

Caractérisation numérique et expérimentale en phase transitoire d'une sonde de température dans une enceinte close sous vide et à la pression atmosphérique

Y. DOGHMANE, R. GLISES, E. GAVIGNET, F. LANZETTA, Y. BAILLY

*Institut Franche Comté Electronique Mécanique Thermique et Optique – Sciences et Technologies (FEMTO-ST), UMR 6174, CNRS-UFC-ENSMM-UTBM
Département Énergie et Ingénierie des Systèmes multiphysiques (ENISYS)
Parc technologique 2 avenue Jean Moulin 90000 BELFORT*

Résumé :

Ce travail présente les résultats numériques et expérimentaux de l'étude thermique d'une sonde de température pour les mesures dans une enceinte close sous vide et à la pression atmosphérique. La sonde de température, développée au laboratoire, est constituée d'un microthermocouple en couche mince intégré dans une gaine céramique introduite dans une vis. Ce travail fait partie intégrante d'un projet plus global d'étude des transferts de chaleur pariétaux dans les moteurs à combustion interne (MACI).

Abstract:

This work intends to present and detail the computed and experimental results of the thermal study applied to a temperature probe in an enclosed space maintained first at the atmospheric pressure and then vacuum enclosed. The sensor which has been developed in our laboratory is a micro-thermocouple made of a thin layer in a ceramic case located into a screw. That work is one part of a more important study treating of the thermal fluxes in the Internal Combustion Engines (ICE).

Mots clefs : thermocouple, caractérisation dynamique, couche mince, transferts de chaleur radiatifs, convectifs

1 Introduction

Les normes environnementales [1], de plus en plus exigeantes, imposent aux constructeurs automobiles de réduire la consommation de carburant des moteurs, la production de CO₂ ainsi que les émissions polluantes (CO, NO_x et HC notamment). Une des voies retenues consiste à contrôler au mieux la boucle d'air d'un véhicule et, dans ce cadre, nous nous intéresserons aux mesures instationnaires de température. Ce type de mesure sous fortes contraintes thermiques, telles que dans les moteurs à combustion interne, nécessite l'utilisation de sondes thermométriques capables de suivre dynamiquement le signal et de résister aux contraintes thermomécaniques tout en présentant de faibles dimensions. Cet article présente les méthodes de caractérisations expérimentale et numérique d'une sonde de température développée au laboratoire. L'objectif est de déterminer les caractéristiques dynamiques de la sonde de température sous différentes sollicitations thermiques.

2 Description du capteur, du banc d'essai et du protocole expérimental

Parmi les différentes techniques existantes [2-5], nous avons choisi de développer une sonde de température à thermocouple de surface de type K (Chromel-Alumel). La sonde a été réalisée en plusieurs étapes. Un tube céramique (FIG. 1a) de 1,2 mm de diamètre, à deux trous de 200 µm de diamètre interne, constitue le corps de la sonde. Chaque trou reçoit un fil métallique différent (FIG. 1b). A l'extrémité supérieure de la sonde, on dépose un ciment céramique (FIG. 1c) que l'on vient polir (FIG. 1d) tout en faisant apparaître les extrémités des fils de thermocouple (FIG. 1e). Un dépôt

de Tungstène d'épaisseur 0,8 μm vient finalement réaliser la jonction thermoélectrique du couple Chromel-Alumel (FIG. 1f).

