

Influence du profil d'injection sur les transferts thermiques dus à l'impact d'un jet liquide à haut nombre de Prandtl.

Influence of the injection profile on thermic transfers due to the impact of a liquid jet with a high Prandtl number.

Benjamin LE SAVOUREUX¹, Matthieu FENOT¹

¹Institut Pprime

2 Boulevard des Frères Lumière – 86360 Chasseneuil-du-Poitou

Résumé – Dans le cadre des moteurs électriques, le refroidissement par jet d'huile est une solution prometteuse malgré la complexité de la configuration et des phénomènes mis en jeu (configuration diphasique, haut nombre de Prandtl, ...). De ce fait, la présente étude vise à l'étudier expérimentalement aussi bien dynamiquement (PIV) que thermiquement (mesures IR).

Abstract - For electric motors, oil jet is a promising cooling solution despite the complexity of the configuration and the phenomena involved (two-phase configuration, high Prandtl number, etc.). The aim of this study is therefore to investigate it experimentally, both dynamically (PIV) and thermally (IR measurements).

Nomenclature

C_p capacité thermique massique, $\text{J.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$
 d diamètre injection, m
 h coef. d'échange convectif, $\text{W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$
 Nu nombre de Nusselt ($= hd/\lambda$)
 r distance au point d'impact, m
 Re nombre de Reynold ($= Re_j d/\nu$)
 Pr nombre de Prandtl ($= \mu C_p/\lambda$)
 s distance à la sortie d'injection, m
 St nombre de Stanton ($= Nu/RePr$)
 T température, $^{\circ}\text{C}$
 V vitesse, m.s^{-1}
 We nombre de Weber ($= \rho V^2 d/\sigma$)
 Z distance entre l'injection et la plaque, m

Symboles grecs

ε émissivité

ϕ densité de flux de chaleur, W.m^{-2}
 λ conductivité thermique, $\text{W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$
 μ viscosité dynamique, $\text{kg.m}^{-1}.\text{s}^{-1}$
 ν viscosité cinématique, $\text{m}^2.\text{s}^{-1}$
 ρ masse volumique, kg.m^{-3}
 σ tension superficielle, N.m^{-1}

Indices et exposants

av face avant
 $bille$ relatif aux billes pour l'ensemencement
 $conv$ convectif
 $elec$ électrique
 j jet
 $paroi$ paroi en face avant
 $pertes$ pertes en face arrière
 ref référence

1. Introduction

Dans le domaine des transports, les véhicules électriques sont propulsés par des moteurs électriques avec de fortes densités de puissance. Pour garantir son efficacité, il est nécessaire de refroidir les zones critiques (stator et têtes de bobine) du moteur. Pour ce faire, une des solutions est d'utiliser l'impact de jet d'un liquide diélectrique (généralement une huile à haut nombre de Prandtl). Les recherches sur l'étude du refroidissement par impact de jet de liquide

sont multiples, notamment de jet d'eau ([1], [2], [3]). En revanche, celles concernant les jets à plus haut nombre de Prandtl sont moins nombreuses ([5], [6]) et souvent peu détaillées (notamment dynamiquement). C'est pourquoi, un dispositif expérimental a été développé pour comprendre les phénomènes physiques mis en jeu : un jet d'huile vertical impactant une plaque fixe et horizontale. L'objectif principal est de caractériser les transferts de chaleur lors de l'impact de jet mais aussi, de caractériser la dynamique du jet via la mesure des vitesses. En plus des nombres de Reynolds d'injection ($Re_j = 660 - 1340$) ou de Weber ($We_j = 430 - 18700$) et de nombre de Prandtl ($Pr = 148 - 328$), l'influence de la forme de l'injection (convergente, tubulaire ou divergente) ainsi que son diamètre (2 – 4 mm) sera spécifiquement étudiée.

2. Dispositif expérimental

Le banc d'essai (*Figure 1*) permet d'étudier la dynamique et la thermique d'un impact de jet d'huile sur une paroi plane. Il a été conçu de façon à pouvoir faire varier plusieurs paramètres :

- Le débit d'injection d'huile
- La température d'injection d'huile
- Le diamètre et le type d'injecteur
- La distance entre l'injecteur et la plaque d'impact

Ces paramètres permettent de faire varier des grandeurs caractérisant l'injection d'huile comme les nombres de Reynolds ou de Weber via essentiellement le débit et le diamètre ainsi que le nombre de Prandtl via la température d'injection d'huile.

