

Transfert thermique à la paroi d'un coude de ligne d'échappement

François BOULOC¹, Brahim BOUROUGA^{1*}, Pierre ANTHOINE²

¹ Laboratoire de Thermocinétique de Nantes
rue Christian Pauc, 44306 Nantes cedex

² RENAULT, Direction de la Mécanique
67 rue des bons raisins, 2508 Rueil Malmaison

* (auteur correspondant : brahim.bourouga@univ-nantes.fr)

Résumé - L'étude proposée vise à déterminer l'influence du caractère intermittent d'un écoulement sur le coefficient de transfert thermique au sein d'une ligne d'échappement présentant une singularité de type coude. Pour cela, on effectue des mesures locales du coefficient de transfert en écoulement intermittent et en écoulement continu de même débit massique moyen. Les résultats de mesure montrent que l'intermittence intensifie les transferts thermiques au sein de la singularité. Le coefficient d'augmentation ne dépend pas de la fréquence d'intermittence imposée. En revanche, il croît avec le nombre de Reynolds.

Nomenclature

| | | |
|----|----------------------------|----------------------------------|
| D | diamètre du tube | <i>Symboles Grecs</i> |
| T | température | α diffusivité thermique |
| r | rayon | λ conductivité thermique |
| t | temps | φ densité de flux |
| Nu | nombre de Nusselt | τ constante de temps |
| U | vitesse axiale | <i>Indices et exposants</i> |
| CA | coefficient d'augmentation | p paroi |
| | | cont continu |

1. Introduction

Du fait de l'évolution de plus en plus sévère des normes de dépollution pour les véhicules automobiles, les catalyseurs doivent être optimisés. En effet, le catalyseur n'est efficace qu'à partir d'une température seuil. Il est donc nécessaire d'accélérer la mise en régime thermique du monolithe. Ceci nécessite une connaissance fine des phénomènes thermiques en amont du catalyseur, et notamment du coefficient de transfert thermique. Différents auteurs [1,2,3] ont effectué des mesures de coefficient de transfert thermique sur des lignes d'échappement, mais les résultats sont très dispersés. La Direction de la Mécanique de RENAULT et le Laboratoire Thermocinétique de Nantes ont entrepris de déterminer les coefficients de transfert thermique en régime intermittent pour des géométries simples représentatives d'une ligne d'échappement. Sorin [4] a effectué des mesures de coefficient d'échange sur un tube droit dans des conditions d'entrée bien maîtrisées. Les résultats de cette campagne d'essais ont montré une intensification du transfert thermique lorsque l'écoulement est intermittent.

La présente étude vise à poursuivre cette démarche en étudiant les transferts thermiques au sein d'une géométrie caractéristique des lignes d'échappement. Dans une première section, nous décrivons la démarche expérimentale qui a été adoptée pour estimer le coefficient de transfert écoulement intermittent-paroi. Dans une seconde section, une description détaillée du banc d'essais et des moyens de mesure est donnée. Dans la dernière section, nous présentons les résultats obtenus sur le coude.

2. Principe de mesure du coefficient transfert

L'estimation du coefficient de transfert nécessite la connaissance de la densité de flux, de la température pariétale, et celle de la température de l'écoulement dans une même section droite du canal. Pour l'étude du tube droit [4], une méthode inverse globale a été développée, permettant d'estimer le coefficient de transfert par rapport à une température de mélange calculée en tout point du tube. Le coude n'étant pas axisymétrique, nous ne pouvons pas avoir recours à cette méthode. L'estimation du coefficient de transfert dans le coude se fait donc de manière locale, et la température du fluide est mesurée en différents points le long du coude.

2.1. Estimation de la densité de flux et de la température de paroi

L'épaisseur de la paroi est très faible devant la longueur du tube, la résistance dans la direction axiale est donc très grande devant la résistance dans la direction radiale. On peut négliger la conduction axiale dès lors que l'on se situe à une distance de l'entrée supérieure à un diamètre. Cette hypothèse permet de considérer un problème de conduction monodimensionnel décrit par les équations (1) à (4).

