

THERMODYNAMIQUE EN TEMPS FINI DES MACHINES À PRODUCTION DE FROID ET DE CHALEUR À DEUX RÉSERVOIRS. COMPARAISON AVEC L'APPROCHE THERMOECONOMIQUE (1^{ère} partie)

*Lavinia GROSU**, *V. RADCENCO***, *M. FEIDT**, *R. BENELMIR**

*UNIVERSITE "H. Poincaré Nancy 1 (France), ** UNIVERSITE POLYTECHNIQUE de Bucarest (Roumanie)

Rezumat. În această lucrare propunem metode de optimizare a coeficienților de performanță ai mașinilor frigorifice și a pompelor de căldură reale, cu comprimare mecanică de vapori, pe baza conceptului de termodinamică în timp finit. Se determină generarea de entropie datorată ireversibilităților interne și externe și pierderile exergetice corespunzătoare, punând în evidență impactul lor asupra puterii cerute de compresor. Compararea rezultatelor obținute pentru trei fluide frigorifice: R22, R134a și R717 a permis analiza influenței fiecărui fluid asupra performanțelor mașinilor producătoare de frig sau căldură.

Mots clés: thermodynamique, froid, chaleur, entropie, optimisation

Nomenclature

T_{ms}	température moyenne supérieure du fluide pendant le transfert de chaleur [K]	S_{PC}	flux d'entropie prélevé par le fluide caloporteur au puits chaud [W/K]
T_{mi}	température moyenne inférieure du fluide pendant le transfert de chaleur [K]	Π	flux de pertes [W]
T_m	température moyenne [K]	$\bar{\pi}$	pondération des pertes par rapport à la puissance demandée [-]
T_a	température ambiante [K]	COP_{MAF_C}	coefficient de performance de Carnot pour les machines à froid [-]
T	température [K]	COP_{PAC_C}	coefficient de performance de Carnot pour les pompes à chaleur [-]
T_{SV}	température d'ébullition du frigorigène à la pression atmosphérique (232.35 K pour R22 ; 246.75 K pour R134a ; 239.65 K pour R717).	COP_{MAF_irr}	coefficient de performance des machines à froid réelles [-]
ΔT	pincement de température [K]	COP_{PAC_irr}	coefficient de performance des pompes à chaleur réelles [-]
Q	flux de chaleur [W]	η_{ex}	rendement exergetique [-]
W_{min_C}	puissance minimale de Carnot [W]	s_i	entropie spécifique du frigorigène dans le point i du cycle [kJ/kgK]
W	puissance reçue par le système [W]	Δs_{irr_cp}	variation d'entropie spécifique dans le compresseur [kJ/kgK]
K	conductance totale de la machine [W/K]	Δs_{irr_dt}	variation d'entropie spécifique dans le détendeur [kJ/kgK]
K_{EV}	conductance de l'évaporateur [W/K]	$\Delta s_{\Delta T_m}$	variation d'entropie spécifique due à ΔT_m [kJ/kgK]
K_{CD}	conductance du condenseur [W/K]	$\Delta s_{\Delta T_{EV}}$	variation d'entropie spécifique due à ΔT_{EV} [kJ/kgK]
E	flux d'énergie [W]	Δs_{cd}	variation d'entropie spécifique du frigorigène dans le condenseur [kJ/kgK]
S	flux d'entropie [W/K]	$\Delta s_{q_0 - T_{EV}}$	augmentation d'entropie du frigorigène dans le processus d'évaporation [kJ/kgK]
S_{irr_i}	flux d'entropie interne créé [W/K]	$\Delta s_{q_0 - T_{SF}}$	diminution d'entropie de l'enceinte froide [kJ/kgK]
S_{irr_e}	flux d'entropie créé du aux pincements de température [W/K]	h_i	enthalpie du frigorigène dans le point i du cycle [kJ/kg]
$S_{\Delta T_{PC}}$	flux de création d'entropie due au pincement ΔT_{PC} [W/K]	lv^T	chaleur latente à la température T_i [kJ/kg]
$S_{\Delta T_{SF}}$	flux de création d'entropie due au pincement ΔT_{SF} [W/K]	c_l	chaleur spécifique du frigorigène en état liquide [kJ/kgK]
$S_{\Delta T_{CD}}$	flux de création d'entropie due au pincement ΔT_{CD} [W/K]	c_p	chaleur spécifique du frigorigène à pression constante [kJ/kgK]
$S_{\Delta T_{EV}}$	flux de création d'entropie due au pincement ΔT_{EV} [W/K]	β	taux de compression [-]
S_{SF}	flux d'entropie prélevé à la source froide [W/K]	γ	exposant isentropique [-]
S_{EV}	flux d'entropie prélevé par le frigorigène au niveau de l'évaporateur [W/K]	η_c	rendement isentropique ou interne du compresseur [-]
S_{CD}	flux d'entropie cédé par le frigorigène au niveau du condenseur [W/K]		

p	pression [bar]
p_N	pression atmosphérique normale (1.013 bars)
q_{cd}	chaleur spécifique transférée au niveau du condenseur [kJ/kg]
q_0	production frigorifique spécifique [kJ/kg]
π_{irr_dt}	pertes dues aux irréversibilités au détendeur [kJ/kg]
π_{irr_cp}	pertes dues aux irréversibilités au compresseur [kJ/kg]
$\pi_{\Delta Tm}$	pertes dues aux irréversibilités à ΔT_m [kJ/kg]
$\pi_{\Delta T_{EV}}$	pertes dues aux irréversibilités à ΔT_{EV} [kJ/kg]
\dot{m}	débit du fluide frigorigène [kg/s]
Indices	PC : puits chaud SF : source froide
	CD : condenseur EV : évaporateur

