

# Etude expérimentale d'un procédé de refroidissement par jets d'eau combinés avec un écoulement d'air annulaire

Djamel Eddine GUERFI<sup>1, 2</sup>, Alain SARDA<sup>2</sup>, Denis EDELIN<sup>3</sup>, Stéphane ROUX<sup>3</sup>, Nadine ALLANIC<sup>2</sup>, Damien LECOINTE<sup>1</sup>

<sup>1</sup>Nantes Université, IRT Jules Verne, F-44000 Nantes, France

<sup>2</sup>GEPEA Nantes Université, Oniris, CNRS, GEPEA, UMR 6144, F-44000 Nantes, France

<sup>3</sup>Nantes Université, CNRS, Laboratoire de thermique et énergie de Nantes, LTeN, UMR 6607, F-44000 Nantes, France

**Résumé** - Dans cette étude, le refroidissement par jets impactants d'un bloc d'acier avec un écoulement multiphasique a été étudié expérimentalement. En plus de l'impact des jets sur la surface, un écoulement d'air est imposé dans l'espace annulaire. Le but est d'étudier les effets de différents paramètres hydrodynamiques et aérodynamiques sur les transferts thermiques au contact de la paroi interne du bloc. Les paramètres étudiés sont le rapport des débits des fluides et le nombre de jets impactants. Les effets de la variation de chaque paramètre ont été étudiés non seulement sur le refroidissement de la paroi interne mais aussi sur l'homogénéité du refroidissement de la surface supérieure du bloc

## NOMENCLATURE

		<i>Indices et exposants</i>	
$c_p$	Capacité thermique massique [J.kg <sup>-1</sup> .K <sup>-1</sup> ]	a	Air
$\bar{h}$	Coefficient d'échange moyen [W.m <sup>-2</sup> .K <sup>-1</sup> ]	c	Canal
$CHF$	Critical heat flux [W.m <sup>-2</sup> ]	e	Eau
$Q_v$	Debit volumique[l.min <sup>-1</sup> ]	j	Jet
$\dot{m}$	Débit massique [kg.s <sup>-1</sup> ]	exp	Expérimental
$\bar{q}$	Densité de flux thermique moyenne [W.m <sup>-2</sup> ]	p	Paroi
$v$	Vitesse d'écoulement [m.s <sup>-1</sup> ]	s	Surface
$E_{moy}$	Ecart moyen de températures [°C]	int	Intérieur
$Re_c$	Nombre de Reynolds de l'eau dans le tube central,	ext	Extérieur
$Re_j$	Nombre de Reynolds des jets,	glo	Globale
$Re_a$	Nombre de Reynolds de l'air	mod	Model
$d_a$	Diamètre hydraulique $d_{int,c} - d_{ext,t}$ [m]	Y	Température ajustée [°C]
$d_j$	Diamètre jet [m]	lon	Longueur
$d_{int,t}$	Diamètre intérieur tube central d'eau [m]		
T	Température [°C]		
		<i>Lettres grecques</i>	
		$\sigma$	Rapport des débits massiques

## 1 Introduction

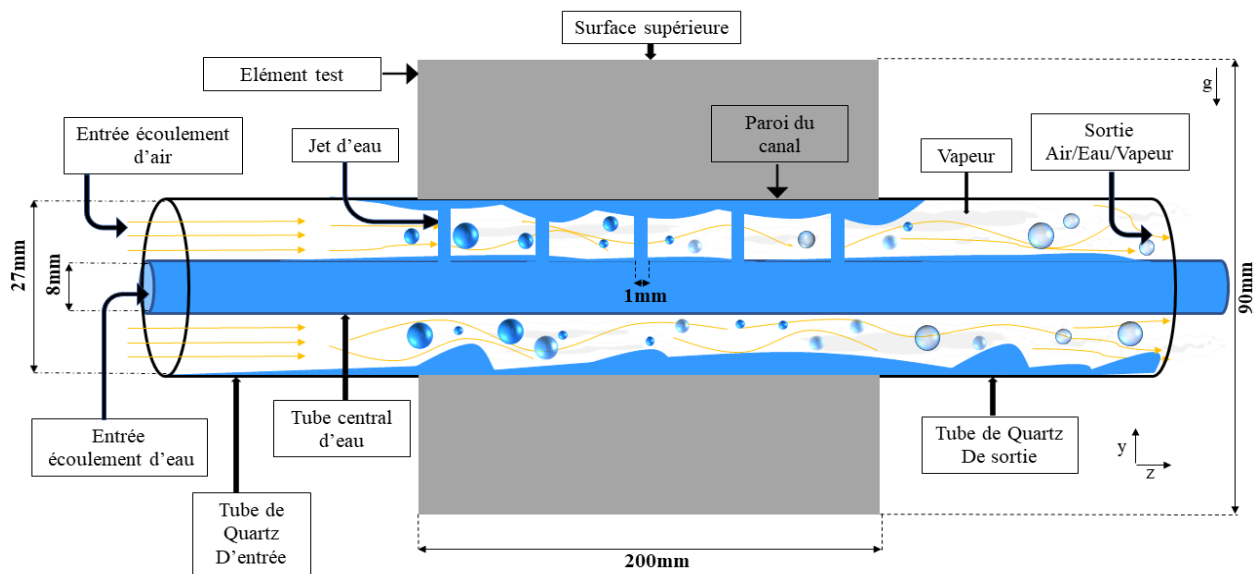
La mise en forme de certains matériaux composites à matrice thermoplastique nécessite des températures de mise en œuvre élevées jusqu'à 450 °C. Ces matériaux sont souvent formés par la méthode de moulage par compression nécessitant une phase préalable de chauffage du moule, suivie par une phase de refroidissement. Dans les études menées par Yin et al [1] sur les effets de la densité de flux thermique sur la distribution des phases de l'eau le long d'un canal cylindrique, un refroidissement non-homogène ou trop rapide peut entraîner dans certains cas un retrait non maîtrisé de la pièce ou des fissures dans les pièces.

