

Modélisation d'une machine à absorption H₂O/LiBr, à plaques et films ruisselants.

Jean-Francois Cap*, Benoit Stutz, Fredy Huaylla

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

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

Résumé – L'étude porte sur le développement d'un modèle de machine à absorption de 10kW pour le refroidissement solaire des bâtiments. Ce modèle décrit un nouveau concept de machine simple effet eau/bromure de lithium mettant en œuvre des échangeurs à plaques rainurées et à films ruisselants sans recirculation (absorbeur, évaporateur, générateur et condenseur). Cette technologie permet d'obtenir une machine à coût réduit, compacte et robuste. L'évolution des concentrations et des températures dans les films tombants est étudiée. Les impacts des températures de liquides caloporteurs, des débits de films ruisselants et des longueurs de plaques sur les performances de la machine sont ensuite analysés. L'introduction d'un taux de recirculation est étudiée.

Nomenclature

e_{plaque}	Epaisseur des plaques, m	η	Rendement, %
e_{calop}	Epaisseur de canal interne du caloporteur, m	λ	Conductivité thermique, W/m.K
Eff	Efficacité de l'échangeur	<i>Indices et exposants</i>	
L	Longueur des plaques, m	a	Absorption
l	Largeur des plaques, m	c	Chaud
\dot{m}	Débit massique, kg/s	co	Condensation
n	Nombre de maille	d	Désorption
P	Puissance, W	e	Evaporation
p	Pression, Pa	f	Froid
T	Température, °C	fl	Film ruisselant
TR	Taux de recirculation, %	i	Interface
x	Fraction massique de LiBr, kg/kg	in	Intermédiaire
<i>Symboles grecs</i>		l	Liquide caloporteur
Δp	Pertes de charges, Pa	p	Paroi

1. Introduction

Nous connaissons l'intérêt porté aux machines à absorption en terme de réduction de consommation d'énergie [1] mais elles restent encore coûteuses et massives pour l'objet bâtiment. Ces machines s'insèrent très bien dans la politique des bâtiments basses consommations, en particulier dans les climats chauds où le besoin en froid est important. Ce procédé offre une bonne alternative aux systèmes de climatisations standards [2]. Ce type de machine fonctionne sur le même principe qu'une machine frigorifique où la compression mécanique est remplacée par une compression chimique. La production de froid est produite par l'évaporation d'un liquide frigorifique. La vapeur est ensuite absorbée par l'absorbant à basse pression. Le fluide dilué est chauffé pour libérer le réfrigérant de la solution dans une chambre à plus haute pression. La solution concentrée est ensuite réinjectée dans l'absorbeur. La vapeur produite au niveau du générateur est condensée à haute pression pour être de nouveau évaporée à basse pression [3]. Cette compression chimique est particulièrement intéressante si la source de chaleur disponible est gratuite, renouvelable ou inexploitée (ex : rejet thermique). Pour notre application l'eau est le réfrigérant et le bromure de lithium l'absorbant [4]. La source de chaleur provient de capteur solaire thermique, la

source intermédiaire servant à refroidir le condenseur et l'absorbeur provient de corbeille géothermique. Pour ce type de machine le coefficient de performance (COP) est inférieur aux machines standards mais reste avantageux en terme de consommation électrique.

La machine étudiée intègre des échangeurs assurant la fonction d'absorbeur, de générateur, d'évaporateur et de condenseur. Ces échangeurs sont à plaques planes verticales rainurées et films tombants. Cette technique permet de combiner les transferts de masse et de chaleur. La technologie des plaques trouve un grand intérêt en associant à la fois une géométrie simple et une forte compacité, grâce à la possibilité de cumuler un grand nombre de plaques. Des rainures verticales assurent une distribution uniforme du fluide le long des plaques à bas Reynolds. Ce concept permet d'obtenir un encombrement et un coût moindre par rapport aux machines à absorption standards tube-calandre pour une puissance équivalente. Nous présentons une modélisation de la machine mettant en œuvre une description nodale des transferts de masse et de chaleur au sein de ces échangeurs [5]. Une procédure itérative permet d'obtenir le point de fonctionnement de la machine. Dans cet article, nous nous intéressons à l'évolution des concentrations et températures au sein de la machine, ainsi que l'influence des conditions de fonctionnement sur les performances de la machine. L'impact de la géométrie des échangeurs et du taux de recirculation sur la machine sont abordés.