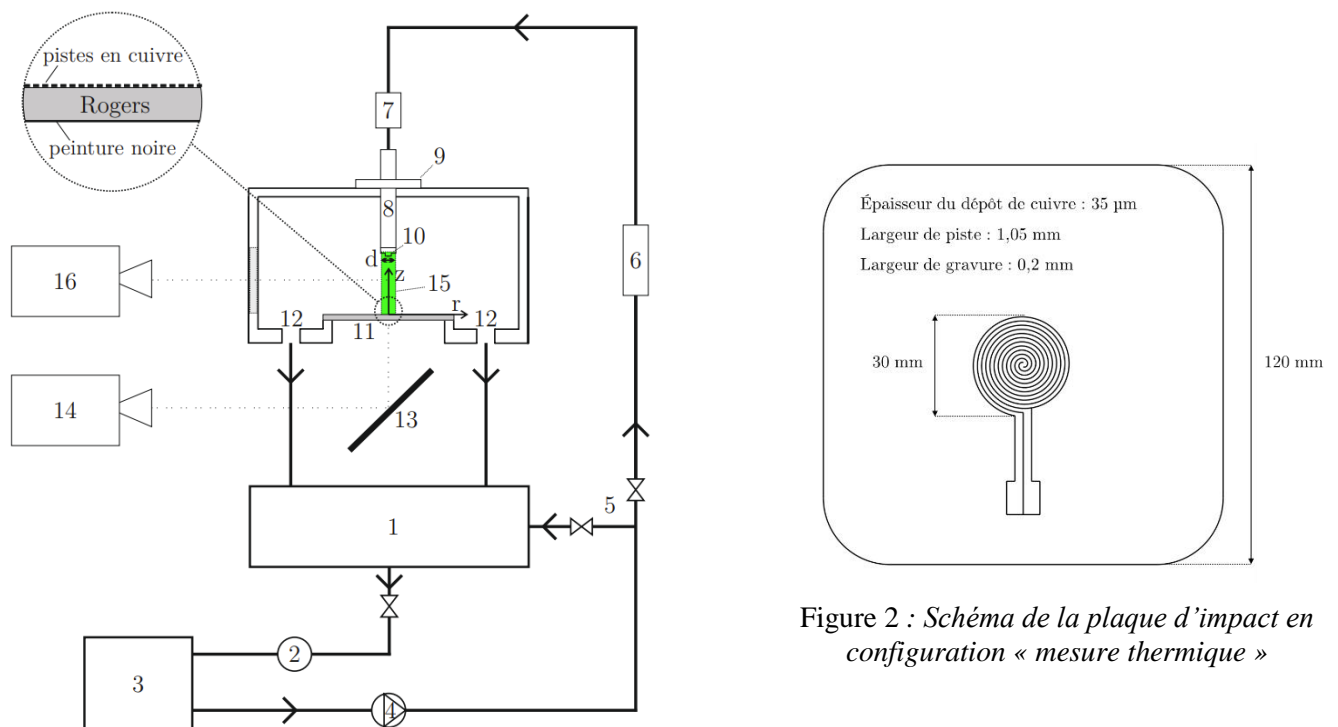


Figure 1 : Représentation schématique du banc d'essai

2.1. Descriptif du banc d'essai

L'huile circule en circuit fermé depuis un réservoir (1) situé sous la veine d'essai. Un filtre à huile (2), équipé d'une crépine de 100 µm, est situé en aval du réservoir et permet d'éliminer les éventuelles impuretés avant que l'huile ne circule dans le cryostat (3). Ce dernier permet de

réguler la température de l'huile, notamment la température de l'huile au niveau de l'injection en se basant sur la température mesurée par un thermomètre à résistance de platine (7) et un correcteur PID. Ensuite, l'huile est entraînée par une pompe (4). Un débitmètre à ultrasons (6) situé en amont de l'injection permet de mesurer le débit d'huile qui sera utilisé pour alimenter le jet. Un capteur (7) situé juste avant le système d'injection permet également de mesurer la pression d'injection.

La température de l'huile est un paramètre important de cette étude, elle permet de contrôler le nombre de Prandtl de l'huile (en modifiant les propriétés de l'huile notamment sa viscosité). À titre d'exemple, la viscosité cinématique de l'huile est divisée par six entre 0 °C et 40 °C, mais seulement par deux entre 40 °C et 70 °C. Les nombres de Reynolds et de Weber d'injection sont quant à eux imposés principalement via le contrôle du débit (pompe et débitmètre) et la taille du diamètre d'injection.

