



HAL
open science

ETUDE DES PERFORMANCES D'UNE MACHINE FRIGORIFIQUE COUPLEE A UNE UNITE DE DISTILLATION MEMBRANAIRE

Ahmadou Tidiane Diaby, Paul Byrne, Patrick Loulergue, Béatrice Balannec,
Anthony Szymczyk, Thierry Mare, Ousmane Sow

► **To cite this version:**

Ahmadou Tidiane Diaby, Paul Byrne, Patrick Loulergue, Béatrice Balannec, Anthony Szymczyk, et al.. ETUDE DES PERFORMANCES D'UNE MACHINE FRIGORIFIQUE COUPLEE A UNE UNITE DE DISTILLATION MEMBRANAIRE. Colloque International Franco-Québécois CIFQ, May 2017, Saint-Lô, France. hal-01579545

HAL Id: hal-01579545

<https://hal.science/hal-01579545>

Submitted on 3 Sep 2017

HAL is a multi-disciplinary open access archive for the deposit and dissemination of scientific research documents, whether they are published or not. The documents may come from teaching and research institutions in France or abroad, or from public or private research centers.

L'archive ouverte pluridisciplinaire **HAL**, est destinée au dépôt et à la diffusion de documents scientifiques de niveau recherche, publiés ou non, émanant des établissements d'enseignement et de recherche français ou étrangers, des laboratoires publics ou privés.



Distributed under a Creative Commons Attribution 4.0 International License

ETUDE DES PERFORMANCES D'UNE MACHINE FRIGORIFIQUE COUPLEE A UNE UNITE DE DISTILLATION MEMBRANAIRE

Ahmadou Tidiane **DIABY**^{a,b}, Paul **BYRNE**^{a*}, Patrick **LOULERGUE**^c, Béatrice **BALANNEC**^c,
Anthony **SZYMCZYK**^c, Thierry **MARE**^a, Ousmane **SOW**^b

^a Laboratoire Génie Civil Génie Mécanique - INSA de Rennes et Université de Rennes 1, France

^b Laboratoire d'Energétique Appliquée, ESP, Université Cheikh Anta Diop, Dakar, Sénégal

^c Institut des Sciences Chimiques de Rennes (UMR CNRS 6226), Université de Rennes 1, France

RÉSUMÉ

Cet article présente les principaux résultats d'un projet de couplage d'une machine frigorifique à une unité de distillation membranaire. Cette technique de dessalement d'eau de mer est basée sur la création d'un gradient de température entre un canal chaud et un canal froid. L'eau de mer est chauffée par le condenseur d'une machine frigorifique. Un flux de vapeur d'eau pure traverse une membrane microporeuse et hydrophobe vers un canal d'air sous l'effet d'un gradient de pression de vapeur. Enfin, l'eau condense sur la paroi froide extérieure du canal froid. La température d'entrée de l'air à refroidir est fixée à 7°C et l'air gap à 1 mm dans ce travail.

Mots Clés : Couplage, Distillation membranaire, Machine frigorifique

NOMENCLATURE

Symboles :

A	Surface de la membrane, m ²
D	Diffusivité thermique, m/s ²
dh	Diamètre hydraulique, m
ΔH_v	Chaleur latente de vaporisation, J.kg ⁻¹
g	Accélération de la pesanteur, m/s ²
GOR	Gained output ratio, -
h	Enthalpie, kJ.kg ⁻¹
Ex	Exergie, kW
J	Flux de vapeur, kg.m ⁻² .s ⁻¹
k	Conductivité thermique, W.m ⁻¹ .K ⁻¹
L	Longueur caractéristique, m
M	Masse moléculaire, kg.mol ⁻¹
\dot{m}	Débit massique, kg.s ⁻¹
MD	distillation membranaire
Nu	Nombre de Nusselt, -
P	Pression, Pa
Pr	Nombre de Prandtl, -
\dot{Q}	Flux de chaleur, W
L	Longueur caractéristique, m
R	Constantes des gaz parfaits, J.K ⁻¹ .mol ⁻¹
Re	Nombre de Reynolds, -
Rth	Résistance thermique, W.K ⁻¹
S	Entropie, kJ.kg ⁻¹ .K ⁻¹
T	Température, °C
t	Temps, s
hc	Coefficient d'échange convectif, W.m ⁻² .K ⁻¹

