

# Impact du cisaillement liquide-vapeur sur un écoulement diphasique à film tombant dans un échangeur de chaleur à plaques d'une machine à absorption NH<sub>3</sub>/H<sub>2</sub>O

Jana SLEIMAN<sup>1,2</sup>, Romain COLLIGNON<sup>1</sup>, Benoit STUTZ<sup>2</sup>, Hai Trieu PHAN<sup>1,\*</sup>

<sup>1</sup>Université Grenoble Alpes, CEA, LITEN, Campus INES  
73375 Le Bourget du Lac, France

<sup>2</sup>Université Savoie Mont Blanc, CNRS, LOCIE  
73376 Le Bourget du Lac, France  
\*(auteur correspondant : Haitrieu.PHAN@cea.fr)

**Résumé** - Cette étude s'inscrit dans le cadre du développement des machines à absorption NH<sub>3</sub>/H<sub>2</sub>O compactes intégrant des échangeurs de chaleur à plaques et à films tombants. Elle contribue à améliorer un modèle numérique existant décrivant les transferts de masse et de chaleur dans ces échangeurs, en y intégrant les effets de cisaillement entre les écoulements liquide-vapeur. Ce nouveau modèle est appliqué à deux composants de la machine : le générateur et l'absorbeur. L'impact des hauteurs de confinement sur les épaisseurs de films tombants ainsi que sur les transferts de masse et de chaleur est analysé. L'apparition de l'engorgement est estimée et comparée à des corrélations existantes dans la littérature.

## Nomenclature

$\dot{m}'$	débit massique par unité de largeur, kg.m <sup>-1</sup> .s <sup>-1</sup>
$g$	accélération gravitationnelle, m.s <sup>-2</sup>
$P$	pression, Pa
$u$	vitesse moyenne, m.s <sup>-1</sup>
$j$	vitesse superficielle, m.s <sup>-1</sup>
$j^*$	vitesse superficielle adimensionnelle
$W$	largeur du canal rectangulaire, m
$e$	hauteur du canal rectangulaire, m
$L_c$	longueur caractéristique, m
$Bo$	nombre de Bond
$Bo^*$	nombre de Bond modifié

<i>Symboles grecs</i>	
$\mu$	viscosité dynamique, kg.m <sup>-1</sup> .s <sup>-1</sup>
$\rho$	masse volumique, kg.m <sup>-3</sup>
$\lambda$	coefficient de perte de charge
$\delta$	épaisseur de film, m
$\tau$	contrainte de cisaillement, N.m <sup>-2</sup>
$\sigma$	tension de surface, N.m <sup>-1</sup>

<i>Indices et exposants</i>	
$L$	liquide
$V$	vapeur
$i$	interface

## 1. Introduction

Face à l'élévation des températures mondiales, la demande en climatisation a connu une croissance exponentielle à l'échelle globale [1]. Les climatiseurs traditionnels, fonctionnant par compression mécanique, ont répondu à cette demande, induisant une augmentation significative de la consommation d'électricité. Selon l'Agence internationale de l'énergie (IEA) [1], environ 20% de la consommation mondiale d'électricité dans les bâtiments est attribuée aux climatiseurs et aux ventilateurs, générant des émissions substantielles de gaz à effet de serre et de CO<sub>2</sub>. Une alternative prometteuse réside dans l'adoption des machines à

absorption, qui opèrent avec des sources de chaleur abondantes et durables, telles que le rayonnement solaire ou la chaleur fatale industrielle. Les machines à absorption utilisant le couple ammoniac/eau ( $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ ) présentent l'avantage de pouvoir fonctionner sur une très large gamme de température et de ne pas avoir de problème de cristallisation [2]. Néanmoins, un inconvénient notable dans l'utilisation de ce couple réside dans la forte volatilité de l'eau. Cette volatilité se traduit par la présence de traces résiduelles d'eau dans le réfrigérant vapeur issu du générateur, réduisant l'efficacité du système. Pour remédier à ce problème, un rectifieur est généralement utilisé, engendrant une augmentation des coûts de fabrication et une diminution de la compacité du système.