Afin de produire des pièces de haute qualité, un refroidissement contrôlé et homogène est primordial. Un nouveau concept, le « Smart Element of Cooling » (SEC) a été développé lors d'une collaboration GEPEA/IRT Jules Verne dans le cadre d'une thèse PERFORM soutenue par E. Agyeman [2]. La piste envisagée pour résoudre les problématiques décrites était de remplacer l'approche de refroidissement qui consiste à imposer un écoulement d'eau dans une direction perpendiculaire à la surface du canal par un refroidissement par l'impact de la surface par des multiples jets d'eau combinés à un écoulement transverse d'air (**cf. Fig. 1**).

L'objectif de cette méthode est de minimiser les hétérogénéités engendrées par les changements d'état de l'eau le long des canaux afin d'améliorer l'homogénéité du champ de température des surfaces impactées.

Les jets impactants ont de nombreuses applications dans l'industrie aéronautique, électronique et dans la mise en œuvre des matériaux. Les jets d'air sont utilisés pour le refroidissement des aubes des turbines des moteurs d'avions et pour le chauffage des ailes d'aéronefs pour empêcher la formation de glace sur leurs bords d'attaques [3]. Des jets d'eau et de fluides fluorocarbures sont utilisés pour la trempe des métaux pendant leur mise en œuvre et pour le refroidissement des pièces électroniques [4]. Les effets du nombre de Reynolds et de la distance entre l'orifice de la buse et la surface impactée pendant le refroidissement d'une plaque chaude ont été étudiés par Daniel Thibault [5]. En plus de la caractérisation des transferts thermiques par un jet, Lee et al. [6] ont étudié l'effet des interactions entre 2 jets à proximité l'un de l'autre sur les échanges thermiques sur une plaque d'acier rectangulaire. Ces études ont révélé qu'une distance de séparation entre les jets de 3 diamètres de jet assure le coefficient d'échange le plus élevé dans la zone de recouvrement où les fluides provenant des deux jets se rejoignent.

Ces études nous permettront de mieux comprendre les phénomènes qui se produisent lorsque des jets d'eau sont soumis à un écoulement d'air dans un espace confiné cylindrique et les effets de l'interaction multi fluidiques sur les transferts thermiques entre les jets et la paroi.



**Figure 1** principe de la méthode de refroidissement (SEC)

## 2 Méthodologie expérimentale et traitement des données

### 2.1 Description du banc expérimental

Le SEC (Fig. 1) est constitué d'un bloc d'acier (*316L*) de dimensions  $200\text{mm} \times 100\text{mm} \times 90\text{mm}$  avec un tube de quartz en amont qui conduit l'air vers l'entrée du canal percé alors que le tube en aval conduit le mélange eau/air/vapeur. Afin de générer les jets d'eau, un tube central est introduit coaxialement dans le canal percé dans le bloc d'acier. L'extrémité du tube central est bouchée pour diriger la totalité de l'eau vers les orifices.

Le protocole expérimental consiste à chauffer le bloc jusqu'à  $320^\circ\text{C}$ , avant de le laisser se refroidir par convection forcée avec un faible écoulement d'air ( $14 \text{ l.min}^{-1}$ ) dans l'espace annulaire et par convection entre la paroi et le tube central, jusqu'à ce que la température moyenne atteigne une valeur de  $300^\circ\text{C}$ . On démarre alors l'écoulement d'eau avec un débit continu  $Q_e$ .

Le **Tableau 1** présente les nombres de Reynolds des écoulements, on suppose que le débit global est uniformément distribué entre les orifices percés sur le tube central.

$Q_e (l.min^{-1})$	$v_e (m.s^{-1})$	$Re_e$	$v_j (m.s^{-1})$	$Re_j$	$Q_a (l.min^{-1})$	$v_a (m.s^{-1})$	$Re_a$
<b>0,45</b>	0,14	1200	1,36	1400	<b>40</b>	2,9	3500
<b>1,4</b>	0,46	3700	4,25	4250	<b>350</b>	25,7	30000
<b>2,6</b>	0,86	7000	7,9	8000			

