

Optimisation de Fonctionnement de la Pompe à Bulles

Ali BENHMIDENE^{*1}, Bechir CHAOUACHI¹, Slimane GABSI¹, Mahmoud BOUROUIS²

⁽¹⁾ *Research Unit Environment, Catalysis and Process Analysis URECAP,
The National School of Engineering of Gabes, Omar Ibn El Khattab Street,
Gabes 6029, Tunisia*

ali.benhmidene@gmail.com
bechir.chaouachi@enig.rnu.tn
Slimane.Gabsi@isetsf.rnu.tn

⁽²⁾ *CREVER – Universitat Rovira i Virgili, Av. dels Països Catalans
Nº. 26, 43007 Tarragona, Spain.*

mahmoud.bourouis@urv.cat

Résumé – Dans le présent travail nous nous sommes intéressés à l'hydrodynamique de la pompe à bulles en utilisant le mélange eau-ammoniac comme fluide de travail. nous avons aussi détaillé les équations de bilans du modèle à deux fluides ainsi que la méthode numérique utilisée lors de la simulation des écoulements diphasiques dans la pompe à bulles. La résolution de ces équations a permis de déterminer la fraction du vide, les vitesses du liquide et de la vapeur, la pression ainsi que le rapport de pompage le long de la pompe à bulles. Ceci nous a permis d'étudier l'influence des paramètres opératoires tels que le diamètre du tube sur la performance de la pompe à bulles. D'autre part on a corrélé la densité optimale du flux de chaleur en fonction de la vitesse massique et du diamètre du tube. La densité minimale du flux de chaleur nécessaire au pompage a été également corrélée en fonction du diamètre du tube.

Mots clés – pompe à bulles, modèle à deux fluides, simulation, densité de flux optimal, eau-ammoniac

Abstract – In the present work we are interested in the hydrodynamics of the bubble pump using the water-ammonia mixture as working fluid. Subsequently we have detailed the balance equations of two-fluid model and the numerical method used in the simulation of multiphase flows in the bubble pump. Solving these equations are used to determine the void fraction, the liquid and the vapor velocities, the pressure and the pumping ratio along the bubble pump. This allowed us to study the influence of operating parameters such as the tube diameter on the performance of the bubble pump. On the other hand the optimum density of the heat flow is correlated as a function of the mass velocity and tube diameter. The minimum density of the heat flow required for pumping has also been correlated as a function of tube diameter.

Keywords— Bubble pump, two-fluid model, simulation, heat flux, tube diameter, ammonia-water mixing.

I. INTRODUCTION

La pompe à bulles est une composante essentielle d'une unité de réfrigération à absorption diffusion. En effet, elle assure deux fonctions : le pompage du fluide et la désorption du réfrigérant dissous dans la solution. C'est une pompe de fluide qui fonctionne par énergie thermique.

Lors de l'addition de la chaleur au tube de la pompe à bulles, la vapeur émise par le processus d'ébullition forme des petites bulles qui s'unissent dans des bulles de taille plus importante : ce qui constitue le régime à bulles. Pour ce régime la vapeur générée n'est pas capable de soulever le liquide, on assiste à un phénomène d'oscillation. L'addition de la chaleur au tube de la pompe provoque une coalescence des bulles qui forment des pistons à vapeur dont les diamètres sont environ égaux au diamètre du tube. Ces pistons sont séparés par des bouchons de liquide. A ce stade la pompe à bulles fonctionne en régime piston. Cependant, l'action de pompage ne se produit qu'à partir d'un flux de chaleur critique pour lequel la première goutte de liquide atteint le sommet du tube de la pompe. A partir de ce flux de chaleur critique, les pistons à vapeur seront capables de soulever le liquide d'une manière continue pour que ce dernier commence à circuler.

Le fonctionnement de la pompe à bulles dépend des paramètres géométriques tels que le diamètre et la longueur du tube et des paramètres opératoires tels que la puissance de chauffe, la hauteur de submersion et la configuration de la pompe à bulles [1,2].

la densité de flux de chaleur reçue par la pompe à bulles est le paramètre le plus étudié. L'augmentation de la densité du flux de chaleur fournie à la pompe à bulles augmente la vitesse du liquide au début puis celle-ci diminue pour des densités de flux de chaleur de plus en plus importantes [3]. En ce qui concerne la configuration de la pompe à bulles, elle est d'autant plus efficace que l'apport de chaleur est important [4].

