

Modélisation d'un absorbeur eau/bromure de lithium à film ruisselant en régime laminaire

Jean-François CAP*, Sébastien LAGA, Carolina FLORES, Benoît STUTZ

Laboratoire LOCIE UMR 5271 Université de Savoie CNRS, Polytech Annecy-Chambéry, campus scientifique Savoie Technolac. 73376 Le Bourget du Lac, France)

* (auteur correspondant : jean-francois.cap@univ-savoie.fr)

Résumé – On se propose de développer un outil de dimensionnement d'échangeur – absorbeur à plaque et film ruisselant pour les machines à absorption H₂O/LiBr à. Dans le cadre de cette publication, on se placera dans le cas d'un régime laminaire. Le modèle nodal proposé prend en compte l'évolution des couches limites diffusives et thermiques par le biais de coefficients d'échanges variables avec la hauteur. Les évolutions des températures des fluides ainsi que des concentrations au sein du film et à l'interface sont déterminées en fonction de la hauteur. L'impact des conditions de fonctionnement sur la puissance de l'échangeur est analysé.

Nomenclature

C_p	capacité calorifique, J.K ⁻¹ .kg ⁻¹	T_m	température de mélange, K
D	diffusivité de l'eau dans la solution aqueuse de LiBr, m ² .s ⁻¹	x	fraction massique d'eau dans la solution aqueuse de LiBr
h	coefficient d'échange, W.m ⁻² .K ⁻¹	x_{sat}	fraction massique à saturation
K	coefficient de transfert de matière, kg.m ⁻² .s ⁻¹	\dot{V}	débit volumique
L	largeur de plaque, m	Z	distance par rapport à l'entrée, m
\dot{m}	débit massique, kg.s ⁻¹	Δh_{LV}	chaleur latente de vaporisation, J.kg ⁻¹
T	température, K	Δz	hauteur de la maille, m

Indices

l	liquide de refroidissement	e	entrée
j	maille j	s	sortie
i	interface	p	paroi
abs	eau absorbée à l'interface	f	film ruisselant

1. Introduction

Les machines à absorption offrent des perspectives très intéressantes en terme environnemental pour le rafraîchissement des ambiances (rafraîchissement solaire) et le stockage de l'énergie (stockage inter-saisonnier)[1]. Les coûts d'investissement et de fonctionnement des machines actuelles sont cependant élevés et difficilement supportables pour des machines de faibles puissances applicables à l'habitat. On se propose de développer de nouveaux concepts de machines eau/bromure de lithium mettant en œuvre des échangeurs à plaques à films ruisselants pour l'habitat de demain. Les machines à absorption utilisées dans les systèmes de production de froid permettent des gains de consommations électriques, par rapport aux machines à compression mécanique traditionnelle. Si le coefficient de performance (COP) de ce type de machine reste inférieur aux machines frigorifiques standards (0,8 contre 3 à 6), ces machines permettent de valoriser des sources énergétiques non exploitées (rejets thermiques) ou renouvelable (énergie solaire). Aujourd'hui des machines dites à double, triple voire quadruple effets permettent d'augmenter les performances (COP environ 1,3) mais restent relativement limités [2]. Il existe plusieurs couples de

liquide frigorigère/absorbant dont deux principalement utilisés : le couple H₂O/LiBr (l'eau étant le fluide frigorigère), et le couple NH₃/H₂O (l'ammoniac étant le fluide frigorigère). Ce dernier couple présente des risques sanitaires et nécessite des conditions d'emploi particulières. C'est pourquoi il a été choisi de travailler sur le couple H₂O/LiBr. Les machines actuelles mettent généralement en œuvre des échangeurs de type tube-calandre peu compatibles avec des machines compactes et de faible puissance. L'objectif de l'étude est de développer à terme des échangeurs multifonctionnels à plaque et films ruisselant permettant de répondre à cette attente et permettre le développement de machines à absorption pour l'habitat.

