

Transferts thermiques en ébullition cisailée sous-refroidie au sein d'une chambre d'eau moteur.

Riad BENSAÏD¹, Serge RAVARY¹, Benoit STUTZ^{2*}, Monique LALLEMAND², Jean-François FOURMIGUE³

¹Renault S.A., DIM/DCT GMP/DMAM, Sce 66151 - CTR A02 0 42, 67 rue des Bons Raisins
92508 Rueil Malmaison Cedex

²CETHIL, UMR5008, CNRS, INSA-Lyon, Université Lyon1, Bât Sadi Carnot, 9 rue de la physique,
69 621 Villeurbanne cedex

³CEA DRT/LITEN/DTS/LETh-GRETh, 17 rue des Martyrs, 38 054 Grenoble cedex 9

* (auteur correspondant : benoit.stutz@insa-lyon.fr)

Résumé - Cette étude à caractère expérimental porte sur la caractérisation des transferts thermiques en ébullition cisailée sous-refroidie d'un mélange eau/éthylène-glycol dans les conditions des circuits de refroidissement des moteurs alternatifs. Les résultats sont comparés à ceux obtenus en eau pure. La structure des écoulements est analysée par visualisation par caméra rapide. Différents paramètres de sensibilité ont été étudiés tels que la pression, la vitesse et le sous-refroidissement du fluide. L'apparition de l'assèchement partiel de la paroi apparaît être un paramètre sensible à prendre en compte pour la prédiction des transferts thermiques.

Nomenclature

p pression, *bar*
 q'' densité de flux, $W m^{-2}$
 r rayon, *m*
 Ra rugosité, *m*
 S facteur de suppression
 T température, *K*
 V vitesse débitante, $m s^{-1}$
 \dot{V} débit volumique, $m^3 s^{-1}$
 z distance à la paroi, *m*
Symboles grecs
 λ conductivité, $W m^{-1} K^{-1}$
 ϕ facteur d'intensification

Indices et exposants
AR arrachement
b bulle
CF convection forcée
crit critique
D détachement
EN ébullition nucléée
l liquide
p paroi
sat saturation
SR sous-refroidissement

1. Introduction

La dernière décennie a été marquée par la forte augmentation de puissance spécifique des moteurs thermiques automobiles. Cette tendance très marquée dans le domaine du Diesel a été rendue possible par l'évolution des systèmes d'injection et de suralimentation. Une des conséquences directes de cette évolution concerne le bilan thermique des moteurs. Ainsi les températures de certaines pièces en fonctionnement se trouvent proches des niveaux critiques du point de vue de la fiabilité. Pour limiter l'échauffement de ces organes, des systèmes de refroidissement par fluides caloporteurs sont prévus dans le moteur. La chambre d'eau de la culasse est l'un de ces systèmes. Élément du circuit de refroidissement du moteur, cette cavité dans laquelle circule un fluide caloporteur permet de contrôler la température des parois. L'échange thermique se fait principalement par convection, la vitesse du fluide étant obtenue par une pompe implantée en entrée du circuit de refroidissement. Sous l'effet de

l'augmentation des flux de chaleur échangés entre la culasse et les gaz de combustion, un autre mode d'échange thermique prend une importance croissante : l'ébullition. L'augmentation des échanges thermiques obtenue par ce biais permet dans certaines conditions de limiter les températures des zones à refroidir. A contrario, bien que la surface de la chambre d'eau concernée par ce phénomène soit relativement restreinte, un développement trop important de l'ébullition peut conduire à un endommagement irréversible de la culasse et du moteur.