$$\frac{\partial^2 T(r,t)}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T(r,t)}{\partial r} - \frac{1}{\alpha_s} \frac{\partial T(r,t)}{\partial t} = 0 \quad (1)$$

$$-\lambda_s \left. \frac{\partial T(r,t)}{\partial r} \right|_{r=r_i} = \varphi_p(t) \quad (2)$$

$$T(r_2, t) = F(t) \quad (3)$$

$$T(r, t + \tau) = T(r, t) \quad (4)$$

La température de paroi T_p et la densité de flux pariétal φ_p sont estimées par la résolution numérique du problème inverse correspondant au problème de conduction défini par les équations ci-dessus. L'algorithme de résolution utilisé est fondé sur la méthode séquentielle de Beck [5]. Le problème étant monodimensionnel, deux thermocouples suffisent à estimer la densité pariétale de flux. Le premier thermocouple implanté en $r=r_1$ constitue une information additionnelle nécessaire à la résolution du problème inverse. Le second thermocouple implanté en $r=r_2$ donne la condition à la limite F comme cela est représenté sur la Fig. 1.

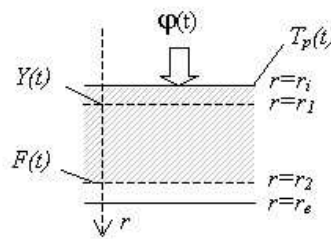


Fig. 1 : schéma du modèle de conduction 1D

2.2. Estimation de la température de gaz

Dans chaque section de mesure, la température du fluide est mesurée par une sonde à deux thermocouples. Chacun des thermocouples restitue une mesure filtrée de la température réelle de gaz. L'estimation de la température réelle du gaz est faite par la méthode de Tagawa [6]. Cette méthode permet de compenser l'inertie inhérente aux thermocouples en estimant la

constante de temps instantanée de chaque thermocouple. A partir de la connaissance de la constante de temps τ_c d'un thermocouple, on peut calculer la température réelle du gaz :

$$T_{gaz} = T_c + \tau \frac{\partial T_c}{\partial t} \quad (5)$$

La densité pariétale de flux et la température de paroi étant estimées par l'algorithme de Beck, la température réelle de gaz étant estimée par la méthode de Tagawa, le nombre de Nusselt peut être calculé : $Nu = \varphi.D / (\kappa.(T_{gaz} - T_p))$

3. Dispositif expérimental

Ce dispositif a été conçu dans le but de pouvoir générer un écoulement d'air chaud intermittent, dans des conditions de pression, température, débit, et de fréquence d'intermittence représentatives des écoulements dans les lignes d'échappement. Il est composé de trois parties : une première partie produit une source d'air chaud à température et pression constante, la seconde partie génère l'intermittence de l'écoulement, et la troisième partie est la ligne d'échappement, où sont effectuées les mesures.

La partie amont du dispositif est composée d'un compresseur, d'un réchauffeur, et d'un réservoir d'air. Le compresseur est muni d'un dispositif de séchage et de trois filtres successifs afin d'obtenir un air dont on connaît précisément les propriétés physiques. Le débit est régulé et mesuré à l'aide d'un débitmètre massique thermique et d'une vanne de régulation. Une fois le débit massique réglé, l'air est amené à la température d'entrée voulue, en passant dans un réchauffeur. L'air chauffé, sous pression, est ensuite stocké dans un réservoir de 500 litres destiné à limiter les fluctuations de pressions à 5% de l'écart moyen entre la pression d'entrée et de sortie, et à limiter les fluctuations de température à 0,5°C. La maîtrise des conditions d'entrée est essentielle tant à la reproductibilité des résultats qu'à la précision de l'estimation du coefficient de transfert thermique.

La seconde partie est composée d'un ensemble moteur-culasse-soupape qui permet d'instaurer un régime d'écoulement intermittent. La culasse comporte quatre entrées tangentielles pour assurer l'axisymétrie de l'écoulement dans le tube.

L'ensemble de la ligne d'échappement est en acier inoxydable. Ce matériau a été choisi en vue d'obtenir la sensibilité de mesure maximale. Le canal de mesure est composé d'un tube droit et d'un coude à 90° de section circulaire. Dans le coude, trois sections de mesure sont instrumentées. Le choix de la position des fluxmètres au sein du coude a fait l'objet d'une étude détaillée [7]. Le schéma du dispositif est donné à la Fig. 2