Lettres grecques :

α	Coefficient d'activité, -
β	Fraction molaire de l'eau, -
δ	Épaisseur, m
ε	Porosité, %
μ	Viscosité, kg.m ⁻¹ .s ⁻¹

Indices / Exposants :

a	air
c	chaud
cd	condensation
cl	calorifique
cm	interface solution chaude – membrane
e	entrée
elec	électrique
ev	évaporateur
f	froid
g	air gap
m	membrane
mg	interface membrane – air gap
0	référence
p	première
pf	interface plaque froide – eau froide
g	air gap
s	sortie
sp	spacer (espaceur)
th	thermique
T	total
v	vapeur

* Paul **BYRNE**: paul.byrne@univ-rennes1.fr

1. INTRODUCTION

Le secteur du bâtiment représente 40% de la consommation mondiale d'énergie, en particulier pour la climatisation et la réfrigération [1]. En outre, les climatiseurs rejettent de l'air chaud sortant des condenseurs, en partie responsable de l'effet d'îlot de chaleur urbain. La proximité des bâtiments et de leurs équipements de refroidissement crée un environnement extérieur chaud provoquant des charges de refroidissement plus élevées et une baisse des performances des climatiseurs. A cela s'ajoute le phénomène de la croissance de la population mondiale qui entraîne une augmentation des besoins en réfrigération commerciale et domestique et en climatisation, ainsi qu'en eau potable. Les activités humaines conduisent parallèlement à la diminution des ressources en eau disponibles à la consommation à cause des pollutions et de leur utilisation croissante pour l'agriculture et l'industrie. Plus de 40% de la population mondiale vit dans les bassins hydrographiques. La demande en matière de prélèvement des ressources en eau devrait augmenter d'environ 55% d'ici 2050 [2]. Le dessalement de l'eau de mer est souvent une solution au manque d'eau douce dans les régions en état de stress hydrique. Selon Gonzalez-Bravo et al [3], les techniques de dessalement à entraînement thermique sont idéales pour atténuer le problème de la pénurie d'eau si on utilise des sources d'énergie renouvelables.

Plusieurs études se sont intéressées d'une part à la production de froid [4-6] et d'autre part au dessalement de l'eau de mer [7-9]. Cependant, il existe très peu d'articles dans la littérature étudiant le couplage des systèmes de froid et de dessalement simultanés. En effet, Byrne et al. [10] ont fait une revue détaillée sur le couplage des systèmes de refroidissement, de dessalement et d'une centrale solaire photovoltaïque. De plus, Byrne et al. [11] ont mené une étude simulée d'un système de distillation membranaire pour le dessalement d'eau de mer couplé à une thermofrigopompe. Gonzalez-Bravo et al. [3] ont fait une optimisation pour la conception de systèmes de distillation à membrane thermique couplés à des installations de traitement d'eau.

Le couplage d'une machine frigorifique avec une unité de dessalement semble être une réponse à ces deux problématiques. Parmi les systèmes de dessalement, la distillation membranaire (MD) semble être la plus adaptée grâce aux faibles températures de fonctionnement. Il s'agit d'un procédé pour lequel une membrane hydrophobe microporeuse sert de support à la vaporisation partielle du fluide d'alimentation (eau de mer). La MD est à la fois un procédé thermique et membranaire. Il existe quatre configurations classiques de la MD dans la littérature [12, 13], qui diffèrent par la nature du traitement du perméat : Direct Contact Membrane Distillation (DCMD), Air Gap Membrane

Distillation (AGMD), Sweeping Gas Membrane Distillation (SGMD) et Vacuum Membrane Distillation (VMD).

Dans cet article, la configuration utilisée pour le dessalement est l'AGMD. Cette technique possède l'avantage de pouvoir être couplée au condenseur d'une machine frigorifique [10]. La force motrice du transfert est une différence de pression partielle de vapeur d'eau de part et d'autre de la membrane, créée par une différence de température. Par rapport aux autres techniques de distillation membranaire, l'AGMD paraît intéressante par le fait qu'il n'y a pas de consommation énergétique supplémentaire liée à l'utilisation d'une pompe pour récupérer le perméat car l'écoulement est ici gravitaire.

