W.m^{-1}.K^{-1}$
k	énergie cinétique turbulente, $m^2.s^{-2}$ ($k = \frac{1}{2} \sum \overline{u_i'^2}$)	μ	viscosité dynamique, $kg.m^{-1}.s^{-1}$
n	rang harmonique	ν	viscosité cinématique, $m^2.s^{-1}$
p	pression, Pa	ρ	masse volumique, $kg.m^{-3}$
q	flux de chaleur, $W.m^{-2}$	τ	contraintes de cisaillement, Pa
t	temps, s	ω	pulsation, $rad.s^{-1}$
T	température, K	<i>Indices</i>	
T^*	variation de température, K	av	moyenne
U	vitesse (valeur moyenne), $m.s^{-1}$	i, j, k	directions i, j et k
u'	variation de vitesse, $m.s^{-1}$	ext	externe
x	coordonnées spatiales, m	p	près du mur (ex : au centre de la première cellule)
y^+	coordonnée adimensionnelle ($y^+ = \frac{\rho \sqrt{\tau_w / \rho} \delta}{\mu}$)	t	turbulent

1. Introduction

Le cliquetis est dû à une anomalie de combustion dans les moteurs à allumage commandé. Il résulte de la combustion spontanée d'une partie de la charge fraîche en aval du front de flamme. La production très rapide du flux de chaleur engendrée par cette combustion anormale provoque des ondes de choc qui conduisent à une chute importante du rendement thermique du moteur, une augmentation des émissions polluantes et la destruction des composants du moteur.

De nos jours, le développement du *downsizing* (suralimentation) et l'émergence des carburants alternatifs aux propriétés anti-détonantes variables tendent à faciliter l'apparition du cliquetis au sein des moteurs. Dès lors, une méthode fiable pour la détection de ce phénomène est de grand intérêt. Brecq *et al.* [1] précisent que la détection du cliquetis est couramment réalisée via un accéléromètre ou un capteur de pression cylindre. Du fait de sa simplicité, l'accélérométrie (mesure de vibration) est fréquemment employée dans l'industrie. Néanmoins, le bruit parasite émis par le fonctionnement du moteur affecte souvent la qualité de la détection. En outre, la pression cylindre fournit un moyen direct et fiable pour la détection du cliquetis, mais l'intrusion d'une sonde de pression dans le cylindre moteur peut en affecter la fiabilité.

Enomoto *et al.* [2] révèlent que le cliquetis, outre son bruit métallique caractéristique, se manifeste par une importante augmentation du flux de chaleur pariétal (jusqu'à un facteur 4). Ainsi, une alternative aux méthodes actuelles peut être la détection par l'analyse d'un signal de température acquis près de la face externe du cylindre moteur, à l'intérieur du circuit de refroidissement. Les travaux précédents de Bellettre *et al.* [3] et Loubar *et al.* [4] ont montré qu'il était possible d'acquérir un signal de température représentatif de la combustion cliquetante. Cependant, ils notent un certain amortissement du signal dans l'épaisseur du cylindre, et malgré l'utilisation de promoteur de turbulence pour amplifier le niveau du signal, ce dernier demeure trop faible (environ 1 K) pour envisager l'utilisation d'une sonde de température industrielle.

Le présent travail étudie la possibilité d'améliorer la détection du cliquetis en se focalisant sur l'effet de la fréquence du signal de température. En effet, Chen et Chiou [5] qui ont étudié à plus basse fréquence, $0.0795 < f < 0.795$ Hz, l'interaction entre un écoulement turbulent et un flux de chaleur fonction du temps, ont montré qu'une résonance peut survenir. En effet, tout signal périodique est composé d'une somme d'harmoniques élémentaires et peut s'écrire sous la forme :

$$T(t) = \sum q \cdot \sin(n\omega t) \quad (1)$$

où q est l'amplitude du signal de température, ω la pulsation, et n le rang harmonique. L'objectif est alors d'observer l'évolution du signal de température lorsque la fréquence du flux de chaleur issu de la combustion augmente.