L'impact du jet d'huile sur la paroi a lieu dans une enceinte fermée afin d'éviter toute projection d'huile et pouvoir tourner en circuit fermé. Cette enceinte est à base rectangulaire et de dimensions 16 cm x 18 cm x 6 cm. La plaque d'impact (11) est entourée par un canal (12) permettant d'évacuer l'huile vers quatre tuyaux reliés au réservoir situé sous l'enceinte. La paroi d'impact est légèrement surélevée par rapport à ce canal pour éviter toute accumulation d'huile sur la plaque et ne pas perturber le jet.

2.2. Système d'injection

Le système d'injection (8) est facilement modulable. Une fixation (9) permet de modifier librement la distance entre l'injecteur et la plaque d'impact (notée Z). De plus, il existe trois types d'injection pour le système : **convergente**, **tubulaire** et **divergente**. **L'injection tubulaire est disponible en trois diamètres intérieurs différents : $d = 2, 3$ et 4 mm** (récapitulatif ci-dessous *Figure 3*) :

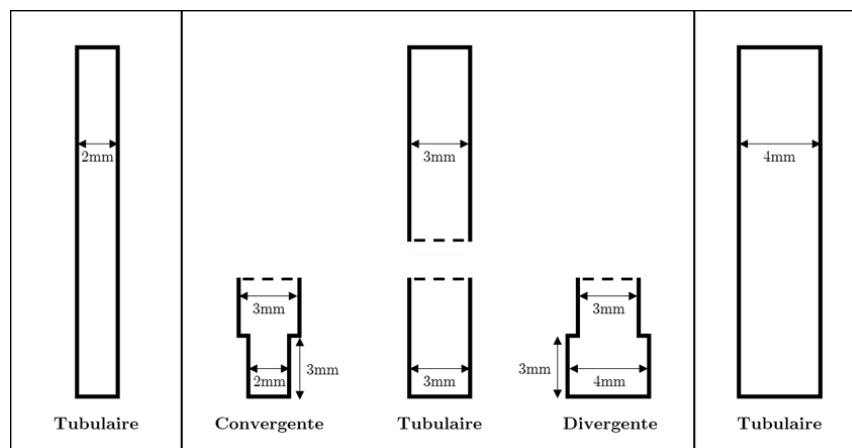


Figure 3 : Représentation schématique du système d'injection

2.3. Paroi d'impact

La paroi d'impact est interchangeable et plusieurs types de paroi sont utilisées en fonction de la mesure réalisée : une plaque chauffante pour les mesures thermiques ou une plaque transparente pour les mesures de vitesse. Dans le cadre des mesures thermiques, la paroi d'impact est une plaque (12 cm x 12 cm) en Rogers 4003C (dérivé du téflon) d'épaisseur 0,406 mm et de conductivité thermique $0,71 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$ (dans le sens de l'épaisseur). Cette plaque est recouverte sur sa face supérieure (celle au contact du jet d'huile) par une fine couche de cuivre de 35 μm d'épaisseur en forme de spirale (voir *Figure 2*). La résistance électrique

ainsi créée est reliée à un générateur (360 V/30 A/10800 W DC) permettant d'imposer une densité de flux de chauffe désirée par effet Joule. Pour les mesures de vitesse, cette plaque en Rogers est remplacée par une plaque transparente en saphir pour éviter les reflets du laser.

2.4. Mesures de vitesse

Afin caractériser le jet libre (avant impact), des mesures de vitesse par PIV ont été réalisées. Pour cela, l'ensemencement est réalisé par des particules de verre (sphères de verre creuses de diamètre $d_{bille} = 2 - 20 \mu\text{m}$ et de masse volumique proche de celle de l'huile). Un laser YAG de fréquence 15Hz (15) est utilisé pour éclairer le jet libre par le côté et 2000 doublets d'images sont prises par une caméra rapide (16) (2560 x 2160 pixels). Pour l'exploitation des images, un filtre « subtract time » sur 3 images a d'abord été utilisé. Ensuite, deux passes initiales en 32 x 32, puis deux passes finales en 16 x 16 (avec un overlap de 50%) ont été effectuées.