2 MODELISATION DES TRANSFERTS DE CHALEUR ET DE MASSE

Dans la configuration AGMD, l'air gap est délimité par une membrane microporeuse et une plaque de condensation. Un espaceur (ou spacer) est souvent placé dans l'air gap qui sert de support à la membrane, il représente également un canal pour le perméat. Dans le module de l'AGMD, deux phénomènes se produisent simultanément : les transferts de chaleur et de masse (Figure 1). Les transferts de chaleur et de masse sont régis par les équations physiques décrites ci-dessous. Ces équations sont également celles du modèle numérique développé à l'aide du logiciel EES, un solveur d'équations intégrant un accès rapide aux propriétés thermophysiques des fluides. Le modèle 1D a été construit en utilisant des équations physiques de transfert de chaleur et de masse et des corrélations de la littérature pour simuler le fonctionnement d'un pilote d'AGMD couplé avec une machine frigorifique.

2.1 TRANSFERT DE CHALEUR

La convection et la conduction sont les deux modes de transfert de chaleur dominant généralement à l'intérieur d'un module d'AGMD [14]. Les transferts de chaleur interviennent dans le canal chaud, à l'intérieur des pores de la membrane, dans l'air gap, à la surface de la plaque froide et dans le canal froid. La conservation de l'énergie est appliquée (équation 1) et l'énergie perdue dans le flux de perméat est négligeable.

$$\dot{Q}_c = \dot{Q}_m = \dot{Q}_g = \dot{Q}_p = \dot{Q}_f \quad (1)$$

Le flux de chaleur de la solution d'alimentation chaude vers la membrane est donné par l'équation 2.

$$\dot{Q}_c = h_{c_c} \cdot A_m \cdot (T_c - T_{cm}) \quad (2)$$

Le flux de chaleur de la surface de la membrane au condensat est constitué d'un terme convectif et d'un terme de diffusion. Il est régi par l'équation (3).

$$\dot{Q}_m = 1/R_{th_{T_m}} \cdot A_m \cdot (T_{cm} - T_{mg}) + J_v \cdot A_m \cdot \Delta H_v \quad (3)$$

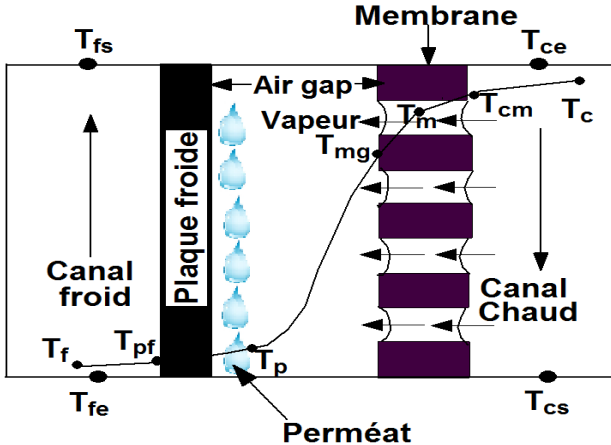


Figure 1 : Profil de température dans l'AGMD

La résistance thermique totale de membrane (équation 4) dépend de la résistance du matériau de la membrane et de la résistance thermique de la vapeur dans les pores. La résistance thermique de la membrane est calculée par l'équation 5. La résistance thermique de la vapeur d'eau est calculée par l'équation 6.

$$R_{th_{T_m}} = (R_{th_m} R_{th_v}) / (R_{th_m} + R_{th_v}) \quad (4)$$

$$R_{th_m} = \delta_m / (\varepsilon k_a (1 - \varepsilon) k_m) \quad (5)$$

$$R_{th_v} = 1 / (J_v C_{p_v}) \quad (6)$$

Le flux de chaleur à travers l'air gap est supposé convectif et porté par la vapeur d'eau (équation (7)).

$$\dot{Q}_g = 1/R_{th_g} \cdot A_m \cdot (T_{mg} - T_p) \quad (7)$$

Le flux de chaleur à travers la plaque froide peut être traduit par la relation 8 qui intègre l'énergie de condensation de la vapeur d'eau.

$$\dot{Q}_p = k_p / \delta_p \cdot A_m \cdot (T_{pf} - T_p) + J_v \cdot A_m \cdot \Delta H_v \quad (8)$$

Le flux de chaleur de l'interface de la surface de condensation à la solution de refroidissement peut se déterminer par la relation 9.

$$\dot{Q}_f = h c_f \cdot A_m \cdot (T_{pf} - T_f) \quad (9)$$

Les coefficients de transfert convectif $h c_c$ et $h c_f$ peuvent être calculés par l'équation 10.

$$h c = Nu k / dh \quad (10)$$

Les équations 11 et 12 sont utilisées pour déterminer le coefficient de transfert en régime turbulent et en régime laminaire respectivement.