En vue de développer des machines à absorption plus compactes et plus économiques, Wirtz et al. [3] ont proposé de combiner le générateur et le rectifieur au sein d'un même composant, un générateur combiné, permettant à la fois la génération et la purification de la vapeur. Afin de comprendre les transferts de masse et de chaleur au sein de ce nouveau composant, un modèle numérique 1D a été développé et validé par des mesures expérimentales [3,4]. Le modèle ne tient pas compte des interactions hydrodynamiques entre les écoulements liquide et vapeur, et n'est de fait applicable que pour des régimes d'écoulements laminaires dans un canal à faible confinement. Cependant, dans des configurations de géométries confinées, cette hypothèse n'est plus valide. L'effet du cisaillement de la vapeur impacte la distribution du film liquide dans le canal, le profil de vitesse, l'épaisseur du film, l'amplitude des ondes interfaciales, ainsi que les conditions d'engorgement. Il influence également les transferts de masse et de chaleur [5].

En configuration co-courant, le film liquide et la vapeur s'écoulent dans la même direction. Le cisaillement de la vapeur entraîne une réduction de l'épaisseur moyenne du film [6]. À l'inverse, en écoulement contre-courant, il provoque une augmentation de l'épaisseur moyenne du film [7]. Concernant les ondes interfaciales, les écoulements où le nombre de Reynolds de la vapeur est élevé (i.e. pour les forts cisaillements) ont tendance à diminuer leur amplitude en écoulement co-courant [8], tandis qu'en écoulement contre-courant, ils conduisent à une augmentation de leur amplitude [9], contribuant aux phénomènes d'engorgement [10].

La présente étude contribue au développement des machines à absorption compactes intégrant des échangeurs de chaleur à plaques et à films tombants, en s'appuyant sur les travaux antérieurs de Wirtz et al. [4]. Les effets du cisaillement sont introduits dans le modèle pour étudier les transferts de masse et de chaleur dans des configurations confinées. Le modèle est ensuite utilisé pour étudier les performances de deux composants de la machine à absorption : le générateur combiné (configuration contre-courant) et l'absorbeur (configuration co-courant). Une nouvelle approche pour estimer l'apparition des conditions d'engorgement dans des espaces confinés est suggérée, et les résultats sont comparés avec les corrélations existantes dans la littérature [10-13].

## 2. Modèle numérique

Considérons un canal vertical sur les parois duquel ruisselle un film liquide d'épaisseur ( $\delta$ ), subissant à son interface les effets de cisaillement d'un écoulement de vapeur. Par la suite, nous appellerons  $x$  la direction de l'écoulement (verticale), et  $y$  la direction transverse à l'écoulement. L'épaisseur du film liquide sans perturbation interfaciale ( $\delta$ ) peut être aisément calculée en résolvant l'équation de Navier-Stokes en présence d'un gradient de pression axial et d'un cisaillement ( $\tau_i$ ) à son interface (1)

$$\frac{\delta^2}{\mu_L} \left( \frac{((\rho_L - \rho_V) \cdot g - \frac{\partial P}{\partial x}) \cdot \delta}{3} + \frac{\tau_i}{2} \right) = \frac{\dot{m}'}{\rho_L} \quad (1)$$

Avec  $(\frac{\partial P}{\partial x})$  le gradient de pression le long de l'écoulement,  $(\dot{m}')$  le débit de film par unité de largeur.

L'impact du film liquide sur l'écoulement vapeur est estimé à l'aide des corrélations de la littérature décrivant les pertes de charges dans les conduites et de la vitesse du liquide à l'interface. La contrainte de cisaillement interfaciale ( $\tau_i$ ) est reliée au gradient de pression  $(\frac{\partial P}{\partial x})$  le long du canal via l'équation (2)

$$\tau_i = \frac{1}{2} \cdot \frac{\lambda}{4} \cdot \rho_v \cdot (u_v - u_i) \cdot |u_v - u_i| \quad (2)$$

Avec  $(u_i)$  la vitesse du liquide à l'interface liquide-vapeur,  $(u_v)$  la vitesse débitante de la vapeur, et  $(\lambda)$  le coefficient de perte de charge dans l'écoulement de vapeur. Le calcul du coefficient de perte de charge régulière et de la vitesse débitante du gaz tiennent compte de la réduction de la section de passage induite par la présence du film liquide.