Le but de cette étude est de pouvoir mieux appréhender le phénomène d'ébullition afin de bénéficier du potentiel de refroidissement qu'il représente tout en assurant la sécurité de fonctionnement et la longévité du moteur. Si l'ébullition convective dans les tubes a fait l'objet de très nombreuses études, compte tenu de ses applications dans le domaine des échangeurs thermiques et de la sûreté nucléaire [1], il n'en va pas de même en ce qui concerne l'ébullition cisailée sous-refroidie. Ce mode de transfert fait cependant l'objet d'un regain de travaux depuis une dizaine d'années et trouve ses applications dans le refroidissement des moteurs et de composants électronique [2, 3]. Le cisaillement de l'écoulement affecte les distributions des températures et des vitesses au voisinage de la paroi. Il modifie la croissance des bulles, leur détachement et leur trajectoire [4]. Il affecte les conditions de déclenchement de l'ébullition, le régime d'ébullition partielle et le flux critique en favorisant le remouillage de la paroi (Figure 1). Le sous-refroidissement modifie la distribution des températures au sein du liquide. Il améliore les transferts thermiques à bas flux, modifie le flux d'apparition de l'ébullition ainsi que le flux critique en limitant les effets d'obstruction induits par l'évacuation des amas de vapeur (condensation de la vapeur au sein du liquide sous-refroidi).

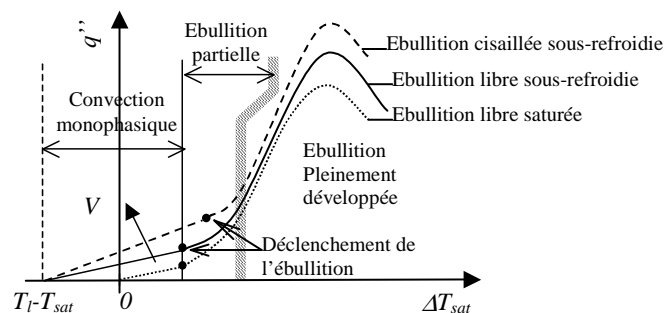


Figure 1 : Evolution des transferts thermiques en ébullition cisailée sous-refroidie

Différents modèles ont été développés pour prédire les transferts en ébullition cisailée sous-refroidie. Les modèles les plus simples somment les effets de la convection forcée et de l'ébullition nucléée. D'autres mettent en oeuvre des moyennes quadratiques (pondérées ou non) permettant de limiter l'influence des transferts convectifs lorsque la densité de flux devient élevée. Ces derniers modèles peuvent conduire dans certains cas à des biais importants [5]. Les meilleurs résultats semblent être obtenus à partir du modèle de superposition proposé initialement par Chen [6] :

$$q'' = \phi q''_{CF} + S q''_{EN} \quad (1)$$

avec ϕ et S des facteurs d'intensification et de suppression. En présence d'ébullition sous-refroidie et pour des fractions massiques de vapeur inférieures à 0,1, le facteur d'intensification peut être assimilé à $\phi = 1$. Le facteur de suppression S s'exprime en fonction du nombre de Reynolds de la phase liquide. Certaines formulations ont été développées concernant ce facteur afin de pouvoir transposer la corrélation de Chen au cas de l'ébullition cisailée sous-refroidie. Steiner et al [3] expriment S en fonction de deux facteurs de suppression :

$$S = S_{SR} + S_b \quad (2)$$

avec $S_{SR} = (T_p - T_{sat}) / (T_p - T_\infty)$ le facteur de suppression prenant en compte les effets du sous-refroidissement, et $S_b = r_D / r_{AR}$ le facteur de suppression prenant en compte les forces agissant sur les bulles. r_D est le rayon de détachement des bulles lorsqu'elles quittent leur site de nucléation et glissent le long de la paroi et r_{AR} le rayon d'arrachement des bulles à la paroi.

2. Dispositif expérimental

2.1. Banc d'essais

Un schéma du banc d'essais est présenté sur la figure 2. Pour éviter tout risque d'oxydation pouvant engendrer une contamination et/ou une dégradation des fluides et des parois, tous les éléments du banc d'essais sont réalisés en acier inoxydable (Inox L316). L'ensemble est calorifugé afin de limiter les pertes thermiques.