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{1/3} \quad (11)$$

$$Nu = 1.86 (Re Pr dh/L)^{1/3} \quad (12)$$

2.2 TRANSFERT DE MASSE

Le transfert de masse dépend de la différence de pression vapeur entre les deux surfaces de la membrane. La relation 13 lie la différence de pression, la perméabilité de la membrane et la concentration de la solution d'alimentation. P_{cm} et P_p sont déterminées par l'équation de pression de vaporisation partielle d'Antoine (équation 14). β est la fraction molaire de l'eau. Le coefficient d'activité α d'une solution aqueuse peut être calculé par l'équation 15. La perméabilité de la membrane ou le coefficient de transfert de masse B est calculé à l'aide de l'équation 16.

$$J_v = B (\alpha \beta P_{cm} - P_p) \quad (13)$$

$$P = \exp(23,1964 - \frac{3816,4}{T - 44,13}) \quad (14)$$

$$\alpha = 1 - 0,5 X_{NaCl} - 10 X_{NaCl}^2 \quad (15)$$

$$B = \frac{\varepsilon MPD}{RT_m (\delta_m \tau + \delta_g)} P_a |_{ln,a} \quad (16)$$

Le produit de la diffusivité thermique et de la pression de la vapeur d'eau est calculé par la relation 17.

$$PD = 1,895 \cdot 10^{-5} T_m^{2,027} \quad (17)$$

La moyenne logarithmique de pression partielle d'air $|P_a|_{ln,a}$ dans les pores et dans l'air gap de l'équation 16 est calculé grâce à l'équation 18.

$$|P_a|_{ln,a} = (P_{cm,a} - P_{p,a}) / \ln(P_{cm,a} / P_{p,a}) \quad (18)$$

Le bilan de masse est donné par l'équation 19.

$$\dot{m}_{ce} = \dot{m}_{cs} + \dot{m}_p \quad (19)$$

3. PERFORMANCE DU SYSTEME

La figure 2 montre la conception d'une approche de couplage d'une unité MD et d'une machine frigorifique pour la production de froid et le dessalement.

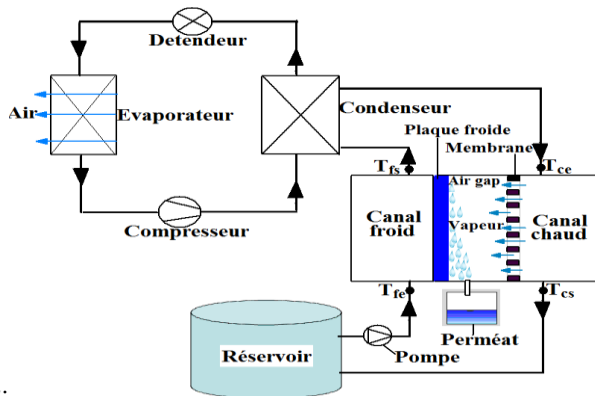


Figure 2 : Couplage entre MD et machine frigorifique

Le principe de ce système est de récupérer la chaleur perdue dans l'environnement par des équipements de réfrigération ou de climatisation pour produire de l'eau douce. Une membrane PTFE de 0,0975 m² de surface, de 80% porosité et 0,2 µm de taille de pores a été utilisée lors des essais expérimentaux afin de valider le modèle numérique de la MD. La puissance nominale du compresseur de la machine frigorifique est de 4.86 kW pour T_{ev} = 0°C et T_{cd} = 40°C.