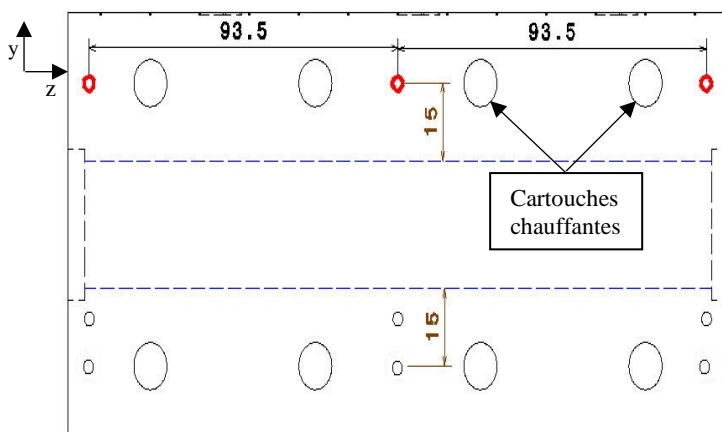
**Tableau 1** Synthèse des expériences effectuées

Pour tous les essais, le diamètre des jets est  $1mm$ .

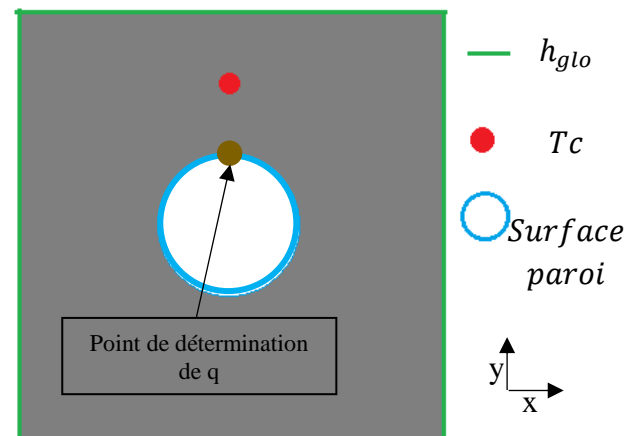
## 2.2 Identification des conditions de transfert thermiques à la paroi

La densité de flux thermique ( $q$ ) transitoire traversant la paroi du canal et la température de paroi correspondante ont été déterminées par la méthode séquentielle de Beck [7] [2]. Les mesures expérimentales utilisées pour la méthode inverse sont les moyennes des températures mesurées par les 3 thermocouples insérés à  $15mm$  de la surface supérieure du canal (cf. **Figure 2**). Le problème en 3D est réduit en un modèle en 2D en supposant que la valeur de  $q$  est uniformément distribuée sur toute la surface du canal (cf. **Figure 3**).

Afin de prendre en compte les pertes par convection naturel malgré la présence d'un isolant thermique en laine de silice avec un épaisseur de  $30\text{ mm}$  ( $SiO_2 + CaO + MgO$ ) faible conductivité de  $0,036\text{ W.m}^{-1}.K^{-1}$ , un coefficient d'échange global relativement faible de  $1\text{ W.m}^{-2}.K^{-1}$  a été imposé comme condition limite sur les frontières extérieures du modèle de l'élément test.



**Figure 2 :** position des thermocouples pour la méthode inverse



**Figure 3 :** Modèle numérique utilisé pour la méthode inverse

Afin d'améliorer la précision de la méthode inverse, la dépendance des propriétés thermiques de l'acier en fonction de la température extraite de la bibliographie [8] a été prise en compte. Les détails de la méthode inverse comme l'algorithme d'optimisation, l'influence des paramètres comme : le nombre pas de temps futurs, le pas de temps, les conditions limites et les incertitudes sur les valeurs de  $q$  calculés sont données dans les travaux antérieurs [2]

La validation de la méthode fait aussi l'objet d'une autre étude en cours avec une comparaison des valeurs de températures proches paroi déterminées par la méthode avec ceux mesurées expérimentalement. La méthode globale de discrétisation ne garantit pas le flux réel et les valeurs obtenus sont toujours plus petites que la littérature.

D'après la loi de Newton pour la convection forcée :

$$\bar{q} = \bar{h} \times (T_p - T_e) \quad (1)$$

On obtient

$$\bar{h} = \frac{\bar{q}}{T_p - T_e} \quad (2)$$

Où  $\bar{q}$  est la densité de flux thermique moyenne échangée avec la paroi,  $\bar{h}$  est le coefficient d'échange thermique entre le fluide et la paroi,  $T_p$  est la température de paroi, et  $T_e$  la température initiale de l'eau.

### 3 Résultats et analyses

#### 3.1 Effet du rapport des débits

Le **Tableau 2** présente les valeurs des rapports des débits massiques entre le jet et l'air (**équation 3**).

$$\sigma = \frac{\dot{m}_j}{\dot{m}_a} \quad (3)$$

$Q_{eau} (l \cdot min^{-1})$	$\dot{m}_j (kg \cdot s^{-1}) \cdot 10^{-3}$	$Q_a (l \cdot min^{-1})$	$\dot{m}_a (kg \cdot s^{-1}) \cdot 10^{-3}$	$\sigma$
<b>0,45</b>	1,07	<b>40</b>	0,8	<b>1,5</b>
<b>1,4</b>	3,32	<b>40</b>	0,8	<b>4</b>
<b>2,6</b>	6,17	<b>40</b>	0,8	<b>8</b>
<b>1,4</b>	3,32	<b>350</b>	7,03	<b>0,5</b>
<b>2,6</b>	6,17	<b>350</b>	7,03	<b>1</b>

