

PERFORMANCES D'UNE MACHINE FRIGORIFIQUE SOLAIRE À CYCLE HYBRIDE COMPRESSION/ÉJECTION

Latra BOUMARAF^{a}, Chérifa ABID^b, Philippe HABERSCHILL^c*

^a LR3MI, Département de Mécanique, Université d'Annaba, BP 12, 23000 Annaba, Algérie

^b Aix-Marseille université, Polytech' Marseille, IUSTI CNRS UMR 7343– 5, Rue Enrico Fermi, 13453 Marseille cedex, France

^c Centre de Thermique de l'INSA de Lyon, UMR CNRS 5008–20, Avenue Albert Einstein 69621 Villeurbanne cedex, France

* l_boumaraf@yahoo.fr

Résumé. Dans le but d'évaluer les performances d'une machine frigorifique hybride à compression/éjection utilisant l'énergie solaire à basse ou moyenne température, un modèle de simulation de son comportement basé sur ceux de ses différents composants a été mis au point. Il comprend notamment pour l'éjecteur, un modèle 1-D de type "mélange à section constante" développé en régime optimal de transition. Les frigorigènes testés sont la vapeur H₂O pour la boucle à éjecteur et le R1234yf (en remplacement du R134a) pour la boucle à compression mécanique. Le comportement de la vapeur H₂O en écoulement dans l'éjecteur est considéré comme celui du gaz parfait. Partout ailleurs, les propriétés des fluides frigorigènes sont calculées à l'aide du logiciel REFPROP®. Le langage de programmation est le fortran. Pour une puissance frigorifique de 10 kW et des conditions de fonctionnement en climatisation, le modèle permet de déterminer les paramètres principaux de l'éjecteur et son taux d'entraînement, les COPs thermique et mécanique du système frigorifique global ainsi que la surface du capteur solaire nécessaire. Par ailleurs, l'influence de la température du bouilleur, du condenseur, du refroidisseur intermédiaire ainsi que celle de l'évaporateur sur le COP mécanique de la machine hybride et sur la surface de captation solaire notamment, ont été examinées. Les résultats montrent en particulier que la machine frigorifique solaire à cycle hybride compression/éjection utilisant le couple frigorigène H₂O/R1234yf permet une augmentation du COP mécanique supérieure à 50% par rapport à celui du système frigorifique conventionnel à compression de vapeur et constitue ainsi un système écologiquement acceptable pouvant concurrencer ce dernier.

Mots-clés : Cycle frigorifique hybride; Éjecteur ; Énergie solaire; frigorigène; COP; Modélisation

1. INTRODUCTION

Dans le cadre du développement durable, l'utilisation d'une machine frigorifique à éjecto-compression [1-3] pour la production du froid (réfrigération et conditionnement d'air) permet d'allier deux avantages, l'un lié à l'économie d'énergie grâce à l'utilisation d'une source d'énergie gratuite (l'énergie solaire ou bien les rejets thermiques des processus industriels) et l'autre lié à la protection de l'environnement grâce à la réduction des émissions de CO₂ dans l'atmosphère. De plus, ce type de machine est plus adapté à l'utilisation de fluides frigorigènes plus respectueux de l'environnement (naturels ou synthétiques à faible impact écologique), Cependant son coefficient de performance COP est intimement lié aux performances de l'éjecteur qui sont souvent médiocres. A cet effet, l'utilisation

d'une machine à cycle de réfrigération hybride compression/éjection permet de surmonter cet inconvénient. En effet, ce dernier permet de fournir les avantages et d'éliminer les inconvénients des deux sous-cycles à éjecteur et celui à compression de vapeur.

Dans le but d'évaluer et d'optimiser les performances de ce système, un modèle de simulation de son cycle thermodynamique a été mis au point. Il comprend notamment pour l'éjecteur, un modèle 1-D basé sur les équations de conservation de la masse, de la quantité de mouvement et de l'énergie de type "mélange à section constante" en régime de transition, développé auparavant [4-6]. H₂O est utilisé comme frigorigène dans le sous cycle à éjecteur et le R1234yf (ODP=0 et GWP=4) en remplacement du R134a (ODP=0 et GWP=1430) dans le sous cycle

à compression mécanique. Les températures de fonctionnement de référence du générateur (bouilleur), du condenseur, du refroidisseur intermédiaire et de l'évaporateur sont fixées respectivement à $T_B=80\text{ }^\circ\text{C}$, $T_C=40\text{ }^\circ\text{C}$, $T_i=30\text{ }^\circ\text{C}$ et $T_E=5\text{ }^\circ\text{C}$. La puissance frigorifique retenue est de 10 kW. Le facteur d'entraînement U et les principaux paramètres géométriques de l'éjecteur ainsi que les coefficients de performance thermique COP_{th} et mécanique $COP_{méc}$ de la machine frigorifique à cycle hybride éjection/compression sont alors calculés. Par ailleurs, l'influence de la température du bouilleur, du condenseur, du refroidisseur intermédiaire ainsi que celle de l'évaporateur sur le COP mécanique de la machine hybride et sur la surface de captation solaire notamment, ont été examinées.