2. Description du modèle

L'étude de l'absorption par film ruisselant a abouti à une architecture numérique robuste et fiable, via deux études précédentes [5] [6]. Ce modèle est développé sous l'environnement Matlab. Son architecture comporte trois niveaux comme montrés sur la figure 1.

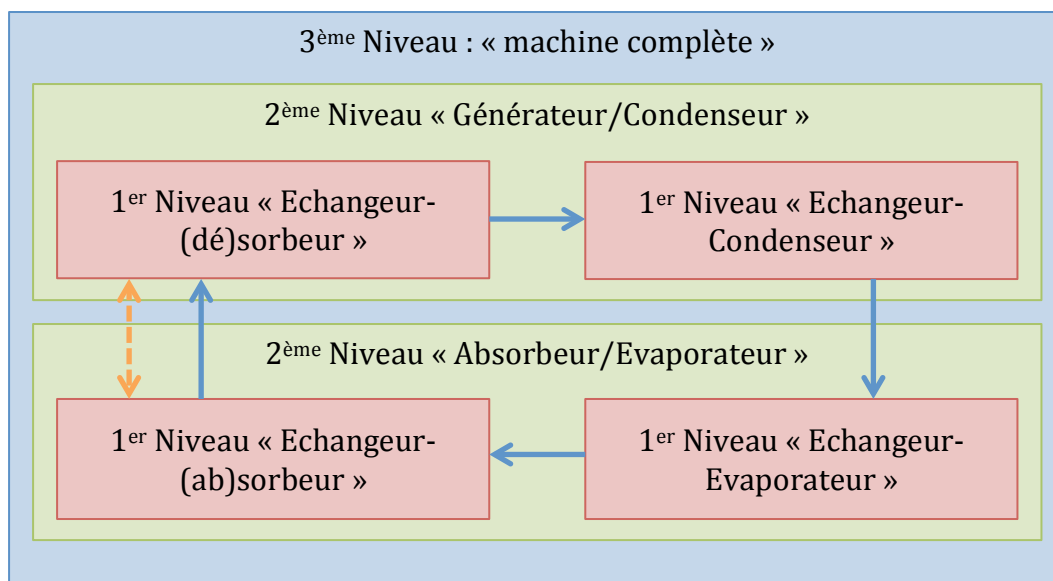


Figure 1 : Architecture du modèle

Le premier niveau permet de simuler les échangeurs à plaques et films tombants. Nous obtenons ainsi les évolutions des concentrations, températures et débits de l'écoulement tout au long des échangeurs à partir de bilans [6].

Le deuxième niveau associe les échangeurs évoluant à la même pression environnante. Le modèle repose sur un bilan massique entre la masse évaporée et la masse absorbée pour l'absorbeur/évaporateur et la masse désorbée et la masse condensée pour le générateur/condenseur :

$$\dot{m}_e = \dot{m}_a \quad ; \quad \dot{m}_d = \dot{m}_{co} \quad (1)$$

Le troisième niveau représente la machine dans son intégralité, il relie les différents éléments et intègre des échangeurs à plaques intermédiaires d'efficacité Eff. Ces échangeurs permettent d'améliorer considérablement les performances de la machine, notamment l'échangeur 2 (figure 2) qui préchauffe la solution diluée et refroidit la solution concentrée. Ainsi nous pouvons établir une itération du procédé permettant d'obtenir le régime de fonctionnement stationnaire pour des conditions d'entrées données.

