

OPTIMISATION DU FLUX THERMIQUE DE FONCTIONNEMENT D'UNE POMPE A BULLES D'UNE MACHINE FRIGORIFIQUE A ABSORPTION –DIFFUSION

S. GABSI^(a,b), A. BENHMIDENE^(a), B. CHAOUACHI^(a),
M. BOUROUIS^(c), M. EL GANAOU^(d)

^(a) *Ecole Nationale d'Ingénieurs de GABES, Université de GABES, Unité de Recherche
Environnement, Catalyse et Analyse des Procédés TUNISIA*

^(b) *Ecole Nationale d'Ingénieurs de SFAX, Université de SFAX, TUNISIA*

^(c) *Department of Mechanical Engineering, Universitat Rovira i Virgili., Tarragona, SPAIN*

^(d) *Laboratoire LERMAB, Université de la Lorraine, FRANCE*

*e-mail: slimane.gabsi@isetsf.rnu.tn , aahmiden@yahoo.fr, bechir.chaouachi@enig.rnu.tn,
mahmoud.bourouis@urv.cat, mohammed.el-ganaoui@univ-lorraine.fr*

Résumé : 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.

Pour modéliser le fonctionnement de cette pompe, nous avons utilisé le modèle à deux fluides auquel avec quelques simplifications et modifications. Le modèle ainsi obtenu est composé d'un système de neuf équations: six équations de bilan de masse, de quantité de mouvement et d'énergie et trois équations de couplage.

Les résultats de simulation obtenus montrent l'importance de la densité du flux de chaleur comme paramètre critique pour le fonctionnement de la pompe à bulles qui est fonction du diamètre du tube et du débit massique. Pour un débit massique donné, la variation du flux optimal en fonction du diamètre du tube est de la forme:

$$q_{op} = (90G + 320)D + 56G + 424$$

Pour un régime d'écoulement dans la pompe à bulles, l'utilisation des fractions de vides limites ont permis d'identifier le régime d'écoulement en tout point le long de la colonne, ce qui nous a permis de déterminer la longueur de zone de chaque régime. Le flux minimal nécessaire au pompage, en fonction du diamètre du tube D , s'écrit sous la forme: $q_{min} = 327,5D - 280$

Mots clés : pompe à bulles, machine frigorifique, absorption-diffusion, optimisation, flux thermique

1. 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 du 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. Notre pompe à bulles est une conduite verticale de section circulaire chauffée uniformément suivant la longueur.

2. 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. 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 traîné est celle donnée par Richter [1].

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

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 :

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

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

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

C_D : Coefficient de traîné. 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 [2]:

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

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 [3].

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

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 :

$$B = \frac{CY - 2^{2-n} + 2}{Y^2 - 1} \quad \text{Où} \quad C = \frac{u_G}{u_L} \sqrt{\frac{\rho_L}{\rho_G}} \left(1 + \frac{u_G^2}{u_L^2} \frac{\rho_G}{\rho_L} \right) \quad (17)$$

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 [3].

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 [4]:

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

C_1 et C_2 sont estimé par Hainoun et all. [5] :

$$C_1 = 1 - \frac{\pi}{16} \frac{\alpha}{\alpha_{OSV}} \quad \text{for } \alpha \leq \frac{16 \cdot \alpha_{OSV}}{\pi} \quad C_2 = \left(\frac{T_w - T_{sat}}{T_w - T_L} \right)^2 \quad (23)$$

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

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

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

Le coefficient de transfert de chaleur pour une ébullition convective forcée h_{ip} est déterminée à partir de la corrélation de Chen [5]. Dans cette corrélation le coefficient de transfert h_{ip} est exprimé en fonction de coefficient convective h_{cv} et de coefficient d'ébullition nucléé h_{nb} , comme le suit

$$h_{ip} = h_{cv} + h_{nb} \quad (27)$$

$$h_{cv} = Fh_{sp} \quad \text{et} \quad h_{nb} = Sh_{npb}$$

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 [6] sous une forme graphique puis sous une forme analytique par divers auteurs dont Bjornard et Griffith [7].

Pour la résolution de système d'équation différentielle nous avons utilisé la méthode de Runge-kutta d'ordre 4.

2. RESULTATS DE SIMULATION

Flux de chaleur optimal

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. Nous sommes 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. 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 1 est un exemple d'évolution de la vitesse de la solution pauvre en fonction du flux de chaleur, pour un débit massique de $50 \text{ kg.m}^{-2}.\text{s}^{-1}$ [8,9]. 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 croissante. 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. Les études expérimentales réalisées, montrent que la pompe à bulles est plus efficace lorsqu'elle fonctionne en régime à bouchon. 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.

Tableau 1 : Conditions opératoires utilisées lors de la simulation

Paramètre	Valeurs
Flux thermique (kW.m^{-2})	3-80
Diamètre de tubes (mm)	4, 6, 8 et 10
Débits massique ($\text{kg.m}^{-2}.\text{s}^{-1}$)	10, 30, 50, 70 et 90
Longueur de tube (m)	1
Concentration en ammoniac à l'entrée	0,4
Pression à l'entrée de la pompe (bar)	14

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.

Pour modéliser cette dépendance, nous avons tracé la variation de flux optimale en fonction du diamètre de tube pour différent débit massique. La figure 2 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:

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

Le tableau 2 illustre les valeurs de a et b ainsi que les coefficients de régression. Les paramètres a et b sont fonction de G. Les allures de $a = f(G)$, ainsi que de $b = f(G)$, sont des droites affines.

