

Des nombres adimensionnels comme premier outil de dimensionnement des évaporateurs fonctionnant à pression subatmosphérique.

Florine GIRAUD¹, Brice TREMEAC¹, Romuald RULLIÈRE², Cyril TOUBLANC³, Marc CLAUSSE², Jocelyn BONJOUR²

¹ Laboratoire de Chimie moléculaire, génie des procédés chimiques et énergétiques (CMGPCE – EA7341), CNAM, case 2D3P20, 292 rue Saint-Martin, 75141 Paris Cedex 03, France

² Univ Lyon, CNRS, INSA-Lyon, Université Claude Bernard Lyon 1, CETHIL UMR5008, F-69621, Villeurbanne, France

³LUNAM, ONIRIS, GEPEA (CNRS UMR 6144), Rue de la Géraudière, CS 82225, 44322 Nantes, France

*(auteur correspondant : florine.giraud@lecnam.net)

Résumé - Afin d'arriver, à terme, à développer des outils d'aide au dimensionnement des évaporateurs compacts basse pression, une approche par nombres adimensionnels est présentée dans cet article. Cette approche est basée sur des résultats expérimentaux obtenus lors de précédentes études. Des nombres adimensionnels dépendants de la puissance frigorifique obtenue durant ces expériences [1] et de divers autres paramètres (propriétés thermophysiques du fluide, conditions de fonctionnement) sont proposés. Il est notamment montré que, pour nos conditions d'essais, des tendances similaires peuvent être obtenues dans le cas d'un évaporateur connecté à un condenseur (fonctionnement par thermosiphon) ou connecté à un adsorbent, mettant ainsi en évidence l'intérêt de ces nombres pour des applications différentes.

Nomenclature

a	diffusivité thermique, $m^2.s^{-1}$
c_p	capacité calorifique, $J.kg^{-1}.K^{-1}$
e	épaisseur de confinement, m
E	énergie, J
g	accélération de la pesanteur, $m.s^{-1}$
h	enthalpie, $J.kg^{-1}$
H	hauteur, m
L_c	longueur capillaire, m
\dot{m}	débit, $kg.s^{-1}$
P	pression, Pa
\dot{Q}_{cool}	puissance, W
R_{cav}	rayon du site de nucléation, m
T	température, K
t	temps, s
u	vitesse, $m.s^{-1}$
U	énergie interne, J
V	volume, m^3

Symboles grecs

μ	viscosité dynamique, $kg.m^{-1}.s^{-1}$
ρ	masse volumique, $kg.m^{-3}$
σ	tension superficielle, $N.m^{-1}$

Indices et exposants

<i>cond</i>	condenseur
<i>ev</i>	évaporateur
<i>ff</i>	fluide frigorigène
<i>fs</i>	fluide secondaire
<i>in</i>	entrée
<i>l</i>	liquide
<i>out</i>	sortie
<i>sat</i>	saturation
<i>triple</i>	au point triple
<i>v</i>	vapeur
<i>w</i>	paroi
<i>wet</i>	mouillée

1. Introduction

Les systèmes à sorption sont une alternative intéressante aux systèmes de compression classique puisqu'ils présentent l'avantage d'utiliser des fluides naturels comme fluide frigorigène et permettent d'utiliser de l'énergie solaire ou de l'énergie thermique perdue pour fonctionner. Cependant, si de l'eau est utilisée comme fluide frigorigène, la pression au

niveau de l'évaporateur est de l'ordre du kiloPascal. Or, à de si basses pressions, l'impact du poids de la colonne d'eau n'est plus négligeable et il peut devenir difficile d'initier la vaporisation du fluide dans l'évaporateur. Ainsi, pour pallier à ces problèmes, des évaporateurs tubes et calandre noyés ou à films ruisselants sont couramment utilisés dans ces systèmes. Or, ces technologies sont peu compactes et/ou nécessitent la présence de pompes de recirculation. Bien que pour le développement de systèmes à sorption de petites puissances, il soit primordial de diminuer l'encombrement et le coût de ces installations, très peu d'études se focalisent sur l'utilisation d'évaporateur compact basse pression dans ces systèmes et il y a un manque de données concernant les phénomènes de vaporisation (ébullition et évaporation) qui pourraient se produire dans ces évaporateurs.