Le présent étude s'intéresse à la modélisation de la densité de flux de chaleur en fonction des paramètres opératoires telles que la vitesse massique de la solution riche ainsi que le diamètre du tube.

II. MODELE A DEUX FLUIDES

Pour la modélisation du fonctionnement de la pompe à bulles, nous avons utilisé le modèle à deux fluides avec quelques simplifications qui consistent principalement à négliger les effets des contraintes à l'interface et de la tension superficielle [5]. On obtient ainsi un système d'équations différentielles dans lequel les équations de bilan sont combinées aux équations de couplage, comme suit:

- Bilan de masse

$$\frac{d}{dz}(\alpha \rho_G u_G) = \Gamma_G \quad (1)$$

$$\frac{d}{dz}[(1-\alpha) \rho_L u_L] = \Gamma_L \quad (2)$$

- Bilan de quantité de mouvement

$$\frac{d}{dz}(\alpha \rho_G u_G^2) + \alpha \frac{dP}{dz} + \alpha \rho_G g = -F_{WL} - F_{GL} - F_{GI} \quad (3)$$

$$\frac{d}{dz}[(1-\alpha) \rho_L u_L^2] + (1-\alpha) \frac{dP}{dz} + (1-\alpha) \rho_L g = -F_{WL} + F_{LG} - F_{LI} \quad (4)$$

- Bilan d'énergie dans le mélange

$$\frac{d}{dz}[(1-\alpha) \rho_L u_L H_L + \alpha \rho_G u_G H_G] = Q_{WL} \quad (5)$$

Le frottement interfacial représenté par le terme F_{LG} dans l'équation bilan (4), gouverne le glissement entre les phases : un frottement interfacial faible implique un glissement important, et donc un taux de vide faible par rapport à celui correspond au modèle homogène.

L'expression adoptée à la modélisation de la force de traînée est celle donnée par Richter [6].

$$F_{LG} = \frac{3C_{FI}}{D} \sqrt{\alpha \rho_G} (u_G - u_L) |u_G - u_L| + C_D \rho_L u_G \alpha \frac{d}{dz} (u_G - u_L) \quad (6)$$

C' est le coefficient de masse virtuel. Il est fonction de régime d'écoulement $C' = 0.5$: régime à bulles et 0 pour les autres régimes.

C_{FI} : Facteur de friction interfacial. Selon le régime d'écoulement C_{FI} prend les expressions suivantes :

$$C_{FI} = C_D \sqrt{\alpha} (1-\alpha)^{-1.7} \frac{\rho_L D}{\rho_G D_B} \quad \text{régime à bulles.} \quad (7)$$

$$C_{FI} = 0.005 (1 + 75(1-\alpha)) \quad \text{:régime annulaire.} \quad (8)$$

(8)

Entre le régime à bulles et annulaire, C_{FI} est obtenue par interpolation linéaire.

C_D : Coefficient de traînée. Il est fonction de nombre de Reynolds de la bulle Re_B

$$C_D = \frac{24}{Re_B} (1 + 0.15 Re_B^{0.687}) \quad Re_B < 1000 \quad (9)$$

$$C_D = 0.44 \quad Re_B \geq 1000$$

Où

$$Re_B = \frac{2\rho_L R_B (1-\alpha) |u_G - u_L|}{\mu_L} \quad (10)$$

R_B : rayon de bulle. Cette grandeur est corrélée en fonction de la tension superficielle, des masses volumiques du liquide et de la vapeur ainsi que l'accélération de pesanteur sous la forme suivante [7]:

$$R_B = 0.073 \beta \sqrt{\frac{2\sigma}{g(\rho_L - \rho_G)}} \quad (11)$$

Avec l'angle β est égale à 30° .

Il est à noter que F_{LG} dans l'équation (3) est positive pour un écoulement vertical ascendant et négatif pour un écoulement vertical descendant.

Plusieurs corrélations ont été proposées pour la modélisation du frottement de liquide avec la paroi, nous avons choisi la corrélation de Chisholm [8].

$$F_{WL} = \left[1 + (Y^2 - 1) \left(Bx^{(2-n)/2} (1-x)^{(2-n)/2} + x^{2-n} \right) \right] \Delta P_{Lo} \quad (12)$$

ΔP_{Lo} : Chute de pression par friction de la phase liquide seule.