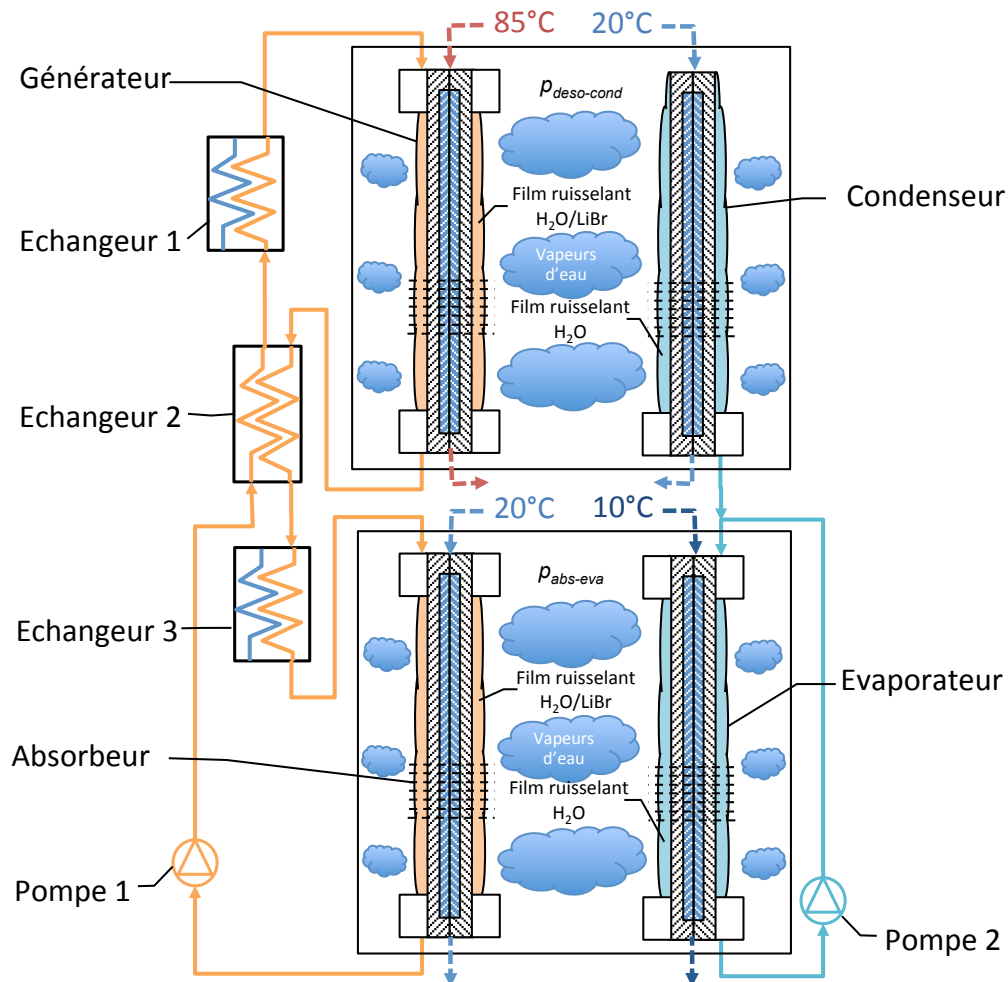


Figure 2 : Schémas de principe de la machine

3. Cas nominal

Pour analyser correctement l'évolution des performances de la machine en fonction des conditions d'entrée, il est important de choisir un cas nominal adéquat. Les valeurs choisies (tableau 1) sont limitées par la technologie et l'environnement de la machine.

Paramètres	Valeurs	Paramètres	Valeurs	Paramètres	Valeurs
L	0,3 [m]	T_f	10 [°C]	$\Delta p_{pompe\ 1}$	40000 [Pa]
$l\ (utile)$	1 [m]	T_c	85 [°C]	$\Delta p_{pompe\ 2}$	10000 [Pa]
e_{plaque}	$1 \cdot 10^{-3}$ [m]	T_{in}	20 [°C]	Eff 1	80 [%]
e_{calop}	$2 \cdot 10^{-3}$ [m]	\dot{m}_l	1,6 [kg/s]	Eff 2	80 [%]
λ	16 [W/m.K]	TR	0 [%]	Eff 3	80 [%]
n	30 [noeud]	η_{Pompes}	50 [%]		

Tableau 1 : Paramètres du cas nominal

Bien que les rainures verticales favorisent la bonne répartition du film ruisselant sur les plaques, elles limitent le développement de vaguelettes qui intensifient les transferts [7] [8]. Compte tenu des débits, le régime d'écoulement est laminaire tout au long de la plaque. Une étude de l'influence du débit de solution (figure 3) est mise en œuvre pour déduire le débit nominal de solution permettant d'obtenir un COP thermique de 0,5 avec :

$$COP_{thermique} = \frac{P_f}{P_c} ; COP_{Système} = \frac{P_f}{P_c + P_{pompes}} \quad (2)$$