2. Configuration étudiée et équations résolues

La configuration étudiée concerne un cylindre de moteur à refroidissement liquide. Les caractéristiques géométriques de ce cylindre sont typiques d'un moteur à gaz de cogénération (alésage : 152 mm, cylindrée : 3 l). La vitesse du moteur est constante et égale à $1500 \text{ tr} \cdot \text{min}^{-1}$. Le domaine d'étude est bidimensionnel plan et correspond au canal de refroidissement uniquement (voir figure 1). Celui-ci mesure 152 mm de long et 10 mm de large. Le débit d'eau est vertical et ascendant le long de la face externe du cylindre.

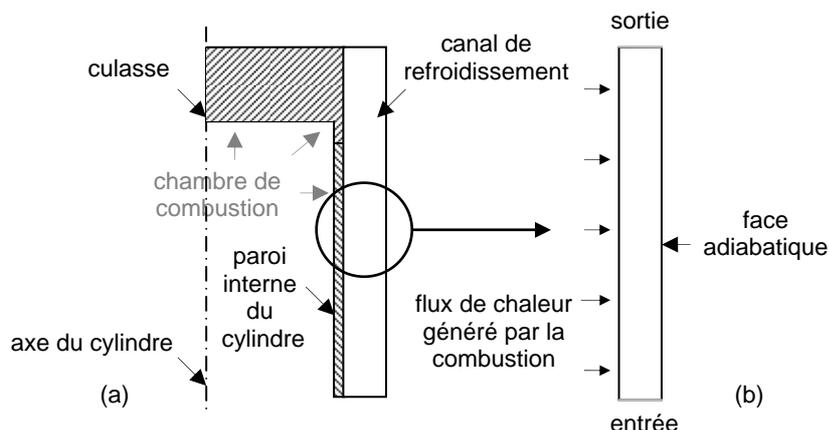


Figure 1 : Configuration globale (a) et domaine d'étude (b).

Le modèle numérique résout les équations caractéristiques de l'écoulement et du transfert de chaleur (continuité, quantité de mouvements et énergie) par la méthode des volumes finis. Dans chaque équation, les termes de diffusion sont discrétisés selon un schéma centré et les termes convectifs utilisent un schéma type « power law » tel que décrit par Patankar [6]. L'algorithme SIMPLE assure le couplage pression-vitesse. Un schéma implicite du 1^{er} ordre permet l'intégration temporelle [6]. L'écoulement est instationnaire et turbulent et les équations peuvent s'écrire en considérant la décomposition de Reynolds en un terme moyen et un terme fluctuant :

$$\frac{\partial U_i}{\partial x_i} = 0 \quad (2)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho U_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho U_i U_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mu \left[\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right] - \overline{\rho u_i' u_j'} \right) + \rho g_i \quad (3)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho H) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho U_j H) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial x_j} \right) - \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j' h') + U_j \frac{\partial P}{\partial x_j} \quad (4)$$

où U , H et P sont les valeurs moyennes de la vitesse, l'enthalpie et la pression. g est la gravité.

L'enthalpie H , et la température T , sont liées par la chaleur spécifique, c_p :

$$H = \int_{T_{ref}}^T c_p dT \quad (5)$$

où T_{ref} est la température de référence égale à 273 K.

u' et h' correspondent aux fluctuations de la vitesse et de l'enthalpie, ρ la masse volumique, μ la viscosité dynamique et λ la conductivité thermique. ρ , c_p , μ et λ sont considérées constantes à la vue des faibles variations de température dans le domaine d'étude. Le système (2) – (4) est fermé via le modèle de turbulence Reynolds Stress Model (RSM), dont les équations utilisées dans cette étude sont rappelées ci-après. Le modèle RSM implique la résolution des équations de transport pour les tenseurs de Reynolds présentés dans l'équation (6) ci-dessous. Le terme pression-déformation Φ_{ij} est modélisé selon l'approche de Gibson et Launder [7].