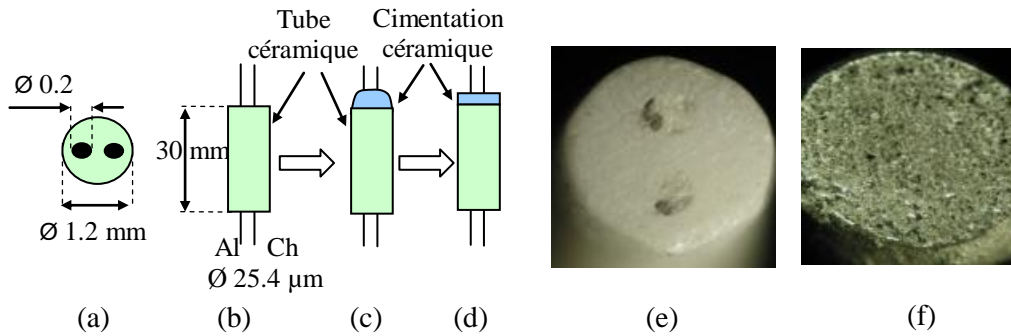


FIG. 1 – Phases de fabrication d'un thermocouple

La figure 2a représente le banc d'essai avec un zoom sur la chambre à vide (FIG. 2b) dans laquelle la sonde de température est insérée. La chambre peut être mise sous vide ou à la pression atmosphérique selon la configuration d'essai. Le laser utilisé est de type YAG fonctionnant à la longueur d'onde de 532 nm. La sonde peut être excitée soit par un seul pulse, soit par un train de pulses dont la fréquence est comprise entre 1 et 15 Hz sans qu'il soit pour autant possible de bien contrôler la régularité des impulsions. Enfin, l'échantillonnage de la fréquence d'acquisition est de l'ordre de 1 à 200 kHz.