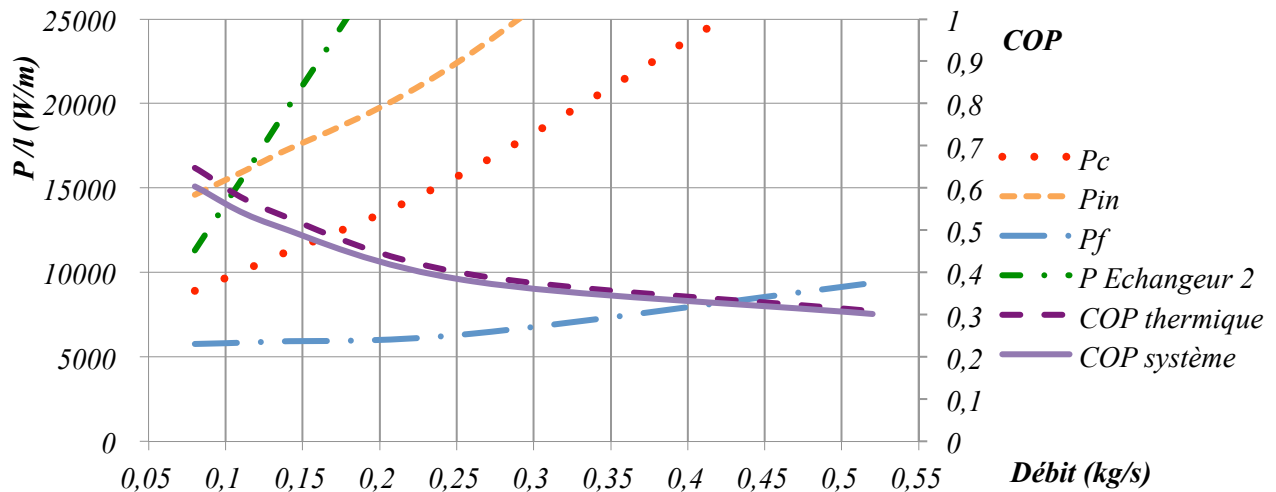


Figure 3 : Puissances et COP en fonction du débit des films ruisselant

L'augmentation du débit de solution s'accompagne d'une hausse de la puissance frigorifique (9,4 kW) mais également d'une diminution du COP (0,3). Pour conserver un COP raisonnable, il est nécessaire de ne pas dépasser un débit de 0,15 kg/s.

L'absorbeur est l'élément critique de la machine. Il est le siège des transferts couplés de masse et de chaleur tout en travaillant à basse pression. 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. Ainsi nous nous proposons d'analyser l'évolution des températures et de la fraction massique de LiBr le long de la plaque de l'absorbeur pour les conditions nominales et un débit de 0,13 kg/s.