1. INTRODUCTION

La thermodynamique en temps fini représente la thermodynamique des systèmes énergétiques réels, qui présentent des irréversibilités externes, au contact avec les réservoirs de chaleur [1-6]. En effet, si on considère le cycle idéal, réversible (de Carnot), l'absence d'irréversibilités externes implique des pincements de température (différence absolue entre la température du réservoir et la température du fluide cyclé) nuls et pour assurer des flux de chaleur non-nuls on devrait prévoir des surfaces d'échange de chaleur infinies, ou bien des temps de contact avec les réservoirs infinis. Or l'idée de la réversibilité totale de l'interaction entre le système et les réservoirs ne peut pas être acceptée en pratique et on doit considérer des différences finies de température dans les processus de transfert de chaleur, qui impliquent, conformément à une loi de transfert de chaleur linéaire, des surfaces finies pour des coefficients globaux de transfert de chaleur finis ou des temps de contact finis entre le fluide interne et les réservoirs. L'étude du fonctionnement réel d'une machine à cycle inverse suppose la prise en compte de ces pertes, donc une analyse thermodynamique en temps de contact fini du cycle inverse.

2. THEORIE GENERALISEE DES CYCLES INVERSES ENDOIRREVERSIBLES ET EXOIRREVERSIBLES SELON LA THERMODYNAMIQUE EN TEMPS FINI

Les cycles inverses à deux réservoirs de chaleur peuvent être représentés, d'une manière générale, par

une boucle fermée, qui peut « cacher » différentes transformations du fluide frigorigène en fonction du type de la machine (Figure 1).

Durant le cycle de fonctionnement, le fluide de travail reçoit le flux de chaleur \dot{Q}_{SF} de la source froide et cède au puits chaud le flux de chaleur \dot{Q}_{PC} grâce à la fourniture extérieure de puissance W . Le cycle étant fermé, les bilans énergétique et entropique peuvent être écrits comme suit :

$$\sum E = 0, \text{ ou bien } W = \dot{Q}_{PC} - \dot{Q}_{SF} \quad (1)$$

$$\sum S = 0, \text{ ou bien } S_{irr_i} = S_{CD} - S_{EV} = \frac{\dot{Q}_{PC}}{T_{ms}} - \frac{\dot{Q}_{SF}}{T_{mi}} \quad (2)$$

Si on prend en considération les pertes externes dues aux pincements de température, alors les flux de création d'entropie dues à ΔT_{PC} respectivement ΔT_{SF} seront :

$$S_{\Delta T_{PC}} = \frac{\dot{Q}_{PC}}{T_{PC}} - \frac{\dot{Q}_{PC}}{T_{ms}} \text{ et } S_{\Delta T_{SF}} = \frac{\dot{Q}_{SF}}{T_{mi}} - \frac{\dot{Q}_{SF}}{T_{SF}} \quad (3)$$

Les équations (2) et (3) mettent en évidence que la somme des flux de création d'entropie interne et externe $\left(\sum S_{irr_i,e} \right)$ représente la différence entre le flux d'entropie reçu par le puits chaud et le flux d'entropie prélevé à la source froide :

$$\sum S_{irr_i,e} = S_{irr_i} + S_{\Delta T_{PC}} + S_{\Delta T_{SF}} = \frac{\dot{Q}_{PC}}{T_{PC}} - \frac{\dot{Q}_{SF}}{T_{SF}} \quad (4)$$

Machine à froid

Pour la machine à froid dans la plus part des cas, le puits chaud est le milieu ambiant et donc $T_{PC} = T_a$. Si on multiplie l'équation (4) par la température ambiante (T_a), on obtient, dans le terme gauche, la somme des pertes, internes et externes, conformément au théorème de Gouy-Stodola :

$$\sum \Pi_{irr_i,e} = T_a \sum S_{irr_i,e} \quad (5)$$

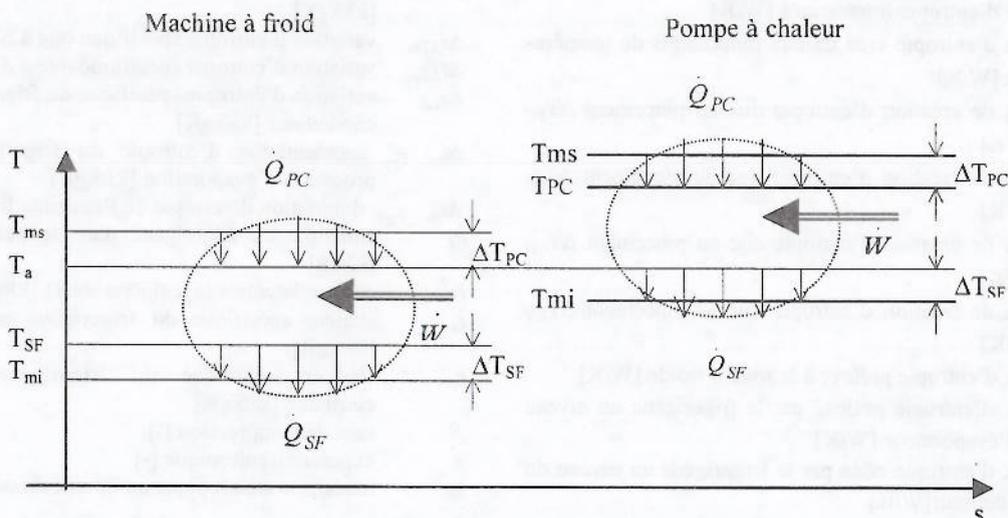


Fig. 1. Représentation généralisée des cycles inverses.