2. MACHINE FRIGORIFIQUE SOLAIRE À CYCLE HYBRIDE COMPRESSION/ÉJECTION

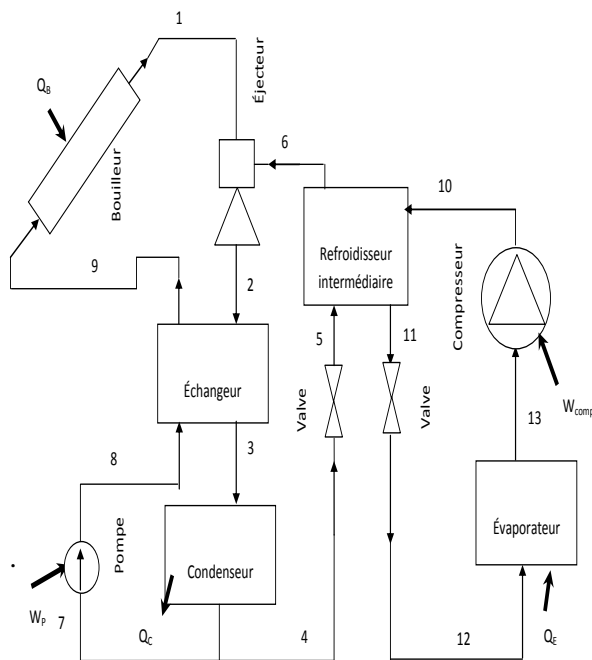


Fig. 1. Schéma de la machine frigorifique hybride à éjection/compression

Le cycle d'une machine frigorifique hybride à éjection/compression (**Fig. 1**) consiste en un sous cycle d'une machine frigorifique à éjection/compression (**Fig. 2(a)**) relié à celui d'une machine frigorifique à compression de vapeur (**Fig. 2(b)**). H_2O (fluide naturel) est utilisé comme fluide frigorigène dans le sous cycle à éjecteur alors que le $R1234yf$ est utilisé dans le sous cycle à compression de vapeur en remplacement du

$R134a$. La connexion entre les deux sous cycles se fait à l'aide du refroidisseur intermédiaire qui joue le rôle d'évaporateur pour le sous cycle à éjecteur et le rôle de condenseur pour le sous cycle à compression mécanique. Sa température de fonctionnement T_i se situe entre la température de l'évaporateur T_E et celle du condenseur T_C du cycle hybride.

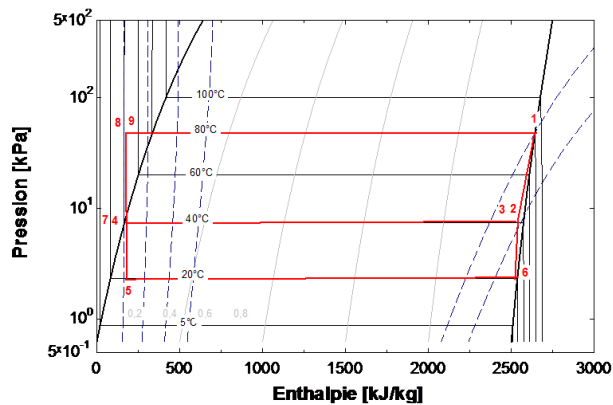
Le principe de fonctionnement de la machine frigorifique hybride à éjection/compression est le suivant: l'apport d'énergie thermique au bouilleur Q_B à l'aide d'un capteur solaire, sert à produire de la vapeur H_2O à haute température et haute pression (état 1) appelée fluide primaire ou moteur (**P**) qui se détend dans la tuyère primaire de l'éjecteur (**Fig. 3**). A la sortie, le fluide primaire à grande vitesse entraîne la vapeur H_2O appelée fluide secondaire (**S**) provenant du refroidisseur intermédiaire dans l'état 6. Ensuite, les flux primaire et secondaire se mélangent dans la chambre de mélange. Une première augmentation de pression due à la formation d'une onde de choc a lieu dans la chambre de mélange suivie d'une seconde due à la compression dans le diffuseur. A la sortie de ce dernier, le mélange de vapeur d'eau surchauffée (état 2) passe dans un échangeur thermique où sa température est réduite jusqu'à celle de l'état 3, avant d'aboutir dans un condenseur où il passe sous forme liquide. La chaleur de condensation Q_C est rejetée vers le milieu environnant. Une partie du condensat, état 4, se détend à travers un organe de détente jusqu'à l'état 5 puis pénètre dans le refroidisseur intermédiaire où elle est évaporée par la chaleur de condensation du sous cycle frigorifique à compression de vapeur fonctionnant au $R1234yf$. Le reste du condensat H_2O , état 7, est pompé par une pompe de circulation, état 8 vers le bouilleur, état 9, via l'échangeur thermique où il récupère la chaleur sensible de la vapeur H_2O provenant de l'éjecteur. Dans le sous cycle à compression mécanique, la vapeur de $R1234yf$ issue du compresseur, état 10, est condensée à l'état liquide, état 11, dans le refroidisseur intermédiaire. La chaleur de cette condensation est utilisée pour vaporiser le frigorigène du sous cycle à éjecteur. Le condensat, état 11, subit d'abord une réduction de pression jusqu'à celle de l'état 12 au passage d'un détendeur avant de pénétrer dans l'évaporateur pour produire l'effet frigorifique escompté Q_E . A la sortie de ce dernier, $R1234yf$ dans l'état 13 est comprimé par le compresseur jusqu'à l'état 10 avant de pénétrer dans le