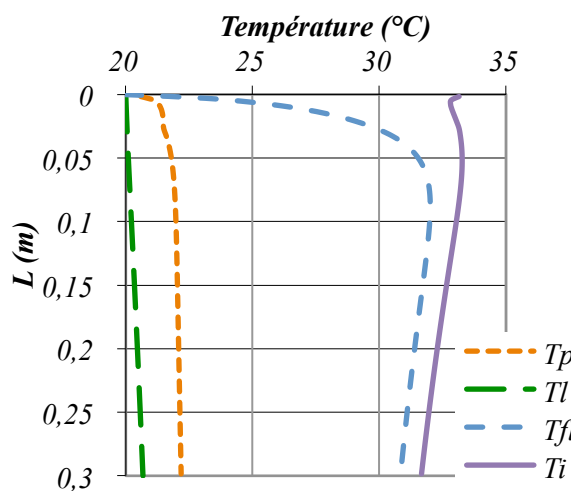


Figure 4 : Température en fonction de la hauteur dans l'absorbeur

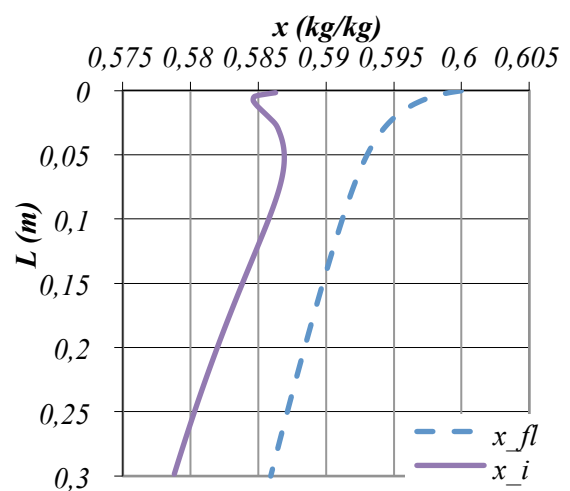


Figure 5 : Fraction massique en fonction de la hauteur dans l'absorbeur

L'absorption s'accompagne d'une augmentation brutale de la température à l'interface (14°C) à l'entrée du film (figure 4) (discontinuité induite par la mise en contact du film avec la vapeur), puis décroît compte tenu de la diffusion de la chaleur dans le film et du refroidissement. La température du film croît brutalement sur la partie amont de la plaque avant de diminuer sous l'effet du refroidissement. L'augmentation des températures de paroi et de liquide de refroidissement reste modérée compte tenu du débit choisi. Cette condition de refroidissement est proche de celle qu'on aurait pour une température imposée.

La fraction massique à l'interface subit aussi une diminution brutale sur la zone d'entrée (figure 5) puis diminue régulièrement tout au long de la plaque compte tenu du refroidissement du film.

Le cas nominal nous permet d'obtenir les performances suivantes :

P_c (Echangeur 1 + Désorbeur) [W]	10850
P_{in} (Condenseur + Absorbeur + Echangeur 3) [W]	16830
P_f (Evaporateur) [W]	5910
$COP_{thermique}$	0,55
$COP_{système}$	0,51

Tableau 2 : Résultats cas nominal

Nous avons une puissance froide de 5,9kW par unité de largeur de plaque pour une hauteur de 0.3m (tableau 2). Pour satisfaire une puissance frigorifique minimum de 10kW, 6 plaques de 0,3m de large par 0,3m de hauteur sont nécessaires pour une puissance chaude d'environ 19,5kW.

4. Impact des conditions de fonctionnement

Nous allons maintenant observer l'influence des différents paramètres de fonctionnement sur les performances de la machine. La source de chaleur provenant des panneaux solaires thermiques est souvent fluctuante en fonction des conditions météorologique, c'est pourquoi il est intéressant de voir l'influence de la température sur la machine.

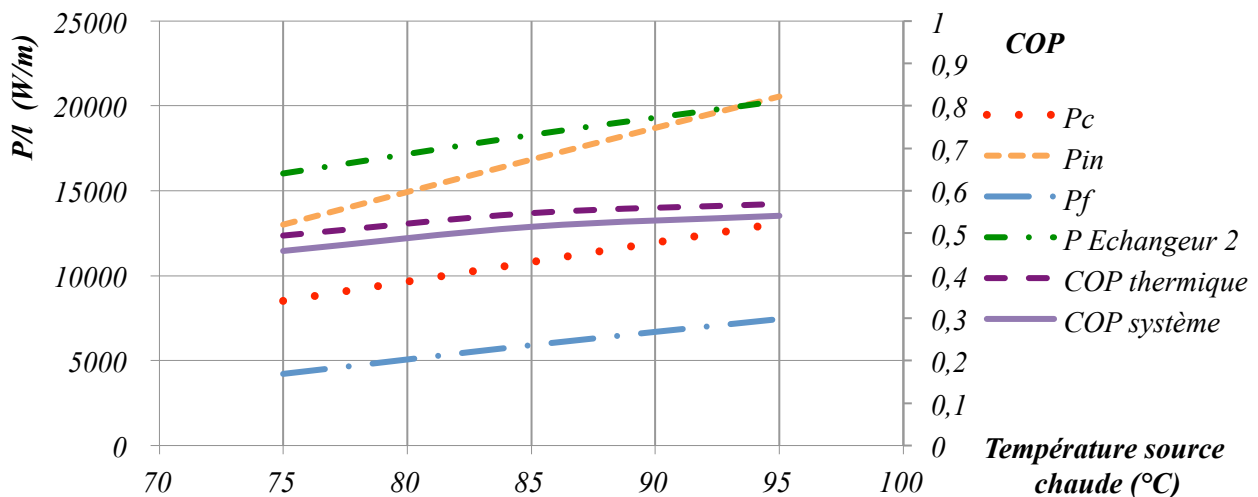


Figure 6: Influence de la température source chaude sur les puissances

L'augmentation de la température de sources chaudes (figure 6) occasionne une hausse générale des puissances mais également du COP. Nous sommes dans un cas favorable car le besoin en froid est d'autant plus important lorsque que le climat est chaud. Pour satisfaire

une puissance frigorifique minimum de 10kW avec une température des source chaude à 95°C, 5 plaques de 0,3m de large par 0,3m de hauteur sont nécessaires pour une puissance chaude d'environ 19,5kW.