Donc,

$$\dot{Q}_{PC} - \frac{T_{PC}}{T_{SF}} \dot{Q}_{SF} = \sum \dot{\Pi}_{irr_i,e} \quad (6)$$

et le bilan énergétique (1) devient

$$\begin{aligned} \dot{W} &= \left(\frac{T_{PC}}{T_{SF}} - 1 \right) \dot{Q}_{SF} + \sum \dot{\Pi}_{irr_i,e} \\ &= \frac{\dot{Q}_{SF}}{COP_{MAF_C}} + \sum \dot{\Pi}_{irr_i,e} \end{aligned} \quad (7)$$

avec $COP_{MAF_C} = \frac{T_{SF}}{T_{PC} - T_{SF}}$.

Il résulte que la puissance nécessaire au compresseur pour obtenir une certaine production frigorifique est la somme entre la puissance minimale obtenue par un cycle Carnot fonctionnant entre les mêmes températures des réservoirs et la somme des pertes internes et externes qui apparaissent lors du fonctionnement réel de la machine.

$$\dot{W} = \dot{W}_{min_c} + \sum \dot{\Pi}_{irr_i,e} \quad (8)$$

Le rendement exergetique, exprimé par le rapport entre la puissance du cycle réversible Carnot et la puissance du cycle réel sera l'unité moins la somme des pondérations de chaque perte sur la demande en puissance:

$$\begin{aligned} \eta_{ex} &= \frac{COP}{COP_{MAF_C}} = \frac{\dot{W}_{min_c}}{\dot{W}} = 1 - \frac{\sum \dot{\Pi}_{irr_i,e}}{\dot{W}} \\ &= 1 - \sum \bar{\pi}_{irr_i,e} \end{aligned} \quad (9)$$

Pompe a chaleur

Pour les pompes à chaleur c'est la source froide qui est considérée le plus souvent comme milieu ambiant,

donc $T_{SF} = T_a$. Alors l'équation (4) devient, après multiplication avec la température ambiante (T_a):

$$T_a \sum \dot{\Pi}_{irr_i,e} = \frac{T_{SF}}{T_{PC}} \dot{Q}_{PC} - \dot{Q}_{SF} \quad (10)$$

et la puissance nécessaire au compresseur pourra s'écrire, en utilisant le bilan énergétique (1) et l'équation (10) de la manière suivante :

$$\begin{aligned} \dot{W} &= \left(1 - \frac{T_{SF}}{T_{PC}} \right) \dot{Q}_{PC} + \sum \dot{\Pi}_{irr_i,e} \\ &= \dot{W}_{min_c} + \sum \dot{\Pi}_{irr_i,e} \end{aligned} \quad (11)$$

avec $COP_{PAC_C} = T_{PC} / (T_{PC} - T_{SF}) = \dot{Q}_{PC} / \dot{W}_{min_c}$.

3. THERMODYNAMIQUE EN TEMPS FINI DU CYCLE FRIGORIFIQUE REEL A COMPRESSION MECANIQUE DE VAPEUR

Le cycle frigorifique réel à compression mécanique de vapeur est le cycle de fonctionnement d'une machine à froid (à deux réservoirs) présentant tant des irréversibilités externes, au niveau des échangeurs de chaleur (condenseur et évaporateur), dues aux pincements de température entre le fluide frigorifique et le fluide caloporteur et des irréversibilités internes, dans le compresseur et dans le détendeur dues principalement aux pertes de pression et au frottement aux parois. Ces pertes sont représentées graphiquement en diagramme T-s (Figure 2).

Création d'entropie dans le processus de détente

L'entropie créée durant le processus de détente peut être exprimée par la différence $\Delta s_{irr_dt} = s_4 - s_3$ où s_4 peut être exprimé en utilisant la définition du titre