$$\frac{\partial \overline{u_i' u_j'}}{\partial t} + \frac{\partial U_k \overline{u_i' u_j'}}{\partial x_k} = \frac{\partial}{\partial x_k} \left(\frac{\nu_t}{\sigma_k} \frac{\partial \overline{u_i' u_j'}}{\partial x_k} \right) + P_{ij} + \Phi_{ij} - \varepsilon_{ij} \quad (6)$$

avec $P_{ij} = -\overline{u_i' u_k} \frac{\partial U_j}{\partial x_k} + \overline{u_j' u_k} \frac{\partial U_i}{\partial x_k}$, $\Phi_{ij} = -C_1 \frac{\varepsilon}{k} (\overline{u_i' u_j'} - \frac{2}{3} \delta_{ij} k) - C_2 (P_{ij} + C_{ij} - \frac{2}{3} \delta_{ij} (P + C))$,

$$C_{ij} = \frac{\partial U_k \overline{u_i' u_j'}}{\partial x_k}, \quad \varepsilon_{ij} = \frac{2}{3} \delta_{ij} \varepsilon, \quad \text{et } \sigma_k = 0.82, \quad P = \frac{1}{2} P_{ii}, \quad C = \frac{1}{2} C_{ii}, \quad C_1 = 1.8, \quad C_2 = 0.60.$$

La viscosité turbulente ν_t est une fonction de k , l'énergie cinétique turbulente, et ε représente le taux de dissipation de k :

$$\nu_t = C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (7)$$

avec $C_\mu = 0.09$. k est calculé selon $k = \frac{1}{2} \sum u_i'^2$

Le taux de dissipation de l'énergie cinétique turbulente ε , est calculé par la résolution de l'équation de transport (8).

$$\frac{\partial \varepsilon}{\partial t} + \frac{\partial (U_j \varepsilon)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_k} \left(\left(\nu + \frac{\nu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_k} \right) + C_{\varepsilon 1} \frac{\varepsilon P_{jj}}{2k} - C_{\varepsilon 2} \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (8)$$

avec $c_\varepsilon = 1.0$, $C_{\varepsilon 1} = 1.44$ et $C_{\varepsilon 2} = 1.92$.

Le transfert de chaleur turbulent apparaissant dans l'équation d'énergie (4) est modélisé en utilisant la viscosité turbulente :

$$\overline{u'_j h'} = -\frac{\nu_t}{\sigma_h} \frac{\partial c_p T}{\partial x_j} \quad (10)$$

avec $\sigma_h = 0.7$ (nombre de Prandtl turbulent).

3. Conditions aux limites

Le domaine d'étude correspond à la masse d'eau présente dans le canal de refroidissement. Les propriétés physico-chimiques sont maintenues constantes pour l'ensemble des simulations. La face externe droite du canal est considérée parfaitement adiabatique. Comme montré sur la figure 1, l'eau est introduite dans le sens vertical du bas vers le haut avec une vitesse uniforme de 0.6 m.s^{-1} , ce qui correspond à un nombre de Reynolds de 12000 (basé sur deux fois la largeur du canal, soit 20 mm). L'intensité turbulente est fixée à 5 % et la température est constante égale à 363 K. Une approche type bas nombre de Reynolds est adoptée afin de tenir compte des effets de paroi [8]. Le flux de chaleur instationnaire fourni par les gaz chauds de la combustion est simulé par un programme développé en langage C, permettant ainsi de fixer la valeur du flux instantané selon des valeurs déduites de la littérature, ici 8 MW.m^{-2} . Le flux de chaleur est appliqué sur l'ensemble de la face gauche. Un exemple de ce flux est donné en figure 2 ci-dessous :

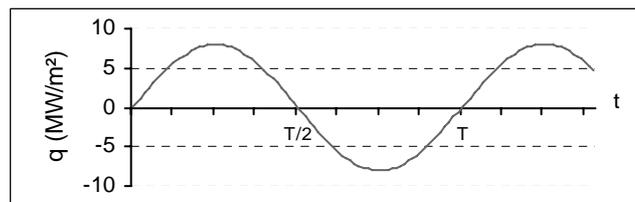


Figure 2 : Exemple d'un flux de chaleur imposé à la paroi ; $f=12.5 \text{ Hz}$; $q_{max}= 8 \text{ MW.m}^{-2}$

Comme expliqué précédemment, le flux de chaleur est un signal périodique qui peut se décomposer – après transformation de Fourier – en une somme de signaux sinusoïdaux élémentaires. Dès lors, le transfert thermique peut être étudié pour différents signaux sinusoïdaux dont la fréquence est fixée par le rang harmonique. Ainsi, quatre cas sont simulés correspondant à quatre fréquences telles que $1 < n < 6$, soit de 12.5 à 75 Hz, 12.5 Hz étant considéré comme la fréquence du fondamental ($n=1$).