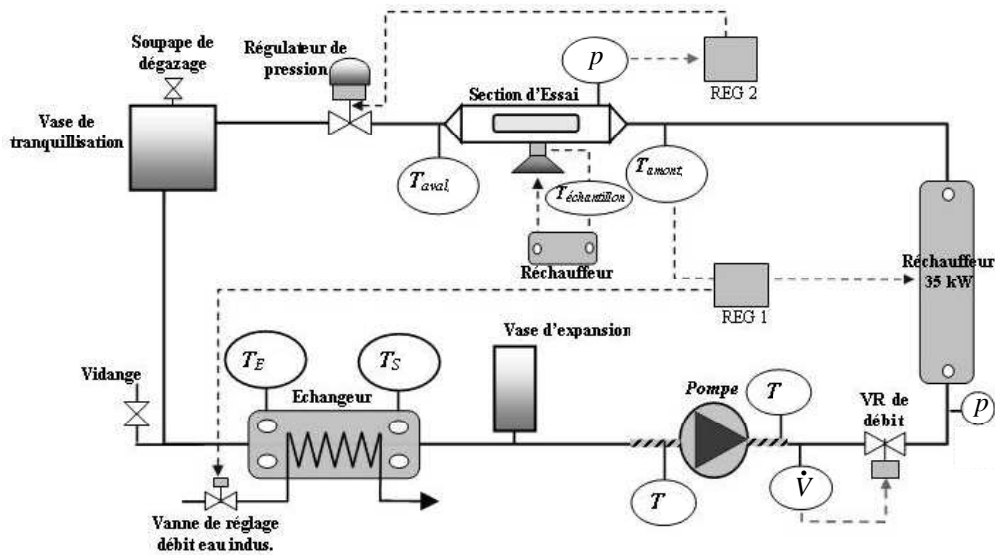


Figure 2 : Description du banc d'essais

La pressurisation du circuit ($1 \leq p \leq 5$ bar) est assurée par air comprimé via un vase d'expansion situé en amont de la pompe. Une pompe centrifuge multi-étagée met le fluide en circulation (débit max. de $33 \text{ m}^3 \text{ h}^{-1}$ pour une hauteur de 4,5 bar). Une vanne motorisée placée en sortie de la pompe permet de réguler le débit. Elle est pilotée par un régulateur PID connecté à un débitmètre électromagnétique ($\Delta \dot{V} / \dot{V} = 0,03$). La pression dans la veine d'essais est régulée via un déversoir placée en sortie de la section d'essais ($\Delta p / p = 0,04$). Elle est pilotée par un régulateur PID connecté à un capteur de pression implanté dans la section d'essais. Un ensemble de quatre résistances chauffantes d'une puissance totale de 36 kW et un échangeur à plaques connecté au réseau d'eau industrielle permettent de réguler la température de fonctionnement du système et d'imposer des consignes de chauffe et de refroidissement sévères. Un régulateur PID pilote les circuits chaud et froid.

La veine d'essais de section carrée 50 mm x 60 mm comporte deux hublots pour visualiser les écoulements. L'échantillon est un cylindre en alliage d'aluminium de diamètre 20 mm sur sa partie supérieure et de hauteur 25 mm, qui est implanté sur la partie inférieure de la veine d'essais avec son bloc de chauffage (figure 3). L'état de surface de la surface d'échange correspond à un état brut de fonderie. La partie supérieure de l'échantillon, affleurant la veine

d'essais, est montée serrée dans une plaque de PTFE afin de limiter la présence de sites parasites en périphérie d'échantillon.

Les transferts thermiques en ébullition cisailée sous-refroidie ont été étudiés pour deux fluides différents : eau déminéralisée ($T_{sat}(2,5 \text{ bar}) = 127 \text{ K}$) et solution aqueuse à base d'éthylène-glycol (40 %) ($T_{sat}(2,5 \text{ bar}) = 131,5 \text{ K}$). L'influence de la vitesse débitante, de la pression et du sous-refroidissement du fluide est présentée uniquement dans le cas du mélange eau/éthylène-glycol. Les transferts thermiques en eau sont comparés à ceux de l'éthylène-glycol pour une configuration de référence ($p = 2,5 \text{ bar}$, $\Delta T_{SR} = 30 \text{ K}$, $V = 0,5 \text{ m s}^{-1}$).