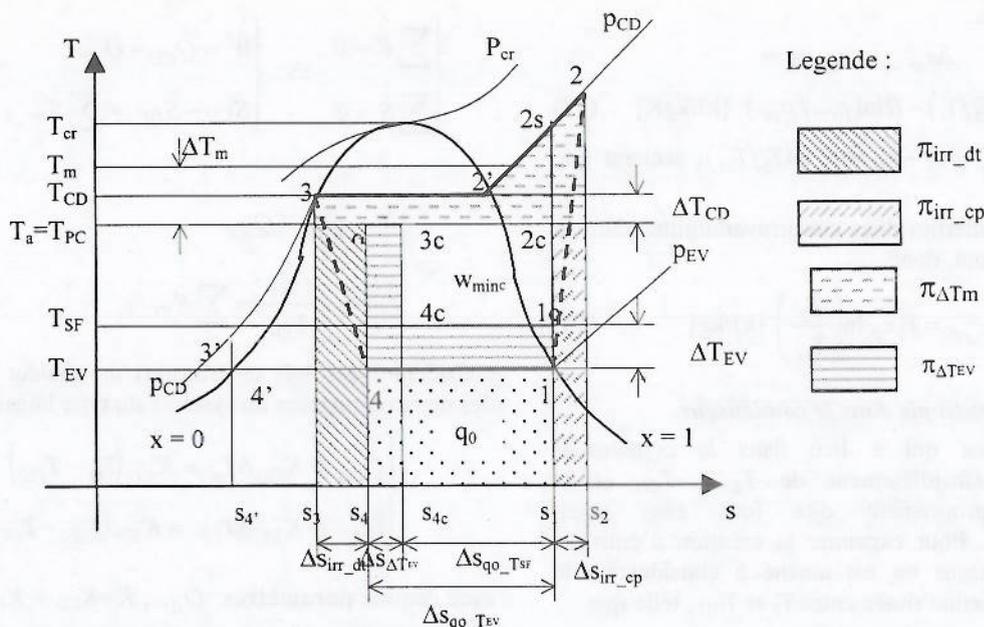


Fig. 2. Représentation graphique des pertes exergetiques internes et externes pour la machine à froid ditherme.

$x = \frac{h_3 - h_4}{h_1 - h_4} = \frac{s_4 - s_4'}{s_1 - s_4'}$, sachant que la chaleur latente à la température d'évaporation est: $lv^{T_{EV}} = h_1 - h_4 = T_{EV}(s_1 - s_4')$.

Donc,

$$\Delta s_{irr_dt} = \frac{h_3 - h_4}{T_{EV}} - (s_3 - s_4') \quad (12)$$

Sous l'hypothèse géométrique que l'isobare dans le domaine liquide du diagramme $T-s$ (Figure 2) est très proche de la courbe de saturation liquide, tel que l'aire (3'3s_{3s}4') = l'aire(4'3s_{3s}4') et pour une chaleur spécifique (massique) du frigorigène en état liquide invariante avec la température, on a :

$$h_3 - h_4 \approx c_l(T_{CD} - T_{EV}) \quad (13)$$

et

$$s_3 - s_4' \approx c_l \ln(T_{CD}/T_{EV}) \quad (14)$$

D'où,

$$\Delta s_{irr_dt} \approx c_l \left(\frac{T_{CD}}{T_{EV}} - 1 - \ln \frac{T_{CD}}{T_{EV}} \right) \text{ [kJ/kgK]} \quad (15)$$

Conformément au théorème de Gouy-Stodola, les pertes dues aux irréversibilités qui apparaissent dans le détenteur seront :

$$\begin{aligned} \pi_{irr_dt} &= T_a \Delta s_{irr_dt} = \\ &= c_l T_a \left(\frac{T_{CD}}{T_{EV}} - 1 - \ln \frac{T_{CD}}{T_{EV}} \right) \text{ [kJ/kg]} \end{aligned} \quad (16)$$

Création d'entropie dans la compression mécanique de vapeur

Etant dans le domaine de vapeur surchauffée, la différence d'entropie entre la sortie et l'entrée du compresseur sera:

$$\begin{aligned} \Delta s_{irr_cp} &= s_2 - s_1 = \\ &= c_p \ln(T_2/T_1) - R \ln(p_{CD}/p_{EV}) \text{ [kJ/kgK]} \end{aligned} \quad (17)$$

ou bien, $\Delta s_{irr_cp} = s_2 - s_{2s} = c_p \ln(T_2/T_{2s})$, sachant que $s_1 = s_{2s}$.

Les pertes internes dues aux irréversibilités dans la compression seront, donc

$$\pi_{irr_cp} = T_a c_p \ln \left(\frac{T_2}{T_{2s}} \right) \text{ [kJ/kg]} \quad (18)$$

Création d'entropie dans le condenseur

Le processus qui a lieu dans le condenseur comporte le refroidissement de T_2 à T_{CD} et la condensation proprement dite (cas sans sous-refroidissement). Pour exprimer la création d'entropie durant ce processus on est amené à considérer une température moyenne située entre T_2 et T_{CD} , telle que

$$T_m = |q_{cd}| / |\Delta s_{cd}| \quad (19)$$

En faite, la création d'entropie dans le condenseur est due au pincement de température entre cette température moyenne et la température du puits chaud:

$$|\Delta s_{\Delta T_m}| = |q_{cd}| \left(\frac{1}{T_{PC}} - \frac{1}{T_m} \right) = |q_{cd}| \frac{\Delta T_m}{T_{PC} T_m} \quad (20)$$

Les pertes correspondant au condenseur étant exprimées par la relation suivante :

$$\begin{aligned} \pi_{\Delta T_m} &= T_{PC} |\Delta s_{\Delta T_m}| = |q_{cd}| \left(1 - \frac{T_{PC}}{T_m} \right) = \\ &= |q_{cd}| \left(1 - T_{PC} \frac{|\Delta s_{cd}|}{|q_{cd}|} \right) = |q_{cd}| - T_{PC} |\Delta s_{cd}| \text{ [kJ/kg]} \end{aligned} \quad (21)$$

Création d'entropie dans l'évaporateur

La création d'entropie spécifique due au pincement de température entre T_{SF} et T_{EV} représente la différence entre l'augmentation d'entropie du fluide frigorigène dans le processus d'évaporation ($\Delta s_{qo_T_{EV}}$) et la diminution d'entropie de l'enceinte à refroidir ($\Delta s_{qo_T_{SF}}$):

$$\Delta s_{\Delta T_{EV}} = \frac{q_0}{T_{EV}} - \frac{q_0}{T_{SF}} = \Delta s_{qo_T_{EV}} - |\Delta s_{qo_T_{SF}}| \quad (22)$$

et les pertes ont l'expression :

$$\pi_{\Delta T_{EV}} = T_a \Delta s_{\Delta T_{EV}} = T_a q_0 \left(\frac{1}{T_{EV}} - \frac{1}{T_{SF}} \right) \text{ [kJ/kg]} \quad (23)$$