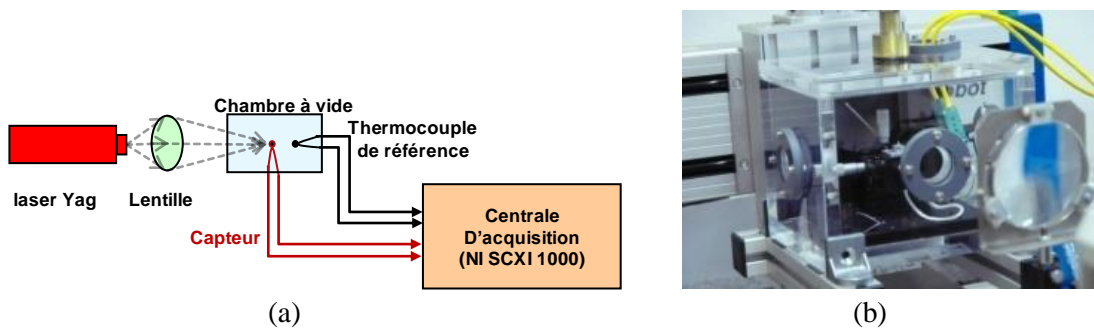


FIG. 2 – Banc d'essai

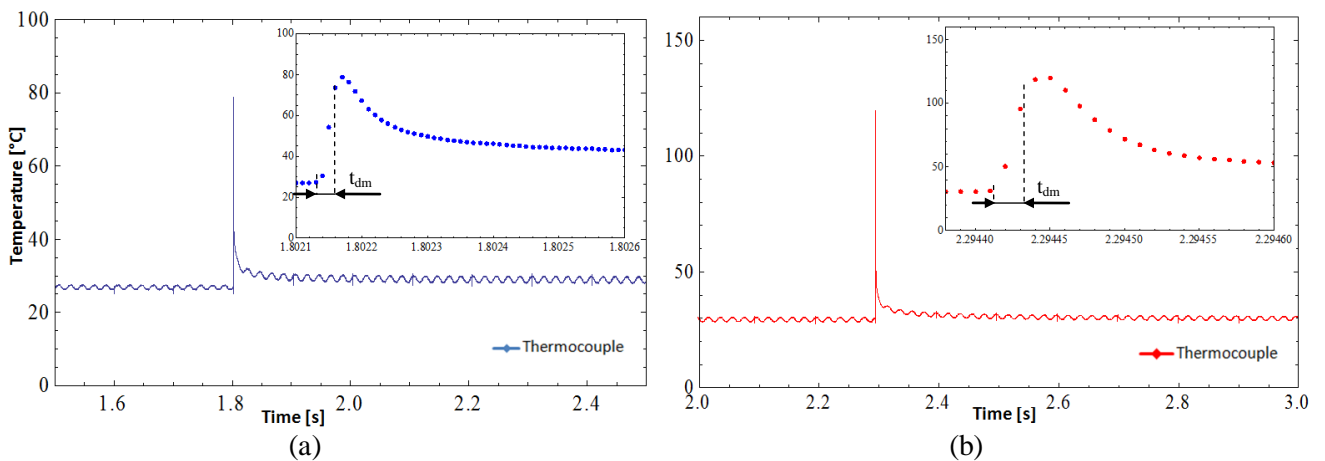


FIG. 3 – Températures moyennes instationnaires expérimentales du capteur sous l'effet d'une impulsion laser à 10^5 Pa (a) et 960 Pa (b) d'ambiance

La phase expérimentale consiste à soumettre le capteur dans l'enceinte à une impulsion du laser YAG d'une durée de l'ordre de 15 ns. Cette impulsion a été réalisée pour les deux configurations d'essai sous pression atmosphérique de 10^5 Pa pour une température ambiante de 20°C et sous vide partiel (960 Pa) en considérant les parois de l'enceinte à la température de 20°C (ambiance de la pièce). L'énergie moyenne du faisceau LASER impactant la tête du capteur pour une même durée de 15 ns

entre l'essai à la pression atmosphérique et celui sous vide est de l'ordre de 6,5 mJ. Les températures obtenues sur les 2 graphes de la figure 3 sont les températures moyennes expérimentales issues d'une mesure du capteur et de l'ensemble de sa chaîne de mesure. Les essais expérimentaux montrent que sous vide partiel (FIG. 3b), le temps de montée, défini entre 10% et 90% de la montée en température, t_{dm} , est de 20 μ s contre 25 μ s pour le cas sous pression atmosphérique (FIG. 3a). On montre ainsi que la convection naturelle, même aux temps courts, fonction de la pression ambiante, accentue le refroidissement partiel de la jonction lorsque la sonde est en ambiance atmosphérique normale. En effet, sous des conditions de vide, le transfert de chaleur dans la couche limite proche de la paroi, se rapproche d'un mode couplé conducto-radiatif, ce qui a pour effet de diminuer le temps de diffusion de la chaleur dans la paroi et donc, de diminuer le temps de montée de la réponse du capteur.

3 Modélisation de la réponse impulsionnelle de la sonde

L'ensemble des simulations du comportement thermique du capteur sont réalisées à l'aide du logiciel de simulation multiphysique COMSOL (FIG. 4). Deux configurations de modélisation ont été réalisées. La première concerne la mise sous vide partiel de l'enceinte (960 Pa), le capteur n'échangeant alors qu'un flux de chaleur radiatif avec son environnement, plus précisément les surfaces environnantes à la température atmosphérique supposées à la température ambiante de 20°C. La seconde série de simulations est réalisée avec une enceinte à la pression atmosphérique de 10⁵ Pa. Dans ce cas, le capteur échange en plus des flux radiatifs des flux convectifs, de manière permanente, avec l'air ambiant. Des transferts de chaleur par convection naturelle sur les interfaces du capteur sont pris en compte en raison de l'absence de flux d'air imposés dans l'enceinte. La température de l'air (T_{amb}) est prise à 20°C pour l'étude en convection naturelle tandis que les surfaces externes du capteur sont assimilées à des corps noirs (émissivités égales à l'unité). La surface supérieure horizontale du capteur est soumise à une impulsion laser d'une durée de 15 ns (voir paragraphe 2) qui correspond aux phases expérimentales représentées par simulation à des conditions aux limites de Neumann non homogènes appliquées (densité de flux)