4. Validation du maillage et choix du pas de temps

Le maillage a été validé par l'indépendance des résultats. Différents maillages, incluant des valeurs de y^+ comprises dans la plage 0.5 - 2 ont été testés. Pour chaque géométrie, la grille a été adaptée puis validée. Par ailleurs, les résultats numériques concernant le transfert de chaleur du cylindre vers le circuit de refroidissement sont en accord avec les corrélations en régime stationnaire testées par Loubar *et al.* [4]. La différence est inférieure à 7 %. Au final, la grille est composée d'environ 90000 éléments, le pas de temps est fixé à 10^{-4} s pour obtenir la convergence, puis à 10^{-3} s pour l'enregistrement des données. 20 itérations par pas de temps ont été adoptées au départ, mais il semble que seulement 4 par pas de temps soient suffisantes, plus d'itérations n'améliorant pas la convergence.

5. Résultats

Une fois la convergence obtenue (résidus stables et inférieurs à 1.10^{-5}), le comportement transitoire du signal de température est analysé pour différentes fréquences du flux de combustion

en un point spécifique nommé « recording point », proche de la paroi du cylindre. Dans un premier temps, la surface plane est étudiée, et permet de connaître le comportement du transfert de chaleur en présence d'un écoulement turbulent et d'un flux de chaleur variable. Puis, dans un deuxième temps, les simulations sont poursuivies en considérant une deuxième géométrie. Celle-ci comporte un promoteur de turbulence disposé sur sa surface (figure 3), bien entendu, le flux imposé tient compte de l'augmentation de cette dernière.

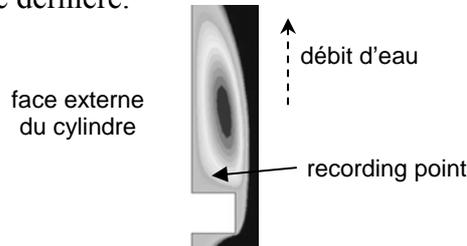


Figure 3 : Lignes de courant observées en aval de l'obstacle.

Le point d'enregistrement conserve les mêmes coordonnées et apparaît alors à proximité de la zone de recirculation créée en aval de l'obstacle. L'étude de sensibilité propre à l'effet de la position de ce point conduite par Loubar *et al.* [4], montre que l'amplitude maximale est obtenue à la périphérie de la recirculation. Dès lors, les amplitudes des températures enregistrées en ce point pour les quatre fréquences et l'effet des différentes géométries peuvent être comparés. Les résultats montrent que dans les deux configurations géométriques, l'effet de la fréquence est significatif sur l'amplitude du signal. Pour chaque géométrie, l'effet de la fréquence est tout d'abord étudié. L'étude de la paroi plane montre une importante réduction du signal de température quand la fréquence augmente. La figure 4 présente les variations du signal de température au point d'enregistrement.

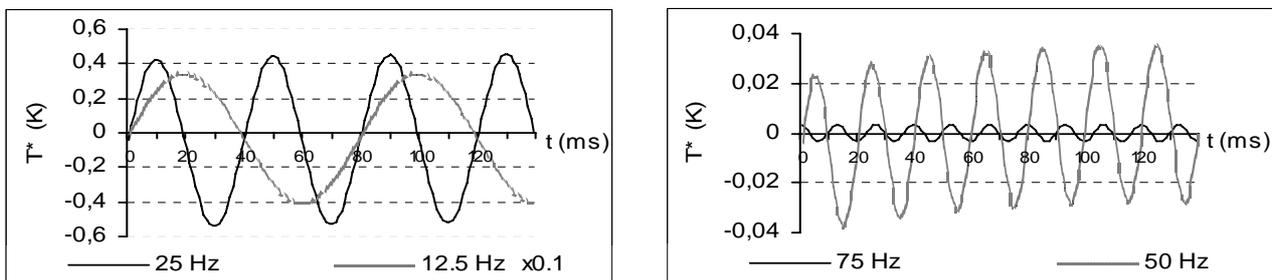


Figure 4 : Variation de température au point d'enregistrement – paroi externe lisse. $T^* = T(t) - T_{av}$