Pour résoudre ce système d'équations non linéaires, une procédure itérative est mise en œuvre. Une première épaisseur de film est calculée sans cisaillement ni gradient de pression (solution de Nusselt). Elle permet de calculer une première vitesse interfaciale à l'aide du profil de vitesse dans le film liquide puis une première estimation de la contrainte interfaciale via l'équation (2). Une nouvelle épaisseur de film peut être estimée via l'équation (1). Ce processus itératif est répété jusqu'à la convergence des calculs ( $\left| \frac{\tau_{i\text{nouveau}} - \tau_{i\text{ancien}}}{\tau_{i\text{ancien}}} \right| < 10^{-7}$ ).

L'épaisseur de film tombant obtenu permet d'estimer l'impact du cisaillement sur l'épaisseur de film moyen. Ce modèle analytique a été intégré au modèle décrivant les transferts de masse et de chaleur au sein des échangeurs à films tombants des machines à absorption [4] avant d'être appliqué à un générateur combiné et à un absorbeur. Les conditions opérationnelles à l'entrée des deux échangeurs de chaleur sont choisies en fonction des conditions de fonctionnement d'un prototype de machine à absorption de 5 kW de production de froid précédemment étudié [14].

Outre la modification de l'épaisseur de film moyen ( $\delta$ ), le cisaillement impacte également l'amplitude des ondes de surface à l'interface liquide-vapeur [9] et modifie les conditions d'apparition de l'engorgement. L'engorgement survient lorsque ces ondes obstruent suffisamment l'écoulement de vapeur pour provoquer l'entraînement de liquide dans l'écoulement de vapeur, empêchant une partie du débit de solution de s'écouler dans le composant. L'estimation de l'apparition de l'engorgement revêt une importance particulière car elle impose des restrictions opérationnelles.

Le début de l'engorgement dans des canaux rectangulaires confinés est estimé grâce à un processus itératif. La hauteur maximale des ondes inertielles correspondant à l'épaisseur maximale locale du film ( $\delta_{max}$ ) est estimée comme étant égale à 2,5 fois l'épaisseur moyenne du film en configuration contre-courant [8]. ( $\delta_{max}$ ) est ensuite comparé à la hauteur du canal ( $e$ ). Si la hauteur de la crête des ondes dépasse  $e/2$ , le débit de vapeur correspondant est identifié comme étant celui correspondant au début de l'engorgement. Dans les hypothèses du modèle, on s'attend à ce que l'engorgement se produit, à l'entrée du canal où les débits de liquide et de vapeur sont à leur maximum. L'épaisseur moyenne du film est calculée en utilisant le modèle décrit ci-dessus, en fonction des débits impliqués. Le débit de liquide est gouverné par les conditions de fonctionnement. Le débit de vapeur conduisant à l'engorgement est déterminé à partir de ce processus itératif, en fonction du débit de liquide et de la hauteur du canal. Le début de l'engorgement prédit par cette approche est comparé aux prédictions des corrélations de la littérature.

Pour prédire le début de l'engorgement, les corrélations élaborées dans la littérature [10-13], applicables à des canaux rectangulaires, s'appuient sur l'équation de type-Wallis suivante :

$$j_V^{*0.5} + m j_L^{*0.5} = C \quad (3)$$

Où ( $C$ ) et ( $m$ ) sont des constantes déterminées à partir de résultats expérimentaux. ( $j_V^*$ ) et ( $j_L^*$ ) représentent respectivement les vitesses superficielles adimensionnelles de la phase vapeur et de la phase liquide. Pour une phase donnée (k), cela est exprimé par :

$$j_k^* = j_k \left[ \frac{\rho_k}{g L_c (\rho_L - \rho_V)} \right]^{0.5}; k = L \text{ ou } V \quad (4)$$

Avec  $j_k$  la vitesse superficielle de la phase k (correspondant au produit de la vitesse moyenne de la vapeur ( $u_V$ ) et de la section de passage relative de la vapeur dans un canal), et  $L_c$  la longueur caractéristique. La différence entre les différentes corrélations réside dans leur évaluation de ( $C$ ) et ( $m$ ), ainsi que dans leur sélection de la longueur caractéristique  $L_c$ . Le tableau 1 récapitule les expressions empiriques de ( $C$ ) et ( $m$ ) ainsi que l'expression de la longueur caractéristique ( $L_c$ ) utilisés dans les différentes corrélations.