refroidisseur intermédiaire, ce qui complète le cycle hybride à éjection/compression.

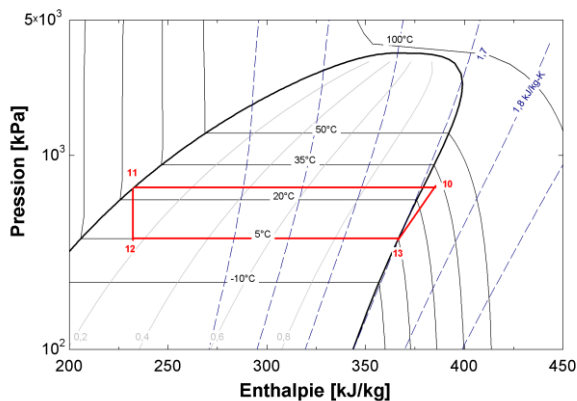
3. MODELISATION

3.1 Hypothèses

Le but de la modélisation est de déterminer les caractéristiques thermodynamiques des fluides



(a)



(b)

Fig. 2. Représentation des sous cycles à éjecteur (a) et à compression mécanique (b) de la machine frigorifique hybride à éjection/compression

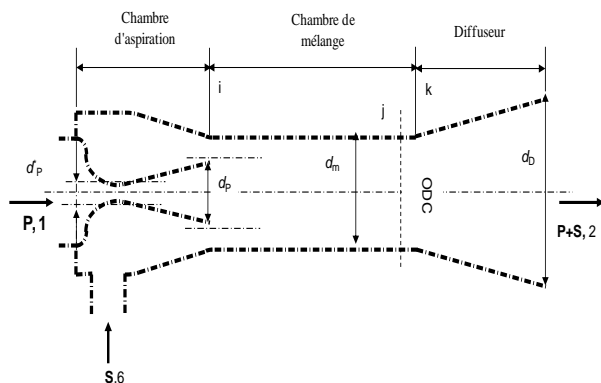


Fig. 3. Configuration de l'éjecteur

(H₂O et R1234yf) aux sommets des sous cycles à éjecteur et à compression mécanique. Pour cela, les hypothèses suivantes sont émises:

- la vapeur en sortie du générateur, du refroidisseur intermédiaire et de l'évaporateur ainsi que le liquide en sortie du condenseur et du refroidisseur intermédiaire sont saturés;
- les détentes dans les détendeurs sont considérées comme isenthalpiques;
- le compresseur a un rendement isentropique donné ($\eta_{comp}=0,75$);
- l'échangeur thermique a une efficacité thermique de 80% et la pompe a un rendement mécanique de 50%;

Par ailleurs, pour déterminer l'état du frigorigène à l'entrée du condenseur, il est nécessaire de modéliser l'éjecteur. Les hypothèses adoptées pour l'étude de l'éjecteur sont notamment:

- le comportement de la vapeur H₂O en écoulement dans l'éjecteur est considéré comme celui du gaz parfait, partout ailleurs, les propriétés des fluides frigorigènes sont calculées à l'aide du logiciel REFPROP®[7];
- les vitesses du fluide primaire à l'entrée de l'éjecteur et du mélange en sortie du diffuseur sont supposées égales à une valeur arbitraire de 1 m/s (ceci permet un dimensionnement complet de l'éjecteur); celle du jet secondaire à l'entrée de l'éjecteur est négligée;
- le jet moteur atteint la vitesse sonique au col de la tuyère primaire;
- la pression au plan i est supposée uniforme et égale à celle correspondant à la formation d'un col sonique du jet secondaire à l'entrée de la chambre de mélange (régime de transition);
- l'onde de choc droite a lieu dans le tube cylindrique de la tuyère secondaire;
- la tuyère primaire, la chambre d'aspiration de la tuyère secondaire et le diffuseur ont des efficacités isentropiques données (respectivement $\eta_p=0,95$, $\eta_s=0,95$ et $\eta_D=0,8$) et les pertes par frottement dans la chambre de mélange sont négligées.

3.2 Modèle de l'éjecteur

Les équations mathématiques du modèle de l'éjecteur sont obtenues par l'application des principes de conservation de la masse, de l'énergie ainsi que du bilan de la quantité de mouvement à des volumes de contrôle judicieusement choisis.

La vitesse du fluide primaire (P) à la sortie du convergent-divergent (plan i) est donnée par :

$$V_{Pi} = \sqrt{2\eta_P(h_{P1} - h_{Pi})_{is} + V_{P1}^2} \quad (1)$$

Les aires des sections du jet moteur au col de la tuyère primaire, A_P^* et au plan i de l'éjecteur (avant mélange), A_{Pi} sont données par :

$$A_P^* = \frac{\dot{m}_P}{\rho_{P1} \sqrt{2\eta_P(h_{P1} - h_P^*)_{is}}} \quad (2)$$

$$A_{Pi} = \frac{\dot{m}_P}{\rho_{Pi} \sqrt{2\eta_P(h_{P1} - h_{Pi})_{is}}} \quad (3)$$

La vitesse du fluide secondaire (S) à l'entrée de la chambre de mélange (plan i) est donnée par :

$$V_{Si} = \sqrt{2\eta_S(h_{S6} - h_{Si})_{is}} \quad (4)$$

L'aire de la section du jet secondaire au plan i est donnée par :

$$A_{Si} = \frac{\dot{m}_S}{\rho_{Si} \sqrt{2\eta_S(h_{S6} - h_{Si})_{is}}} \quad (5)$$

La vitesse V_j du mélange est déterminée à partir du bilan de la quantité de mouvement entre les plans i et j:

$$V_j = \frac{V_{Pi} + UV_{Si}}{(1+U)} + \frac{P_{Pi}A_{Pi} + P_{Si}A_{Si} - P_jA_j}{(1+U)\dot{m}_P} \quad (6)$$

avec: $A_i = A_{Pi} + A_{Si}$

L'enthalpie h_j (ou la température T_j) du mélange est en vertu du principe de conservation de la quantité de mouvement:

$$h_j = \frac{h_{Pi} + 1/2V_{Pi}^2 + U(h_{Si} + 1/2V_{Si}^2) - 1/2V_j^2}{(1+U)} \quad (7)$$

Le nombre de Mach correspondant est alors :

$$M_j = \frac{V_j}{\sqrt{\gamma RT_j}} \quad (8)$$

Le nombre de Mach M_k du fluide après passage de l'onde de choc et le rapport de compression P_k/P_j sont:

$$M_k = \sqrt{\frac{1 + ((\gamma - 1)/2)M_j^2}{\gamma M_j^2 - ((\gamma - 1)/2)}} \quad (9)$$

$$\frac{P_k}{P_j} = 1 + \frac{2\gamma}{\gamma + 1} (M_j^2 - 1) \quad (10)$$

L'état du mélange à la sortie du diffuseur est déterminé à partir des équations suivantes:

$$h_2 = \frac{h_{P1} + 1/2V_{P1}^2 + Uh_{S6} - 1/2V_2^2}{(1+U)} \quad (11)$$

$$\eta_D = \frac{(h_{2,is} - h_k)}{(h_2 - h_k)} \quad (12)$$

$$P_2 = f(s_{2,is}, h_{2,is}) \quad (13)$$

3.3 Modèle du sous cycle à compression mécanique

La puissance frigorifique \dot{Q}_E étant fixée, le débit de R1234yf \dot{m}_E circulant dans l'évaporateur est donné par :

$$\dot{m}_E = \frac{\dot{Q}_E}{(h_{13} - h_{12})} \quad (14)$$

L'enthalpie du frigorigène h_{10} à la sortie du compresseur est déterminée à partir des équations:

$$\eta_{comp} = \frac{(h_{10,is} - h_{13})}{(h_{10} - h_{13})} \quad (15)$$

avec: $h_{10,is} = f(P_{10}, s_{13})$

En conséquence, la puissance absorbée par le compresseur est:

$$\dot{W}_{comp} = \dot{m}_E (h_{10} - h_{13}) \quad (16)$$

Le débit secondaire de l'éjecteur \dot{m}_S est calculé à partir du bilan énergétique du refroidisseur intermédiaire:

$$\dot{m}_S = \frac{\dot{m}_E (h_{10} - h_{11})}{(h_6 - h_5)} \quad (17)$$

3.4 Modèle du sous cycle à éjecteur

L'enthalpie de l'eau liquide au refoulement de la pompe (point 8) est déterminé par:

$$h_8 = h_7 + \frac{(P_8 - P_7)}{\rho_7} \quad (18)$$

La puissance consommée par la pompe est alors :

$$\dot{W}_P = \frac{\dot{m}_P (h_8 - h_7)}{\eta_P} \quad (19)$$

La température T_3 de la vapeur d'eau à la sortie de l'échangeur thermique est calculée à partir de l'efficacité E_x de ce dernier :

$$T_3 = T_2 - E_x(T_2 - T_8) \quad (20)$$

L'enthalpie de l'eau liquide à l'entrée du bouilleur (point 9) est déterminée à partir du bilan énergétique de l'échangeur thermique :

$$h_9 = h_8 + (1+U)(h_3 - h_2) \quad (21)$$

avec : $h_3 = f(P_3 = P_c, T_3)$

3.5 Performances du cycle frigorifique hybride éjection/compression

Les performances du système frigorifique hybride sont évaluées à l'aide des coefficients de performance thermique (COP_{th}) et mécanique ($COP_{méc}$) définis respectivement par les équations (22) et (24) :

$$COP_{th} = \frac{\dot{Q}_E}{\dot{Q}_B + \dot{W}_P + \dot{W}_{comp}} \quad (22)$$

Où \dot{Q}_B est la puissance thermique du bouilleur donnée par :

$$\dot{Q}_B = \dot{m}_F(h_1 - h_9) \quad (23)$$

$$COP_{méc} = \frac{\dot{Q}_E}{\dot{W}_P + \dot{W}_{comp}} \quad (24)$$

Par ailleurs, la surface du collecteur solaire A_{CS} peut être déterminée par :

$$A_{CS} = \frac{\dot{Q}_B}{I_G \eta_{CS}} \quad (25)$$

Où I_G est le rayonnement global incident supposé constant et égal 900 W/m^2 et η_{CS} le rendement du capteur solaire estimé à 50 % [8].

4. PROCEDURE DE CALCUL

Les surchauffes de la vapeur au bouilleur (point 1), au refroidisseur intermédiaire (point 6) et à l'évaporateur (point 13) ainsi que les sous refroidissements du liquide au condenseur (points 4 et 7) et au refroidisseur intermédiaire (point 11) étant nuls, les propriétés thermodynamiques en ces points sont déterminées à l'aide des températures des paliers de changement de phase du bouilleur T_B , du condenseur T_C , du refroidisseur intermédiaire T_i et de l'évaporateur T_E . Par ailleurs, la puissance frigorifique \dot{Q}_E étant fixée, l'application du modèle du sous cycle à

compression mécanique permet de calculer outre, la puissance consommée par le compresseur \dot{W}_{comp} (équation (16)), le débit secondaire \dot{m}_S (équation (17)) nécessaire au modèle de l'éjecteur. L'utilisation de ce dernier permet de calculer les principaux paramètres géométriques de l'éjecteur, son taux d'entraînement U (ou débit primaire \dot{m}_P) et les propriétés thermodynamiques de la vapeur H_2O à la sortie du diffuseur (état 2). Le modèle du sous cycle à éjecteur utilise les paramètres en sortie du modèle précédent pour calculer la puissance consommée par la pompe \dot{W}_P (équation (19)) ainsi que la puissance thermique du bouilleur \dot{Q}_B (équation (23)). Enfin, les équations (22), (24) et (25) permettent de déterminer respectivement le COP_{th} , le $COP_{méc}$ et la surface du capteur solaire A_{CS} .