Le principe de fonctionnement des machines à absorption eau - bromure de lithium peut être décrit de la manière suivante : le froid est produit par évaporation du fluide frigorigère (H₂O). La vapeur produite est absorbée par le fluide absorbant (solution aqueuse de bromure de lithium) à basse pression (10mb). L'absorbant est transféré dans une chambre à plus haute pression (100mb) où il est chauffé permettant sa désorption. Le fluide frigorigère est alors condensé avant d'être détendu en vue de produire de nouveau du froid par évaporation [3].

L'absorbeur constitue l'élément critique de la machine. Fonctionnant à basse pression (typiquement une dizaine de mb), il est le siège de transferts couplés de masse et de chaleur. Les valeurs élevées du nombre de Schmidt conduisent à des développements de couches limites diffusives et thermiques sensiblement différentes qu'il faut prendre en compte. La diffusion de l'eau au sein des films et le dégagement de chaleur induit par l'absorption de vapeur à l'interface nécessitent de prendre en compte le déplacement des conditions d'équilibre qui autolimitent le phénomène.

La figure 1a montre schématiquement le fonctionnement du phénomène dans le cas d'une plaque plane verticale. Le fluide de refroidissement circule du haut vers le bas entre deux plaques à l'extérieure desquelles ruissellent des films de solution riche en sel. De la vapeur d'eau est absorbée par ces films. Il y a alors transfert de matière et de chaleur, le dégagement de chaleur à l'interface étant essentiellement dû à l'enthalpie de changement de phase de la vapeur d'eau. Le fluide qui circule entre les deux plaques a pour objectif de limiter l'élévation de la température du film absorbant qui affecte les capacités d'absorption en modifiant les conditions d'équilibre à l'interface.