Ref.	$C$	$m$	$L_c$
Biton et al. [10]	$C = 0.98 Bo^{-0.07}$ , $Bo = \frac{L_c^2 (\rho_L - \rho_V) g}{\sigma}$	$m = 0.3 + 0.019 Bo^{*0.69}$ , $Bo^* = \frac{We (\rho_L - \rho_V) g}{\sigma}$	largeur du canal rectangulaire W
Drosos et al. [13]	1.136	0.708	hauteur du canal rectangulaire e
Sudo et al. [12]	$C = 0.66 \left( \frac{e}{W} \right)^{-0.25}$	$m = 0.5 + 0.0015 Bo^{*1.3}$	hauteur du canal rectangulaire e
Oskabe & Kawasaki [11]	0.58	0.8	largeur du canal rectangulaire W

Tableau 1 : Estimation de  $C$ ,  $m$  et  $L_c$  de la littérature

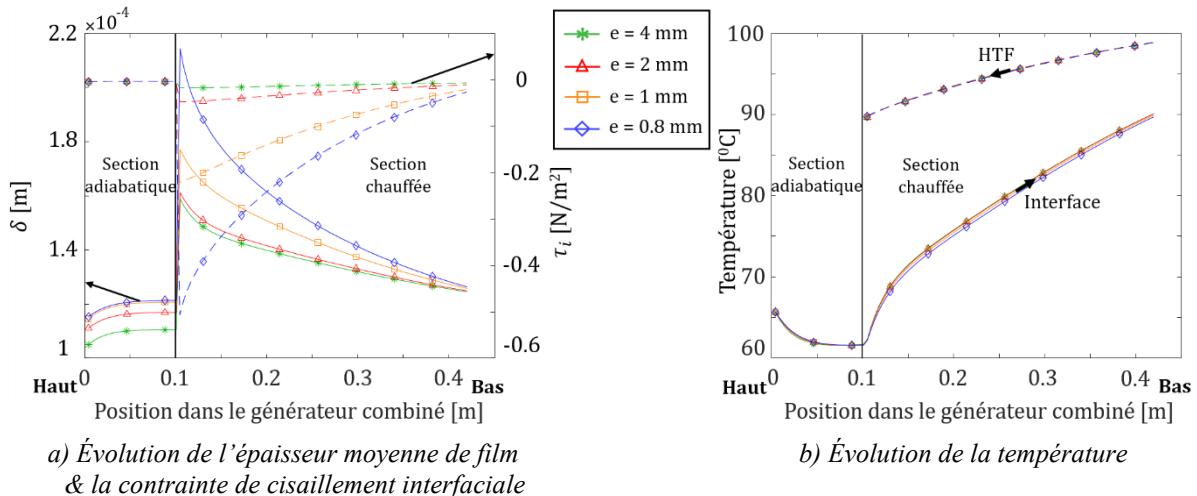
### 3. Résultats

#### 3.1. Configurations d'écoulement à co et contre-courant

##### 3.1.1. Générateur combiné

Le générateur combiné, décrit dans l'article de Wirtz et al. [3], est constitué de deux parties distinctes: une section adiabatique comprenant 28 plaques espacées de 4 mm, suivie d'une section chauffée avec 15 plaques où le fluide caloporteur (HTF) et la solution alternent entre ces plaques. Les plaques adiabatiques sont placées perpendiculairement aux plaques chauffées dans l'échangeur. L'introduction de la solution  $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$  se fait au sommet de l'échangeur où elle se répand sur les plaques adiabatiques, initiant le processus de rectification. À la sortie des plaques adiabatiques, la solution ruisselle sur les plaques chauffées, déclenchant le processus de désorption. La vapeur générée dans la section chauffée s'écoule vers le haut, en direction opposée au film liquide. Les 7 plaques dédiées à la solution  $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$  intègrent des canaux verticaux carrés de côté fixé à 4 mm pour assurer des interactions hydrodynamiques négligeables à l'interface liquide-vapeur, avec 30 canaux sur chaque plaque. Dans le cadre de cette étude, visant le développement d'échangeurs de chaleur compacts, diverses hauteurs de canal (e) (i.e. espace entre les plaques) sont testées : 4, 2, 1 et 0.8 mm. Ces tests