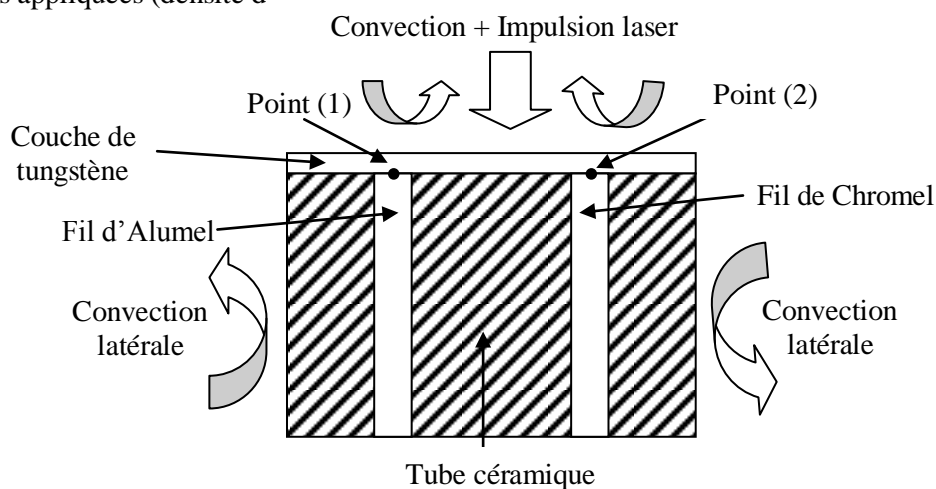


FIG. 4 – Schéma de principe de la sonde

La totalité des échanges de chaleur aux interfaces sont radiatifs lorsque la sonde est intégrée dans l'enceinte sous vide. En revanche, dans le cas de l'enceinte à la pression atmosphérique, il convient de considérer aux interfaces pariétales la somme des échanges radiatifs et convectifs. Le facteur de forme entre les surfaces internes de l'enceinte et le capteur est automatiquement généré par le logiciel. On considère dans tous les cas des surfaces homogènes à des corps noirs. Les transferts de chaleur aux interfaces pariétales sont pris en compte avec les conditions aux limites du logiciel.

3.1 Transferts de chaleur par rayonnement entre deux surfaces i et j

Le flux net radiatif $\varphi_{i,j}$ échangé entre deux surfaces i et j en vis-à-vis s'exprime classiquement par la relation (1) telle que :

$$\varphi_{i,j} = \varepsilon_i \varepsilon_j S_i S_j \sigma F_{i,j} T_i^4 - T_j^4 \quad (1)$$

Où ε_i et ε_j représentent les émissivités des surfaces considérées comme des corps noirs (facteurs adimensionnels égaux à l'unité), S_i et S_j les surfaces (m^2) des éléments échangeant des radiations, σ la constante de Stefan-Boltzmann égale ($5,675 \cdot 10^{-8} \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-4}$), T_i et T_j les températures des surfaces i et j (K). $F_{i,j}$ est un facteur géométrique liant les deux surfaces et tenant compte de leur orientation et éloignement. Ce facteur est implicitement pris en compte par le logiciel.

Les températures de radiation des surfaces positionnées autour du capteur sont dites températures atmosphériques. Elles sont assimilées à la température ambiante du fluide interne quand l'enceinte est à la température ambiante. Lorsque la pression interne est nulle, la température atmosphérique est alors assimilée à la température ambiante de la pièce (20°C) où se trouve l'enceinte.

3.2 Transferts de chaleur en convection naturelle

Elle n'intervient que lorsque la pression de l'enceinte est à l'ambiance (environ 1 bar) et sera considérée comme négligeable à la faible pression de 960 Pa. La convection entre les surfaces du capteur et l'air est naturelle. On fera l'hypothèse que les relations semi-empiriques en convection naturelle, restent valables aux temps courts (de l'ordre de quelques dizaines de microsecondes). Les coefficients moyens d'échange de chaleur par convection, notés \bar{h} ($\text{W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$) sont déterminés en fonction de la température de film qui correspond à la moyenne arithmétique de la température ambiante et de celles des surfaces du capteur. Il faut déterminer les valeurs de nombres adimensionnels représentatifs de phénomènes physiques afin de remonter à la nature de la convection et du coefficient d'échange. La structure est composée d'une surface cylindrique horizontale et deux surfaces planes (haute et basse). Les expressions des nombres adimensionnels utilisés pour la détermination du nombre de Nusselt amenant à l'évaluation du coefficient d'échange de chaleur par convection sont tirées d'une approche dimensionnelle. Nous n'en donnons ici que les expressions finales retenues.