**Tableau 2** Rapports des débits massiques entre l'eau et l'air

##### 3.1.1 Vitesse de refroidissement et homogénéité thermique de la surface supérieure de l'élément test

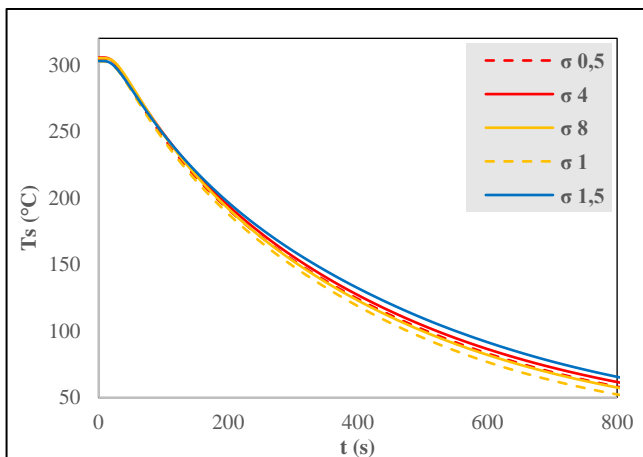
Afin d'analyser la distribution de la température sur la surface supérieure de l'élément test, l'étude de l'homogénéité sera effectuée avec 13 thermocouples centraux uniformément distribués sur la longueur de la surface de l'élément test (cf. **figure 6**). Le critère utilisé pour évaluer l'homogénéité est l'écart moyen calculé par l'**équation 5**. Les températures mesurées au cours du temps **ont été ajustées** par l'**équation 4** afin d'éliminer les **écarts de température à l'état initial du refroidissement** qui varie entre 5 et 8°C

On note : pour  $i=1, 2, 3, \dots, 13$

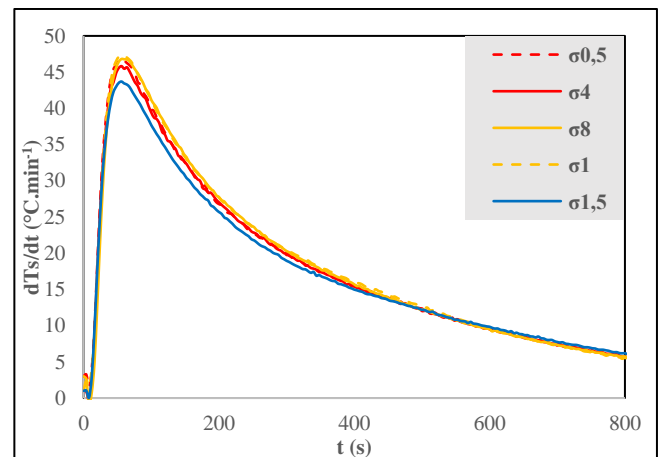
$$Y_i(t) = T_i(t) - T_i(t = 0) \quad (4)$$

Pour chaque pas de temps, l'écart moyen est calculé par l'expression suivante :

$$\text{Ecart moyen } (\bar{E}_{lon}(t)) = \frac{\sum_{i=1}^{12} \sum_{k=i+1}^{13} (|Y_i(t) - Y_k(t)|)}{x} \quad \text{Où } x = 78 \text{ est le nombre de différences.} \quad (5)$$



**Figure 4 :** Température moyenne de la surface supérieure en fonction du temps pour différents rapports de débits

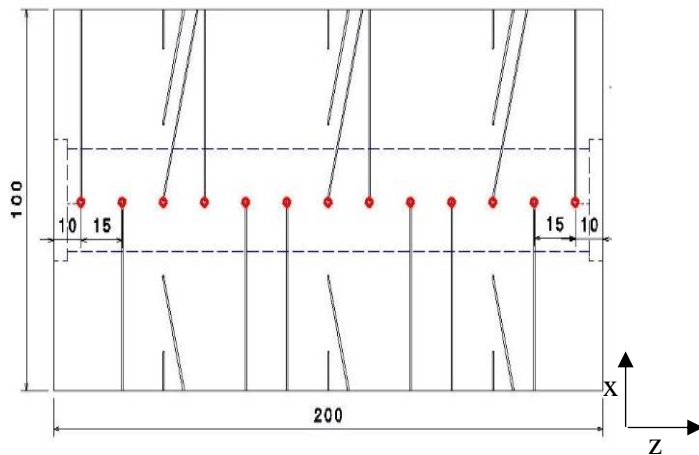


**Figure 5 :** Vitesse de refroidissement de la surface supérieure de l'élément test en fonction du temps pour différents rapports de débits