Elle est exprimée par :

$$\Delta P_{Lo} = \frac{4}{D} f_{Lo} \frac{G^2}{2\rho_L} \quad (13)$$

Le coefficient de frottement de la phase liquide seule f_{Lo} est fonction du nombre de Reynolds de la phase liquide seule Re_{Lo} :

$$f_{Lo} = \begin{cases} \frac{16}{Re_{Lo}} & \text{pour } Re_{Lo} = \frac{GD}{\mu_L} \leq 2000 \\ 0.0079 Re_{Lo}^{-0.25} & \text{pour } Re_{Lo} = \frac{GD}{\mu_L} > 2000 \end{cases} \quad (14)$$

Le facteur de qualité réel est modélisé par la formule suivante :

$$x = \frac{1}{1 + \frac{1-\alpha}{\alpha} \frac{\rho_L u_L}{\rho_G u_G}} \quad (15)$$

Y , appelé coefficient de propriété, est défini comme étant le rapport de la chute de pression de la phase vapeur seule par celle de la phase liquide seule :

$$Y = \left(\frac{\Delta P_{Go}}{\Delta P_{Lo}} \right)^{0.5} = \left(\frac{f_{Go}}{f_{Lo}} \right)^{0.5} \quad (16)$$

Le coefficient B dans l'équation (12) est donnée par :

$$B = \frac{CY - 2^{2-n} + 2}{Y^2 - 1} \quad \text{Où}$$

$$C = \frac{u_G}{u_L} \sqrt{\frac{\rho_L}{\rho_G}} \left(1 + \frac{u_G^2 \rho_G}{u_L^2 \rho_L} \right) \quad (17)$$

Alors que $n = 0.25$, selon la relation de Blasius.

Les forces interfaciales dues au changement de matière, F_{LI} et F_{GI} sont modélisées par:

$$F_{LI} = -(1-\eta)\Gamma_L(u_L - u_G) \quad (19)$$

$$F_{GI} = -\eta\Gamma_G(u_G - u_L) \quad (20)$$

η : est un paramètre de pondération compris entre 0 et 1, il est souvent fixé selon le changement de phase attendu pour chaque application [8].

Dans la présente étude, puisque le chauffage se fait le long du tube, le processus de condensation et de vaporisation coexistent tout le long du tube, c'est la raison pour lequel nous avons pris $\eta = 0.5$.

Le taux de génération de vapeur de la paroi est modélisée en considérant la masse totale de bulles détachées de la surface chauffée, par:

$$\Gamma_G = -\Gamma_L = \frac{q_e}{h_{fg} + C_{pL} \Delta T_{sat}} \quad (21)$$

Le flux de chaleur due à l'évaporation q_e est modélisé par l'équation suivante [9]:

$$q_e = C_2 (q_w - C_1 h_{sp} (T_w - T_L)) \quad (22)$$

C_1 et C_2 sont estimés par Hainoun et all. [10] :

$$C_1 = 1 - \frac{\pi}{16} \frac{\alpha}{\alpha_{OSV}} \text{ for } \alpha \leq \frac{16 \cdot \alpha_{OSV}}{\pi}$$

$$C_1 = 0 \text{ for } \alpha > \frac{16 \cdot \alpha_{OSV}}{\pi}$$

$$C_2 = \left(\frac{T_w - T_{sat}}{T_w - T_L} \right)^2 \quad (23)$$

h_{sp} est le coefficient de transfert de chaleur de la phase liquide seule donnée par la relation:

$$h_{sp} = 0.023 \frac{\lambda_L}{D} \text{Re}_L^{0.8} \text{Pr}_L^{0.4} \quad (24)$$

Re_L est le nombre de Reynolds de la phase liquide.

$$\text{Re}_L = \frac{GD(1-x)}{\mu_L} \quad (25)$$

Alors que pour la température de la paroi T_w peut être calculée à partir de flux de chaleur q_w

$$q_w = h_{tp} (T_w - T_L) \quad (26)$$

Le coefficient de transfert de chaleur pour une ébullition convective forcée h_{tp} est déterminée à partir de la corrélation de Chen [11]. Dans cette corrélation le coefficient de transfert h_{tp} est exprimé en fonction de coefficient convective h_{cv} et de coefficient d'ébullition nucléé h_{nb} , comme le suit

$$\begin{aligned} h_{tp} &= h_{cv} + h_{nb} \\ h_{cv} &= Fh_{sp} \text{ et } h_{nb} = Sh_{npb} \end{aligned} \quad (27)$$

F est une grandeur purement dynamique, exprimée en fonction du paramètre de Martinelli χ_{tt} . La relation $F = f(\chi_{tt})$ a été d'abord proposée par Chen [10] sous une forme graphique puis sous une forme analytique par divers auteurs dont Bjornard et Griffith [12]. Pour la résolution de système d'équation différentielle nous avons utilisé la méthode de Runge-kutta d'ordre 4.