5. RESULTATS ET DISCUSSION

Sur la figure 4 sont représentées les variations du taux d'entraînement de l'éjecteur U , du COP_{th} et du $COP_{méc}$ du système frigorifique hybride en fonction de la température du condenseur T_C . On constate que les valeurs de U et du COP_{th} sont plus élevées que celles rencontrées habituellement dans une machine frigorifique à éjecto-compression simple fonctionnant dans les mêmes conditions. Ceci peut être expliqué par l'augmentation de la pression du jet secondaire à l'entrée de l'éjecteur dans la machine frigorifique hybride. Par ailleurs, sur la même figure le $COP_{méc}$ du système hybride est comparé au $COP_{méc}$ du système frigorifique conventionnel à compression fonctionnant aux mêmes températures du condenseur et de l'évaporateur. Ces résultats montrent clairement que dans une gamme de température "utile" du condenseur, le $COP_{méc}$ de la machine frigorifique hybride est supérieur au $COP_{méc}$ du système conventionnel à compression. En effet, pour une température T_C variant entre 35 et 50 °C, l'augmentation du $COP_{méc}$ varie de 61 à 42%.

Cette économie d'énergie électrique réalisée dans le système hybride étant en fait fournie sous forme thermique par le capteur solaire.

La figure 5 met en évidence le fait que plus les performances mécaniques du système hybride se dégradent ($COP_{méc}$ diminue) avec l'augmentation de la température du condenseur plus la surface du capteur solaire augmente pour produire la même puissance frigorifique (10 kW).

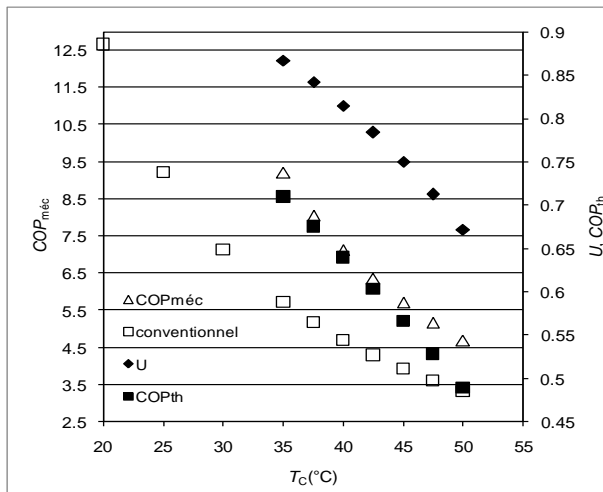


Fig. 4. Variations de U , COP_{th} , COP_{mec} du système frigorifique hybride et du COP_{mec} du système conventionnel en fonction de T_C pour $T_B=80$ °C, $T_i=T_C-10$ et $T_E=5$ °C

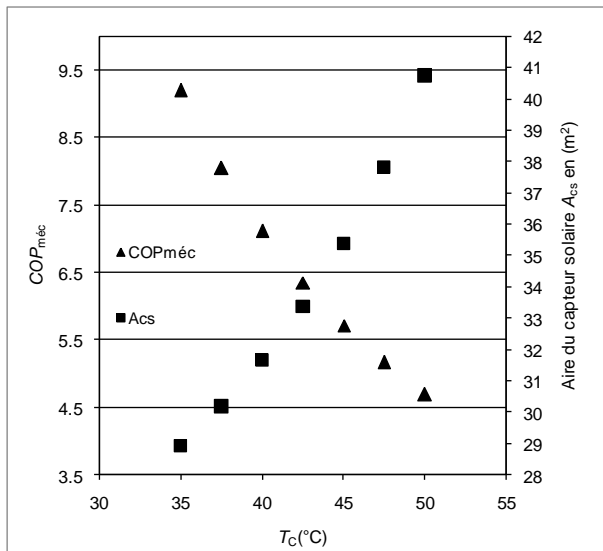


Fig. 5. Variations du COP_{mec} du système frigorifique hybride et de la surface du capteur solaire A_{cs} en fonction de T_C pour $T_B=80$ °C, $T_i=T_C-10$ et $T_E=5$ °C

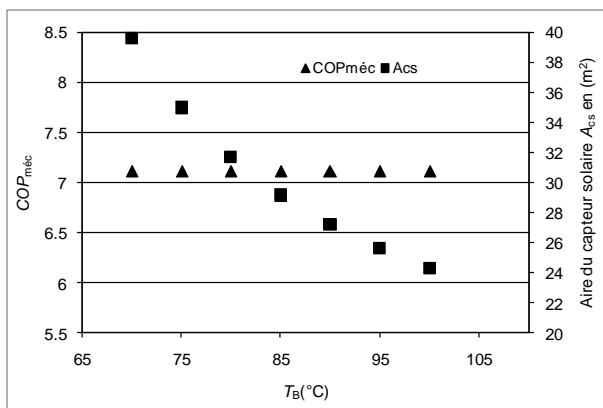


Fig. 6. Variations du COP_{mec} du système frigorifique hybride et de la surface du capteur solaire A_{cs} en fonction de T_B pour $T_C=40$ °C, $T_i=30$ °C et $T_E=5$ °C

Logiquement, la figure 6 montre que le niveau de la température du bouilleur, T_B n'a pas d'influence sur le COP_{mec} du système hybride et que la surface du capteur solaire, A_{cs} augmente quand T_B diminue.