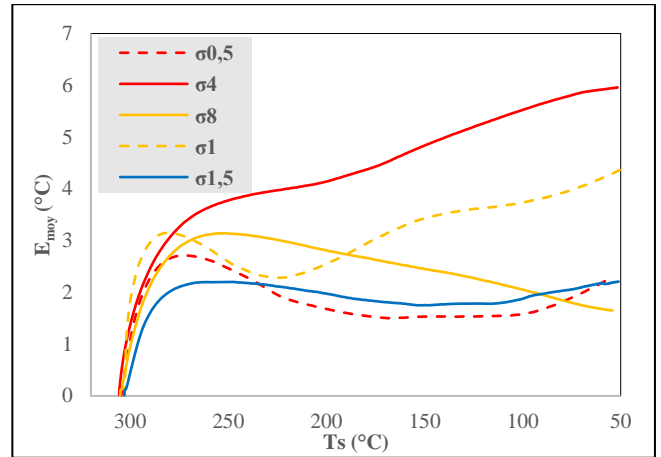
La **Figure 4** montre l'influence du changement du rapport de débits massiques sur l'évolution de la température moyenne de la surface supérieure de l'élément. Les évolutions sont similaires. La **Figure 5** montre l'évolution des vitesses de refroidissement pour chaque combinaison de débits. La vitesse maximale de 48 °C.min<sup>-1</sup> est atteinte pour  $\sigma=1$  (grand débit d'air et grand débit d'eau) et une vitesse maximum de 43 °C.min<sup>-1</sup> atteinte pour un  $\sigma=1,5$  (faible débit d'eau).

L'augmentation du débit d'air fait augmenter la vitesse de refroidissement maximale de  $1^{\circ}\text{C}\cdot\text{min}^{-1}$ . L'augmentation du débit d'eau induit une augmentation de la vitesse de refroidissement jusqu'à  $4^{\circ}\text{C}\cdot\text{min}^{-1}$ . Ceci est dû au fait que pour les diamètres des orifices fixes, augmenter le débit d'eau augmente aussi la vitesse des jets [9]. De plus, les écarts entre les vitesses de refroidissement diminuent au cours du temps et convergent après 400 s. Ceci pourrait s'expliquer par la transition du refroidissement de l'ébullition nucléée à la convection forcée qui a une plage de densité de flux thermique plus faible

La **figure 7** présente l'écart moyen calculé sur la longueur de la surface supérieure pour chaque rapport des débits. Elle révèle qu'avec un grand débit d'air, la diminution du débit d'eau améliore l'homogénéité sur la longueur de la surface supérieure. Par contre pour des combinaisons avec un faible écoulement d'air l'homogénéité est meilleure avec un faible écoulement d'eau



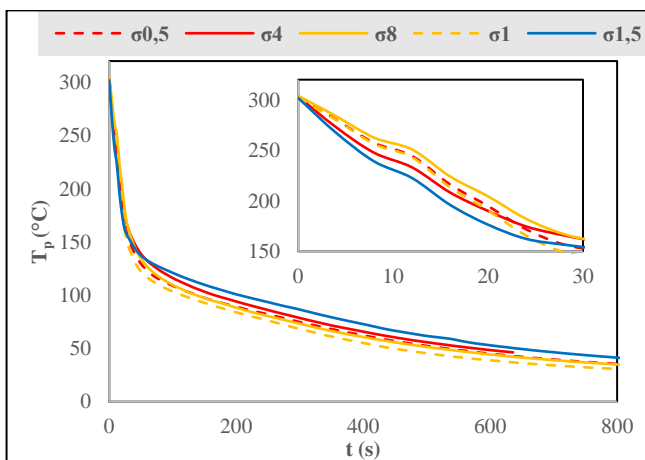
**Figure 6 :** Position des 13 thermocouples sur la longueur de la surface supérieure de l'élément test.



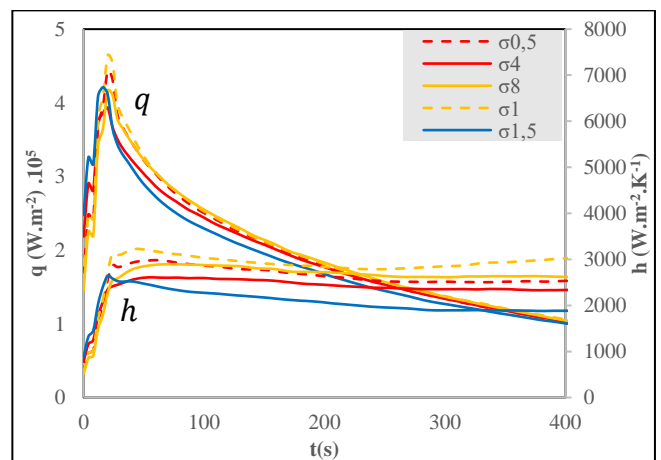
**Figure 7 :** Ecart moyen de température sur la longueur de la surface supérieure de l'élément test en fonction de la température moyenne de la surface

### 3.1.2 Echanges thermiques avec la paroi du canal de refroidissement

La **Figure 8** nous montre que la température de paroi a tendance à chuter plus rapidement au fur et à mesure que le débit d'eau augmente. Par contre, avec un débit d'eau faible on arrive à avoir un refroidissement plus intense au début du refroidissement. On remarque aussi que la vitesse de refroidissement diminue avec l'augmentation du débit d'air car ce dernier arrive plus facilement à chasser l'eau dans l'espace annulaire vers la sortie du canal ce qui diminue le temps d'échange thermique entre l'eau et la paroi [9].