permettent d'explorer l'influence de la contrainte de cisaillement de la vapeur sur l'écoulement. Les figures 1a et 1b illustrent les variations de l'épaisseur moyenne de film, de la contrainte de cisaillement interfaciale et des températures le long du générateur combiné pour ces différentes hauteurs.



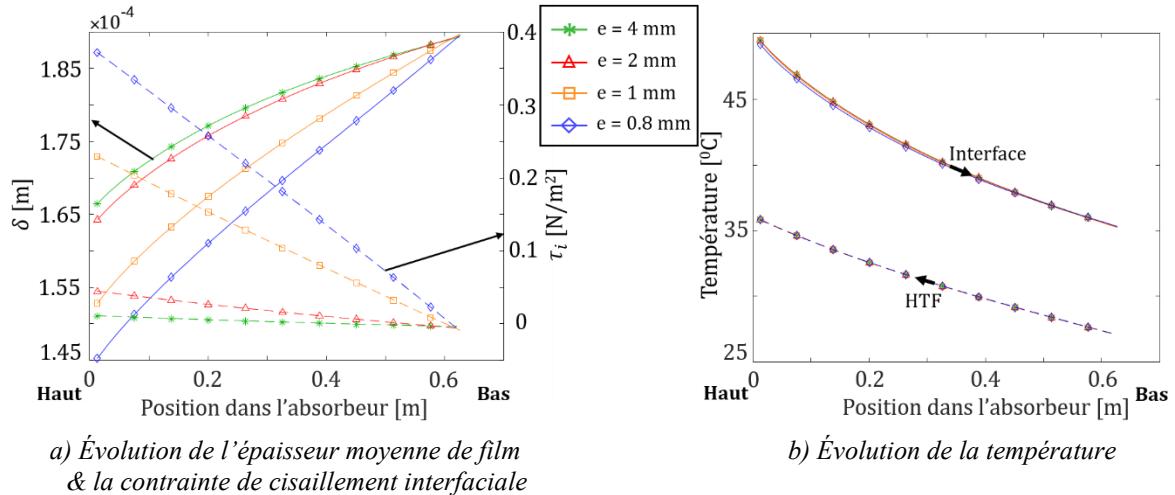
**Figure 1-** Évolution de l'épaisseur moyenne de film, de la contrainte de cisaillement interfaciale et des températures le long du générateur combiné pour différentes hauteurs allant de 4 à 0.8 mm. Les flèches dans la figure 1b indiquent les directions de circulation des flux.

Dans la section adiabatique, un espacement constant de 4 mm a été maintenu entre les plaques. La largeur des plaques adiabatiques est adaptée pour s'aligner avec le rétrécissement des hauteurs des canaux de la section chauffée. Comme illustré sur la figure 1a, pour tous les cas, l'épaisseur moyenne du film augmente le long de la section adiabatique en raison de l'absorption de vapeur, avec une contrainte de cisaillement interfaciale négligeable. En revanche, dans la section chauffée, l'épaisseur moyenne du film diminue le long de la plaque en raison de la désorption de la vapeur, accompagné d'une diminution de la contrainte de cisaillement interfaciale (le débit de vapeur augmentant dans la direction de l'écoulement de la vapeur, contraire à l'écoulement de liquide). La contrainte de cisaillement interfaciale presque négligeable observée dans la section adiabatique confirme l'hypothèse de Wirtz et al. [4]. L'augmentation de l'épaisseur moyenne du film dans cette partie lors de la transition de 4 à 0.8 mm peut être attribuée à la réduction de la section de passage avec la diminution de la taille de l'échangeur. La section chauffée, quant à elle, présente une augmentation significative de ( $\tau_i$ ) lorsque la hauteur du canal passe de 4 à 0.8 mm. Le signe négatif de ( $\tau_i$ ) indique la configuration à contre-courant, où la contrainte de cisaillement s'oppose à l'écoulement du film liquide. Dans cette configuration, l'augmentation de la norme du taux de cisaillement ( $\tau_i$ ) entraîne une augmentation de l'épaisseur moyenne du film, comme le montre la figure 1a (~25% à l'entrée de la section chauffée). La figure 1b montre que l'augmentation de l'épaisseur du film due à la réduction de la hauteur du canal n'a pas d'effet significatif sur la distribution de la température de la solution à l'interface et du fluide caloporteur le long de la plaque. En conclusion, il est possible d'atteindre une compacité accrue du générateur (~25%) sans impacter les transferts de masse et de chaleur, car la puissance totale échangée avec le fluide caloporteur reste constante dans tous les cas.