Ainsi, la vaporisation de l'eau dans un canal d'évaporateur à plaques lisses dans des conditions similaires à celles obtenues dans un système à ab- ou ad- sorption a été étudiée [1]. D'un point de vue plus fondamental, il a été mis en évidence que l'utilisation du nombre de Bond, nombre couramment utilisé lors d'étude d'ébullition en milieu confiné, n'est pas aussi significatif dans ces conditions qu'à plus haute pression [2]. En effet, ce nombre est souvent utilisé pour donner une indication sur « l'écrasement » de la bulle dans un milieu confiné en partant de l'approximation que le diamètre de la bulle est à peu près équivalent à la longueur capillaire. Or, dans les conditions de fonctionnement des systèmes à sorption, la longueur capillaire est de quelques millimètres (environ 2,7 mm) alors que le diamètre des bulles peut atteindre plusieurs centimètres. Cela est en partie dû au fait que les forces inertielles et de viscosités sont négligées. En prenant en compte ces forces, une nouvelle longueur caractéristique a été développée.

À l'instar de ce nombre de Bond, d'autres nombres ou corrélations couramment utilisées à plus haute pression ne sont plus valables ou n'ont plus la même signification à basse pression. C'est le cas notamment des corrélations reliant le coefficient d'échange convectif aux nombres de Reynolds et Prandtl fréquemment utilisées pour le dimensionnement d'évaporateurs. C'est pourquoi actuellement, le dimensionnement des échangeurs basse pression se fait principalement de manière empirique. L'objectif de cette étude est donc d'arriver, à terme, à développer des outils d'aide au dimensionnement des évaporateurs compacts basse pression. Pour ce faire, une approche par nombres adimensionnels basée sur des résultats expérimentaux obtenus lors de précédentes études [1] est initiée. Des nombres adimensionnels dépendants de la puissance frigorifique obtenue durant ces expériences et de divers autres paramètres (propriétés thermophysiques du fluide, conditions de fonctionnement) sont proposés.

2. Dispositif expérimental

Pour reproduire les conditions similaires des conditions obtenues dans une machine à absorption, un banc expérimental fonctionnant en thermosiphon a été conçu, la différence entre les températures de consignes imposées au condenseur et à l'évaporateur créant la force motrice (Fig. 1). Un modèle thermodynamique permet ensuite de comparer les conditions expérimentales obtenues avec ce banc avec celles qui seraient obtenues dans une machine à absorption idéale [1]. Afin de compenser les pertes de charges de la ligne liquide trop importantes étant donné les conditions de pressions (de l'ordre du kiloPascal), une pompe liquide est ajoutée en sortie de condenseur. Le fluide circulant dans cette ligne est chauffé par le bain thermostaté B3, détendu dans la vanne V5, puis il alimente l'évaporateur via trois tubes de cuivre de 2 mm de diamètre interne. Une fois le fluide vaporisé, celui-ci retourne dans le condenseur où il est stocké sous forme liquide.

Ce même dispositif expérimental est utilisé pour reproduire les conditions qu'il est possible d'avoir dans une machine à adsorption. Dans ce cas-là, un nouveau composant, l'adsorbeur (rempli de 11 kg de silicagel), est utilisé. La phase d'adsorption (Fig. 2a) commence lorsque la température dans l'adsorbeur est stabilisée. L'adsorbeur est ensuite connecté à l'évaporateur, l'évaporateur ayant été préalablement thermalisé. Le fluide frigorigère (de l'eau), circule du condenseur à l'évaporateur via la ligne liquide. Une fois le fluide vaporisé, il est adsorbé par les billes de silicagel. L'adsorbeur est maintenu à une température à peu près constante grâce au bain thermostaté B3. La phase de régénération (Fig. 2b) commence une fois que la température de l'adsorbeur est stabilisée à la température de régénération. La vanne V7 est ouverte, le fluide frigorigère à l'état vapeur peut donc circuler de l'adsorbeur au condenseur.