Etude d'existence d'un optimum de fonctionnement d'une machine à production de froid, pour trois fluides frigorigènes: R22, R134a, R717 (NH3)

Le modèle mathématique est développé à partir des deux bilans, énergétique et entropique :

$$\begin{aligned} \begin{cases} \sum \dot{E} = 0 \\ \sum \dot{S} = 0 \end{cases} &\Leftrightarrow \begin{cases} \dot{W} = \dot{Q}_{CD} - \dot{Q}_{EV} \\ \dot{S}_{CD} - \dot{S}_{EV} = \sum \dot{S}_{irr_i} \end{cases} \Leftrightarrow \\ &\Leftrightarrow \begin{cases} \dot{W} = \dot{Q}_{CD} - \dot{Q}_{EV} \\ \frac{\dot{Q}_{CD}}{T_m} - \frac{\dot{Q}_{EV}}{T_{EV}} = \sum \dot{S}_{irr_i} \end{cases} \end{aligned} \quad (24)$$

considérant des lois de transfert de chaleur au niveau des deux échangeurs du système du type linéaire :

$$\begin{cases} \dot{Q}_{CD} = K_{CD} \Delta T_m = K_{CD} (T_m - T_{PC}) \\ \dot{Q}_{EV} = K_{EV} \Delta T_{EV} = K_{EV} (T_{SF} - T_{EV}) \end{cases} \quad (25)$$

avec comme paramètres: \dot{Q}_{EV} , $K = K_{CD} + K_{EV}$, T_{SF} , T_{PC} qui, après adimensionnement deviennent :

$$\bar{Q}_{EV} = \dot{Q}_{EV} / KT_{SF}, \bar{K}_{CD} = K_{CD} / K,$$

$$\tau = T_{PC} / T_{SF}, \bar{K}_{EV} = K_{EV} / K$$

et variables : ΔT_m et ΔT_{EV} ou, après adimensionnement $\theta_m = \Delta T_m / T_{PC}$ et $\theta_{EV} = \Delta T_{EV} / T_{SF}$.

Après quelques calculs, le flux de chaleur adimensionné évacué au condenseur $\bar{Q}_{CD} = \dot{Q}_{CD} / KT_{SF}$ et la puissance du compresseur adimensionnée $\bar{W} = W / KT_{SF}$ deviennent :

$$\bar{Q}_{CD} = \bar{K}_{CD} \tau \theta_m = (1 - \bar{K}_{EV}) \tau \theta_m = \tau \left(1 - \frac{\bar{Q}_{EV}}{\theta_{EV}} \right) \theta_m \quad (26)$$

$$\bar{W} = \bar{Q}_{CD} - \bar{Q}_{EV} = \tau \left(1 - \frac{\bar{Q}_{EV}}{\theta_{EV}} \right) \theta_m - \bar{Q}_{EV} \quad (27)$$

Le bilan entropique permet d'obtenir une relation entre θ_m , θ_{EV} et les pertes internes adimensionnées

$$\sum \bar{\Pi}_{irr,i} = \frac{\sum \bar{\Pi}_{irr,i}}{KT_{SF}} = \frac{Ta \sum S_{irr,i}}{KT_{SF}} \quad (28)$$

de la forme
$$\theta_m = \frac{1}{\frac{1 - \bar{Q}_{EV} / \theta_{EV}}{1 - \theta_{EV}} + \frac{1}{\tau} \sum \bar{\Pi}_{irr,i}} \quad (29)$$

Par ailleurs, θ_m peut être exprimé aussi en partant de la définition de T_m :

$$T_m = \frac{|q_{CD}|}{|\Delta s_{CD}|} = \frac{h_2 - h_3}{s_2 - s_3} = \frac{h_2 - h_2' + h_2' - h_3}{s_2 - s_2' + s_2' - s_3} = \frac{c_p (T_2 - T_{CD}) + h_v^{T_{CD}}}{c_p \ln \frac{T_2}{T_{CD}} + \frac{h_v^{T_{CD}}}{T_{CD}}} \quad (30)$$

Ainsi
$$\theta_m = \frac{\Delta T_m}{T_{PC}} = \frac{T_m - T_{PC}}{T_{PC}} = \frac{\frac{T_2}{T_{CD}} - 1 + \frac{h_v^{T_{CD}}}{c_p T_{CD}}}{\ln \frac{T_2}{T_{CD}} + \frac{h_v^{T_{CD}}}{c_p T_{CD}}} - 1 \quad (31)$$

Les relations (29) et (31) sont à la base d'une résolution numérique qui permet d'obtenir les deux pincements adimensionnés : θ_m et θ_{EV} . Pour ce faire on explicite les pertes internes adimensionnées, la température de refoulement du compresseur T_2 et la chaleur latente de vaporisation en fonction des variables :

$$\sum \bar{\Pi}_{irr,i} = \frac{T_{PC} \dot{m} \sum \Delta s_{irr,i}}{KT_{SF}} = \frac{T_{PC} \dot{Q}_{EV}}{q_0 KT_{SF}} \sum \Delta s_{irr,i} = \frac{T_{PC}}{q_0} \bar{Q}_{EV} (\Delta s_{irr,d} + \Delta s_{irr,cp}) \quad (32)$$

avec q_0 la production frigorifique spécifique :

$$q_0 = h_1 - h_4 = h_1 - h_4' + h_4' - h_3 = h_v^{T_{EV}} - c_l (T_{CD} - T_{EV}) \quad (33)$$