### 3.1.2. Absorbeur

La géométrie proposée pour l'absorbeur reproduit celle de la section chauffée du générateur combiné, avec de plaques plus longues. Cette modification a pour objectif d'assurer une

absorption complète de la vapeur à la sortie de l'absorbeur. L'agencement de l'absorbeur suit un schéma d'écoulement co-courant [15], où à la fois le liquide et la vapeur s'écoulent vers le bas. Tout comme dans le générateur combiné, différentes hauteurs de canal sont testées : 4, 2, 1 et 0.8 mm. Les figures 2a et 2b illustrent les variations de l'épaisseur moyenne du film, de la contrainte de cisaillement interfaciale et des températures le long de l'absorbeur pour ces différentes hauteurs.



**Figure 2-** Évolution de l'épaisseur moyenne de film, de la contrainte de cisaillement interfaciale et des températures le long de l'absorbeur pour différentes hauteurs allant de 4 à 0.8 mm. Les flèches dans la figure 2b indiquent les directions de circulation des flux.

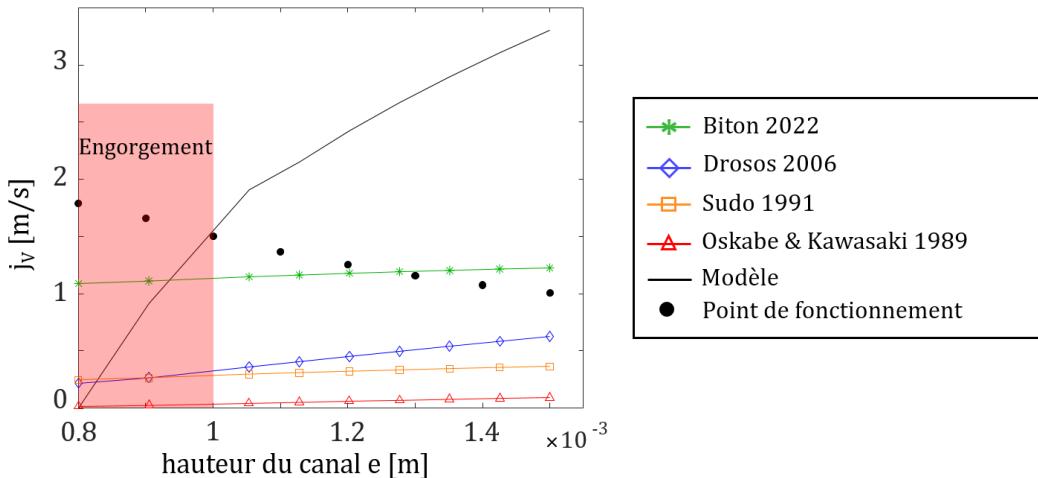
Comme illustré sur la figure 2a, pour tous les cas, on observe une augmentation de l'épaisseur moyenne du film le long de la plaque, attribuable en partie à l'absorption de vapeur, avec une diminution de la contrainte de cisaillement interfaciale. De plus, la transition de 4 à 0.8 mm s'accompagne d'une augmentation de la contrainte de cisaillement interfaciale entraînant une diminution de l'épaisseur moyenne du film, du fait de la configuration d'écoulement co-courant. De manière similaire au générateur combiné, la transition de 4 à 0.8 mm montre des changements de température presque négligeables pour le fluide caloporteur (HTF) et la solution à l'interface (figure 2b). La même conclusion peut être tirée pour l'absorbeur en termes de gain de compacité sans sacrifier les transferts dans l'échangeur de chaleur à plaques et à films tombants.