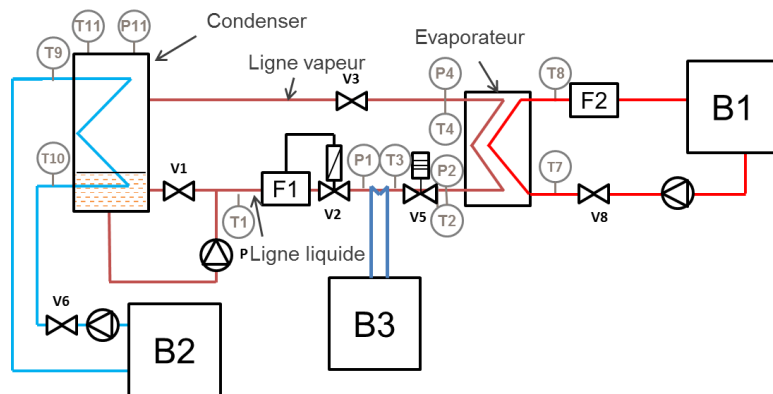


Figure 1 : Schéma du banc expérimental utilisé pour reproduire le fonctionnement d'une machine à adsorption.

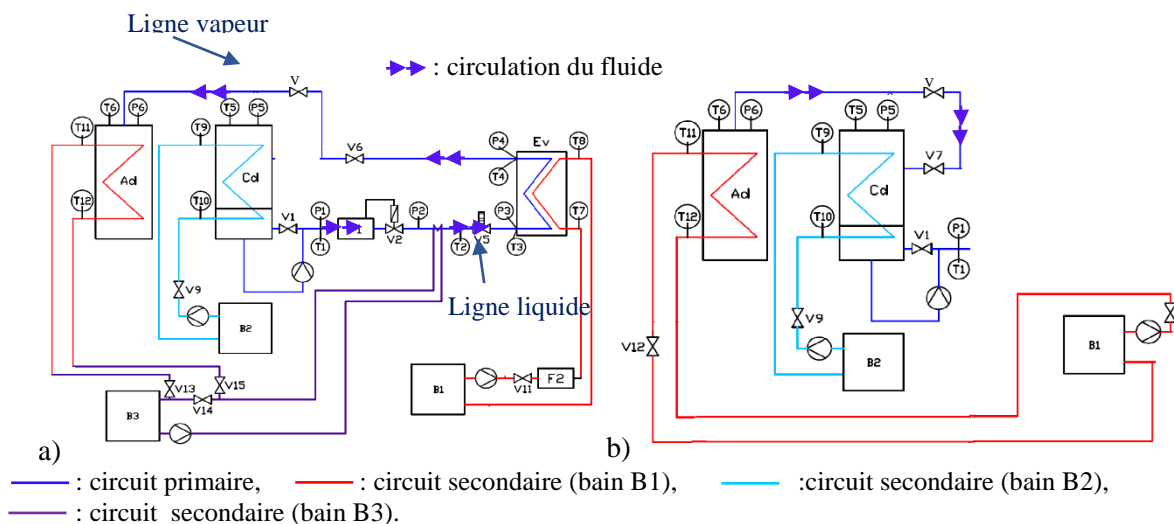


Figure 2 : Schéma du dispositif expérimental durant les phases a) d'adsorption, b) de régénération.

L'évaporateur (Fig. 3) est constitué de trois plaques lisses de 500 mm de haut et 200 mm de large mises en parallèle. Deux de ces plaques sont en acier inoxydable, la troisième plaque, plaque extérieure permettant de confiner le fluide frigorigère, en polyméthacrylate de méthyle (PMMA) est transparente. Grâce à cette plaque, il est possible de visualiser les phénomènes se produisant dans le canal de l'échangeur côté frigorigère. L'espace de confinement de ce canal est fixé à 4 mm ou 2 mm. La plaque centrale entre les deux fluides (en acier inoxydable) a une épaisseur de 6 mm afin de permettre l'insertion de 44 thermocouples et d'éviter tout flambage

de la plaque. Ces 44 thermocouples sont placés en regard afin de permettre une estimation du flux via une méthode inverse. Afin de favoriser l'ébullition, la configuration co-courant a été privilégiée en accord avec les résultats présentés en [3] pour un évaporateur à plaques ayant des dimensions similaires.