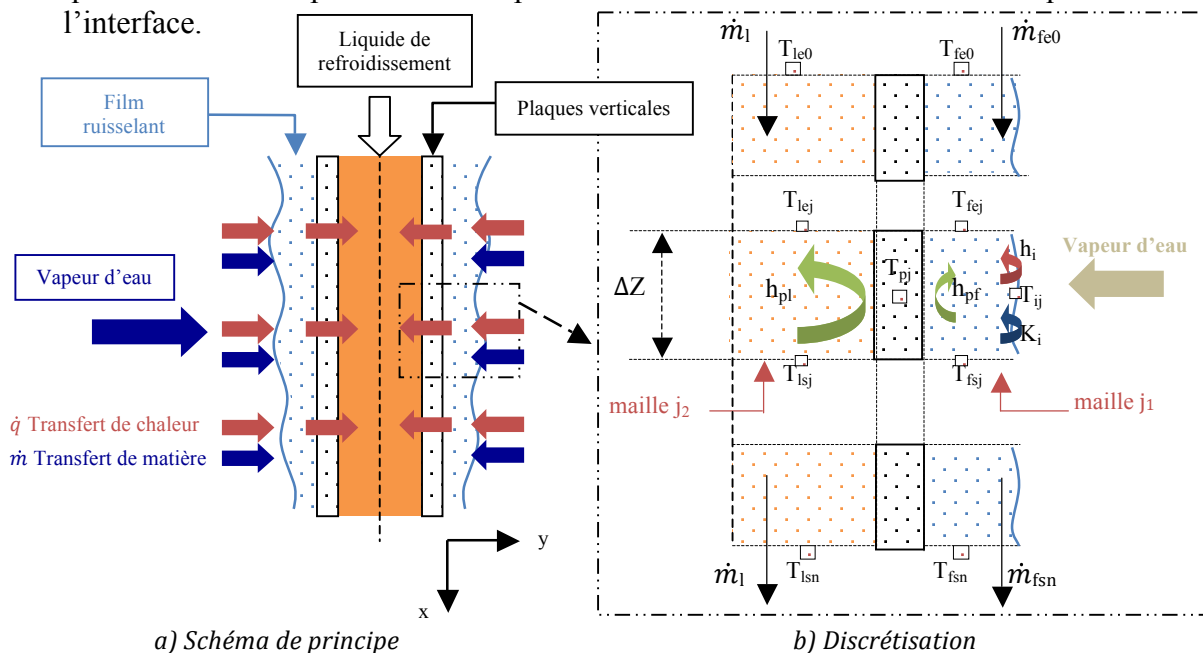


Figure 1 : Description de l'absorption sur un absorbeur à film ruisselant

2. Méthode

2.1. Bilan et système d'équation

Dans ce phénomène, la hauteur des plaques (30cm) est importante vis à vis de l'épaisseur. Nous avons discrétisé la plaque en n tranches de hauteur ΔZ (figure 1b).

Sur chacune des tranches nous établissons les bilans. Considérons une tranche quelconque j , celle-ci se compose de deux mailles : la maille j_1 qui correspond au film ruisselant et la maille j_2 qui correspond au fluide de refroidissement. Les parois sont supposées parfaitement conductrices de sorte à ce qu'elles ne sont pas prises en compte.

Bilan énergétique sur la maille j_1 :

$$\dot{m}_{fsj} \cdot C_{pf} \cdot T_{fsj} - \dot{m}_{fej} \cdot C_{pf} \cdot T_{fej} - \dot{m}_{abs} \cdot (C_{pf} \cdot T_{vap} - \Delta h_{LV}) = h_{pf} \cdot \left(T_{pj} - \frac{T_{fej} + T_{fsj}}{2} \right) \cdot \Delta Z \cdot L \quad (1)$$

Bilan énergétique sur la maille j_2 :

$$\dot{m}_{ij} \cdot C_{pl} \cdot (T_{lsj} - T_{lej}) = h_{pl} \cdot \left(T_{pj} - \frac{T_{lej} + T_{lsj}}{2} \right) \cdot \Delta Z \cdot L \quad (2)$$

Bilan massique sur la maille j_1 :

$$\dot{m}_{abs} = \dot{m}_{fsj} - \dot{m}_{fej} \quad (3)$$

Bilan d'espèces sur la maille j_1 :

$$\dot{m}_{abs} = \dot{m}_{fsj} \cdot x_{fsj} - \dot{m}_{fej} \cdot x_{fej} = K_i \cdot \left(x_i - \frac{x_{fej} + x_{fsj}}{2} \right) \cdot \rho_{eau} \cdot \Delta Z \cdot L \quad (4)$$

Equilibre de la solution à l'interface :

$$x_i = f(T_i, P) \quad (5)$$

Bilan énergétique à l'interface :

$$\dot{m}_{abs} \cdot \Delta h_{LV} = h_i \cdot \left(T_{ij} - \frac{T_{fej} + T_{fsj}}{2} \right) \cdot \Delta Z \cdot L \quad (6)$$

Bilan énergétique au niveau de la plaque :

$$h_{pl} \cdot \left(T_{pj} - \frac{T_{lej} + T_{lsj}}{2} \right) = h_{pf} \cdot \left(\frac{T_{fej} + T_{fsj}}{2} - T_{pj} \right) \quad (7)$$

Ce modèle présente 8 équations pour 8 inconnues : ($T_{lsj}, T_{fsj}, T_{ij}, T_{pj}, \dot{m}_{abs}, \dot{m}_{fsj}, x_{fsj}$ et x_{ij}). La difficulté pour le résoudre réside dans le couplage à l'interface entre x_i et T_i .

2.2. Conditions aux limites

Pour fixer les ordres de grandeurs, on appliquera les calculs à la condition nominale suivante : Le débit volumique du film ruisselant en entrée est choisi pour un nombre de Reynolds égal à 30 soit un débit massique de 0,0197 kg/s pour une plaque de 0,1m de largeur. La fraction massique d'eau en entrée du film est de 0,4. Les températures d'entrée du film et du liquide de refroidissement sont identiques et valent 30°C. Le débit de fluide de refroidissement est fixé à 10 L/min. L'espacement entre les deux plaques est de 1mm. Le film est discrétisé en 100 tranches soit

$\Delta z = 3$ mm pour une plaque de 30 cm de hauteur. Les plaques ont une dimension de 10x30cm (effet de conduction négligeable).