### 3.2. Prédiction de l'engorgement dans le générateur combiné

Comme mentionné précédemment, l'engorgement dans le générateur combiné devrait se produire à l'entrée des plaques chauffées. Étant donné que les transferts de masse et de chaleur ne sont pas affectés par la hauteur de canal, il est possible de déterminer l'apparition de l'engorgement en comparant la vitesse superficielle de la vapeur à celle correspondant au début de l'engorgement pour chaque hauteur de canal. La vitesse superficielle de la vapeur ( $j_V$ ) correspondant au début de l'engorgement est estimée à l'aide des corrélations de la littérature [10-13] et du modèle analytique d'engorgement proposé dans cette étude. Les résultats sont présentés dans la figure 3.

En première observation, la vitesse superficielle de la vapeur ( $j_V$ ) nécessaire pour atteindre le début de l'engorgement augmente avec l'augmentation de la hauteur de canal ( $e$ ), correspondant à une diminution du taux de confinement. La disparité entre les corrélations observées dans ce graphique a été soulignée dans une étude antérieure [10]. Les points noirs

sur la figure représentent la vitesse superficielle de vapeur ( $j_V$ ) prédict à l'entrée de la section chauffée du générateur combiné pour chaque hauteur dans les conditions de fonctionnement du générateur combiné (section 3.1.1). L'engorgement devrait se produire lorsque la vitesse superficielle prédict est supérieure à celle estimée par les corrélations. Les corrélations de Drosos [13], Sudo [12] et Oskabe & Kawasaki [11] prédisent l'engorgement dans toutes les configurations, alors qu'aucun engorgement n'a été observé dans les conditions nominales ( $e = 4$  mm) [4]. La corrélation de Biton [10] prédit le début de l'engorgement pour une hauteur de canal de 1,24 mm, tandis que celle prédict par le modèle développé dans cette étude est proche de 1 mm. Les prévisions d'engorgement seront comparées aux expériences dans un futur proche.



**Figure 3-** Comparaison entre les corrélations empiriques et le modèle développé pour le début de l'engorgement.

#### 4. Conclusion

Dans cette étude, centrée sur l'exploration du confinement dans des échangeurs de chaleur à plaques et à films tombants dans les machines à absorption, le domaine d'application d'un modèle numérique précédemment développé décrivant les transferts de masse et de chaleur dans ces échangeurs a été étendu en intégrant les interactions hydrodynamiques entre les écoulements de liquide et de vapeur, rendant ainsi le modèle applicable aux géométries confinées. Le nouveau modèle numérique a été appliqué à deux composants de la machine à absorption : le générateur combiné et l'absorbeur. L'étude démontre le potentiel d'accroissement de la compacité des composants sans impact sur leurs performances. De plus, une approche a été proposée pour prédire le début de l'engorgement dans les configurations à contre-courant et a été comparée aux corrélations existantes de la littérature. Les résultats ont révélé que l'engorgement apparaîtra lorsque l'espacement entre les plaques de l'échangeur de chaleur est inférieur à un seuil d'environ 1 mm.

#### Références

- [1] ‘The Future of Cooling: Opportunities for energy-efficient air conditioning’, IEA, 2018.
- [2] P. Srikrarin, S. Aphornratana, and S. Chungpaibulpatana, ‘A review of absorption refrigeration technologies’, *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 5, no. 4, pp. 343–372, Dec. 2001, doi: 10.1016/S1364-0321(01)00003-X.