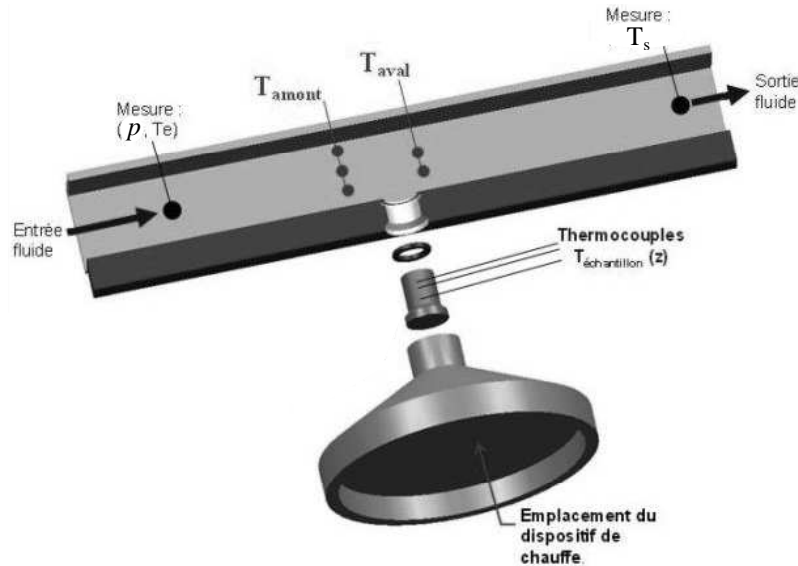


Figure 3 : Veine d'essais et échantillon chauffé

2.2. Instrumentation et mesure

Sept thermocouples du type K et de diamètre 2 mm et deux capteurs de pression sont implantés dans la veine d'essais afin de caractériser l'état du fluide en amont et en aval de l'échantillon chauffé (Figure 3). Trois thermocouples du type K et de diamètre 0,5 mm sont implantés sur l'axe de symétrie de l'échantillon pour estimer la densité de flux pariétale et la température de la paroi à partir de la loi de conduction de la chaleur en régime stationnaire :

$$q'' = \lambda \frac{T_3 - T_2}{z_3 - z_2} \quad T_p = T_2 + \frac{z_2}{z_2 - z_3} (T_3 - T_2) \quad (3)$$

L'erreur de mesure de température liée à l'ensemble de la chaîne d'acquisition est estimée à $\Delta T = 0,8 \text{ K}$ à partir des caractéristiques des instruments et de l'étalonnage des capteurs. L'incertitude globale est de l'ordre de $\Delta T = 1 \text{ K}$ pour la température pariétale et compris entre $4 \leq \Delta q'' \leq 30 \text{ kW m}^{-2}$ pour la densité de flux transmise au fluide.

2.3. Procédure expérimentale

Afin de limiter la dispersion des résultats liés à l'évolution de l'état d'activation des sites de nucléation lors des premiers essais, l'échantillon est soumis à deux reprises à un régime d'ébullition intense durant 2 h après chaque nouveau montage d'un échantillon. Les courbes d'ébullition sont ensuite décrites à flux décroissant, par palier (2 h) de flux successifs, pour des conditions de pression, vitesse d'écoulement et température du fluide maintenues constantes.

3. Résultats expérimentaux

La figure 4 montre une image d'écoulement d'eau éthylène-glycol observé par caméra rapide avec une fréquence d'acquisition de 1000 images/sec pour une pression $p = 1,5$ bar, une vitesse débitante $V = 0,5$ m.s⁻¹ et un sous-refroidissement $\Delta T_{SR} = 20$ K. Le flux imposé est $q'' = 1,6$ MW m⁻². L'ébullition est pleinement développée sur la quasi-totalité de la surface de chauffe. Seule la nucléation dans la zone du bord d'attaque de l'échantillon semble affectée par l'épaisseur de la couche limite et le sous-refroidissement du liquide. En aval, les bulles croissent, glissent le long de la surface et coalescent avant d'être entraînées dans l'écoulement et se condensent lentement sous l'effet du sous-refroidissement. Aucune implosion violente n'a pu être mise en évidence par visualisation par caméra rapide.