Nous constatons le phénomène inverse pour la température de source intermédiaire. Lorsque nous disposons de températures plus importantes au niveau des corbeilles géothermiques les performances de la machine diminuent fortement (fig. 7). Ces deux phénomènes sont normaux. L'écart entre la température chaude et intermédiaire influe sur l'écart de concentration entre solutions concentrées et diluées, qui agit directement sur les puissances de la machine. Plus cet écart est grand, plus les puissances sont grandes.

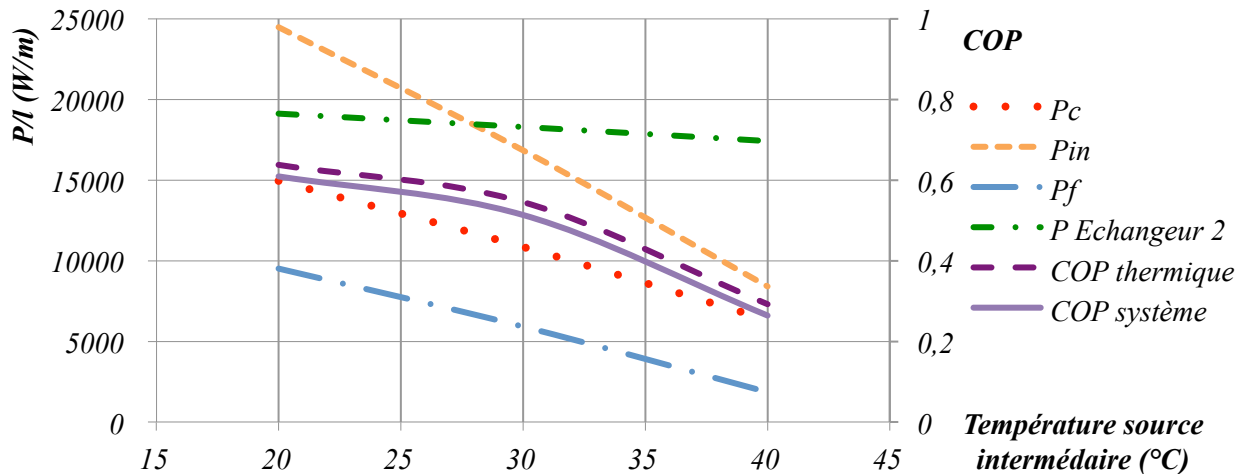


Figure 7: Influence de la température source intermédiaire sur les puissances

5 Optimisation

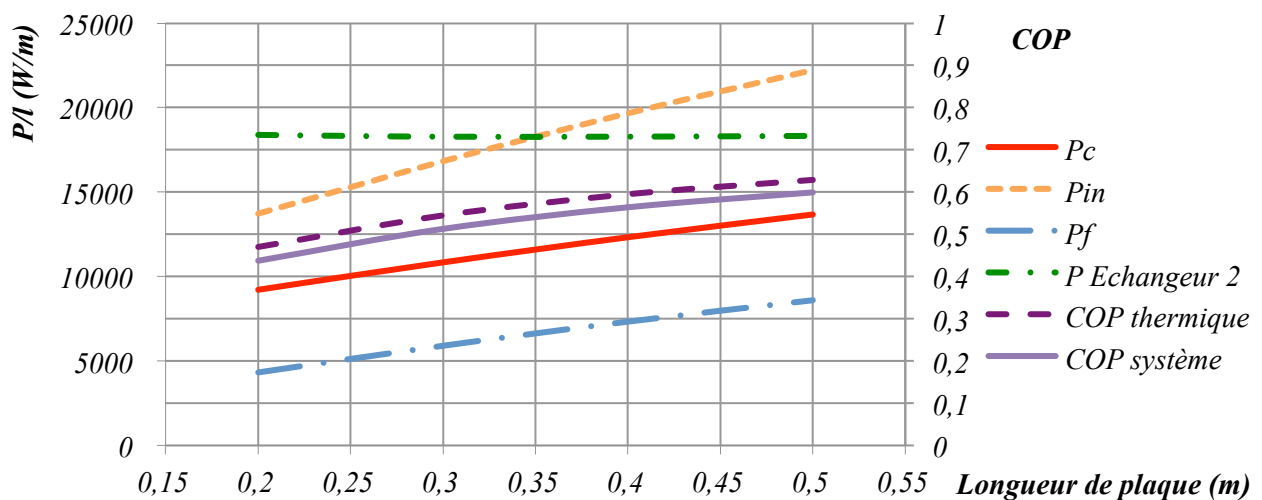


Figure 8: Influence de la longueur de plaque sur les puissances

La hauteur de plaque permet d'améliorer les puissances mais aussi le COP (figure 8), une plaque de 50 cm délivre une puissance froide 1,7 fois plus impactante qu'une plaque de 25 cm. Une longueur optimale est donc à trouver par rapport à l'encombrement et la puissance. Pour satisfaire une puissance frigorifique minimum de 10kW avec des plaques de 50 cm de longueur, 4 plaques de 0,3m de large par 0,5m de hauteur sont nécessaires pour une puissance chaude d'environ 16,5kW.