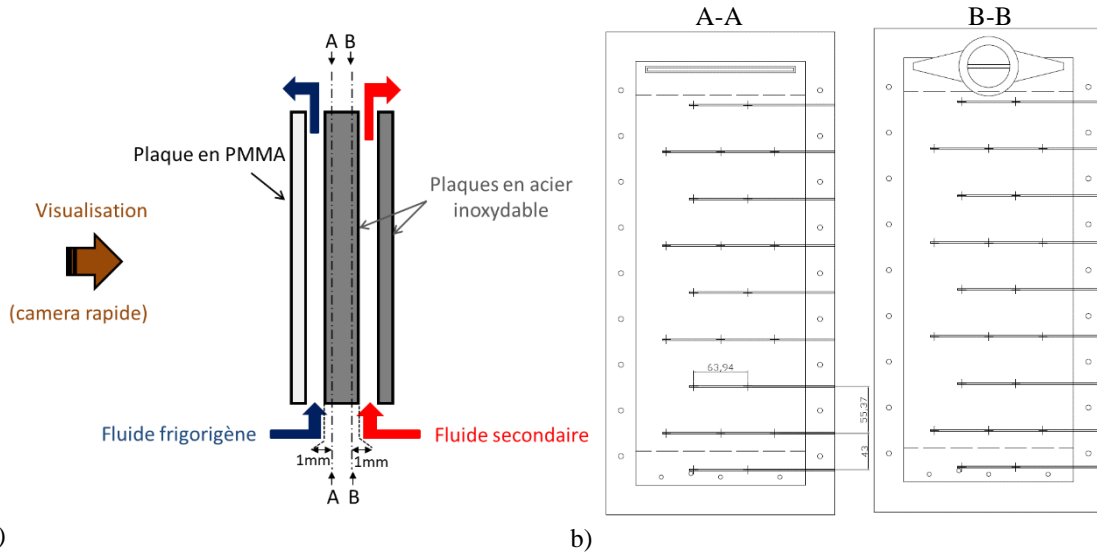


Figure 3 : a) Schéma de l'évaporateur b) Localisation des thermocouples situés dans la plaque centrale

Des thermocouples de type K permettent d'obtenir les températures d'entrée et sortie des fluides secondaires et du fluide frigorigène au niveau de chaque composant. Leur incertitude de mesure est de $\pm 0,1$ K. Cinq capteurs de pression (précision : $\pm 0,075$ % de la mesure) ont également été installés permettant d'obtenir la pression avant détente, en entrée de la plaque, en sortie de plaque, à l'entrée du condenseur et à l'entrée de l'adsorbeur. Les phénomènes de vaporisation du fluide frigorigène sont visualisés à l'aide d'une caméra rapide permettant de prendre environ 100 images par seconde (résolution d'image : 1024 x 768).

3. Résultats et discussion

Durant les essais réalisés, des puissances frigorifiques instantanées allant de 0 W à 580W ont été mesurées. Ces puissances ont été obtenues par bilan au fluide secondaire à chaque pas de temps (ici 3 s), i.e. par l'équation 1 à chaque pas de temps.

$$\dot{Q}_{cool} = c_{p,l} \cdot \dot{m}_{fs} \cdot (T_{in,fs} - T_{out,fs}) \quad (1)$$

Cette approximation (équation en quasi-statique) induit une différence de moins de 1 % sur les résultats obtenus en considérant que cette différence peut être obtenue de la manière suivante (voir équation 2) :

$$\frac{dE}{dt} = \frac{dU}{dt} = V_{fs} \cdot \rho_{fs} \cdot c_{p,l} \cdot \frac{d\left(\frac{T_{out,fs} - T_{in,fs}}{2}\right)}{dt} \quad (2)$$

L'influence de cette approximation sur le calcul de la puissance frigorifique instantanée et sur le calcul de la puissance frigorifique moyennée dans le temps lors de cycle d'adsorption a également été étudiée à l'aide d'un programme Matlab développé en interne. Dans ce programme, après reconstruction du profil de température à l'intérieur de la plaque grâce à l'équation de la chaleur 2D et en considérant comme conditions limites les informations

données par les thermocouples implantés dans la plaque, le flux transmis par le fluide secondaire à chaque nœud a été calculé en utilisant la loi de Fourier. La différence entre les résultats numériques obtenus, en considérant ou non la variation d'énergie interne dans le temps, montre une différence relative maximale (obtenue au début du cycle, i.e. aux premiers instants suivant la connexion de l'évaporateur à l'adsorbeur) inférieure à 40 % et induit une différence sur la puissance frigorifique moyennée dans le temps de moins de 0,6 % de la puissance frigorifique simulée.