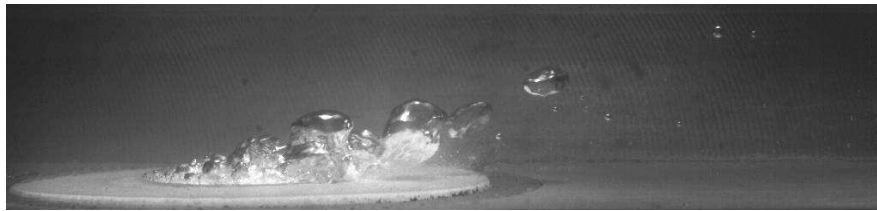


Figure 4 : Visualisation de l'ébullition
($p = 1,5$ bar ; $V = 0,5$ m s⁻¹ ; $\Delta T_{SR} = 20$ K ; $q'' = 1,6$ MW m⁻²)

Les courbes d'ébullition en eau/éthylène-glycol ont été comparées à celles obtenues en eau déminéralisée pour une pression $p = 2,5$ bar, une vitesse débitante de $V = 1$ m/s et un sous-refroidissement $\Delta T_{SR} = 30$ K (figure 5). En convection forcée monophasique, les performances de l'eau/éthylène-glycol sont moins bonnes que celles de l'eau compte tenu de ses propriétés physiques. En régime d'ébullition nucléée, les tendances s'inversent. Cet effet est surprenant compte tenu des phénomènes de diffusion qui limitent les transferts thermiques des mélanges en ébullition vis-à-vis des corps purs.

La faible influence de la vitesse débitante et du sous-refroidissement sur l'évolution des transferts thermiques en régime d'ébullition développée, comme il est décrit dans la littérature, est montrée sur les figures 6 et 7 tant que le flux reste modéré. Dès que l'assèchement apparaît en paroi (dégradation du coefficient d'échange avec l'augmentation du flux), des différences sensibles apparaissent sur les courbes d'ébullition. Les transferts deviennent alors d'autant plus performants que la vitesse débitante (par conséquent le cisaillement) est plus grande et que le sous-refroidissement est plus élevé. L'apparition du régime d'assèchement partiel est un paramètre important à prendre en compte si l'on veut prédire correctement les transferts en ébullition cisailée sous-refroidie.

Les effets de la pression sur les courbes d'ébullition (Figure 8) sont très limités car la gamme de pression étudiée est faible par rapport à la pression critique (la pression critique est de 220 bar pour l'eau et de 77 bar pour l'éthylène-glycol). Cependant, dans un moteur, l'augmentation de la pression se traduit par une augmentation sensible de la température de la paroi compte tenu de l'évolution de la température de saturation.

4. Conclusion

La caractérisation expérimentale des transferts thermiques, qui apparaissent dans les moteurs d'automobiles, a montré une intensification des échanges pour le mélange eau/éthylène-glycol (fluide de refroidissement d'un moteur) par rapport à l'eau, en régime d'ébullition cisailée sous-refroidie. Un fort sous-refroidissement du fluide ainsi qu'une grande

vitesse de circulation améliorent également les échanges thermiques. La prédiction de l'apparition du régime d'assèchement partiel constitue un enjeu important si l'on veut prédire correctement les transferts pour ce type d'écoulement.

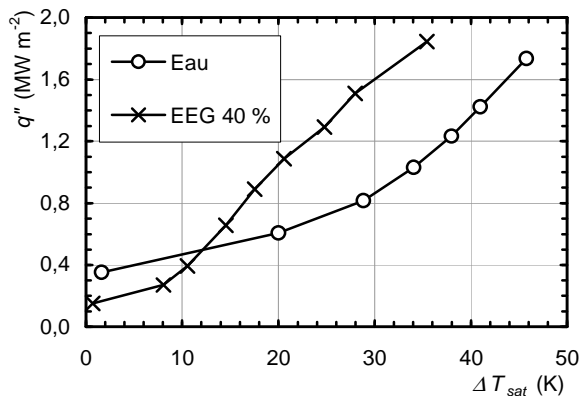


Figure 5 : Comparaison des courbes d'ébullition en eau et eau/éthylène-glycol ($p = 2,5 \text{ bar}$, $V = 1 \text{ m s}^{-1}$; $\Delta T_{SR} = 30 \text{ K}$)