3.2.1 Cas du cylindre vertical

On considère la convection autour de la sonde, prise sur toute la hauteur baignant dans le fluide. On utilise pour ce calcul les expressions du nombre de Nusselt adaptées à une plaque plane verticale [6]. La relation (2) donne l'expression du nombre de Rayleigh Ra_L pour une hauteur L de cylindre :

$$Ra_L = \frac{g \beta T_p - T_{amb} L^3}{\nu a} = Pr Gr_L \quad (2)$$

Avec g l'intensité de la pesanteur, β la compressibilité thermique de l'air à pression constante (K^{-1}), T_p et T_{amb} respectivement les températures de paroi et ambiante (K), L la hauteur du cylindre (m), a la diffusivité thermique de l'air prise à la température ambiante ($\text{m}^2.\text{s}^{-1}$), ν la viscosité cinématique de l'air à la température ambiante ($\text{m}^2.\text{s}^{-1}$), Pr le nombre de Prandtl et Gr_L le nombre de Grashof.

Le nombre de Grashof obtenu dans notre configuration d'essai étant compris entre 10^4 et 10^9 , l'expression et la valeur numérique du coefficient d'échanges par convection moyen en fonction du nombre de Nusselt moyen est donnée par la relation (3) [7]:

$$\bar{h} = \frac{\lambda Nu_L}{L} = 0,59 \frac{\lambda}{L} Ra_L^{1/4} = 5 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1} \quad (3)$$

Avec λ la conductivité thermique de l'air prise à la température ambiante ($\text{W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$).

3.3.2 Cas des plans horizontaux

La face supérieure de la sonde est assimilée à un plan horizontal de longueur caractéristique égale au diamètre D du capteur. Le nombre de Rayleigh Ra_D (4) conditionne l'expression du nombre de Nusselt Nu_D caractérisant l'intensité du transfert de chaleur convectif [8].

$$Ra_D = \frac{g \beta T_p - T_{amb} D^3}{\nu a} = Pr Gr_L \quad (4)$$

Le nombre de Rayleigh étant inférieur à 10^7 , l'expression du coefficient d'échange par convection moyen en fonction du nombre de Nusselt Nu_D et la valeur finale est donnée par l'expression (5):

$$\bar{h} = \frac{\lambda Nu_D}{D} = 0,54 \frac{\lambda}{D} Ra_D^{1/4} = 16,3 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1} \quad (5)$$

4 Résultats de simulation

Les résultats présentés à la pression atmosphérique et sous vide partiel sont les évolutions temporelles de 2 points de température positionnés aux interfaces céramique – tungstène – fils métalliques (FIG. 4). Ces deux points sont respectivement positionnés aux interfaces Alumel-Tungstène (point 1) et Chromel-Tungstène (point 2). En tout état de cause, la température du thermocouple est celle de la jonction, correspondant au volume compris entre les deux points 1 et 2. Cependant, nous avons présenté les résultats en 1 et 2, la réalité se situant entre ces deux évolutions. Nous intéresserons plus spécifiquement à la comparaison des temps de montée expérimentaux et simulés. Comme cela est expliqué dans le paragraphe suivant, la valeur intrinsèque des températures obtenues ne doit pas être le seul facteur de comparaison étant fortement tributaire d'une incertitude sur la densité de flux appliquée. Néanmoins, les temps de montée n'en sont que faiblement impactés en raison de la pente élevée de la montée en température, tant expérimentale que simulée.