La différence d'indice optique entre l'air et l'huile engendre une déformation de l'image dans le sens horizontal. Pour remédier à cela, un demi-cylindre de même indice que l'huile (le jet étant suffisamment stable pour être ainsi représenté) placé devant une mire (grille de points de 0,1 mm d'épaisseur et espacés de 0,25 mm chacun) a été utilisé afin de reformer l'image dans le sens horizontal lors de la calibration. Elle s'effectue donc sans le jet : une image du demi-cylindre avec la mire positionné à l'endroit où le jet impact la plaque dans le plan du laser a été prise. De plus, cette différence d'indice optique amène de la réfraction totale dans le jet, empêchant d'obtenir des données sur les bords du jets (environ 0,15 r/d de chaque côté).

Dans le cadre de la mesure par PIV, la moyenne quadratique (ou RMS en anglais) est une mesure statistique quantifiant l'amplitude des fluctuations autour d'une valeur moyenne, elle se calcule comme la racine carrée de la moyenne arithmétique des carrés des écarts à la moyenne. Elle est utilisée pour évaluer l'intensité des fluctuations de vitesse : une RMS élevée indique une plus grande intensité de fluctuation (généralement de turbulence) et inversement.

2.5. Mesures par thermographie infrarouge

Afin d'estimer le coefficient d'échange convectif entre le jet d'huile et la plaque, il est nécessaire de mesurer la température de cette dernière. Pour cela, une méthode de mesure par caméra thermique infrarouge (14) a été employée. L'huile utilisée étant opaque aux infrarouges, les mesures thermiques sont par conséquent effectuées en face arrière de la plaque d'impact, nécessitant l'utilisation d'une méthode inverse pour déterminer la température sur la face impactée et le flux évacué par l'huile. La mesure s'effectue donc sous le boîtier d'essai. Cette dernière est peinte avec une peinture noire d'émissivité connue : $\varepsilon = 0,95$. La caméra utilisée est une caméra FLIR d'une définition de 256 x 320 pixels.

Pour exploiter ces températures obtenues en face arrière, une méthode par bilan de flux a été utilisée afin de calculer les températures de paroi en face avant, et en déduire le coefficient d'échange convectif h entre la plaque et l'huile de la façon suivante :

$$h = \frac{\phi_{elec} - \phi_{pertes}}{T_{paroi} - T_{ref}} \quad (1)$$

Avec ϕ_{elec} la densité de flux de chauffe et ϕ_{pertes} la densité de flux évacuée par le derrière de la plaque vers l'ambiante (convection naturelle et rayonnement). La température de référence T_{ref} prise ici n'est pas la température du jet à l'injection T_j mais la température adiabatique de paroi T_{adiab} (température de la plaque dans une situation où aucun flux n'est échangé avec l'huile) est déterminée par une mesure infrarouge préalablement à toute production de flux par effet Joule. L'incertitude globale de mesure est d'environ de 9%.

3. Résultats et analyse

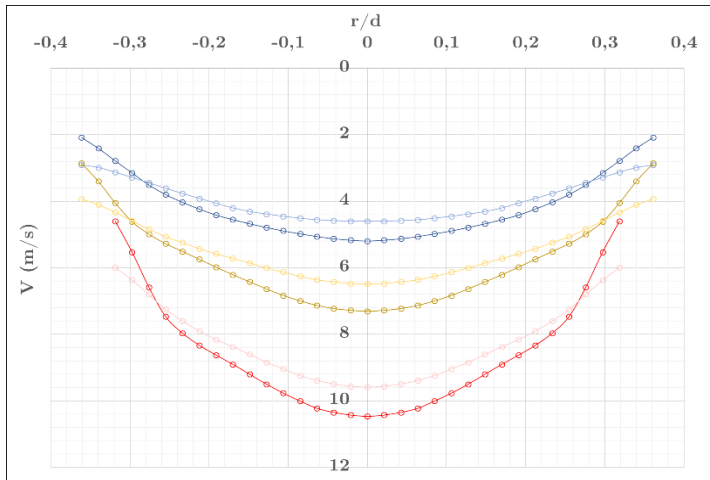
Dans toute la suite de l'article, le jet est étudié pour une distance d'impact adimensionnée fixée à $Z/d = 10$. Les autres plages de paramètres sont présentées dans le *Tableau 1* :

Paramètres	Plage de variation
Nombre de Reynolds d'injection Re_j	660 – 1340
Nombre de Webber d'injection We_j	430 – 18700
Nombre de Prandtl Pr	148 – 328
Diamètres d'injection d	2 – 4 mm
Type d'injection	Convergente – Tubulaire – Divergente