III. RESULTATS DE SMULATION

En plus de fraction de la vapeur, de la pression, de la température, la résolution des équations a permis de calculer les vitesses de la solution pauvre et de réfrigérant le long du tube de la pompe à bulle. Le modèle a été validé en comparant nos résultats de simulation relatif de la variation de la fraction du vide le long du tube de la pompe avec des corrélation du littératures [13]

Nous somme intéressés à déterminer la vitesse de la solution pauvre à la sortie du tube de la pompe. Cette vitesse est calculée pour une gamme de flux de chaleur et pour les diamètres de tube ainsi que les flux massiques indiqués dans le tableau 1

Tableau 1-
 VARIABLES OPERATOIRES POUR L'OPTIMISATION DE
 LA DENSITE DU FLUX DE CHALEUR

Variable	Valeur
Densité de flux de chaleur (kW.m ⁻²)	1 – 70
Vitesse massique (kg.m ⁻² .s ⁻¹)	10, 30, 50, 70
Diamètre de tube (mm)	4, 6, 8, 10
Longueur de tube (m)	1
Fraction d'ammoniac à l'entrée	0.4
Pression (bar)	15, 18

A. Influence du diamètre du tube sur le fonctionnement de la pompe à bulles

Pour montrer l'importance de cette paramètre sur le fonctionnement de la pompe à bulles on a tracé la variation du rapport de pompage (le rapport de la vitesse du liquide par la vitesse de la vapeur) en fonction de la densité de flux de chaleur ceci pour différentes densités de flux de chaleur. La figure 1 illustre cette variation.

Cette figure montre que la le rapport de pompage maximale est de 0,37 alors qu'il diminue en fonction du diamètre du tube pour atteindre 0,3.

Le rapport de pompage est très légèrement influencé par les autres paramètres à l'entrée, telles que la pression et la fraction de l'ammoniac [14].

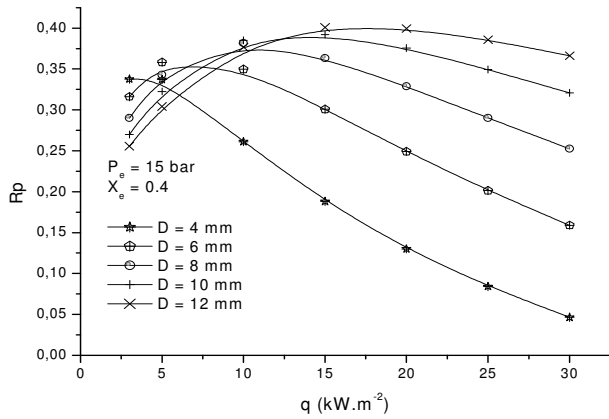


Fig. 2 Influence of heat flux on the outlet liquid velocity for different tube diameter

B. Densité de flux de chaleur optimale

La vitesse de liquide est calculée lorsque le régime permanent est établi dans la pompe c'est-à-dire pour un flux massique G fixe. La figure 2 est un exemple d'évolution de la vitesse de la solution pauvre en fonction du flux de chaleur, pour un débit massique de $50 \text{ kg.m}^{-2}.\text{s}^{-1}$. Pour les différents diamètres étudiés, la vitesse de la solution pauvre augmente en fonction du flux de chaleur: celui-ci atteint un maximum, puis décroît. Cette évolution montre l'influence du régime d'écoulement en fonction des flux de chaleur croissants. En effet, le régime d'écoulement passe de régime à bulle, pour lequel la vitesse est le plus faible au régime à bouchon où la vitesse atteint son maximum, lorsque la vitesse décroît cela montre l'apparition de régime semi-annulaire[15]. Pour bien visualiser l'influence des diamètres du tube sur l'apparition des régimes d'écoulement on a tracé la variation de la vitesse du liquide en fonction de la vitesse de la vapeur. La figure 3 montre que régime à Bouchon est dominant pour des densités de flux de chaleur décroissantes et des diamètres du tubes croissantes. Les études expérimentales réalisées, montrent que la pompe à bulles est plus efficace lorsqu'elle fonctionne en régime à bouchon [16].