Le taux de recirculation est défini de la façon suivante :

$$TR = \frac{\dot{m}_{recirculation}}{\dot{m}_{sortie_echangeur}} \quad (3)$$

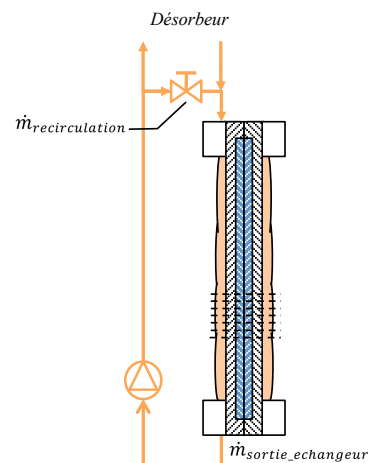


Figure 9 : Recirculation

Il intervient uniquement au niveau de l'absorbeur et du générateur. Il a pour but de refaire circuler une partie de la solution diluée dans l'absorbeur ou de la solution concentrée dans le générateur. Cette recirculation est présente sur beaucoup de machines standards et permet d'augmenter le delta de concentration entre la solution diluée et concentrée. Nous pouvons distinguer que le taux de recirculation influe énormément sur le COP de la machine (figure 10). En effet avec un taux de recirculation de 0,8, nous obtenons un COP thermique de 0,8 et un COP système de 0,72. Pour satisfaire une puissance frigorifique de 10kW dans les conditions nominales et avec un taux de recirculation de 0,8, 6 plaques de 0,3m de large par 0,3m de hauteur sont nécessaires pour une puissance chaude d'environ 13,5kW.