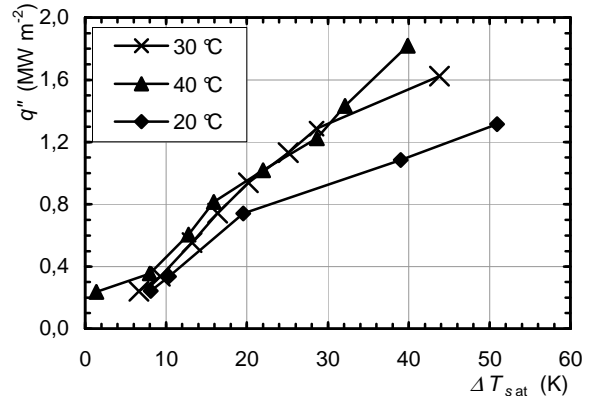


Figure 6 : Influence du sous-refroidissement sur les courbes d'ébullition eau/éthylène-glycol ($p = 2,5 \text{ bar}$; $V = 0,5 \text{ m s}^{-1}$)

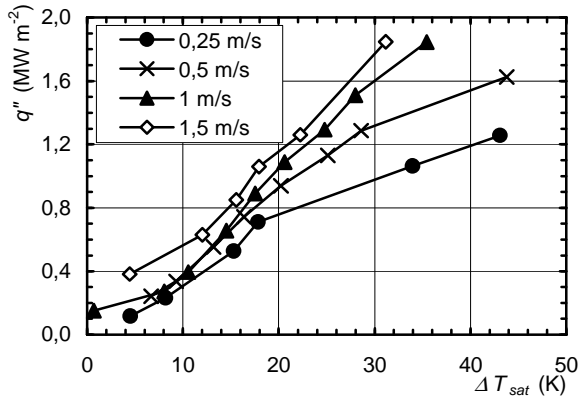


Figure 7 : Influence de la vitesse débitante sur les courbes d'ébullition eau/éthylène-glycol ($p = 2,5 \text{ bar}$; $\Delta T_{SR} = 30 \text{ K}$)

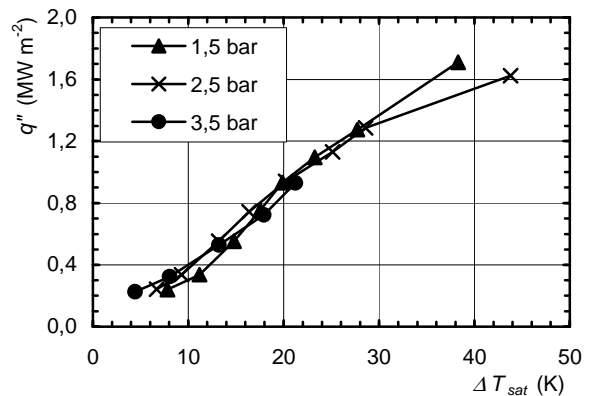


Figure 8 : Influence de la pression sur les courbes d'ébullition eau/éthylène-glycol ($V = 1 \text{ m s}^{-1}$; $\Delta T_{SR} = 30 \text{ K}$)

Références

- [1] J.G. Collier, J.R.Thome, *Convective boiling and condensation*, Oxford Engineering Science Series, Oxford University Press.
- [2] K. Robinson, N.A.F. Campbell, J.G.H. Hawley, M.J. Leathard *Predicting heat transfer in simulated IC engine cooling galleries*, IMechE C599/038 (2003) 787-803.
- [3] H. Steiner, A. Kobor, L. Gebhard, *A wall heat transfer model for subcooled boiling flow*, Int. J. Heat and Mass Transfer 48 (2005) 4161-4173.
- [4] G. Duhar, C. Colin, *Vapor bubble growth and detachment at the wall of shear flow*, Proc. Int. Conf. Boiling Heat Transfer (Spoleto, 7-12 May 2006), p 6.
- [5] Van P. Carey, *Liquid-vapor phase change phenomena : an introduction to the thermophysics of vaporisation and condensation processes in heat transfer equipment*, Series in chemical and mechanical engineering, edited by G.F. Hewitt and C.L. Tien (1992).
- [6] J.C. Chen, *Correlation for boiling heat transfer to saturated fluids in convective flow*, IEC-Process Design and Development 5-3 (1966) 322-339.