2.2.1. Epaisseur du film

Le régime laminaire est supposé établi, conduisant à un profil de vitesse parabolique son équation est obtenu grâce aux conditions limites :

$$\frac{v(y).e.L}{\dot{V}} = 3 \left(\eta - \frac{\eta^2}{2} \right) \quad \text{avec} \quad \eta = \frac{y}{e} \quad (8)$$

L'épaisseur du film est déterminée à partir d'un bilan de force :

$$\mu \frac{\partial v}{\partial y}(y=0).L.dx = \rho.g.e.dx.L \quad \leftrightarrow \quad e = \sqrt[3]{\frac{3.\mu.\dot{V}}{\rho.g.L}} \quad (9)$$

2.2.2. Coefficients de transferts aux parois et à l'interface en régime établi

Coefficients d'échange thermique à la paroi coté fluide de refroidissement (h_{pl}) :

Le régime est turbulent. Le coefficient d'échange est donné par la corrélation de Colburn :

$$Nu = 0,023.Re^{0,8}.Pr^{1/3} = \frac{2.h.e}{\lambda} \quad (10)$$

On obtient alors un coefficient d'échange à la paroi pour le fluide de refroidissement de $h_{pl} = 9785 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$

Coefficients d'échange thermique à l'interface (h_i) :

Le coefficient d'échange à l'interface en régime établi est calculé à partir d'une approche intégrale en présence d'un film chauffée à température imposée et ruisselant sur une plaque adiabatique. On assimile le profil de température adimensionnel à un profil parabolique (θ la variation de température en fonction de η dans le film). Les constantes sont déterminées à l'aide des conditions aux limites ($\eta = 0, \theta = 0$ et $\frac{d\theta}{d\eta} = 0 ; \eta = 1, \theta = 1$).

$$\text{Soit } \theta(\eta) = \eta^2 \text{ avec } \theta(\eta) = \frac{T(\eta)-T_p}{T_i-T_p} \quad (11)$$

A l'interface, on a :

$$\lambda.\frac{\partial T}{\partial y}(y=e) = h_i.(T_i - T_m) \quad \text{Soit} \quad h_i = Nu.\frac{\lambda}{e} = \frac{40}{11}.\frac{\lambda}{e} \quad (12)$$

La valeur du coefficient d'échange à l'interface correspondant aux conditions nominales est de $h_i = 3773 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$.

Coefficients d'échange thermique à la paroi film ruisselant (h_{pf}) :

Par une méthode analogue, on estime le coefficient d'échange à la paroi :

$$h_{pf} = Nu.\frac{\lambda}{e} = \frac{20}{17}.\frac{\lambda}{e} \quad (13)$$

La valeur du coefficient d'échange à la paroi correspondant aux conditions nominales est de $h_{pf} = 1221 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$.

Coefficients de transfert de masse à l'interface (K_i) :

Par une méthode analogue, on estime le coefficient transfert de matière :

$$K_i = Sh.\frac{D}{e} = \left(\frac{1}{1-x_i} \right) \frac{40}{11}.\frac{D}{e} \quad (14)$$

Pour une fraction massique $x_i=0,5$ nous avons un nombre de Sherwood de 80/11.

2.2.3. Couches limites (variation des coefficients)

Les propriétés des fluides sont recalculées pour chaque maille grâce à de corrélations de la littérature (masse volumique [4], viscosité et conductivité [5], capacité calorifique [6]).

Ainsi, les coefficients h_i , h_{pl} , h_{pf} , l'épaisseur de film et son nombre de Reynolds sont recalculés pour chaque maille à partir des propriétés correspondantes.

2.2.4. Coefficients d'échanges aux parois et à l'interface en régime transitoire

Le développement des couches limites à l'interface et à la paroi conduisent à des coefficients d'échanges de masse et de chaleur variables avec la hauteur. Les évolutions des nombres de Nusselt et de Sherwood avec les nombres de Graetz modifiés sont tirées de l'étude de Grossman [7] (Figure 2).