Pour les systèmes de dessalement, les performances énergétiques et exergétiques sont basées sur les quantités d'énergies consommées et la quantité d'eau douce produite. Les quantités d'énergies peuvent être de différentes formes: chimique, thermique, mécanique et électrique [15]. Le flux de perméat ou la quantité d'eau d'une unité de MD est donné par l'équation 20. Le COP est le principal outil d'évaluation de la performance d'un cycle de réfrigération et est issu de la première loi de la thermodynamique [16]. Nous définissons dans ce document le COP comme le rapport de la puissance calorifique (P_{cl}) sur la puissance électrique absorbée (P_{elec}) par le compresseur (équation 21). Le GOR (Gained Output Ratio) correspond au rapport de la quantité de chaleur nécessaire à l'évaporation de l'eau douce produite sur la quantité de chaleur consommée (équation 22).

$$J = J_v A_m t \quad (20)$$

$$COP = P_{cl} / P_{elec} \quad (21)$$

$$GOR = J_v A_m \Delta H_v / \dot{m}_{ce} C_p (T_{ce} - T_{fs}) \quad (22)$$

L'analyse exergétique a été développée pour évaluer les irréversibilités d'un système en utilisant la seconde loi de la thermodynamique. Elle permet de convertir des quantités d'énergies difficilement comparables (même exprimées dans la même unité) en des quantités d'exergie équivalentes. L'exergie est une propriété thermodynamique définie comme le travail maximal disponible dans un système de référence à une température d'environnement spécifiée. L'énergie électrique est considérée comme de l'exergie pure. La

puissance exergétique contenue dans un flux est évaluée grâce à l'équation 23.

$$Ex = \dot{m}[(h - h_0) - T_0(s - s_0)] \quad (23)$$

Le rendement exergétique du système est déterminé en divisant l'exergie produite en sortie par l'exergie totale d'entrée (équation 24).

$$\eta_{ex} = Ex_s / Ex_e \quad (24)$$

4. RESULTATS ET DISCUSSIONS

4.1 Validation du modèle théorique

La figure 3 montre la comparaison des données expérimentales et théoriques du flux de perméat. Cette courbe est obtenue avec un air gap de 1 mm et des débits d'alimentation des fluides chaud et froid de 2 l/min. Ces valeurs de débit sont les plus faibles que l'on pouvait obtenir avec les capacités de régulation du pilote. L'erreur maximale entre les valeurs expérimentales et théoriques est ± 6%. Ce modèle numérique de l'AGMD est couplé à un modèle de machine frigorifique précédemment validé expérimentalement [5].

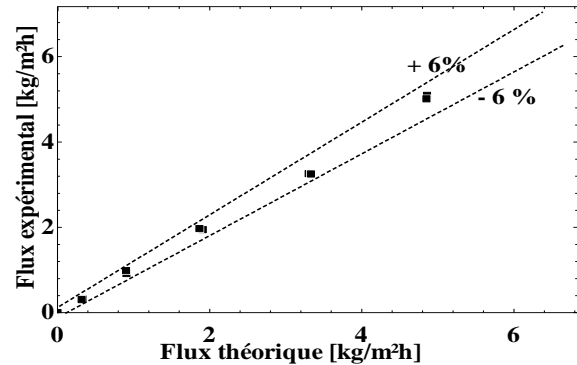


Figure 3 : Comparaison de données expérimentales et théoriques du flux de perméat

4.2 Effet de la température d'entrée d'eau sur les performances du système

La variation de la température de l'eau froide en fonction de la température d'entrée du canal chaud pour des débits de 0,5 et 1,5 l/min est montrée sur la figure 4. Ces deux débits ont été choisis dans ce travail de simulation pour mieux observer les variations des grandeurs étudiées. On remarque que la température d'entrée du canal chaud est plus élevée lorsque la température de l'eau froide augmente et pour des faibles débits. Cet écart de température est lié au gradient de pression partielle de vapeur qui est la force motrice de la MD.

La figure 5 présente l'influence de la température d'eau sur le flux de perméat et le COP de la machine frigorifique pour un débit d'eau de 0,5 l/min. Dans ces conditions de simulation, le flux de perméat augmente

de manière significative au fur et à mesure que la température d'entrée d'eau est élevée. Cette augmentation se fait de manière exponentielle, ce qui est en accord avec l'équation d'Antoine. En effet, plus la température d'entrée d'eau augmente, plus la température de sortie du condenseur est élevée. Cela a pour effet une augmentation exponentielle de la pression de vapeur dans le canal chaud. On note une augmentation de 84 % du flux de perméat lorsque la température d'entrée d'eau passe de 15 à 30 °C. En contrepartie, le COP de la machine frigorifique diminue pour des températures d'eau élevées. Dans ce cas, la puissance calorifique diminue parce que le compresseur consomme davantage d'énergie pour monter en pression que pour générer du débit de fluide frigorigène. Une diminution de 18 % du COP est observée entre 15 et 30 °C. Le flux de perméat et le COP évoluent inversement avec la température d'entrée d'eau.