Tableau 1 : Récapitulatif des paramètres étudiés

3.1. Aspects dynamiques

Les visualisations par PIV ont permis de caractériser les profils de vitesse pour les différentes injections. Les *Figure 4* et *Figure 5* montrent respectivement les profils de vitesse et de RMS pour l'injection tubulaire pour différents nombres de Reynolds : $Re_j = 660, 910$ et 1340 (respectivement $We_j = 790, 1540$ et 3140) et pour plusieurs distances s/d de la sortie du jet. Du fait des reflets liés à l'interface rendant la mesure impossible, la taille des profils n'est pas identique pour tous.



$\bullet Re = 660, s/d = 1$ $\bullet Re = 910, s/d = 1$ $\bullet Re = 1340, s/d = 1$
 $\bullet Re = 660, s/d = 9$ $\bullet Re = 910, s/d = 9$ $\bullet Re = 1340, s/d = 9$

Figure 4 : Profils de vitesse de l'injection tubulaire pour plusieurs nombres de Reynolds et s/d ($Pr = 210, d = 4$ mm)

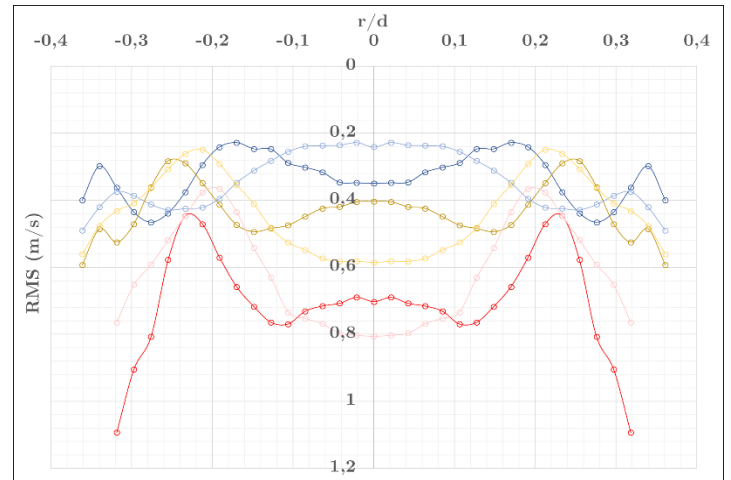
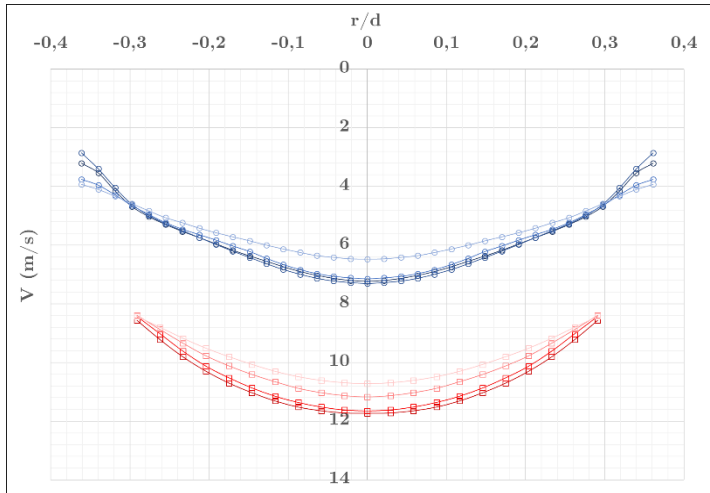


Figure 5 : Profils RMS de l'injection tubulaire pour plusieurs nombres de Reynolds et s/d ($Pr = 210, d = 4$ mm)

À bas nombre de Reynolds, la buse tubulaire présente un profil proche du profil parabolique, typique des écoulements laminaires établis. En augmentant le nombre de Reynolds, le profil devient plus caractéristique d'une injection turbulente. Les profils RMS, présentés *Figure 5*, confirment bien cette tendance : les RMS sont plus élevées au centre du jet pour $Re_j = 1340$ que pour $Re_j = 660$ notamment près du point d'impact.