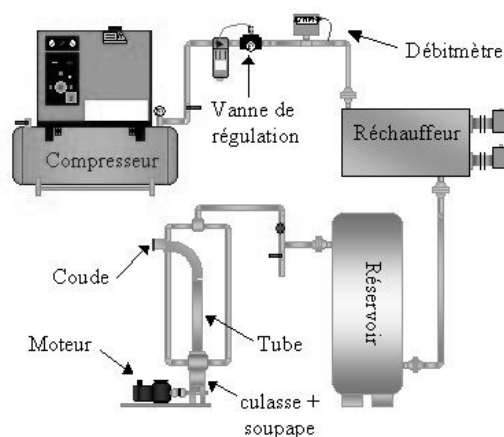


Fig. 2 : schéma du dispositif expérimental

4. Influence de l'intermittence sur le coefficient de transfert

4.2. Coefficient de transfert au sein du coude

4.2.1. Influence de la fréquence

Dans cette section, on s'intéresse à l'influence du régime moteur sur les transferts thermiques. Les essais décrits ci-après ont été effectués pour un nombre de Reynolds de 28000 correspondant à une sensibilité de mesure maximale. Pour représenter l'influence de l'intermittence sur les transferts thermiques, on utilise le coefficient d'augmentation défini par:

$$CA = (Nu - Nu_{cont}) / Nu_{cont} \quad (6)$$

La Fig. 3 présente l'évolution du nombre de Nusselt moyen au sein du coude. Le nombre de Nusselt moyen varie peu et de façon non monotone. Son domaine de variation se situe entre les valeurs 134 et 153. C'est à dire que les valeurs extrémales sont dans un rapport 1,15. Ce rapport est faible au vu des valeurs d'incertitude de mesure qui se situent aux alentours de $\pm 6\%$. Par conséquent, il semble raisonnable de considérer qu'au sein de la partie coudée du canal, le nombre de Nusselt reste quasiment constant selon la fréquence.

Sur la Fig. 4 on relève que le coefficient d'augmentation au sein du coude présente des valeurs appréciables. Sur la plage de fréquence prospectée, la valeur moyenne est de 31%, ce qui est comparable aux valeurs obtenues sur le tube droit par Sorin [4]. Bien qu'il varie de 24 à 42 %, il s'agit ici que d'un artifice mathématique qui fait ressortir les fluctuations du nombre de Nusselt en régime intermittent. S'il y avait dû avoir un pic d'intensification, celui ci aurait été plus marqué sur les valeurs de Nusselt présentées Fig. 3. On dégage donc deux conclusions principales de ces résultats :

- Le coefficient d'augmentation est positif sur toute la gamme de fréquence, et prend des valeurs de l'ordre de 30%.
- Le coefficient d'augmentation au sein du coude ne dépend pas de la fréquence dans la plage de fréquence prospectée.

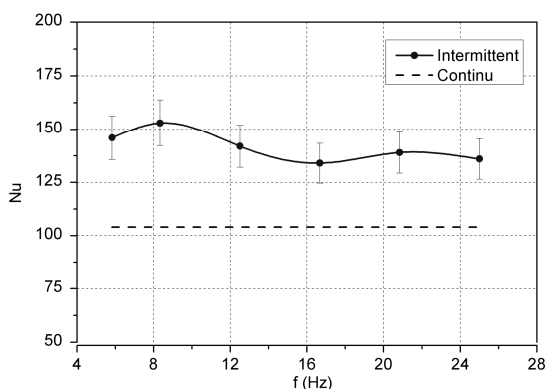


Fig. 3 : Influence de la fréquence sur le nombre de Nusselt moyen au sein du coude

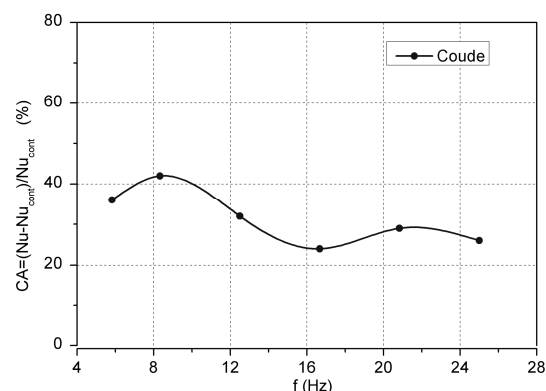


Fig. 4 : Influence de la fréquence sur le coefficient d'augmentation dans le coude