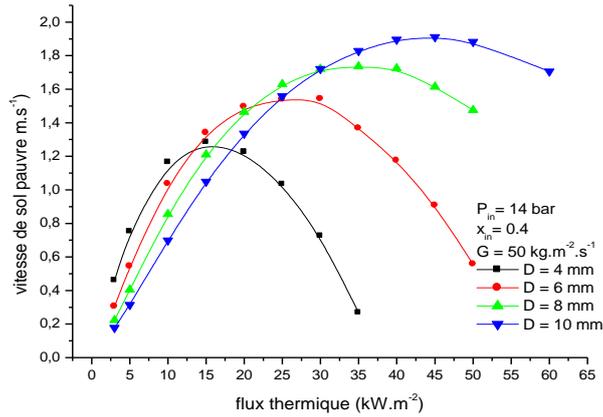


Figure 1 : Variation de la vitesse de la solution pauvre en fonction du flux thermique

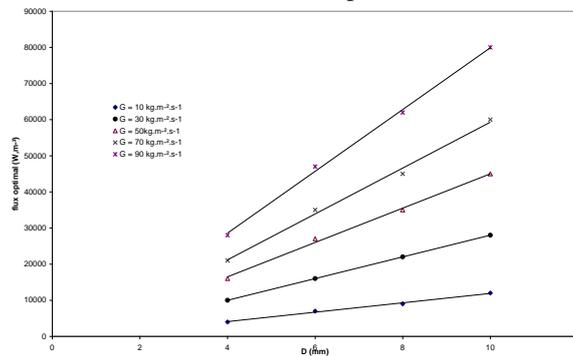


Figure 2: Variation de flux optimal en fonction du diamètre de tube pour différentes flux massique G

Les équations de ces droites modélisent les paramètres a et b sous la forme :

$$a = 90G + 320 \quad b = 56G + 424$$

Tableau 2 valeurs des paramètres a et b ainsi que le coefficient de régression

Débits massique ($kg.m^{-2}.s^{-1}$)	a ($kW.m^{-3}$)	b ($kW.m^{-2}$)	R ²
10	1300	1,1	0,9941
30	3000	2	1
50	4750	2,5	0,9967
70	6350	4,2	0,9947
90	8550	5,6	0,9982

L'ensemble de ces équations permet de modéliser le flux optimal en fonction du diamètre du tube et du flux massique sous la forme:

$$q_{op} = (90G + 320)D + 56G + 424$$

Flux de chaleur minimal nécessaire au pompage

Afin de prédire le flux de chaleur minimale nécessaire au pompage du liquide dans la pompe à bulles, nous avons étudié l'évolution du flux optimal en fonction du débit massique G. On montre une dépendance linéaire entre le flux minimal noté q_{min} et le diamètre de tube.

Le flux minimal est modélisée en fonction du diamètre de tube D par la formule.

$$q_{min} = 327,5D - 280$$

Cette simulation nous permet de modéliser le flux optimal et le flux minimal nécessaire au pompage en fonction du diamètre de tube et de flux massique. Dans la simulation nous avons pris constantes quelques paramètres géométrique tels que la longueur de colonne, le rapport de submersion et opératoires comme la concentration de la solution riche et la pression. Ces paramètres peuvent influencer la modélisation des grandeurs étudiées.

4. 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 :

$$q_{op} = (90G + 320)D + 56G + 424$$

De même le flux minimal nécessaire au pompage est modélisé en fonction de diamètre de tube D par une expression sous la forme: $q_{min} = 327,5D - 280$

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} F _{GL}	Force de traîné (N.m ⁻³)
F _{WL}	Force de frottement de la phase liquide avec le tube (N.m ⁻³)
F _{WG}	Force de frottement de la phase vapeur avec le tube (N.m ⁻³)
F _{LI} F _{GI}	Forces interfaciales dues au changement de matière (N.m ⁻³)
g	Accélération de la pesanteur (m.s ⁻²)
G	Vitesse massique (kg.m ⁻² .s ⁻¹)
H	Enthalpie (J.kg ⁻¹)
h	Coefficient de transfert de chaleur (Wm ⁻² K)
h _{fg}	Enthalpie de vaporisation (J.kg ⁻¹)
Q	Puissance (W)
p	Pression (Pa)
R	Rayon (m)
Re	Nombre de Reynolds
T	Température (K)
u	Vitesse (m.s ⁻¹)
t	Temps (s)
X	Fraction d'ammoniac dans la phase liquide
z	Abscisse (m)

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
w	paroi
sat	saturation

REFERENCES

- [1] HJ. Richter, Separated two-phase flow model: application to critical two phase flow. Int J Multiph Flow 9:511–530, 1983
- [2] G. Wallis, One-dimensional two-phase flow. McGraw Hill, New York, 1969
- [3] D. Chisholm, 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, 1973
- [4] CJ. Baroczy, A systematic correlation for two-phase pressure drop. Chem Eng Prog Simpson Ser 62:232–249, 1965
- [5] A. Hicken, E. Wolters J. 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, 1996
- [6] JC. Chen, Correlation for boiling heat transfer to saturated fluids in convective flow. Ind Eng Chem Process Des Dev 5:322–329, 1966
- [7] GP. Celeta, M. Cumo, T. Satero, Forced convective boiling in binary mixtures. Int J Heat Mass Transf 36:3299–3309, 1993
- [8] A. Benhmidene, B. Chaouachi, M. Bourouis, S. Gabsi, Numerical prediction of flow patterns in bubble pumps, Journal of Fluids Engineering, Transactions of the ASME 133 (3), art. no. 031302, 2011
- [9] 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 Science 15 (3), pp. 793-806, 2011