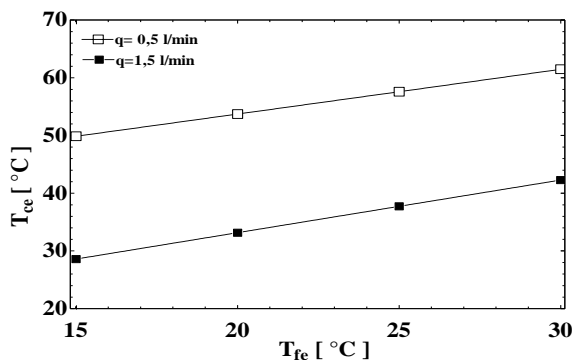


Figure 4 : Effet de T_{fe} et du débit sur T_{ce}

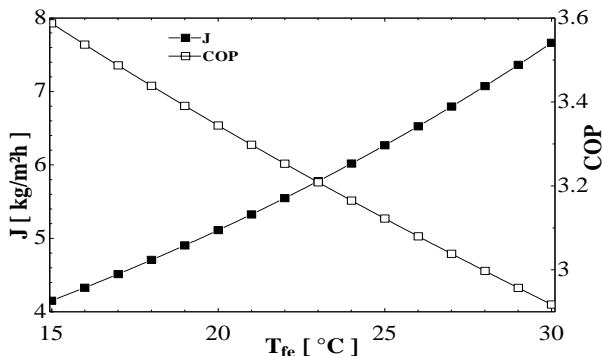


Figure 5: Effet de T_{fe} sur le flux de perméat et le COP

La figure 6 illustre l'effet de la température d'entrée d'eau sur le GOR pour un débit de 0,5 l/min. Cette grandeur dépend principalement du flux de perméat. On observe que le GOR augmente avec l'augmentation de la température d'entrée d'eau. Cet effet peut être expliqué par le fait que le flux de perméat est plus important pour des températures d'eau élevées. La valeur maximale du GOR est de 10 avec une température d'entrée d'eau de 30 °C.

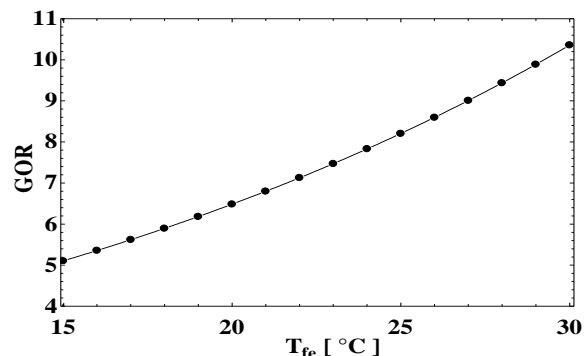


Figure 6 : Effet de T_{fe} sur le GOR

4.3 Effet du débit d'eau sur les performances du système

La figure 7 montre la variation du perméat et du COP avec le débit d'eau. Le flux de perméat diminue de manière considérable lors d'une augmentation du débit d'eau. On a observé l'effet contraire avec les configurations de MD étudiées seules car le débit d'eau, le nombre de Reynolds et la turbulence de l'écoulement augmentent en améliorant le coefficient de transfert thermique dans la couche limite dans le canal chaud. Dans le présent travail, lorsque le débit augmente le temps de séjour de l'eau dans le condenseur diminue donc la température d'eau à la sortie est moins importante. Pour le plus petit débit utilisé (0,5 l/min), le flux de perméat maximal est de 7,6 kg/m²h. Par ailleurs, le COP augmente avec de grands débits d'eau. Une augmentation de 41% du COP est remarquée entre les débits d'eau de 0,5 à 1,5 l/min.