Tandis qu'à $f=12.5$ Hz ($n=1$), l'amplitude du signal (crête à crête) atteint presque 8 K, il en est tout autre lorsque la fréquence double. Ainsi à $f=25$ Hz ($n=2$), l'amplitude n'excède pas 1 K. En fait, l'atténuation du signal empire lorsque f augmente : pour $f=50$ Hz ($n=4$), le signal disponible est très faible, environ 60 mK. Enfin, pour $f=75$ Hz ($n=6$), on enregistre seulement 4 mK de variation. Pour résumer, quand la pulsation augmente, les variations de température tendent à lisser T^* . On note également qu'un rapport 10 peut être observé entre deux fréquences successives étudiées.

L'impact de la fréquence en présence d'un promoteur de turbulence est similaire et d'autant plus significative : ici l'obstacle est disposé 200 mm après l'entrée du canal et mesure 2 mm de hauteur et 2 mm de longueur. Le signal de température enregistré est montré sur la figure 5.

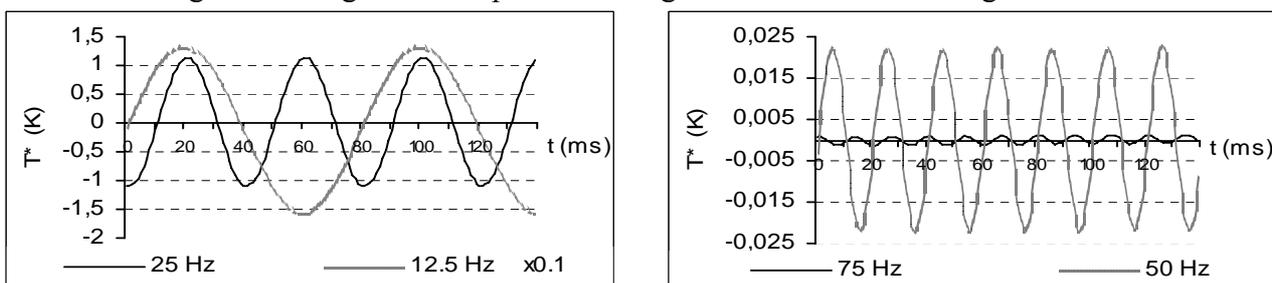


Figure 5 : Variation de température au point d'enregistrement – avec promoteur de turbulence. $T^* = T(t) - T_{av}$

On constate un comportement identique au cas de la paroi lisse. L'augmentation de la fréquence conduit à une importante dégradation du transfert thermique. L'amplitude du signal est divisée par un facteur 13 lorsque la fréquence passe de 12.5 Hz à 25 Hz. Le même phénomène se reproduit entre 25 et 50 Hz, et entre 50 et 75 Hz. La plage de variations est respectivement divisée par un facteur 52 et 10. Ces résultats montrent que lorsque la fréquence augmente, le promoteur de turbulence tend à devenir inefficace. La figure 6 présente un diagramme comparatif des amplitudes adimensionnées, en présence et sans utilisation de promoteur. L'effet de la fréquence et de la géométrie est remarquable puisque l'amplification du signal par le promoteur n'est pas constante. En effet, si l'utilisation d'un promoteur aux basses fréquences conduit à une importante amplification, jusqu'à 4 fois à 12.5 Hz, l'effet constaté à $f=50$ Hz et $f=75$ Hz est clairement inversé.