**Figure 8 :** Température de la paroi du canal de refroidissement pour différents rapports de débits



**Figure 9 :** Densité de flux thermique et coefficients d'échange thermique calculés pour différents rapports de débits

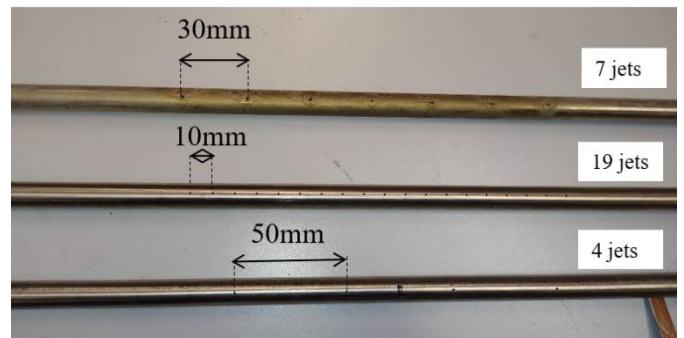
L'analyse des **figures 8 et 9** révèle que l'augmentation du débit d'eau accentue la densité de flux thermique échangée avec la paroi avec une augmentation du flux critique (CHF) de  $3,90 \cdot 10^5 \text{ W.m}^{-2}$  pour un débit d'eau de  $0,45 \text{ l.min}^{-1}$  à  $4,64 \cdot 10^5 \text{ W.m}^{-2}$  pour un débit d'eau de  $2,6 \text{ l.min}^{-1}$ . et idem aussi pour le coefficient d'échange avec une augmentation de  $2533 \text{ W.m}^{-2}.K^{-1}$  à  $3284 \text{ W.m}^{-2}.K^{-1}$  pour les mêmes débits d'eau respectivement. On constate aussi que l'air a une influence sur les échanges thermiques avec la paroi avec une augmentation de la densité de flux thermique qui pourra atteindre  $5 \cdot 10^4 \text{ W.m}^{-2}$  pour un même débit d'eau.

Le dispositif ne permet pas de faire la distinction entre les modes de transferts présents dans l'espace annulaire mais l'analyse de la variation de la densité de flux thermique en fonction du temps sur la figure 9 qui suit la logique des courbes d'ébullition classique. On peut constater trois phases sur l'évolution de  $q$  : **(1)** Jusqu'à  $t=20\text{s}$   $q$  augmente, l'ébullition est transitoire. La surface de la paroi n'est pas complètement mouillée, des zones de la paroi sont recouvertes par de la vapeur. **(2)** Ensuite, on observe une baisse de la densité de flux thermique en raison de la baisse progressive de la température de paroi (**cf. Fig 8**). Le mode de transfert dominant est l'ébullition nucléée. **(3)** Lorsque la température de la paroi se rapproche de  $100^\circ\text{C}$ , il n'y a plus d'ébullition et les échanges se font par convection forcée.

### 3.2 Influence du changement du nombre de jets sur le refroidissement de l'élément test

Afin d'analyser l'effet du changement du nombre de jets, différentes configurations du tube central ont été testées (**cf. figure 10**). Le **Tableau 3** présente les paramètres expérimentaux des différentes expériences qui ont été effectuées. Les débits d'eau et d'air sont identiques.

Tube	$\dot{m}_j \text{ (kg.s}^{-1}) \cdot 10^{-3}$	$\dot{m}_a \text{ (kg.s}^{-1}) \cdot 10^{-3}$	$\sigma$
7 jets	3.32	0.8	<b>4</b>
19 jets	1.22	0.8	<b>1.5</b>
4 jets	5.82	0.8	<b>7.3</b>



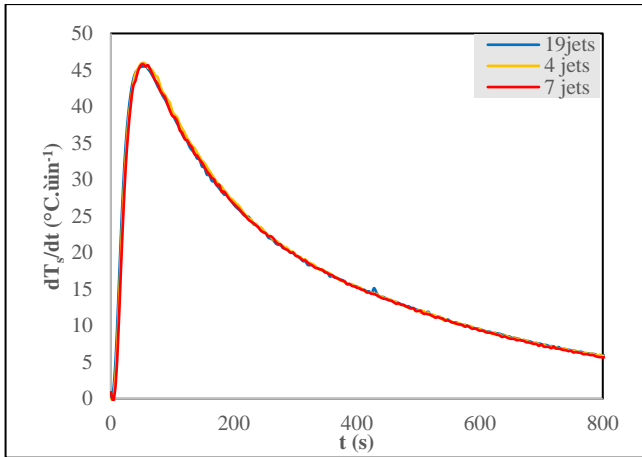
**Figure 10:** Tubes centraux utilisés avec différents nombres de jets.