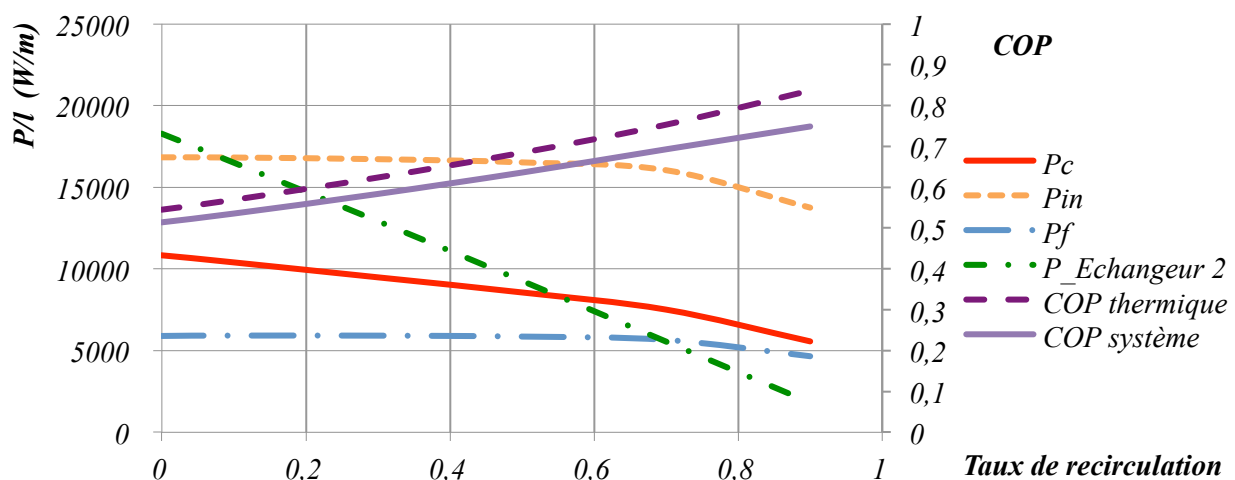


Figure 10 : Influence du taux de recirculation sur les puissances

Nous avons pu remarquer que l'augmentation du débit de film de solution accentuait la puissance frigorifique de la machine (figure 3) et que l'augmentation du taux de recirculation amplifiait le COP. C'est pourquoi un cas d'optimisation a été étudié, avec un débit nominal quatre fois plus important et un taux de recirculation de 0,9 (tableau 3). Pour satisfaire une puissance frigorifique de 10kW dans ce cas, 4 plaques de 0,3m de large par 0,3m de hauteur sont nécessaires pour une puissance chaude d'environ 14,5kW, nous pouvons ainsi approximer le volume de la machine autour de 0,35 m³.

P_c (Echangeur 1 + Desorbeur) [W]	12015
P_{in} (Condenseur + Absorbeur + Echangeur 3) [W]	20763
P_f (Evaporateur) [W]	9171
$COP_{thermique}$	0,75
$COP_{systeme}$	0,7

Tableau 3 : Résultats cas optimisé

6. Conclusions

Nous pouvons conclure qu'il est important d'avoir des capteurs solaires et géothermiques performants, leurs impacts sur les températures est non négligeable et impactent les performances de la machine. Une étude sur les évolutions des températures au cours d'une année serait intéressante.

Avec la recherche d'un optimum nous avons constaté qu'une longueur de plaque de 42 cm permet d'obtenir un COP supérieur à 0,6 avec le cas nominal. Ce paramètre est important à prendre en compte en vue de rendre la machine la plus compacte possible. Cependant une autre solution consiste à introduire une recirculation du liquide de solution. Cela nous permet d'atteindre des COP supérieurs à 0,7. Le cas optimisé nous permet même d'avoir un COP de 0,75 pour une puissance frigorifique de 9kW tout en étant assez compact.

Bien entendu ces résultats sont avant tout numériques et ne tiennent pas compte des problèmes technologiques pouvant intervenir lors de la réalisation mais il est pertinent de connaître les axes d'optimisation et leurs degrés d'influence sur la machine. Le modèle doit être calé par rapport aux expériences.

Références

- [1] L. Garous Farshi, S.M.S. Mahmoudi, M.A. Rosenb, M. Yaric, M. Amidpourd, Exergoeconomic analysis of double effect absorption refrigeration systems, *Energy Conversion and Management* 65 (2013) 13–25.
- [2] A. Buonomano, F. Calise, G. Ferruzzi, Thermoeconomic analysis of storage systems for solar heating and cooling systems: A comparison between variable-volume and fixed-volume tanks, *Energy* 59 (2013) 600–616.
- [3] K. Herold, R. Radermacher, S. Klein, Absorption chillers and heat pumps, *CRC Press, Florida*, 1996.
- [4] K.E. Herold, Z. Yuan, Thermodynamic properties of aqueous Lithium Bromide using multi-property free energy correlation, *HVAC&R Research*, 11-3 (2005) 377-393.
- [5] JF Cap, S. Laga, C. Florès, B. Stutz, Modélisation d'un absorbeur eau/bromure de lithium à film ruisselant en régime laminaire, *Congrès Français de la Thermique*, (Gerardmer, 28-31 mai 2013).
- [6] F Huaylla, N. Le Pierres, B. Stutz, Edem N'Tsoukpoe, Performance analysis of multifunctional exchangers implemented in a interseasonal sorption heat storage system, *International Sorption Heat Pump Conference*, (Washington, March 31-April 3, 2014).
- [7] K. J. Kim, N. S. Berman, D. S. C. Chau, B. D. Wood, Absorption of water vapour into falling films of aqueous lithium bromide, *Int. J. of Refrigeration* 18- 7 (1995) 486-494.
- [8] P. N. Yoshimura, Enhancement of mass transfer into a falling laminar liquid film by two-dimensional surface waves – some experimental observations and modeling, *Chemical Engineering Science*, 51-8 (1996) 1231-1240