Durant les essais réalisés deux principaux régimes d'écoulement ont pu être identifiés :

- Un régime d'écoulement pour lequel aucune vaporisation du fluide frigorigène n'est observée. Les bulles arrivant dans le canal de l'évaporateur, dues au fait que le canal est alimenté en diphasique, se recondensent immédiatement. La puissance frigorifique mesurée est proche de 0 W.
- Un régime d'écoulement pour lequel l'apparition de bulles est observée (Fig. 4). Les bulles déforment l'interface libre, leur membrane se brise et des gouttelettes sont projetées sur la paroi de l'évaporateur située au-dessus de la surface libre. Un film liquide se crée ainsi au-dessus de la nouvelle interface libre puis s'évapore. Suivant la hauteur de remplissage et les conditions de fonctionnement, ces bulles apparaissent soit spontanément quelques centimètres en dessous de la surface libre soit sont des masses de vapeur dues au fait que l'évaporateur est alimenté en diphasique qui continuent de croître.

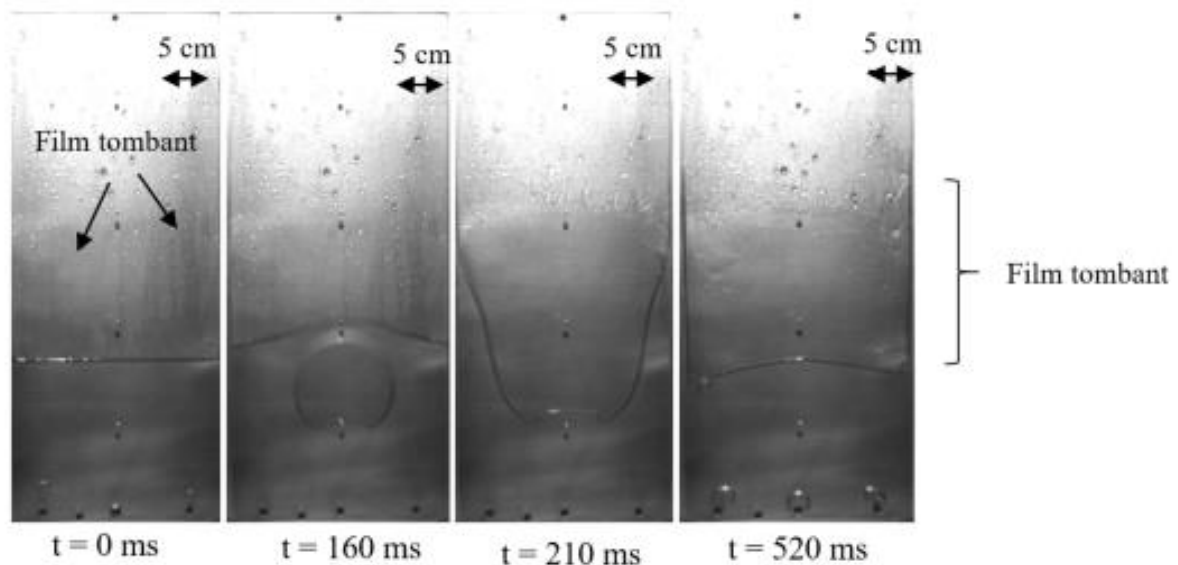


Figure 4 : Régime d'écoulement observé ($H_l = 15 \text{ cm}$, $P_{sat} = 1,1 \text{ kPa}$, $T_{fs} = 17,5 \text{ }^\circ\text{C}$) [1]