- [3] M. Wirtz, B. Stutz, H. T. Phan, and F. Boudehenn, ‘Combined generator for an NH<sub>3</sub>–H<sub>2</sub>O absorption chiller’, *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 196, p. 123311, Nov. 2022, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2022.123311.
- [4] M. Wirtz, B. Stutz, H. T. Phan, and F. Boudehenn, ‘Numerical modeling of falling-film plate generator and rectifier designed for NH<sub>3</sub>—H<sub>2</sub>O absorption machines’, *Heat Mass Transf.*, vol. 58, no. 3, pp. 431–446, Mar. 2022, doi: 10.1007/s00231-021-03111-z.
- [5] C.-Y. Zhao, L.-W. Liang, D. Qi, W.-T. Ji, and W.-Q. Tao, ‘The effect of gas streams on the hydrodynamics, heat and mass transfer in falling film evaporation, absorption, cooling and dehumidification: A comprehensive review’, *Build. Environ.*, vol. 219, p. 109183, Jul. 2022, doi: 10.1016/j.buildenv.2022.109183.
- [6] F. Tahir, A. Mabrouk, and M. Koç, ‘Influence of co-current vapor flow on falling film over horizontal tube’, *Int. J. Therm. Sci.*, vol. 159, p. 106614, Jan. 2021, doi: 10.1016/j.ijthermalsci.2020.106614.
- [7] M. Li, Y. Lu, S. Zhang, and Y. Xiao, ‘A numerical study of effects of counter-current gas flow rate on local hydrodynamic characteristics of falling films over horizontal tubes’, *Desalination*, vol. 383, pp. 68–80, Apr. 2016, doi: 10.1016/j.desal.2016.01.016.
- [8] Y. Rivera, C. Berna, J. L. Muñoz-Cobo, A. Escrivá, and Y. Córdova, ‘Experiments in free falling and downward cocurrent annular flows – Characterization of liquid films and interfacial waves’, *Nucl. Eng. Des.*, vol. 392, p. 111769, Jun. 2022, doi: 10.1016/j.nucengdes.2022.111769.
- [9] N. Kofman, S. Mergui, and C. Ruyer-Quil, ‘Expériences sur des films liquides tombants cisaillés par un contre-écoulement de gaz.’, *23ème Congrès Fr. Mécanique*, 2017.
- [10] A. Biton, E. Rabinovich, and E. Gilad, ‘Generalized correlation for onset flooding velocity in vertical channels’, *Int. Commun. Heat Mass Transf.*, vol. 138, p. 106366, Nov. 2022, doi: 10.1016/j.icheatmasstransfer.2022.106366.
- [11] M. Osakabe and Y. Kawasaki, ‘Top flooding in thin rectangular and annular passages’, *Int. J. Multiph. Flow*, vol. 15, no. 5, pp. 747–754, Sep. 1989, doi: 10.1016/0301-9322(89)90038-4.
- [12] Y. Sudo, T. Usui, and M. Kaminaga, ‘Experimental Study of Falling Water Limitation under a Counter-Current Flow in a Vertical Rectangular Channel: 1st Report, Effect of Flow Channel Configuration and Introduction of CCFL Correlation’, *JSME Int. J. Ser 2 Fluids Eng. Heat Transf. Power Combust. Thermophys. Prop.*, vol. 34, no. 2, pp. 169–174, 1991, doi: 10.1299/jst.1988.34.2\_169.
- [13] E. I. P. Drosos, S. V. Paras, and A. J. Karabelas, ‘Counter-current gas–liquid flow in a vertical narrow channel—Liquid film characteristics and flooding phenomena’, *Int. J. Multiph. Flow*, vol. 32, no. 1, pp. 51–81, Jan. 2006, doi: 10.1016/j.ijmultiphaseflow.2005.07.005.
- [14] S. Braccio, H. T. Phan, M. Wirtz, N. Tauveron, and N. Le Pierrès, ‘Simulation of an ammonia–water absorption cycle using exchanger effectiveness’, *Appl. Therm. Eng.*, vol. 213, p. 118712, Aug. 2022, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2022.118712.
- [15] D. Triché, S. Bonnot, M. Perier-Muzet, F. Boudéhenn, H. Demasles, and N. Caney, ‘Experimental and numerical study of a falling film absorber in an ammonia–water absorption chiller’, *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 111, pp. 374–385, Aug. 2017, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2017.04.008.

## Remerciements

Les auteurs souhaitent exprimer leur gratitude au Commissariat à l’Energie Atomique et aux Energies Alternatives (CEA) qui a financé les travaux de cette étude.