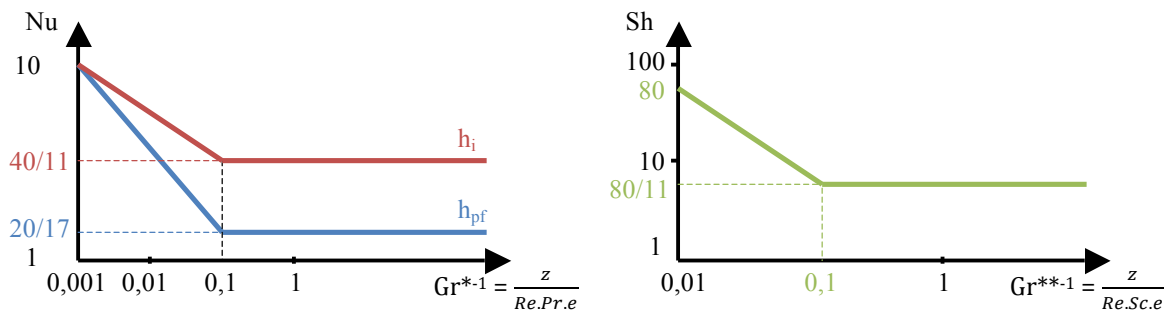


Figure 2 : Diagramme asymptotique log-log du nombre de Nusselt et de Sherwood

2.3. Résolution

Le problème est hautement non linéaire compte tenu des conditions à l'interface. Il est nécessaire de mettre en œuvre une méthode itérative pour le résoudre (Figure 3) :

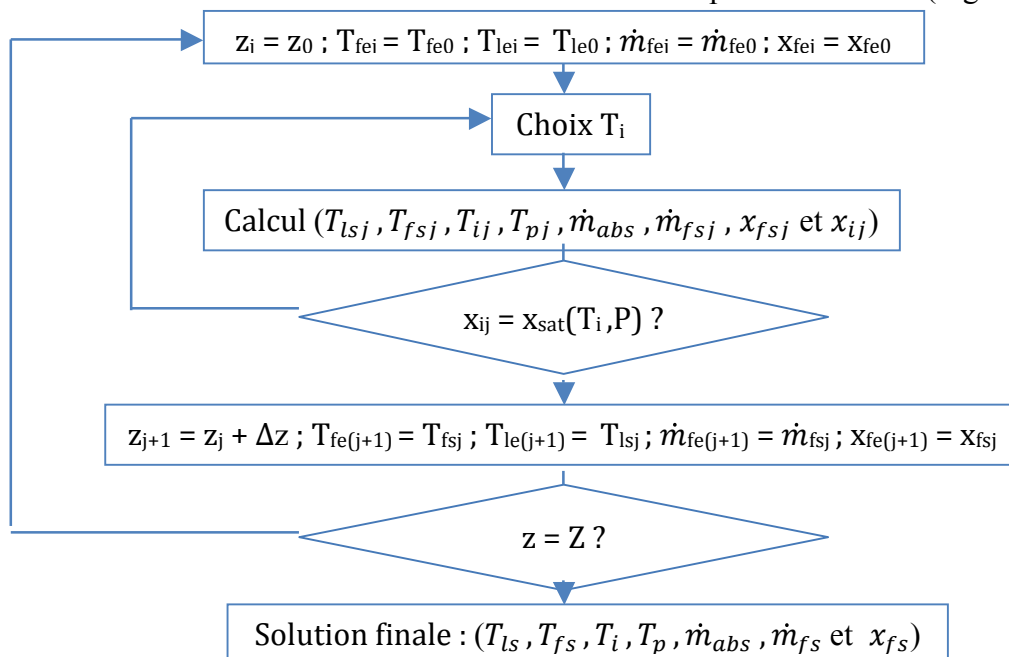


Figure 3 : algorithme de résolution

3. Résultats

L'absorption s'accompagne d'une augmentation brutale de la température à l'interface (14°K) à l'entrée du film (figure 4), puis décroît compte tenu de la diffusion de la chaleur dans le film et du refroidissement. La température du film s'élève également progressivement. L'augmentation des températures de paroi et de liquide de refroidissement reste modéré compte tenu du débit choisit. Cette condition de refroidissement est proche de celle qu'on aurait pour une température imposée.