4.2.2 Influence du débit massique

L'évolution du nombre de Nusselt moyen au sein du coude est donnée sur la Fig. 5. Le nombre de Nusselt augmente de manière évidente avec le nombre de Reynolds. C'est un résultat classique de convection qui reste vrai pour les écoulements intermittents. Au vu de la faible gamme de Reynolds explorée, on se garde de proposer, comme certains auteurs l'ont fait, une corrélation sur la base de ces seules données. Mais on peut constater que la pente est plus forte pour l'écoulement intermittent que pour l'écoulement continu. Le coefficient d'augmentation est représenté sur la Fig. 6. Il augmente avec le nombre de Reynolds. Seul le dernier point de la courbe, à $Re = 28000$, ne respecte pas cette tendance puisqu'il se situe à un niveau inférieur au Nusselt estimé à $Re = 26000$. Rappelons que la bibliographie fait ressortir que le coefficient d'augmentation dans un tube droit reste indifférent aux variations de nombre de Reynolds [4]. Dans notre cas, le CA varie entre 34% et 52%, soit dans un rapport 1,5 ; on ne peut imputer cette différence à la seule incertitude de mesure. Ceci peut s'expliquer par les transferts qui ont lieu pendant la période où la soupape est fermée. Durant cette période, si la vitesse débitante est nulle, il est peu probable que le fluide reste immobile, et on peut penser qu'un niveau de turbulence persiste et décroît jusqu'à l'ouverture de la soupape. Dans ce cas, plus le nombre de Reynolds est élevé, plus le niveau de turbulence résiduel sera élevé, et plus la période où la soupape est fermée participera aux échanges. Pour vérifier cette thèse, des premières mesures de vitesses instantanées lors du régime intermittent ont été effectuées en sortie du tube droit. Les résultats sont présentés sur la Fig. 7.

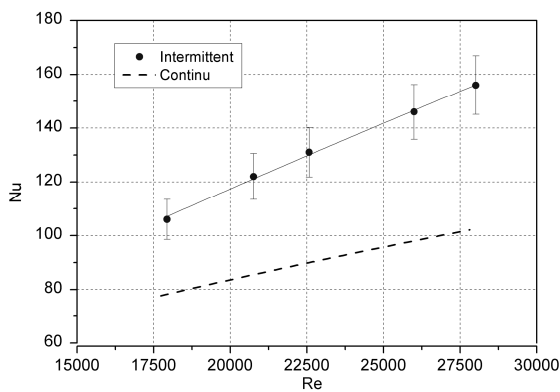


Fig. 5 : influence du nombre de Reynolds sur le nombre de Nusselt moyen dans le coude

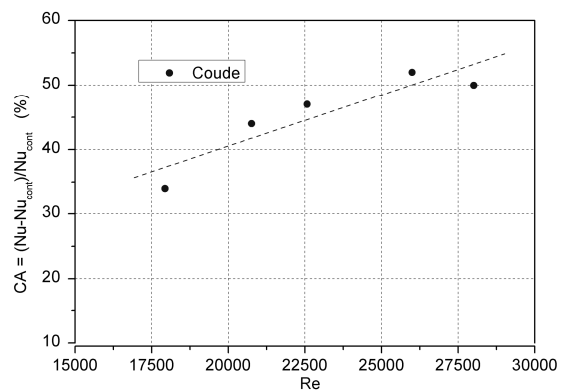
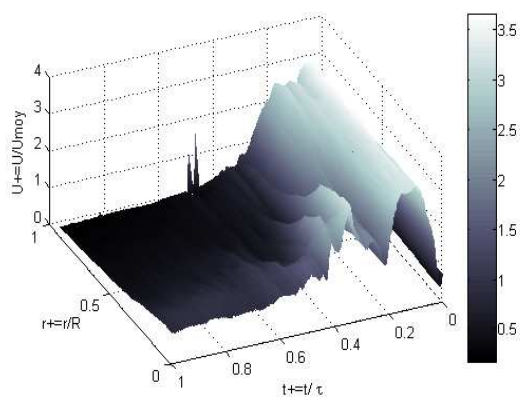
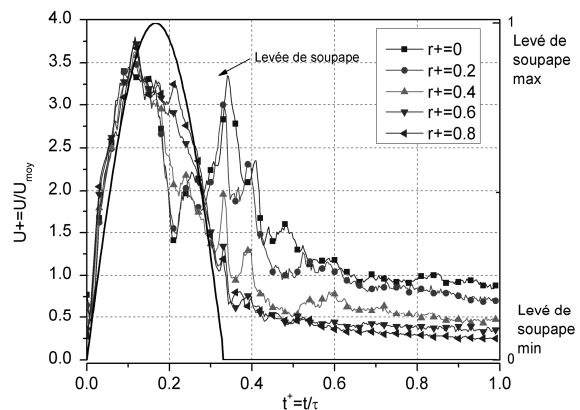