La température de refoulement du compresseur peut être déterminée en utilisant la définition du rendement isentropique :

$$\eta_c = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} = \frac{T_{2s} - T_1}{T_2 - T_1} = \frac{T_{2s} / T_{EV} - 1}{T_2 / T_{EV} - 1} \approx \frac{T_{EV}}{T_{CD}} \quad (34)$$

L'approximation ci-dessus représente une manière d'exprimer la dépendance du rendement isentropique du rapport de compression [4]. Il résulte :

$$T_2 = T_{CD} \left[(p_{CD} / p_{EV})^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right] + T_{SF} (1 - \theta_{EV}) \quad (35)$$

en utilisant $T_{2s} / T_{EV} = (p_{CD} / p_{EV})^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$ pour la compression isentropique.

Les rapports des pressions sont liés des températures de saturation correspondantes par des corrélations du type $\ln \frac{p}{p_N} = A \left(\frac{1}{T_{SN}} - \frac{1}{T} \right) - B \ln \frac{T}{T_{SN}}$, avec A et B des constantes caractéristiques à chaque frigorigène en $[K^{-1}]$ et T_{SN} la température d'ébullition du fluide frigorigène à la pression atmosphérique qu'on détermine pour chaque fluide étudié (Tableau 1). La chaleur latente en $[kJ/kg]$ de vaporisation dépend de la température en $[K]$ selon les corrélations présentées dans le Tableau 2 dans l'annexe.

Les pondérations des pertes sur la dépense énergétique peuvent être calculées comme suit :

> pondération de pertes dans la détente

$$\bar{\pi}_{irr,d} = \frac{\text{pertes dans la détente [kJ/kg]}}{\text{travail spécifique [kJ/kg]}} = \frac{\pi_{irr,d}}{w} = COP_{MAF_irr} \frac{T_{PC} c_l}{q_0} \left(\frac{T_{CD}}{T_{EV}} - 1 - \ln \frac{T_{CD}}{T_{EV}} \right) \quad (36)$$

avec $w = \frac{\dot{W}}{\dot{m}} = \frac{\dot{W}}{\dot{Q}_{EV} / q_0} = \frac{q_0}{COP_{MAF_irr}}$ $[kJ/kg]$

> pondération de pertes dans la compression

$$\bar{\pi}_{irr,cp} = \frac{\text{pertes dans la compression [kJ/kg]}}{\text{travail spécifique [kJ/kg]}} = \frac{\pi_{irr,cp}}{w} = \frac{COP_{MAF_irr}}{q_0} T_{PC} c_p \ln \frac{T_2}{T_{SF} (1 - \theta_{EV}) \beta^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \quad (37)$$

> pondération de pertes dans la condensation

$$\bar{\pi}_{irr,\Delta T_m} = \frac{\pi_{irr,\Delta T_m}}{w} = \frac{(w + q_0)}{w} \frac{\theta_m}{1 + \theta_m} = \left(1 + COP_{MAF_irr} \right) \frac{\theta_m}{1 + \theta_m} \quad (38)$$

➤ pondération de pertes dans l'évaporation

$$\bar{\pi}_{irr_ \Delta T_{EV}} = \tau COP_{MAF_ irr} \frac{\theta_{EV}}{1 - \theta_{EV}} \quad (39)$$

Tableau 1. Corrélations pression = f(température de saturation) pour la machine à froid pour l'intervalle de température [-40, 0]°C pour l'évaporation et [10, 50]°C pour la condensation

R22	$\ln \frac{P_{EV}}{P_N} = 994.367786 \left(\frac{1}{T_{SN}} - \frac{1}{T_{EV}} \right) + 5.887583 \ln \frac{T_{EV}}{T_{SN}}$
	$\ln \frac{P_{CD}}{P_N} = 2850.045732 \left(\frac{1}{T_{SN}} - \frac{1}{T_{CD}} \right) - 1.495164 \ln \frac{T_{CD}}{T_{SN}}$
R134a	$\ln \frac{P_{EV}}{P_N} = 4604.639070 \left(\frac{1}{T_{SN}} - \frac{1}{T_{EV}} \right) - 7.301858 \ln \frac{T_{EV}}{T_{SN}}$
	$\ln \frac{P_{CD}}{P_N} = 3112.687171 \left(\frac{1}{T_{SN}} - \frac{1}{T_{CD}} \right) - 1.545669 \ln \frac{T_{CD}}{T_{SN}}$
R717 (NH ₃)	$\ln \frac{P_{EV}}{P_N} = 4789.913997 \left(\frac{1}{T_{SN}} - \frac{1}{T_{EV}} \right) - 7.696201 \ln \frac{T_{EV}}{T_{SN}}$
	$\ln \frac{P_{CD}}{P_N} = 3297.874886 \left(\frac{1}{T_{SN}} - \frac{1}{T_{CD}} \right) - 1.862039 \ln \frac{T_{CD}}{T_{SN}}$

Tableau 2. Corrélations chaleur latente = f(température de saturation) pour la machine à froid pour l'intervalle de température [-40, 0]°C pour l'évaporation et [10, 50]°C pour la condensation.