Des différences de profils de vitesse sur les injections tubulaires et divergentes à 4 mm ont été observées. En effet, la *Figure 6* présente les profils de vitesse des deux injections tubulaire et divergente ($Pr = 210$, $Re_j = 910$ et $d = 4$ mm) à plusieurs distances s/d de la sortie du jet (proche de l'injection en foncé et proche de la plaque d'impact en clair sur la figure). En sortie d'injection, la vitesse au centre du jet est nettement supérieure pour l'injection divergente que celle tubulaire d'environ 60%. Le même constat peut être effectué lorsque le jet se rapproche de la plaque d'impact, ce qui peut expliquer l'efficacité accrue de l'injection divergente par rapport à l'injection tubulaire pour le refroidissement (paragraphe 3.2).



-●- Tubulaire, $s/d = 0$ -●- Tubulaire, $s/d = 1$ -●- Tubulaire, $s/d = 5$ -●- Tubulaire, $s/d = 9$
 -■- Divergente, $s/d = 0$ -■- Divergente, $s/d = 1$ -■- Divergente, $s/d = 5$ -■- Divergente, $s/d = 9$

Figure 6 : Profils de vitesse des injections tubulaire et divergente pour plusieurs s/d ($Pr = 210$, $Re_j = 910$, $d = 4$ mm)

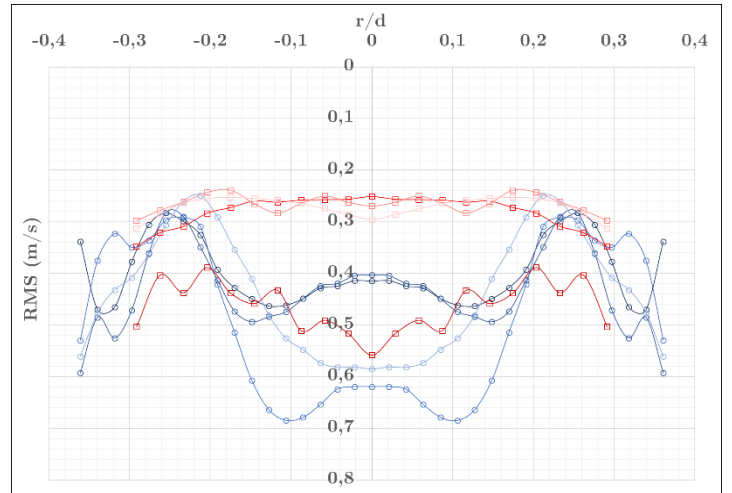


Figure 7 : Profils de RMS des injections tubulaire et divergente pour plusieurs s/d ($Pr = 210$, $Re_j = 910$, $d = 4$ mm)

La *Figure 7* présente quant à elle les profils de RMS des deux injections tubulaire et divergente ($Pr = 210$, $Re_j = 910$ et $d = 4$ mm) à plusieurs distances s/d de la sortie du jet. L'injection divergente provoque une turbulence accrue par rapport à son homologue tubulaire en sortie de jet. Puis, cette turbulence s'amointrit au fur et à mesure que le jet se développe dans l'enceinte devenant nettement inférieure à celle du jet tubulaire.

3.2. Aspects thermiques

La puissance du flux de chauffe ϕ_{elec} imposée au niveau de la plaque d'impact s'avère être un paramètre d'influence sur les échanges convectifs. En effet, lors de l'exploitation des résultats, il a été constaté que la condition de chauffe imposée sur la plaque exerçait une influence sur les résultats thermiques du fait du chauffage de l'huile et donc de la variation de ses propriétés (diminution de sa viscosité notamment). Pour des raisons de comparaison entre les différentes configurations, il nous a fallu introduire un coefficient d'échange équivalent à flux nul comme expliqué dans l'article [6]. En effet, en traçant l'évolution du coefficient d'échange local en fonction de la densité de flux évacuée par l'huile $\phi_{conv,av}$ pour plusieurs positions radiales, une relation linéaire semble apparaître. L'origine de chacune de ces droites correspond au coefficient d'échange sans influence du chauffage. Les valeurs locales du nombre de Stanton sont ensuite calculées et présentées ci-dessous.

Une première étude a été réalisée à nombre de Prandtl et de Reynolds d'injection fixés ($Pr = 210$ et $Re_j = 910$) pour les trois injections tubulaires de diamètre $d = 2, 3$ et 4 mm. Les résultats obtenus sont présentés *Figure 8*. Pour tous les cas, une forme typique « en cloche » de la répartition des échanges est obtenue : les échanges sont maximums au niveau du point de stagnation, où l'épaisseur de la couche limite thermique est quasi nulle, puis les transferts diminuent progressivement dans la direction radiale au fur et à mesure que la couche limite s'épaissit, et que le film d'huile se répand sur la plaque et perd en vitesse.