Fig. 6 : Influence du nombre de Reynolds sur le coefficient d'augmentation dans le coude



a. Evolution spatio-temporelle du champ de vitesse



b. Evolution temporelle de la vitesse pour plusieurs positions selon le rayon

Fig. 7 : Mesure de fil chaud le long du rayon du tube droit - $x+ = 10$

La mesure par fil chaud a été effectuée pour une fréquence de 8,3Hz, un Reynolds de 16000, à la sortie du tube droit. Malgré l'éloignement de l'entrée, la présence de la tête de soupape se fait toujours sentir. On peut voir sur les profils de vitesse de la Fig. 7.b qu'à partir du moment où la soupape se referme, les vitesses sont plus fortes à proximité de la paroi ($r^+ = 0,8$). Cela correspond à la fermeture de la soupape qui provoque un rétrécissement de la section de passage qui se réduit du centre vers la paroi. Par l'effet de la viscosité, le profil de vitesse s'inverse, et la vitesse devient maximum au centre du canal. Le point qui nous intéresse est l'écoulement de gaz qui règne dans la conduite pendant la phase de fermeture de la soupape (phase stagnante). On peut voir qu'à partir de $t^+ = 1/3$, un pic de vitesse correspond à la fermeture de la soupape. Les vitesses décroissent à toutes les positions, mais celles-ci restent relativement importantes : de l'ordre de 30% de la vitesse moyenne proche de la paroi, jusqu'à 80% de la vitesse moyenne au centre de la canalisation. Ces résultats sont des résultats préliminaires mais confirment l'importance de la phase stagnante sur les transferts thermiques en écoulement intermittent.

5. Conclusion

Dans cette étude, nous étudions l'effet de l'intermittence d'un écoulement d'air sur le coefficient de transfert thermique dans une ligne d'échappement présentant une singularité de type coude. Pour cela nous avons effectué des estimations locales du nombre de Nusselt en écoulement continu, puis en écoulement intermittent de même débit masse moyen.

Dans le coude, on assiste à une intensification des transferts thermiques dès que l'on est en régime intermittent, et ce, quelle que soit la fréquence et quel que soit le nombre de Reynolds. Lorsque l'on prospecte la fréquence, le coefficient d'augmentation moyen est de l'ordre de 30%. On n'observe aucune influence de la fréquence sur le coefficient d'augmentation. Lorsque l'on prospecte le débit masse, on relève que le coefficient d'augmentation croît avec le nombre de Reynolds. On explique ce phénomène par le transfert qui se perpétue durant la "phase stagnante" de manière convective mais avec une intensité moindre.

Références

- [1] K.G Condie ; D.M. Mc Eligot. Convective heat transfer for pulsating flow in the takedown pipe of a V6 engine. *SAE Paper* n° 950618. 1995
- [2] G.L. Malchow ; S.C. Sorenson ; R.O. Buckius. Heat transfer in the straight section of an exhaust port of a spark ignition engine. *SAE Paper* n°790309, 1979.
- [3] W.D Bauer ; J. Wenisch ; John B. Heywood. Average and time-resolved heat transfer of steady and pulsating entry flow in intake manifold of a spark-ignition engine. *International Journal of Heat and Fluid Flow* 19 pp 1-9. 1998
- [4] A. Sorin, B. Bourouga., C. Clement. An Experimental approach to estimate periodic heat transfer coefficient in an entrance region. *Int. Symposium TRCON-03*, çesme, Turkey, éd. ICHMT, pp. 11-13. 2003.
- [5] J.V Beck, K.J. Arnold, *Parameter Estimation in Engineering and Science*, John Wiley & Son, p494. 1977
- [6] M. Tagawa, T. Shimoji, Y. Ohta, A two-thermocouple probe technique for estimating thermocouple time constants in flows with combustion : in situ parameter identification of a first-order lag system, *Review of Scientific Instruments*, Vol. 69, n° 9, pp. 3370-3377. 1998
- [7] François Bouloc, Brahim Bourouga, Gwénaél Bioteau, Pierre Anthoine, Thomas Guerineau. Instrumentation d'un canal coudé en vue d'estimer l'intensité du transfert thermique local à l'interface écoulement de gaz - paroi. *Congrès SFT 2007*, Société Française de Thermique, les Embiez, 29 mai - 1er juin