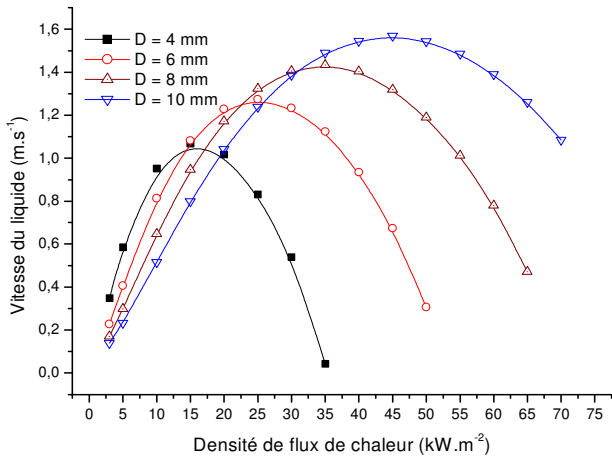


Fig. 2 Variation de la vitesse de la solution pauvre en fonction de la densité de flux de chaleur pour différents diamètres de tube de la pompe à bulles.

En se basant sur ce qui est cité, on peut dire que le flux optimal de fonctionnement de la pompe à bulle, pour des conditions opératoires et géométriques fixes, est celle qui correspond au régime à bouchon pour lequel la vitesse du liquide à la sortie est maximale. Le flux optimal est déterminé comme étant le flux qui correspond à la valeur de vitesse de liquide le plus important. Comme il est clair d'après la figure 2 le flux optimal dépend du diamètre de tube de la pompe.

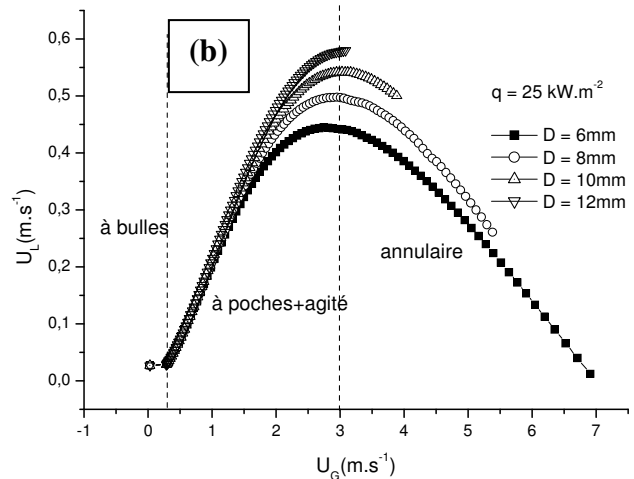
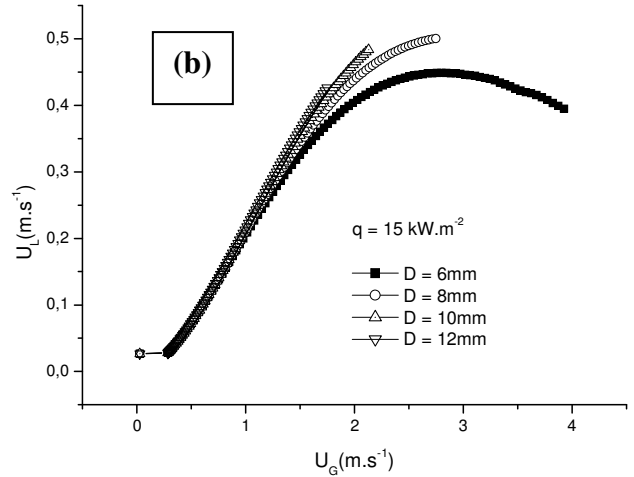


Fig. 3 Variation de la vitesse du liquide en fonction de la vitesse de la vapeur
 (a) $q = 15 \text{ kW.m}^{-2}$,
 (b) 25 kW.m^{-2}