D'abord, l'effet de la variation du diamètre d'injection d sur les échanges pour l'injection tubulaire (*Figure 8*) a été étudié. Des différences sont observables, notamment dans la zone située proche du point d'impact du jet : le nombre de Stanton au point de stagnation augmente avec le diamètre d'injection. En s'éloignant de cette zone, la différence entre les courbes s'amenuise progressivement et tend à s'annuler (en considérant le rayon adimensionné r/d depuis le pont de stagnation).

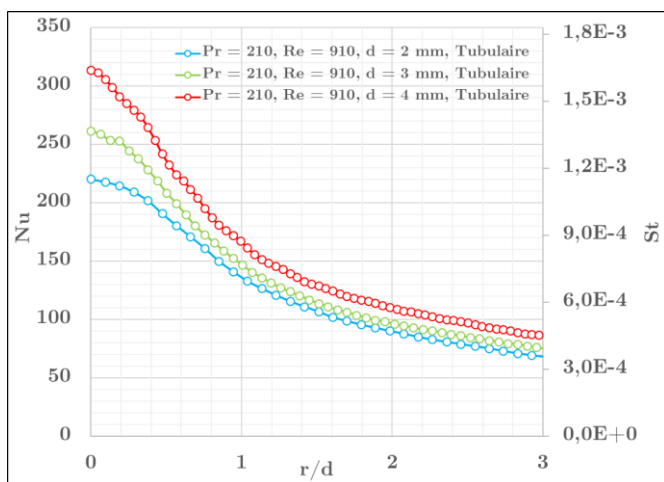


Figure 8 : Illustration de la dépendance du nombre de Stanton au diamètre d'injection pour l'injection tubulaire ($Pr = 210$, $Re_j = 910$)

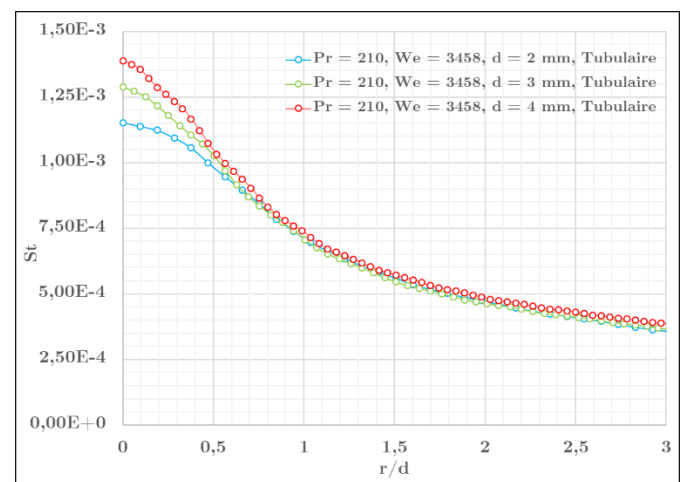


Figure 9 : Nombre de Stanton pour plusieurs diamètres d'injection tubulaire ($Pr = 210$, $We_j = 3458$)

Une question sur le choix des nombres sans dimension s'est posée. En effet, pour des systèmes géométriques semblables (injections tubulaires) ayant les mêmes nombres de Reynolds et de Prandtl, les valeurs du nombre de Nusselt devraient être identiques pour les 3 diamètres d'injection. Ainsi, les nombres de Reynolds, de Prandtl ne semblaient pas être les bons nombres de similitude pour cette configuration. Une étude a donc été menée pour déterminer ces nombres. Il a été décidé de présenter les résultats avec le nombre de Stanton. Après plusieurs essais, c'est le nombre de Weber qui semble donner les résultats les plus cohérents entre les différents diamètres d'injection. Les courbes présentées *Figure 9* ont été obtenues avec l'injection tubulaire, expériences réalisées à iso-Weber ($We_j = 3458$), pour un nombre de Prandtl ($Pr = 210$) et trois diamètres différents ($d = 2, 3$ et 4 mm). Toutes les courbes paraissent se rejoindre hors de la zone de stagnation ($r/d > 0,5$). Les seules différences restantes se situent au niveau du point d'impact mais restent supérieures aux incertitudes de mesure (environ 17%) en particulier pour un diamètre de 2 mm. Il est possible que ces écarts proviennent de différences de rugosité de la lèvre de l'injection (cette rugosité étant difficilement reproductible entre les différents tubes et en particulier le plus petit d'entre eux).