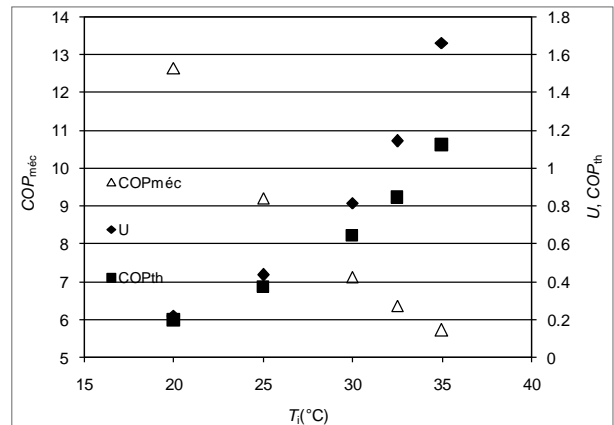


Fig. 7 Variations de U , COP_{th} , COP_{mec} du système frigorifique hybride en fonction de T_i pour $T_B=80$ °C, $T_C=40$ °C et $T_E=5$ °C

À T_B , T_C et T_E fixées, la figure 7 montre que U et le COP_{th} augmentent avec la température du refroidisseur intermédiaire T_i alors que le COP_{mec} diminue avec cette dernière. Ceci peut être expliqué par le fait que le refroidisseur intermédiaire joue le rôle d'évaporateur pour la boucle à éjecteur et de condenseur pour la boucle à compression mécanique. Cette figure montre aussi que les courbes représentant les variations du COP_{th} et du COP_{mec} en fonction de T_i se coupent en un point dont la valeur de T_i est égale à environ T_C-10 conduisant aux performances optimales de la machine frigorifique hybride à éjection/compression.

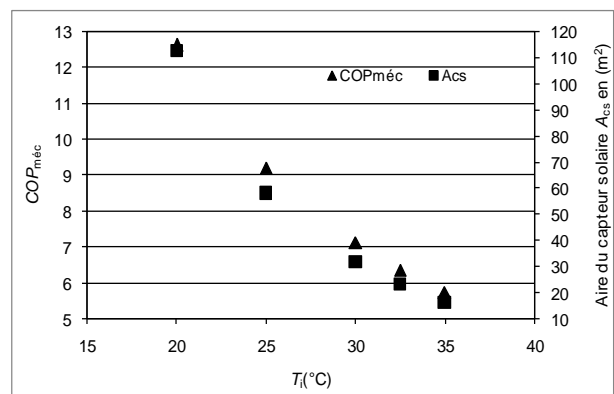


Fig. 8. Variations du COP_{mec} du système frigorifique hybride et de la surface du capteur solaire A_{cs} en fonction de T_i pour $T_B=80$ °C, $T_C=40$ °C et $T_E=5$ °C

Par ailleurs, la figure 8 met en évidence le fait que lorsque la température du refroidisseur intermédiaire augmente les performances mécaniques du système hybride se dégradent alors que la surface du collecteur solaire diminue. Cette diminution peut être expliquée par une plus faible contribution du sous système à éjecteur dans la production de la même puissance frigorifique.

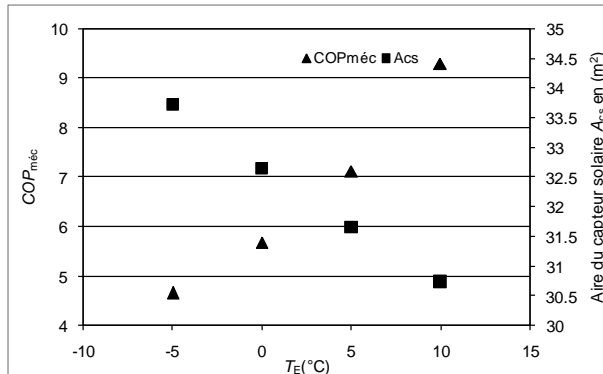


Fig. 9 Variations du $COP_{méc}$ du système frigorifique hybride et de la surface du capteur solaire A_{cs} en fonction de T_E pour $T_B=80$ °C, $T_C=40$ °C et $T_i=30$ °C

La figure 9 montre que la variation de la température, T_E , affecte non seulement le sous cycle à compression mécanique mais aussi le sous cycle à éjecteur. En effet, elle montre que lorsque T_E , augmente, le $COP_{méc}$ du système hybride augmente alors que la surface de captation solaire A_{cs} diminue.