Ces régimes ont été observés que ce soit lors de cycles d'absorption ou d'adsorption. Dans ce dernier cas, avant apparition de ce régime, une forte vaporisation du fluide a pu être observée aux tous premiers instants du cycle, lors de la connexion de l'évaporateur à l'adsorbeur, pouvant entraîner la création d'un film liquide sur la quasi-totalité de la surface de la plaque. Dans tous les cas, il a pu être montré que l'évaporation du film liquide était responsable de plus de 70 % du flux échangé [1]. Ainsi, plus la surface de film est importante, meilleure est la puissance frigorifique. Cette surface de film liquide dépend de la taille de la bulle (volume d'eau déplacé), de la vitesse de déplacement du sommet de la bulle (énergie cinétique transmise aux gouttelettes qui peuvent atteindre une certaine hauteur de projection) et de l'état de surface de la paroi (impact sur le film et sur la croissance de bulle). En

observant que lors de la croissance de la bulle, le pied de bulle reste quasiment au même endroit durant toute la croissance de celle-ci, et en supposant que la bulle croît dans toutes les autres directions de la même façon, il est possible de dire, en première approximation, que la vitesse de déplacement du sommet de la bulle est la vitesse de croissance de la bulle. D'après la littérature, la croissance de bulle peut être décomposée en deux grandes étapes : une étape de croissance inertielle où la croissance de la bulle est due à un intense transfert de masse lui-même due à un fort gradient de température, puis une étape de croissance de bulle diffusive contrôlée par la diffusion de la chaleur du liquide à la bulle. Robinson et Judd [4] formalisent mathématiquement ces vitesses de croissance de bulle, selon que la bulle soit contrôlée par les forces inertielles ou par la diffusion de la chaleur. Ils montrent que la vitesse limite de la croissance inertielle peut s'écrire de la manière suivante (Eq. 3) :

$$u_i = \sqrt{\frac{4\sigma}{3\rho_l R_{cav}}}, R_{crit} = \frac{2\sigma}{\Delta P} \quad (3)$$

Quant à la vitesse de croissance diffusive, elle peut se noter de la manière suivante (Eq. 4) :

$$u_{HTF} = \frac{3aJa}{R_{cav}}, Ja = \frac{\rho_l c_p (T_w - T_{sat})}{\rho_v \Delta h_{lv}} \quad (4)$$

La Fig. 5 montre la variation de la puissance frigorifique moyenne obtenue en absorption pour une épaisseur de confinement de 4 mm en fonction de ces deux vitesses.

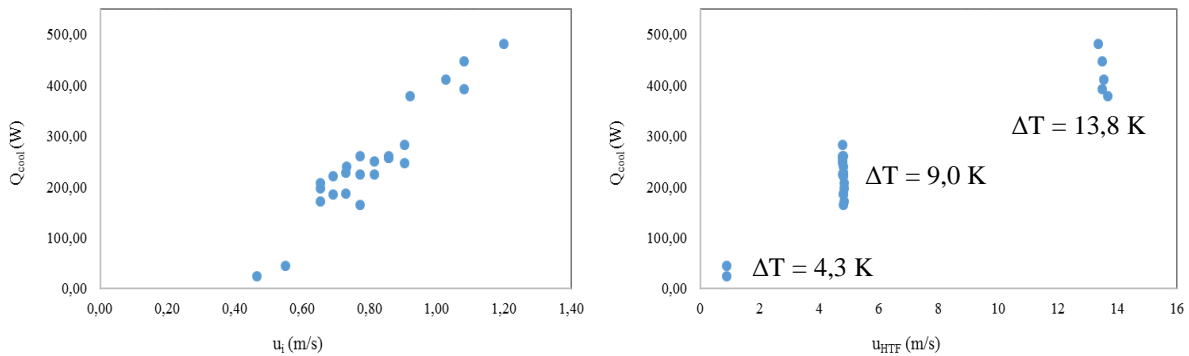


Figure 5 : Variation de la puissance frigorifique moyenne en fonction de a) la vitesse de croissance de inertielle (voir équation 3), b) la vitesse de croissance diffusive (voir équation 4).