4.1 Influence de la pression atmosphérique

On peut aisément constater une bonne adéquation entre les températures simulées et la valeur moyenne de la température expérimentale dans les mêmes conditions d'expérience en appliquant une densité de flux sur la tête du capteur de $1,46.10^{10} \text{ W.m}^{-2}$. En effet, la température moyenne expérimentale est bien comprise entre les températures extrêmes simulées. La température moyenne expérimentale du capteur étant issue d'une mesure électrique aux bornes des jonctions, il est cependant illusoire de vouloir assimiler une température expérimentale moyenne qui tienne compte de l'ensemble des longueurs résistives des fils de la sonde à une valeur moyenne de la tête de sonde étudiée. Néanmoins, notre résultat est tout à fait satisfaisant. La différence des coefficients de diffusivité des différents matériaux constitutifs expliquent les gradients de température au sein de la sonde. Ainsi, comme on peut le constater, les températures les plus élevées concernent la sonde 1 car la diffusivité thermique de l'Alumel est inférieure à celle du Chromel.

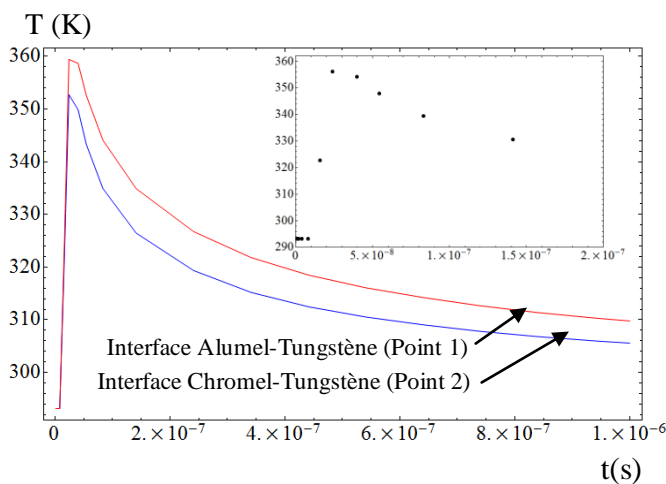


FIG 5. – Profils temporels des températures simulées aux points 1 et 2 et moyenne arithmétique ($P_{atm} = 10^5 \text{ Pa}$)

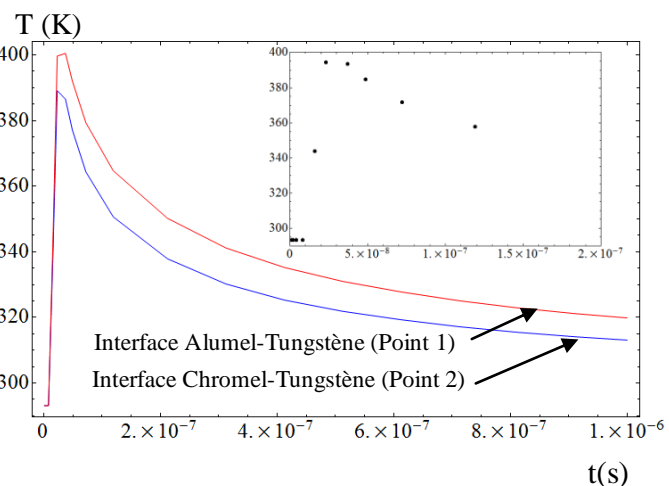


FIG 6. – Profils temporels des températures simulées aux points 1 et 2 et moyenne arithmétique ($P_{atm} = 960 \text{ Pa}$)

Nous obtenons des temps de montée simulés moyens entre les deux points 1 et 2 de 25ns à la pression atmosphérique à comparer à une impulsion de 15 ns expérimentale (et simulée).