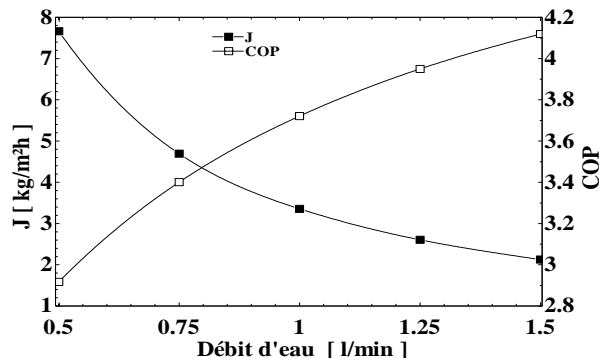


Figure 7 : Effet du débit sur le flux de perméat et le COP

Le GOR le plus élevé est obtenu avec les plus faibles débits d'eau (figure 8). Ceci est dû à une production importante du perméat avec ces faibles débits. Un débit élevé est par contre pénalisant en termes de consommation d'énergie thermique pour chauffer la solution d'eau de mer. Le GOR augmente environ de 76 % quand le débit diminue de 1,5 à 0,5 l/min.

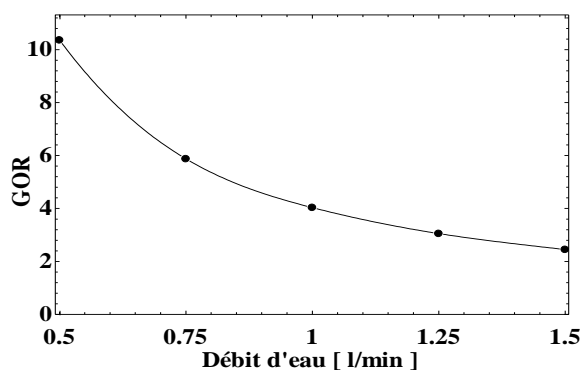


Figure 8 : Effet du débit sur le GOR

4.4 Bilan exergétique

Le tableau 1 représente un bilan des simulations en matière d'exergie. L'exergie dans le flux perméat et celle de la production de froid ($Ex_{th,s}$) sont considérées comme l'exergie de sortie. L'exergie d'entrée correspond à la somme de l'exergie contenue dans la solution d'eau froide et de l'exergie correspondant à la consommation électrique. La quantité d'exergie présente dans le flux de perméat est négligeable. La quantité d'exergie présente dans la saumure n'est pas valorisée par ce calcul effectué à un instant donné alors qu'en réalité, la saumure se mélange avec l'eau du réservoir et sera renvoyée dans le système jusqu'à ce que la solution soit jugée trop concentrée. On peut remarquer que le rendement exergétique est maximal pour la plus faible température d'entrée d'eau froide et un faible débit. Un optimum de rendement exergétique est déterminé par itérations à l'aide de l'outil de recherche de maximum d'EES. Les maximums sont obtenus pour 0,63 l/min et 0,44 l/min pour $T_{fe} = 15$ et 30 °C respectivement.

Tableau 1 : Aspects exergétiques

T_{fe} [°C]	Débit [l/min]	$Ex_{elec,e}$ [kW]	$Ex_{eau,e}$ [kW]	$Ex_{th,s}$ [kW]	$Ex_{eau,s}$ [10 ⁻⁴ kW]	η_{Ex} [%]
15	0,5	3,52	1,53	1,71	2,43	33,8
15	0,63*	3,68	1,27	1,60	2,21	35,1
15	1,5	2,54	5,36	2,30	1,31	29,1
30	0,44*	4,02	5,15	1,38	34,56	15,1
30	0,5	3,93	5,66	1,44	29,68	15,0
30	1,5	3,22	15,97	1,91	7,01	9,9

* débit optimal pour chaque température

5. CONCLUSION

Une étude simulée sur les performances du système d'AGMD couplée à une machine frigorifique est présentée. Les valeurs du flux de perméat, du GOR diminuent lorsque le débit d'eau augmente car la température d'eau chaude diminue. Cependant, à l'inverse, le COP du réfrigérateur augmente. Le débit d'eau est un paramètre important dans cette approche du couplage car la force motrice du procédé de la

distillation membranaire la pression de vaporisation dépend de la température de sortie d'eau du condenseur conditionné par ce débit. Le modèle doit encore évoluer pour prendre en compte le comportement du système dans le temps et la concentration progressive en sels de l'eau du réservoir jusqu'au vidage et à un nouveau remplissage du réservoir. Les rendements exergétiques seront alors fortement influencés par la récupération d'exergie dans la saumure. La seconde perspective de ce travail est d'étudier le comportement du montage expérimental du couplage d'un réfrigérateur et d'une unité de distillation membranaire.