**Tableau 3 :** Valeurs des rapports des débits massiques

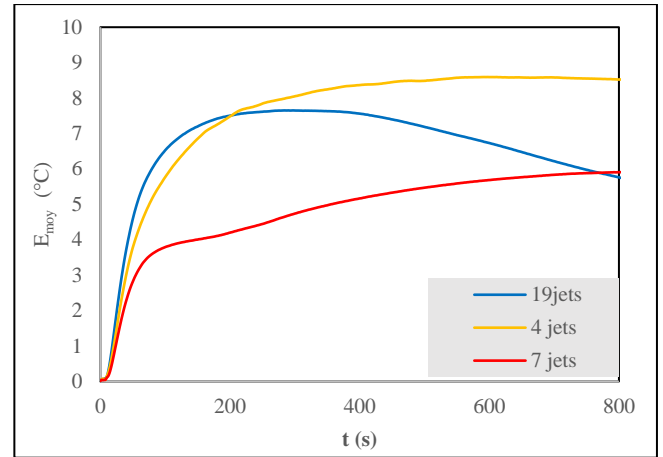
Le nombre de jets a été choisi pour avoir des distances entre les jets de (10mm,30mm et 50mm) afin de reprendre les études faites par Lee et al [6], et dans la littérature [9] et [10] avec des distances entre les jets de entre  $10d_j$  et  $50d_j$ . Ces études malgré qu'ils se sont déroulé dans des conditions d'écoulements différentes (surface plane avec écoulement monophasique) ont démontré qu'un refroidissement relativement homogène d'une surface plane pouvait être acquis avec des lignées de jets espacés de façon optimale.

#### 3.2.1 Effet du changement de nombre de jets sur la vitesse de refroidissement et l'homogénéité thermique de la surface supérieure de l'élément test

Les résultats de l'analyse de la vitesse de refroidissement de la surface supérieure avec un changement du nombre de jets (**figure 11**) montrent que cette variation n'a aucun effet significatif. Concernant l'homogénéité de la température sur la longueur de la surface supérieure de l'élément test illustré sur la **Figure 12**, la configuration avec 7 jets est plus favorable à l'homogénéité que les deux autres configurations. Ce résultat confirme les résultats obtenus dans la littérature [6], [9] et [10] qui affirment qu'une distance optimale doit exister entre les jets afin d'assurer un refroidissement homogène et sachant aussi que le débit global est constant ce qui fait que l'augmentation du nombre de jets diminue le flux par jet.



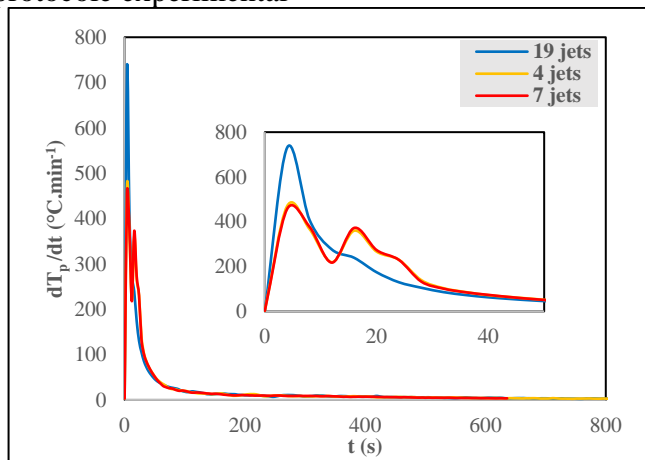
**Figure 11:** Vitesse de refroidissement de la surface supérieure en fonction du temps pour différents nombres de jets



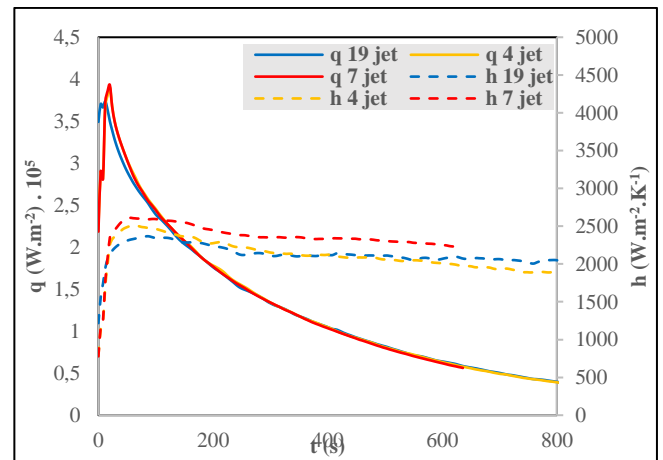
**Figure 12:** Ecart moyen de la température sur la longueur de la surface supérieure en fonction du temps pour différents nombres de jets

### 3.2.2 Effet du changement de nombre de jets sur les échanges thermiques avec la paroi

La **figure 13** montre l'effet du changement du nombre de jets sur la vitesse de refroidissement de la paroi. L'analyse de cette dernière révèle que ce changement n'a pas d'effet significatif durant le cycle de refroidissement sauf pour les premiers instants où le refroidissement n'est pas monotone avec une variation de la vitesse de refroidissement de la paroi entre  $470 \text{ } ^\circ\text{C}\cdot\text{min}^{-1}$  à  $730 \text{ } ^\circ\text{C}\cdot\text{min}^{-1}$ . Ce phénomène complexe n'est pas encore pleinement explicable dans la mesure où les essais de répétabilité sont en cours afin de vérifier le protocole expérimental



**Figure 13:** Vitesse de refroidissement de la paroi en fonction du temps pour différents nombres de jets



**Figure 14:** Densité de flux thermique et coefficients d'échange thermiques calculés pour différents nombres de jets

La **figure 14** représentent l'effet du changement du nombre de jet sur les densités de flux thermique échangées avec la paroi et les coefficients d'échanges correspondants. Ces figures montrent bien qu'aucun effet significatif n'est lié à ce paramètre.