La fraction massique à l'interface subit aussi une augmentation brutale à l'entrée du film (figure 5) puis tend à se stabiliser à une valeur (0,423). La fraction massique moyenne augmente avec la hauteur mais de manière beaucoup moins prononcé que la température du film (effet de Lewis), la diffusion massique étant plus faible que la diffusion thermique.

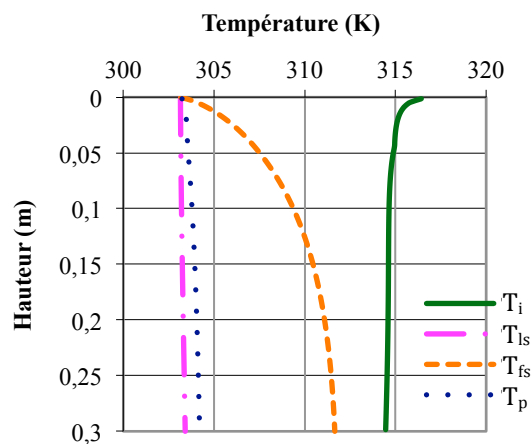


Figure 4 : $T^{\circ}\text{C}$ dans le film ruisselant

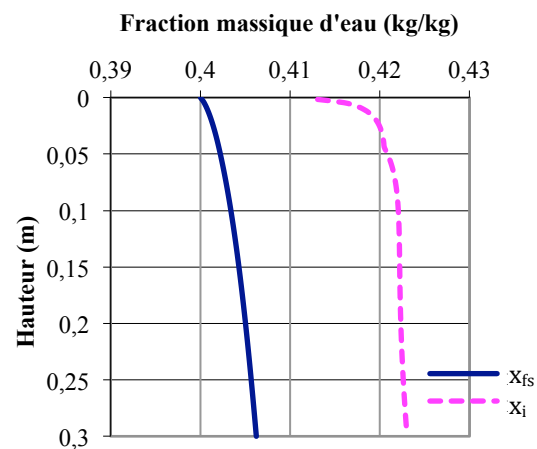


Figure 5 : fraction massique d'eau dans le film ruisselant

Les évolutions des coefficients d'échanges sont données figure 6 et 7. Le régime thermique devient pleinement développé au bout de quelques centimètres alors que le régime diffusif n'atteint jamais ce régime (la couche limite diffusive n'atteint pas la plaque).

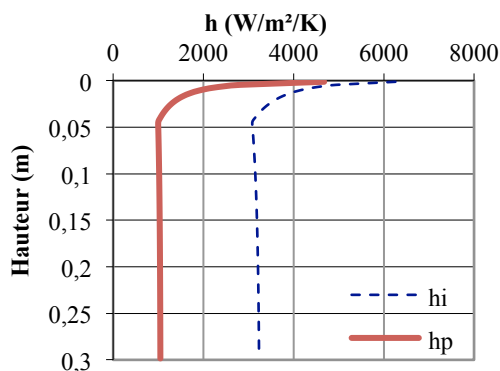


Figure 6 : Coefficient d'échange convectif à l'interface et à la paroi coté film ruisselant