Pour modéliser cette dépendance, nous avons tracé la variation de flux optimale en fonction du diamètre de tube pour différent débit massique. La figure 4 illustre cette évolution. Le flux optimal

dépend du flux massique en plus du diamètre du tube. Pour un débit massique donné, la variation de flux optimal en fonction du diamètre du tube est de la forme:

$$q_{op} = a.D + b \quad (28)$$

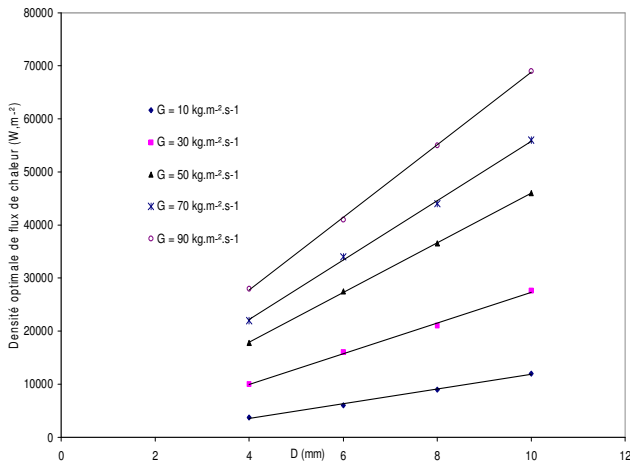


Fig. 4 Variation de la densité optimale de flux de chaleur en fonction du diamètre de tube pour différentes valeurs de la vitesse massique G.

Le tableau 2 donne les valeurs de a et b ainsi que les coefficients de régression. Les paramètres a et b sont fonction de G. La figure 5 montre l'évolution de ces paramètres en fonction de G. Les allures de $a = f(G)$, ainsi que de $b = f(G)$, sont des droites affines. Les équations de ces droites donnant les expressions des paramètres a et b en fonction de G, soient:

$$a = 68.75G + 828.5 \quad (29)$$

$$b = 30.8G - 2416 \quad (30)$$

Tableau 2

VALEURS DE a ET b AINSI QUE LES COEFFICIENTS DE REGRESSION

Vitesse massique (kg.m ⁻² .s ⁻¹)	a (kW.m ⁻³)	b (kW.m ⁻²)	R ²
10	1395	-2.09	0.9997
30	2890	-1.58	0.9987
50	4680	-0.81	0.9998
70	5600	-0.20	0.9974
90	6850	0.30	0.9962

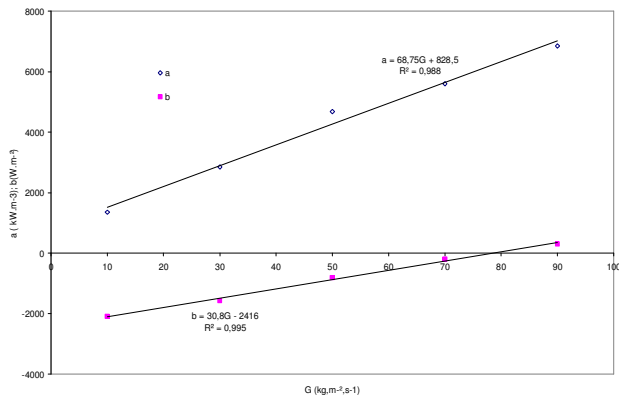


Fig. 5 Variation des paramètres (a) et (b) en fonction de la vitesse massique G.

Ce qui permet d'exprimer la densité optimale de flux de chaleur en fonction du diamètre du tube et de la vitesse massique ainsi:

$$q_{op} = (68.75G + 828.5)D + 30.8G - 2416 \quad (31)$$

Où D est exprimé en (mm)

C. Densité minimale de flux de chaleur nécessaire au pompage

Afin de prédire la densité minimale de flux de chaleur nécessaire au pompage du liquide dans la pompe à bulles,

on a tracé l'évolution de la densité optimale de flux de chaleur en fonction de la vitesse massique G. La figure 6 montre cette évolution. Pour les différents diamètres étudiés, on obtient des droites de pentes a' et d'ordonnées à l'origine b'.