## 4 Conclusion

Cette étude a révélé qu'en faisant varier le rapport des débits des deux fluides, on peut agir sur la vitesse de refroidissement en phase d'ébullition transitoire, l'homogénéité en température de la surface supérieure du bloc et les échanges thermiques avec la paroi impactée. Il y a une corrélation entre le rapport des débits massiques et la densité de flux thermique échangée avec la paroi. Ceci permet de refroidir la surface plus rapidement en variant le débit des écoulements ou le nombre des jets. Mais cela peut aussi influencer

l'homogénéité du refroidissement. Quand un débit d'eau avec une grande vitesse est soumis à un écoulement d'air, la turbulence générée par l'interaction entre les deux fluides augmente la vitesse de refroidissement [11]. Par contre, si le rapport des débits massiques diminue (i.e. augmentation du débit d'air et diminution débit d'eau), on observe un refroidissement plus homogène avec augmentation de la zone mouillée sur la paroi

On a aussi observé qu'après la transition du refroidissement par l'ébullition nucléée à la phase de refroidissement par convection forcée, toutes les courbes de vitesse de refroidissement se rejoignent avec des valeurs presque identiques. Pendant la phase de refroidissement par convection forcée, la vitesse de refroidissement de la surface supérieure de l'élément test ne pourrait donc pas être contrôlée en variant le rapport des débits.

En plus, les études sur l'influence du nombre de jets ont révélé que ce nombre n'a pas de grande influence sur la densité de flux thermique et les coefficients d'échanges. En effet, le débit global est identique. Par contre, ce paramètre influe directement sur l'homogénéité du refroidissement de la plaque supérieure avec un nombre de jet correspondant à une distance optimale entre les jets et une dégradation de l'homogénéité en augmentant ou en diminuant le nombre de jets à partir de cette valeur.

Dans cette étude on montre que même avec l'utilisation de moindre nombre de jets les vitesses de refroidissement moyenne sont conformes aux attentes. Cette étude aura comme perspective l'étude de l'effet de chacun des paramètres avec une régulation des débits d'eau afin de contrôler la vitesse de refroidissement.

## Références

1. S. Yin, J. Zhang, L. Tong, Y. Yao, et L. Wang, « Experimental study on flow patterns for water boiling in horizontal heated tubes », *Chemical Engineering Science*, vol. 102, p. 577-584, oct. 2013, doi: 10.1016/j.ces.2013.08.026.
2. E. Agyeman, « Étude expérimentale, optimisation et régulation des transferts de chaleur lors du refroidissement d'une section d'outillage haute température par l'utilisation de multi-jets impactants », PhD Thesis, Nantes, 2021.
3. P. Grenson, O. Léon, P. Reulet, B. Aupoix, Investigation of an impinging heated jet for a small nozzle-to-plate distance and high Reynolds number: An extensive experimental approach. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 102 (2016), 801-815.
4. Y. Cheng, A.A.O. Tay, X. Hong, An experimental study of jet impingement cooling of electronic components with and without boiling, *Advances in Electronic Materials and Packaging*, (2001) Cat. No.01EX506.
5. Daniel Thibault, Etude du refroidissement par impact de jets à travers une paroi mince avec un écoulement cisailant amont : application aux aubes de turbines, Thèse, Université de Poitiers, 2009.
6. S.G. Lee, M. Kaviany, J. Lee, Quench subcooled-jet impingement boiling: Two interacting-jet enhancement. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 126 (2018), 1302-1314.
7. B. Heinrich et B. Hofmann, « Beck, J. V.; Blackwell, B.; St. Clair, C. R., jr., Inverse Heat Conduction. Ill-Posed Problems. New York etc., J. Wiley & Sons 1985. XVII, 308 S., £ 46.00. ISBN 0-471-08319-4 », *ZAMM - Journal of Applied Mathematics and Mechanics / Zeitschrift für Angewandte Mathematik und Mechanik*, vol. 67, n° 3, p. 212-213, 1987, doi: 10.1002/zamm.19870670331.
8. S. Kim, « Thermophysical Properties of Stainless Steels ». Argonne National Laboratory, 1975, Consulté le: oct. 06, 2020. [En ligne]. Disponible sur: <https://www.osti.gov/servlets/purl/4152287>
9. K. V. Jondhale, M. A. Wells, M. Militzer, et V. Prodanovic, « Heat Transfer during Multiple Jet Impingement on the Top Surface of Hot Rolled Steel Strip », *steel research international*, vol. 79, no 12, p. 938-946, 2008, doi: 10.1002/srin.200806224.
10. Z. Liu, « Experiments and mathematical modelling of controlled runout table cooling in a hot rolling mill », thesis, University of British Columbia, Vancouver, Canada, 2001
11. V. Devahdhanush, I. Mudawar « Review of Critical Heat Flux (CHF) in Jet Impingement Boiling » *Int. J. Heat Mass Transf.*, 169 (2021), Article 120893