4.2 Influence du vide partiel

Une bonne adéquation est obtenue entre simulation et expérimentation pour une densité de flux appliquée sur la tête du capteur de $2,5 \cdot 10^{10} \text{ W.m}^{-2}$. La figure 6 montre des mesures des températures des « sondes » 1 et 2 supérieures d'environ 40°C pour cette densité de flux appliquée à celle de la simulation sous pression atmosphérique conformément à ce qui a été constaté avec les phases expérimentales correspondantes. La valeur relative des températures simulées aux interfaces 1 et 2 s'explique là encore de la même manière que précédemment par les diffusivités thermiques respectives du Chromel et de l'Alumel. La figure 6 montre des temps de montée expérimentaux (moyenne des températures aux points 1 et 2) du même ordre que sous pression atmosphérique, soit 25 ns. La simulation ne montre pas de différence notable entre les deux cas, cela venant sûrement des lois d'échange convectif au niveau des surfaces d'échange verticales et horizontales.

5. Conclusion

La nécessité de caractériser la réponse des capteurs en présence de gaz à différentes températures pour des pressions fluctuantes nous impose de développer un modèle numérique de comportement thermique qu'il convient de valider à différentes pressions et températures. Ce travail initial nous a permis de le réaliser dans une gamme de pression entre une pression faible de 960 Pa et la pression atmosphérique de 10^5 Pa. La validation de ce modèle thermique repose sur la comparaison des temps de montée expérimentaux et simulés aux points 1 et 2 de la sonde, et dans une moindre mesure sur les températures atteintes. Ce problème particulier sera, outre une meilleure définition des densités de flux expérimentales, une part importante de la suite des travaux qui seront menés sur le sujet. Néanmoins, ce modèle nous semble d'ores et déjà relativement fidèle car les températures expérimentales sont bien encadrées par les températures simulées. Nous avons volontairement omis de considérer une température moyenne simulée sur l'ensemble de la tête de tungstène qui présente l'inconvénient majeur de considérer un gradient de température très important qui ne serait finalement pas plus représentatif de la température moyenne expérimentale. D'autre part, à l'avenir, nous devons explorer la pertinence de l'utilisation des relations semi-empiriques de convection naturelle dans le cas des temps courts.

Remerciements :

Ce travail est soutenu par l'Etat et la Communauté d'Agglomération du Pays de Montbéliard. Contrat FUI « SIMBA » numéro 072906524.

Références :

- [1] Règlement (CE) N°715/2007 du parlement européen et du conseil du 20 juin 2007 relatif à la réception des véhicules à moteur au regard des émissions des véhicules particuliers et utilitaires légers (Euro 5 et Euro 6) et aux informations sur la réparation et l'entretien des véhicules.
- [2] Rakopoulos C.D., Rakopoulos D.C., Mavropoulos G.C., Giakoumis E.G., Experimental and theoretical study of the short term response temperature transients in the cylinder walls of a diesel engine at various operating conditions, Applied Thermal Engineering, 24, 679–702, 2004.
- [3] Rakopoulos C.D., Mavropoulos G.C., Experimental instantaneous heat fluxes in the cylinder head and exhaust manifold of an air-cooled diesel engine, Energy Conversion & Management, 41,1265-1281, 2000.
- [4] Mohammed H., Salleh H., Yusoff M.Z., Design and fabrication of coaxial surface junction thermocouples for transient heat transfer measurements, International Communications in Heat and Mass Transfer, 35, 853–859, (2008)
- [5] Heichal Y., Chandra S., Bordatchev E., A fast-response thin film thermocouple to measure rapid surface temperature changes, Experimental Thermal and Fluid Science 30 (2005) 153–159
- [6] Elenbass W., Dissipation calorifique par convection libre sur la surface interne de tubes verticaux. Journées de la transmission de la chaleur, IFCE-Paris, p. 379-384, (1961)
- [7] Taine J., Petit J.P., Transferts thermiques, Introduction aux sciences des transferts, 3^{ème} édition. Edition DUNOD. Mars, (2003)
- [8] Mc Adams W.H., Transmission de la chaleur, Ed. Dunod, (1961).