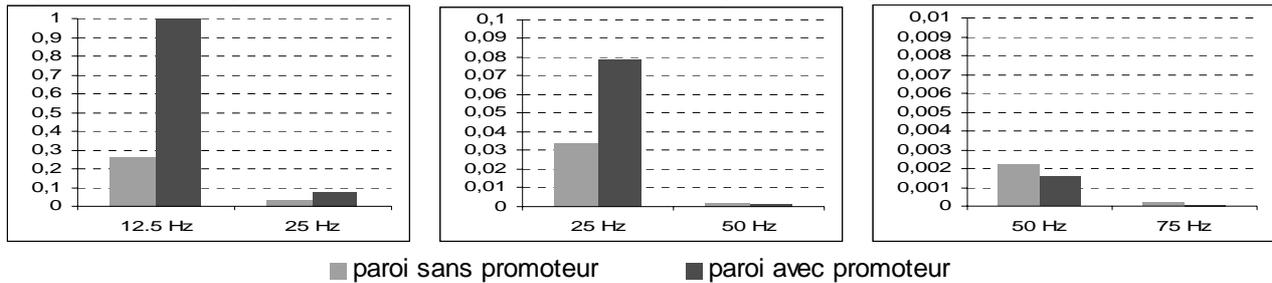


Figure 6 : Représentation adimensionnée des variations de T^* aux différentes fréquences. (la valeur de référence (=1) correspond à l'amplitude maximale observée : canal avec promoteur à $f=12.5$ Hz.)

6. Conclusions et perspectives

D'une manière générale, l'augmentation de la fréquence conduit toujours à l'atténuation du transfert thermique et l'intensité du signal décroît d'autant plus fortement avec l'utilisation du promoteur. Ce résultat est cohérent avec les phénomènes observés en régime de conduction et déjà mis en évidence dans la littérature [3-4], où l'augmentation de la fréquence conduit toujours à l'amortissement du signal dans la paroi. En outre, cette analyse renseigne sur le conditionnement nécessaire du signal issu de la sonde de température, notamment sur l'utilisation d'un filtre de type passe-bas. Par ailleurs, contrairement à l'étude menée par Chen et Chiou [5], aucune résonance entre l'écoulement turbulent et le transfert thermique périodique n'a été mise en évidence, mais d'autres valeurs de fréquence nécessitent maintenant d'être explorées. Les paramètres physiques les plus influents dans ce type de transfert de chaleur pourraient être identifiés et un modèle mathématique pourrait être développé.

Références

- [1] G. Brecq, J. Bellettre et M. Tazerout, A new indicator for knock detection in gas SI engines. *Int. J. Therm. Sci.*, Vol. 42, N°5 (2003), pp. 523 – 532.
- [2] Y. Enomoto, N. Kitahara, M. Takai, Heat losses during knocking in a four-stroke gasoline engine. *JSME International Journal*, Serie B, Vol. 37 (1994).
- [3] J. Bellettre, M. Tazerout, Numerical Study of Unsteady Heat Transfer Around a Cylinder. Application to Knock Detection in Gas SI Engine. *Proceeding of Heat Transfer in Unsteady and Transitional Flows, Eurotherm 74* (2003), pp. 99 – 104.
- [4] K. Loubar, J. Bellettre, M. Tazerout, Unsteady heat transfer enhancement around an engine cylinder in order to detect knock. *ASME Journal of Heat Transfer*, 127(3) (2005), pp. 278 – 286.
- [5] C. Chen, J. Chiou, Periodic heat transfer in a vertical plate fin cooled by a forced convective flow. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 39(2) (1996), pp. 429 – 435.
- [6] S.V. Patankar, Numerical heat transfer and fluid flow. *Hemisphere Publishing Corp.*, Washington (1980).
- [7] M. M. Gibson et B. E. Launder. Ground effects on pressure fluctuations in the atmospheric boundary layer. *J. Fluid Mech.*, 86 (1978), pp. 491 – 511.
- [8] J.L. Lopez-Matencio, J. Bellettre, A. Lallemand, Numerical prediction of turbulent heat and mass transfer above a porous wall subjected to vaporisation cooling. *International Journal of Transport Phenomena*, Vol. 5, N°3 (2003), pp. 185 – 201.