REMERCIEMENTS

Les auteurs remercient la Région Bretagne et une bourse de la fondation BPO pour leur soutien financier.

RÉFÉRENCES

- [1] **BYRNE P., J. MIRIEL, Y. LENAT**, Design and simulation of a heat pump for simultaneous heating and cooling using HFC or CO₂ as a working fluid, *International journal of refrigeration* 32 (2009) 1711–1723
- [2] **HLPE**, L'eau, enjeu pour la sécurité alimentaire mondiale. Rapport du Groupe d'experts de haut niveau sur la sécurité alimentaire et la nutrition du Comité de la sécurité alimentaire mondiale, Rome 2015
- [3] **GONZ ALEZ-BRAVO R., N. A. ELSAYED, J. M.PONCE-ORTEGA, F. N_APOLES-RIVERA, M. M. EL-HALWAGI**, Optimal design of thermal membrane distillation systems with heat integration with process plants, *Applied Thermal Engineering* 75 (2015) 154 – 166
- [4] **BYRNE P., MIRIEL J., LENAT Y.**, Experimental study of an air-source heat pump for simultaneous heating and cooling – Part 1: Basic concepts and performance verification, *Applied Energy* 88 (2011) 1841–1847
- [5] **GHOUBALI R., BYRNE P., MIRIEL J., BAZANTAY F.**, Simulation study of a heat pump for simultaneous heating and cooling coupled to buildings, *Energy and Buildings* 72 (2014) 141–149
- [6] **AGRAWAL N., BHATTACHARYYA S.**, Experimental investigations on adiabatic capillary tube in a transcritical CO₂ heat pump system for simultaneous water cooling and heating, *International journal of refrigeration* 34 (2011) 476–483
- [7] **KASAEIAN A. B. and DAVIRAN S.**, Performance analysis of solar combined ejector-vapor compression cycle using environmental friendly refrigerants, *IJUM Engineering Journal*, Vol. 14, No. 1, 2013.
- [8] **BAN M., KRAJACIC G., GROZDEK M., CURKO T., DUIC N.**, The role of cool thermal energy storage (CTES) in the integration of renewable energy sources (RES) and peak load reduction, *Energy* 48 (2012) 108–117
- [9] **CHESI A., FERRARA G., FERRARI L., TARANI F.**, Setup and characterisation of a multi-purpose test rig for R744 refrigerating cycles and equipment, *International journal of refrigeration* 35 (2012) 1848–1859
- [10] **BYRNE P. et al.** A review on the coupling of cooling, desalination and solar photovoltaic systems. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 47 (2015) 703–717
- [11] **BYRNE P., AIT OUMEZIANE Y., SERRES L., MIRIEL J.**, Numerical Study of a membrane distillation unit for desalination coupled to a heat pump, Colloque IMAT November 2014, Kuala Lumpur, Malaysia.
- [12] **DRIOLI E., WU Y. and CALABRO V.**, Membrane distillation in the treatment of aqueous solutions, *Journal of Membrane Science*, 33 (1987) 277–284
- [13] **WANG P., CHUNG T.-S.**, Recent advances in membrane distillation processes: Membrane development, configuration design and application exploring, *Journal of Membrane Science* 474 (2015) 39 – 56
- [14] **PANGARKAR B. L., DESHMUKH S. K.** Theoretical and experimental analysis of multi-effect air gap membrane distillation process (ME-AGMD). *Journal of Environmental Chemical Engineering* 3 (2015) 2127–2135
- [15] **PUGSLEY A., ZACHAROPOULOS A., DEB MONTOL J., SMYTH M.**, Global applicability of solar desalination. *Renewable Energy* 88 (2016) 200–219.
- [16] **FANGTIAN S., YITAI M.** Thermodynamic analysis of transcritical CO₂ refrigeration cycle with an ejector. *Applied Thermal Engineering* 31 (2011) 1184–1189