Les trois groupements de la Fig. 5b sont dus aux trois différences de température ($T_{fs}-T_{ff}$) imposées ($\Delta T = 4,3$ K, $\Delta T = 9,0$ K et $\Delta T = 13,8$ K) : plus cette différence de température est grande, meilleure est la puissance frigorifique obtenue. Cette différence de température se retrouve dans le nombre de Jakob, nombre parfois également utilisé comme critère pour définir si la croissance de bulle est fortement inertielle ou pas [3,4]. Si, d'après la Fig. 5, la puissance frigorifique ne semble pas dépendre de la vitesse de croissance diffusive (Fig. 5b), la puissance frigorifique obtenue semble en revanche dépendre de la vitesse de croissance inertielle (Fig. 5a). Ces résultats sont en accord avec le fait qu'à basse pression, la croissance de bulle est principalement inertielle [4]. Ces résultats confirment également que la vitesse (ou les forces d'inertie) a un impact significatif sur la puissance frigorifique obtenue.

Concernant le volume d'eau déplacé, comme mentionné précédemment, le nombre de Bond est couramment utilisé lors d'études d'ébullition en milieu confiné et peut être vu comme un indicateur de « l'écrasement » de la bulle. Cet « écrasement » impacte également fortement le volume d'eau déplacé et donc la surface de paroi mouillée. En prenant en compte les forces inertielles le nombre de Bond devient [1] (voir l'équation 5) :

$$Bo = \frac{H_l}{\frac{u^2}{2g} + \sqrt{\left(\frac{u^2}{2g}\right)^2 + L_c^2} + \frac{\mu u}{[(\rho_l - \rho_v)g]}} \quad (5)$$

Avec L_c la longueur définie comme suit (voir l'équation 6) :

$$L_c = \sqrt{\frac{\sigma}{g(\rho_l - \rho_v)}} \quad (6)$$

Et u la vitesse de croissance de la bulle soit ici la vitesse inertielle définie par l'équation 4.

Ainsi en combinant ces nombres, des évolutions de la puissance frigorifique moyennées dans le temps en fonction de nombres adimensionnels ont pu être tracées (Fig. 6).

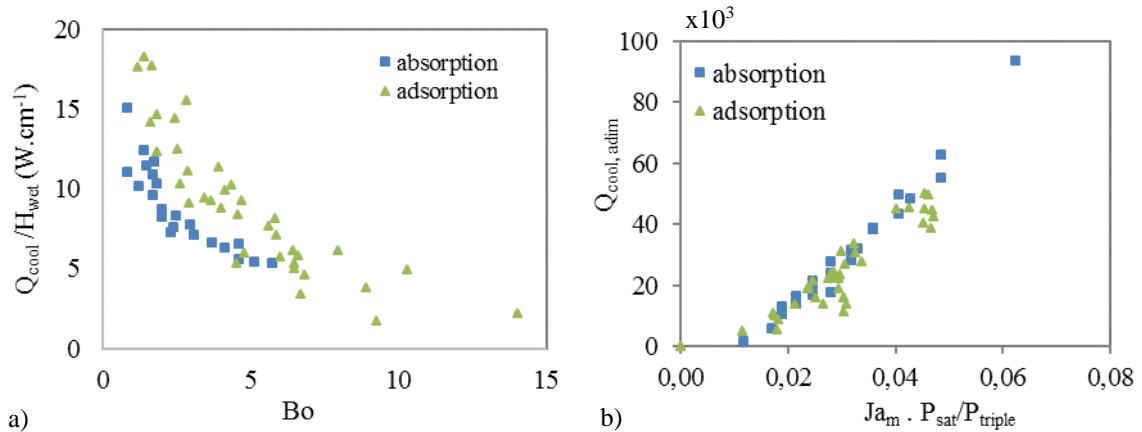


Figure 6 : Evolution de a) la puissance spécifique en fonction du nombre de Bond b) d'une puissance frigorifique adimensionnelle en fonction du produit du nombre de Jakob par le ratio P_{sat}/P_{triple}