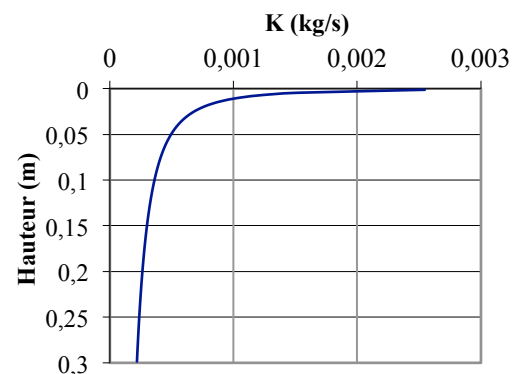


Figure 7 : Coefficient de transfert de matière à l'interface

L'efficacité de l'absorption diminue avec la longueur de la plaque (figure 9). Nos calculs montrent que 50% de l'eau est absorbé sur le premier tiers de la plaque. La quantité d'eau absorbé reste négligeable par rapport au débit massique du film ruisselant ($0,02/0,0002 = 1\%$). Néanmoins l'élévation de température et la dilution du

bromure de lithium affectent les propriétés physiques, ce qui se traduit par une élévation du nombre de Reynolds voisine de 30% (figure 8).

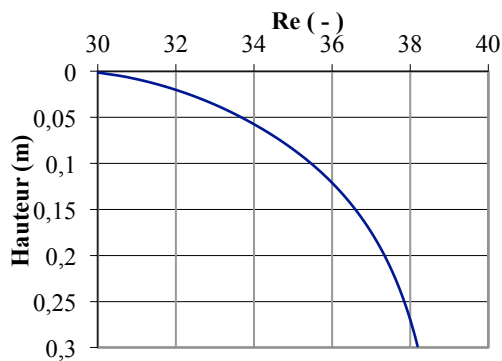


Figure 8 : Nombre de Reynolds

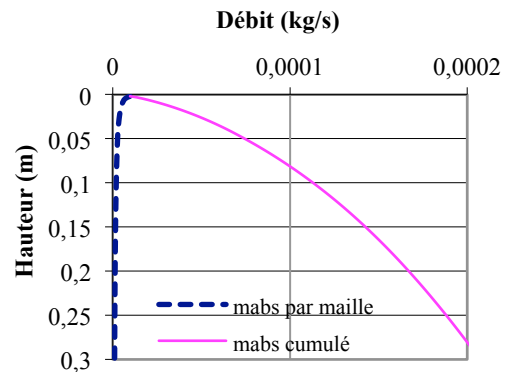


Figure 9 : Débit absorbé dans le film

En multipliant la quantité totale d'eau absorbée par la chaleur latente de vaporisation, on obtient la puissance développée par l'absorbeur décrit dans le modèle. Les influences des différentes conditions nominales ont été étudiées sur la puissance absorbée par la plaque. Cette puissance correspond approximativement à la puissance frigorifique par plaque d'une machine à absorption.

L'augmentation de puissance avec le Reynolds n'est pas linéaire et tend à diminuer pour de grandes valeurs de Reynolds, du fait que les coefficients d'échanges thermique et diffusif diminuent avec l'épaisseur du film (Figure 10). Les résultats pour des valeurs de Reynolds élevées sont à prendre avec précaution, des régimes à ondes pouvant se développer dans ces conditions.