Enfin, une comparaison sur le refroidissement des différents profils d'injection a été effectuée. Des écarts sont relevables entre les injections convergente et divergente présentés en *Figure 10*. En effet, pour $d = 2$ mm, le nombre de Stanton est plus faible au point de stagnation

pour l'injection convergente par rapport à son homologue tubulaire, passant d'un nombre de Stanton de $11,5 \cdot 10^{-4}$ à $10,5 \cdot 10^{-4}$ (environ 10%). Pour $d = 4$ mm, c'est l'inverse qui est observé : l'injection divergente semble plus favorable aux transferts de chaleur au point de stagnation d'environ 20% (passant d'un nombre de Stanton de $16,3 \cdot 10^{-4}$ à $21,3 \cdot 10^{-4}$) que son homologue tubulaire, même en s'éloignant du point d'impact.

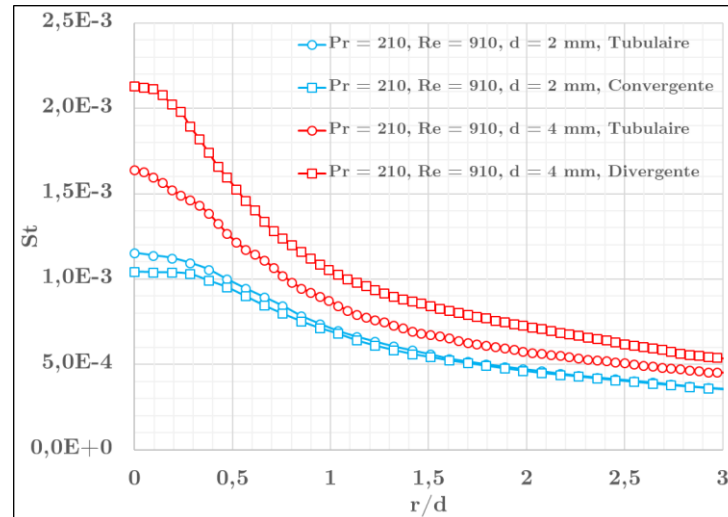


Figure 10 : Comparaison du refroidissement des injections tubulaire, convergente et divergente

4. Conclusions

La mise en place du banc expérimental permet de caractériser thermiquement et dynamiquement le jet en impact pour plusieurs profils d'injection. Les mesures thermiques mettent en évidence que, à diamètre équivalent, l'injection divergente est la plus favorable aux transferts de chaleur et l'injection convergente la moins efficace. Les mesures de vitesse dans le jet avant impact permettent de valider cette conclusion, montrant pour l'injection divergente une vitesse plus importante et un profil plus uniforme que son homologue tubulaire. Pour la suite, il serait intéressant d'étendre l'étude à d'autres paramètres (comme l'inclinaison).

Références

- [1] J. H. Lienhard. Heat transfer by impingement of circular free-surface liquid jets. (2006). *Proceedings of 18th National and 7th ISHMT-ASME Heat and Mass Transfer Conference*.
- [2] J. Stevens et B. W. Webb. Local Heat Transfer Coefficients Under an Axisymmetric, Single-Phase Liquid Jet. (1991) *Journal of Heat Transfer*, 113(1):71–78.
- [3] J. Baonga, H. Louahlia-Gualous et M. Imbert. Experimental study of the hydrodynamic and heat transfer of free liquid jet impinging a flat circular heated disk. (2005). *Applied Thermal Engineering*, 26:1125–1138.
- [4] C. F. Ma, Q. Zheng et S. Y. Ko. Local heat transfer and recovery factor with impinging free-surface circular jets of transformer oil. (1997). *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 40(18):4295–4308.
- [5] Y. C. Liu, L. Guessous, B. P. Sangeorzan et A. C. Alkidas. Laboratory Experiments on Oil-Jet Cooling of Internal Combustion Engine Pistons: Area-Average Correlation of Oil-Jet Impingement Heat Transfer. (2015). *Journal of Energy Engineering*, 141(2): C4014003.
- [6] C. Renon, M. Fénot, M. Girault, S. Guilain, B. Assaad. An experimental study of local heat transfer using high Prandtl number liquid jets. (2021) *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 180:121-127