La Fig. 6a) représente l'évolution du nombre de Bond en fonction de la puissance frigorifique spécifique (puissance frigorifique par longueur mouillée). La Fig. 6b) représente l'évolution du nombre de Jakob modifié ($Ja_m = \frac{c_{p_l}(T_w - T_{sat})}{\Delta h_{lv}}$), corrigée par un rapport de pression (P_{sat}/P_{triple}) en fonction d'une puissance adimensionnelle. La puissance dimensionnelle a été développée comme suit (Eq. 7),

$$\dot{Q}_{cool,adim} = \dot{Q}_{cool} \frac{\rho_v}{\mu_l \sigma}, \quad (7)$$

avec ρ_v la masse volumique (faible) de l'eau qui va dans le sens d'une expansion rapide du volume de la bulle, la tension superficielle σ et la viscosité dynamique μ qui freinent cette expansion. Le rapport de pression (P_{sat}/P_{triple}) est représentatif des conditions de fonctionnement de l'évaporateur et représente « à quel point ces conditions sont loin du point triple ». Contrairement aux corrélations fréquemment rencontrées dans la littérature où le point de référence choisi est la pression critique, le point triple a été choisi puisque les conditions de fonctionnement sont proches de celui-ci et qu'il fixe les limites de fonctionnement de l'évaporateur.

Ainsi, en se basant essentiellement sur la croissance de bulle, pour nos conditions d'essais, des tendances similaires sont obtenues dans le cas d'un évaporateur connecté à un condenseur (fonctionnement par thermosiphon) ou connecté à un adsorbent. Cette observation

met ainsi en évidence l'intérêt de ces nombres pour des applications différentes. Cependant, contrairement aux corrélations couramment utilisées dans la littérature, ces nombres ne font pour le moment pas intervenir de coefficients d'échange ni de facteur de forme. Des efforts vont donc être fait dans ce sens afin d'avoir des corrélations les plus universelles possibles et permettant un dimensionnement d'évaporateur compact basse pression. Des essais devront également être faits avec d'autres fluides afin de mettre en évidence les facteurs impactant la croissance de bulle et la puissance frigorifique atteignable dans ces conditions.

4. Conclusion

En s'appuyant essentiellement sur la théorie de la croissance de bulle ainsi que sur les résultats majeurs obtenus durant des essais menés sur un évaporateur à plaques lisses dans des conditions représentatives des conditions opératoires des systèmes à ad et absorption, des nombres adimensionnels dépendants de la puissance frigorifique mesurée, des propriétés thermophysiques du fluide et des conditions de fonctionnement ont été développés. Une évolution similaire de ces nombres a été retrouvée pour les deux fonctionnements (cycle à absorption et à adsorption). Cependant ces évolutions restent probablement spécifiques à l'évaporateur étudié et des efforts devront être faits pour développer des corrélations plus universelles faisant intervenir notamment un facteur de forme et des coefficients d'échange.

Références

- [1] F. Giraud, C. Toubanc, R. Rullière, J. Bonjour, M. Clause, Experimental study of water vaporization occurring inside a channel of a smooth plate-type heat exchanger at subatmospheric pressure. *Applied Thermal Engineering*. 106 (2016), 180-191.
- [2] F. Giraud, R. Rullière, C. Toubanc, M. Clause, J. Bonjour, Subatmospheric pressure boiling on a single nucleation site in narrow vertical spaces, *International Journal of Heat and Fluid Flow*. 58 (2016), 1-10.
- [3] M. Clause, J. Leprieur, F. Meunier, Experimental test of plate evaporator for sorption refrigeration systems. *ISHPC (2011)*, Padova Italie, paper I-86.
- [4] A. J. Robinson, R. L. Judd, The dynamics of spherical bubble growth. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 47 (2004), 5101–5113.
- [5] N. Ginet, Analyse des mécanismes contrôlant la croissance et l'ascension d'une bulle isolée en ébullition nucléé. Thèse (1999), INSA de Lyon.

Remerciements

Les auteurs souhaitent remercier l'ANR pour le financement de cette étude ainsi que tous les partenaires du projet ANR ECOSS (contrat n° : ANR-11-SEED-0007-001). Ce projet avait pour objectif de comprendre les phénomènes mis en jeu dans les évaporateurs des machines à sorption utilisant de l'eau comme fluide frigorigène afin d'optimiser leur taille.