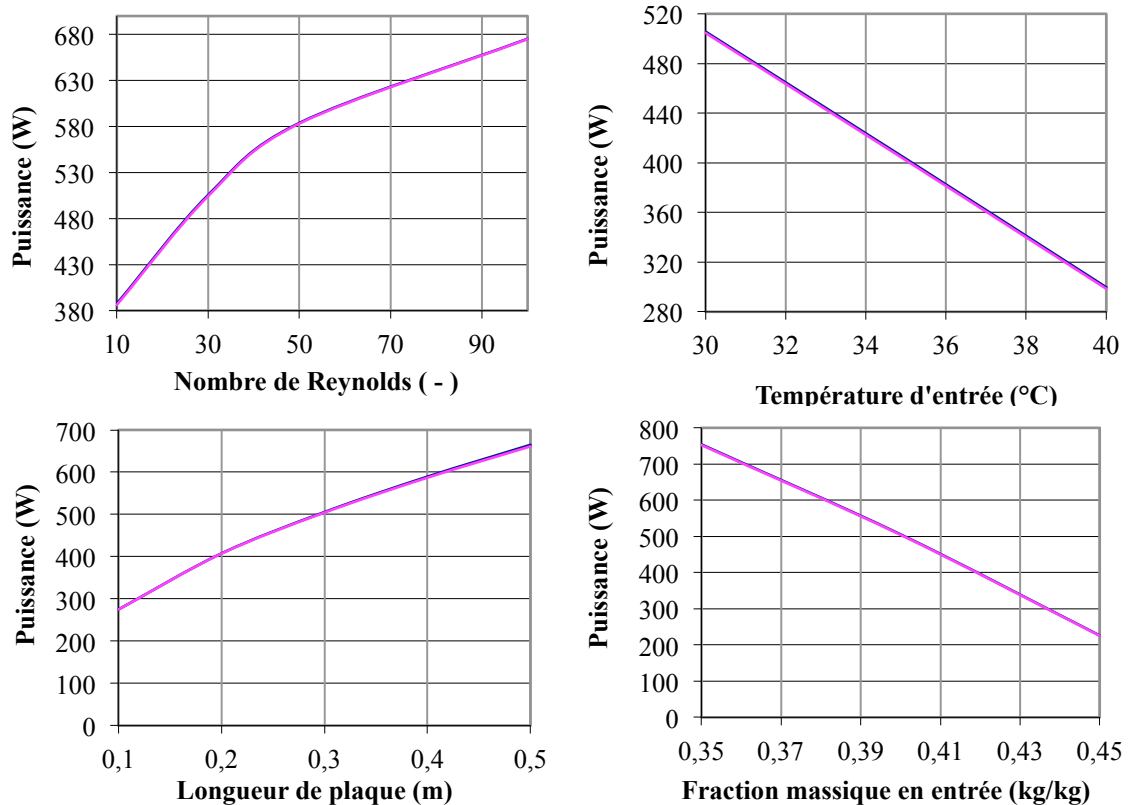


Figure 10 : Evolution de la puissance frigorifique développée par l'absorbeur en fonction des conditions d'entrée

La puissance varie presque linéairement avec la température et la fraction massique en entrée, ces deux paramètres caractérisent le potentiel d'absorption du fluide. Comme dit précédemment, l'efficacité de l'absorption diminue avec la hauteur de plaque, une plaque de 50 cm absorbe 2,4 fois plus qu'une plaque de 10 cm. L'intérêt sera donc d'augmenter le nombre de plaque plutôt que la hauteur

5. Conclusion

Un modèle a été développé permettant de décrire simplement les transferts au sein d'une machine à absorption au bromure de lithium. Ce modèle permet de traduire l'impact de l'élévation de température à l'interface et des effets diffusif sur les performances de la machine. On montre que l'efficacité de l'échangeur diminue régulièrement avec la hauteur de la plaque.

Références

- [1] N. Le Pierres, Procédé de stockage de chaleur solaire intersaisonnier par absorption LiBr-H₂O, Laboratoire Optimisation de la Conception et Ingénierie de l'Environnement (LOCIE), CNRS UMR5271, 2011.
- [2] Duffie, J., Beckman, W., 1991, Solar engineering of thermal processes, Second edition, John Wiley & sons, Inc., USA. pp. 588-597.
- [3] Herold, K., Radermacher R., Klein S., Absorption chillers and heat pumps. First edition, CRC Press, Florida, USA, 1996.
- [4] Jean Castaing, Aspects thermodynamiques et technico-économiques des systèmes à absorption liquide, CNAM IFFI 2001
- [5] Sorption Systems Consortium, mid-year report addendum, Examination and Reconciliation of LiBr/H₂O, Property Data, Center for Environmental Energy Engineering, University of Maryland, College Park
- [6] SSC – Aqueous Lithium Bromide and Steam Properties, Center for Environmental Energy Engineering, University of Maryland, College Park
- [7] Simultaneous heat and mass transfer in film absorption under laminar flow, G. Grossman 1982