R22
$lv^{T_{EV}} = 395.4724 - 0.6960T_{EV}$
$lv^{T_{CD}} = 496.9574 - 1.0595T_{CD}$
R134a
$lv^{T_{EV}} = 372.4457 - 0.6415T_{EV}$
$lv^{T_{CD}} = 460.5253 - 0.9572T_{CD}$
R717 (NH ₃)
$lv^{T_{EV}} = 2123.1811 - 3.1575T_{EV}$
$lv^{T_{CD}} = 2411.7456 - 4.1922T_{CD}$

Comparaison de trois fluides frigorigènes (R22, R134a, R717)

Les calculs antérieurs sont faits pour trois frigorigènes: R22, R134a et R717, afin de comparer leurs influences sur la performance de la machine à froid. Le choix des fluides à comparer est fait tenant compte des tendances actuelles sur le marché mondial: le R22 étant encore le frigorigène le plus utilisé par les installateurs, le R134a étant un fluide écologique de remplacement et l'ammoniac qui commence à voir un intérêt sur le marché. Les données de départ pour cette étude sont:

$$\dot{Q}_{EV} = 100 \text{ kW}, \quad K = K_{CD} + K_{EV} = 30 \text{ kW/K}, \\ T_{SF} = 268.15 \text{ K} \quad \text{et} \quad T_{PC} = 291.15 \text{ K}.$$

Pour chaque fluide frigorigène on remarque l'existence d'un minimum de la dépense énergétique (puissance nécessaire au compresseur) qui correspond

au maximum de coefficient de performance et au maximum de rendement exergetique. Ce point optimum de fonctionnement de la machine à froid est différent pour chaque fluide, comme on le remarque dans le Tableau 3.

Tableau 3. Point de fonctionnement optimum pour trois frigorigènes. Application machine à froid

	R134a	R22	R717
ΔT_{EV} [K]	6.43	6.70	6.97
ΔT_m [K]	7.94	7.89	7.48
\dot{W} [kW]	14.94	19.09	17.19
$COP_{MAF_ irr}$	6.69	5.23	5.81
η_{ex}	0.574	0.449	0.4987
$\bar{\pi}_{irr_ dt}$ [%]	2.1	10.93	5.51
$\bar{\pi}_{irr_ cp}$ [%]	2.42	13.2	10.76
$\bar{\pi}_{irr_ \Delta T_m}$ [%]	20.4	16.46	17.08
$\bar{\pi}_{irr_ \Delta T_{EV}}$ [%]	17.86	14.57	16.85
β	3.572	3.221	3.358

Dans la Figure 3 on remarque bien l'existence d'un minimum de puissance nécessaire au compresseur pour évacuer de façon continue le flux de chaleur imposé de la chambre froide, qui correspond au minimum de flux évacué au niveau du condenseur. Dans la Figure 4 on présente l'évolution du coefficient de performance réel qui présente un maximum correspondant au minimum de dépense énergétique. Puisque les températures des réservoirs sont imposées, le coefficient de performance théorique (de Carnot) sera constant. Ainsi, le rendement exergetique sera maximum pour la même valeur du pincement à l'évaporateur. Les pondérations des pertes au compresseur et au détendeur ont un minimum qui ne correspond pas forcément au minimum de puissance consommée au compresseur. C'est évident que les pertes d'un échangeur de chaleur augmentent avec le pincement de température. Ainsi, plus le pincement à l'évaporateur est important, plus la pondération des pertes dues à cet écart de température est importante. La pondération des pertes au condenseur diminue avec l'augmentation du pincement à l'évaporateur, puisque $K = ct$. En ce qui concerne les pertes internes, pour le même fluide, les pertes dans le compresseur sont toujours supérieures aux pertes dans le détendeur.

Si on compare les trois frigorigènes, le fluide qui donne un maximum de coefficient de performance est le R134a. Ce frigorigène n'est pas seulement un frigorigène qui respecte le plus l'environnement mais il permet d'obtenir l'effet utile avec un minimum de consommation au compresseur. Coté pertes internes il est aussi le plus intéressant, par contre il présente aux échangeurs de chaleur les pertes relatives les plus significatives. L'ammoniac est toujours le fluide intermédiaire, il est un compromis entre les deux autres fluides, tandis que le fréon R22 permet d'avoir à la machine des pertes externes au niveau des réservoirs inférieures mais des pertes internes importantes.

4. THERMODYNAMIQUE EN TEMPS FINI DE LA POMPE A CHALEUR REELLE A COMPRESSION MECANIQUE DE VAPEUR

Comme pour le cycle frigorifique réel, le cycle de fonctionnement d'une pompe à chaleur présente tant des irréversibilités externes, au niveau des échangeurs de chaleur, dues aux pincements de température entre le fluide frigorifique et le fluide caloporteur et des irréversibilités internes.

Si on représente graphiquement en diagramme $T-s$ (Figure 5) les pertes qui apparaissent dans chaque composant de la pompe à chaleur réelle on remarque, comme pour la machine à froid, à l'intérieur du diagramme la surface d'un cycle de Carnot inverse qui donnerait le travail minimum et qui fonctionnerait entre les mêmes températures des réservoirs.