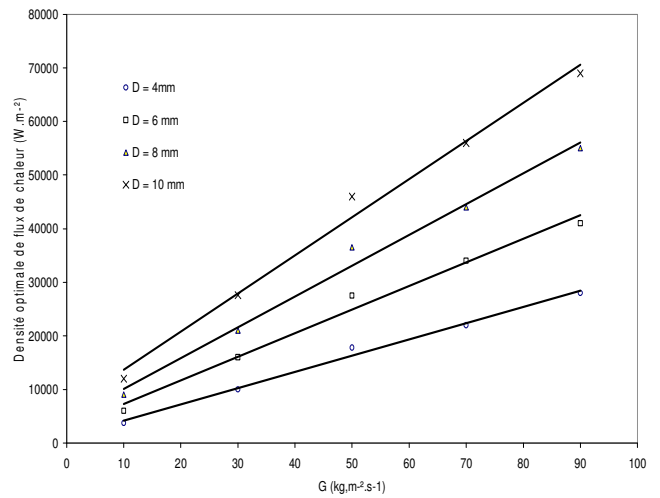


Fig. 5 Variation de la densité optimale de flux de chaleur en fonction de la vitesse massique pour différents diamètres de tubes.

L'ordonnée à l'origine, noté b', est la densité de flux de chaleur qui correspond à une vitesse massique nulle. Au-delà de cette valeur commence le pompage pour un diamètre donné. Comme montré sur la figure 7, le paramètre b' dépend du diamètre du tube. Sur la figure 3.16 est porté la variation de b' en fonction de diamètres D. Cette figure montre une variation linéaire entre la densité minimale de flux de chaleur q_{min} en fonction du diamètre du tube. La densité minimale de flux de chaleur est exprimée en fonction du diamètre du tube D par la relation:

$$q_{min} = 878D - 2416 \quad (32)$$

Cette simulation permet de modéliser les densités optimales et minimales de flux de chaleur en fonction du diamètre de tube et de la vitesse massique. Dans la simulation, les paramètres géométriques tels que la longueur de tube, le diamètre de tube et opératoires comme la concentration de la solution riche et la pression sont pris constants or ces paramètres ont une grande influence dans la modélisation des grandeurs étudiées.

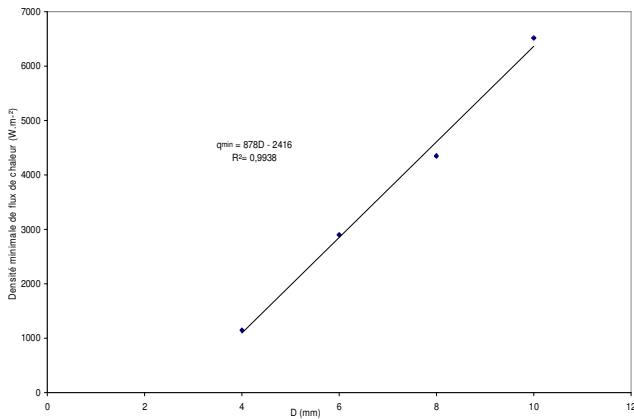


Fig. 5 Variation de la densité minimale de flux de chaleur en fonction du diamètre du tube de la pompe à bulles.

VI CONCLUSION

Dans le but d'optimiser le flux de chaleur reçu par une pompe à bulles, nous avons réalisé une étude numérique, en utilisant le modèle à deux fluides. La pompe à bulles est simulée à un tube vertical de diamètre variable et d'un mètre de longueur. Le long de ce tube un mélange eau-ammoniac à 40% d'ammoniac est porté en ébullition.

La résolution numérique des équations bilan ont permis de déterminer la vitesse de la solution pauvre le long de tube. La variation de cette vitesse en fonction du flux de chaleur allant de 1 kW.m⁻² jusqu'à 80 kW.m⁻² a permis de déterminer le flux de chaleur optimal.

Notre étude montre que le flux optimal est fonction de diamètre du tube D ainsi que du flux massique G. Il est modélisé en fonction de ce deux paramètres par :

$$q_{op} = (68.75G + 828.5)D + 30.8G - 2416$$

De même le flux minimal nécessaire au pompage est modélisé en fonction de diamètre de tube D par une expression sous la forme:

$$q_{min} = 878D - 2416$$

REFERENCES

- [1] A. Benhmidene, B. Chaouachi, S. Gabsi, "A Review of bubble pump technologies", Journal of Applied Sciences, 10 (16) (2010), 1806-1813
- [2] A. Benhmidene, M. Bourouis, B. Chaouachi, S. Gabsi "Étude expérimentale de la pompe à bulles d'une machine frigorifique à absorption/diffusion" SIP 11, Bechar Algerie 2012
- [3] A. D. Delano, "Design analysis of the Einstein refrigeration cycle". Ph.D. Thesis, Georgia Institute of Technology, (1998).
- [4] A. Zohar, M. Jelinek, A. Levy, I. Borde, "Performance of diffusion absorption refrigeration cycle with organic working fluids". International Journal of Refrigeration, 32 (2009), 1241-1246