6. CONCLUSION

Pour une puissance frigorifique et des températures des paliers de changement de phase au bouilleur, au condenseur, au refroidisseur intermédiaire ainsi qu'à l'évaporateur fixées, le modèle présenté dans ce travail permet de déterminer les principaux paramètres géométriques de l'éjecteur et son taux d'entraînement, les COP s thermique et mécanique ainsi que la surface du capteur solaire d'un système frigorifique solaire à cycle hybride à compression/éjection. En particulier, pour des conditions de fonctionnement en climatisation, les résultats obtenus montrent que le système frigorifique hybride permet d'atteindre des valeurs de $COP_{méc}$ bien meilleurs que celles du COP du cycle conventionnel à compression de vapeur. En effet, une augmentation supérieure à 50% a été observée. Cette économie d'énergie électrique, en plus de l'utilisation de fluides frigorigènes naturel (H_2O) et à faible impact écologique ($R1234yf$) font que le système

frigorifique hybride utilisant l'énergie solaire constitue un système écologiquement acceptable pouvant concurrencer le système frigorifique conventionnel à compression de vapeur.

NOMENCLATURE

A	Aire de section de l'éjecteur, m^2
A_{cs}	Surface du capteur solaire, m^2
COP	Coefficient de performance
C_p	Capacité calorifique massique à $P=cste$, $J/kg.K$
d	Diamètre, m
E_x	Efficacité de l'échangeur
GWP	Global Warming Potential
h	Enthalpie massique, J/kg
I_G	Rayonnement solaire global incident, W/m^2
M	Nombre de Mach
\dot{m}	Débit massique, kg/s
ODP	Ozone Depletion Potential
P	Pression, N/m^2
Q	quantité de chaleur, J
\dot{Q}	Puissance thermique, W
R	Constante universelle des gaz, $J/mol.K$
T	Température, K ou $°C$
U	Facteur d'entraînement de l'éjecteur ($=\frac{\dot{m}_g}{\dot{m}_p}$)
v	Vitesse du fluide, m/s
\dot{W}	Puissance mécanique, W
w	travail massique, J/kg

Symboles grecs

γ	Rapport des capacités calorifiques ($=C_p/C_v$)
η	Rendement isentropique
η_{cs}	Rendement thermique du capteur solaire
η_p	Rendement mécanique de la pompe
ρ	Masse volumique, kg/m^3

Indices, Exposants

B	Bouilleur
C	Condenseur
comp	Compresseur
D	Diffuseur
E	Evaporateur
G	Global
i	Refroidisseur intermédiaire
is	Processus isentropique
m	Mélange
méc	Mécanique
P	Fluide (ou tuyère) primaire
S	Fluide (ou tuyère) secondaire
th	Thermique
*	Section de col de la tuyère primaire
i, j, k	Emplacements dans l'éjecteur
1, .., 13	Emplacements dans le cycle hybride

REFERENCES

- [1] Nadhi E., *Étude paramétrique expérimentale des caractéristiques du système tritherme à éjecteur*, Thèse de doctorat, Institut National des Sciences Appliquées de Lyon, France, 1989.
- [2] Boumaraf L., Lallemand A., Performance analysis of a jet cooling system using refrigerant mixtures, *Int. Journal of Refrig.*, **22**, 580-589, 1999.
- [3] Boumaraf L., Haberschill Ph., Lallemand A., *Performances d'une machine frigorifique à éjecto-compression utilisant des fluides à faible impact écologique*, Actes des 17^{èmes} Journées Internationales de Thermique (JITH), Marseille-France, 2015
- [4] Boumaraf L., Lallemand A., Modeling of an ejector refrigerating system operating in dimensioning and off-dimensioning conditions with the working fluids R142b and R600a, *Appl. Thermal Eng.*, **29**, 265-274, 2009.
- [5] Boumaraf L., Lallemand A., *Comparaison des performances optimales d'un éjecteur dimensionné selon les modèles à pression constante et à section constante*, Actes des 13^{èmes} Journées Internationales de Thermique (JITH), 1, 371-375, Albi-France, 2007.
- [6] Boumaraf L., Haberschill Ph., Lallemand A., Investigation of a novel ejector expansion refrigeration system using the working fluid R134a and its potential substitute R1234yf, *Int. Journal of Refrig.*, **45**, 148-159, 2014.
- [7] NIST Standard Reference Database 23, Version 7.0
- [8] Huang B. J., Petrenko V. A., Samofatov I. YA., Shchetinina N. A., Collector selection for solar ejector cooling system, *Sol. Energy*, **71(4)**, 269-274, 2001.