- [5] A. Benhmidene, B. Chaouachi, S. Gabsi, M. Bourouis, "Modelling of boiling two-phase flow in the bubble pump of diffusion-absorption refrigeration cycles", Chemical NOMENCLATURE

C'	Coefficient de matière virtuelle
C _D	Coefficient de traîné
C _{FI}	Coefficient de frottement interfacial
C _p	Capacité calorifique (J.kg ⁻¹ .C ⁻¹)
D	Diamètre de tube (m)
f _{Lo}	Facteur de friction
F _{LG}	Force de traînée (N.m ⁻³)
F _{GL}	Force de frottement de la phase liquide avec le tube (N.m ⁻³)
F _{WL}	Force de frottement de la phase vapeur avec le tube (N.m ⁻³)
F _{WG}	Forces interfaciales dues au changement de matière (N.m ⁻³)
F _{LI}	Gravity accélération (m.s ⁻²)
F _{GI}	Vitesse massique (kg.m ⁻² .s ⁻¹)
g	Enthalpie (J.kg ⁻¹)
G	Coefficient de transfert de chaleur (Wm ⁻² K)
H	Enthalpie de vaporisation (J.kg ⁻¹)
h	Puissance (W)
h _{fg}	Pression (Pa)
Q	Rayon (m)
ρ	Nombre de Reynolds
R	Température (K)
Re	Vitesse (m.s ⁻¹)
T	Temps (s)
u	Fraction d'ammoniac dans la phase liquide
t	Abscisse (m)
X	
Z	

Lettres Grecques

α	Taux de vide (-)
β	Titre volumique
ρ	Masse volumique (kg.m ⁻³)
Γ	Taux de génération de vapeur (kg.m ⁻³ .s ⁻¹)
μ	Viscosité (Pa.s)
λ	Conductibilité thermique
η	Facteur de pondération
σ	Tension superficielle (N.m ⁻¹)

Indices

B	Bulle
L	Liquide
G	vapeur
sat	saturation

. Engineering Communications, volume 202, Issue 1, 2015

- [6] Richter HJ (1983) Separated two-phase flow model: application to critical two phase flow. Int J Multiph Flow 9:511-530
- [7] Wallis GB (1969) One-dimensional two-phase flow. McGraw Hill, New York
- [8] Chisholm D (1973) Pressure gradient due to friction during the flow of evaporating two phase mixtures in smooth tubes and channel. Int J Heat Mass Trans 16:347358
- [9] Baroczy CJ (1965) A systematic correlation for two-phase pressure drop. Chem Eng Prog Simpson Ser 62:232-249

- [10] Hainoun A, Hicken E, Wolters J (1996) Modelling of void formation in the subcooled boiling regime in the ATHLET code to simulate flow instability for research reactors. Nucl Eng Des 16:7175–7191
- [13] A. Benhmidene, B. Chaouachi, M. Bourouis, S. Gabsi, "Modelling of boiling two-phase flow in the bubble pump of diffusion absorption refrigeration". Chemical Engineering Communication, (in press)
- [14] A. Benhmidene, B. Chaouachi, M. Bourouis, S. Gabsi, "Effect of operating conditions on the performance of the bubble pump of absorption-diffusion refrigeration cycles". Thermal Sciences, 15 (3) (2011), 793-806.
- [11] Chen JC (1966) Correlation for boiling heat transfer to saturated fluids in convective flow. Ind Eng Chem Process Des Dev 5:322–329
- [12] Celeta GP, Cumo M, Satero T (1993) Forced convective boiling in binary mixtures. Int J Heat Mass Transf 36:3299–3309
- [15] A. Benhmidene, B. Chaouachi, M. Bourouis, S. Gabsi, "Numerical prediction of flow patterns in bubble pumps", Journal of Fluid Engineering, 133 (3) (2011) 3130-3137.
- [16] U. Jakob, U. Eicker, D. Schneider, M.J. Cook, A.H. Taki. "Simulation and experimental investigation into diffusion absorption cooling machines for air-conditioning applications". Applied Thermal Engineering, 28 (2008), 1138-1150.