Les créations d'entropie dans les processus de détente, compression, condensation et évaporation

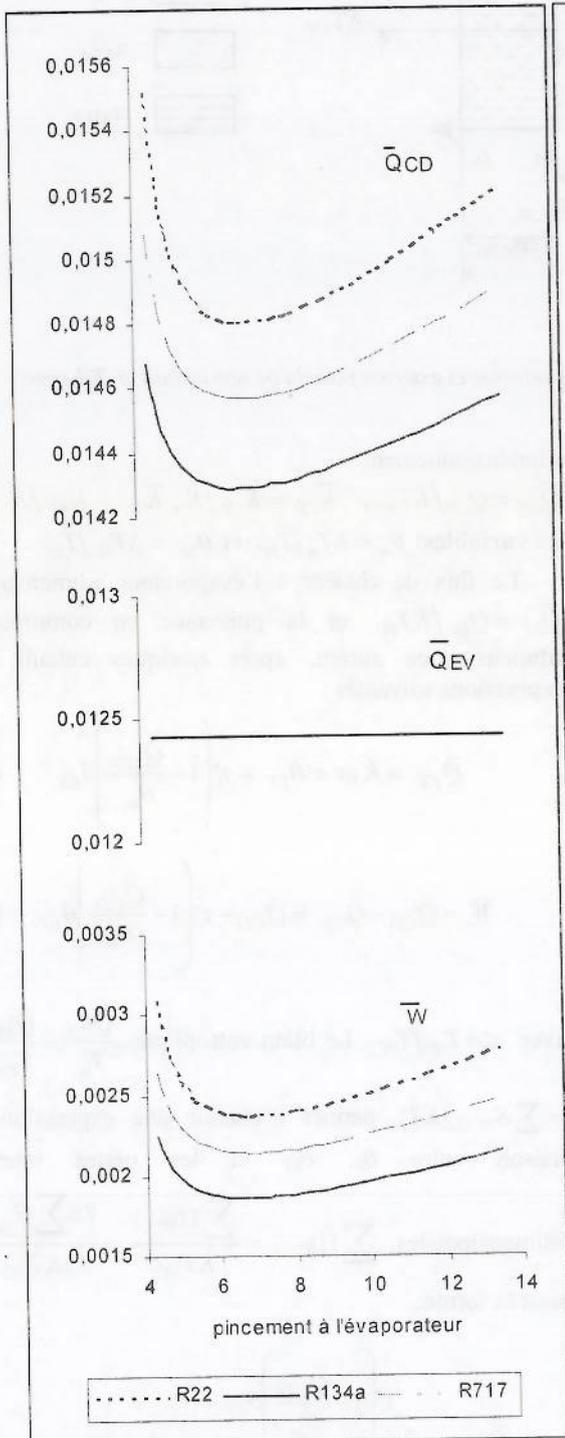


Fig. 3. Evolution des flux adimensionnés en fonction du pincement à l'évaporateur – cas machine à froid.

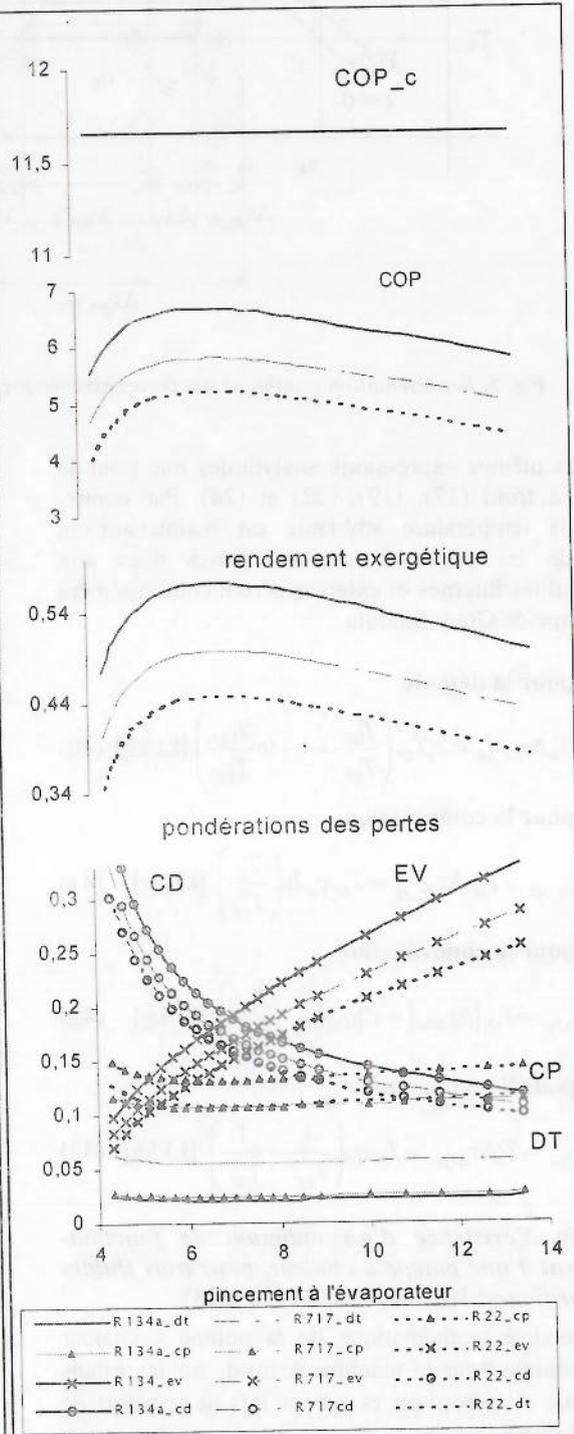


Fig. 4. Evolution des coefficients de performance et des pondérations des pertes en fonction du pincement à l'évaporateur – cas machine à froid.

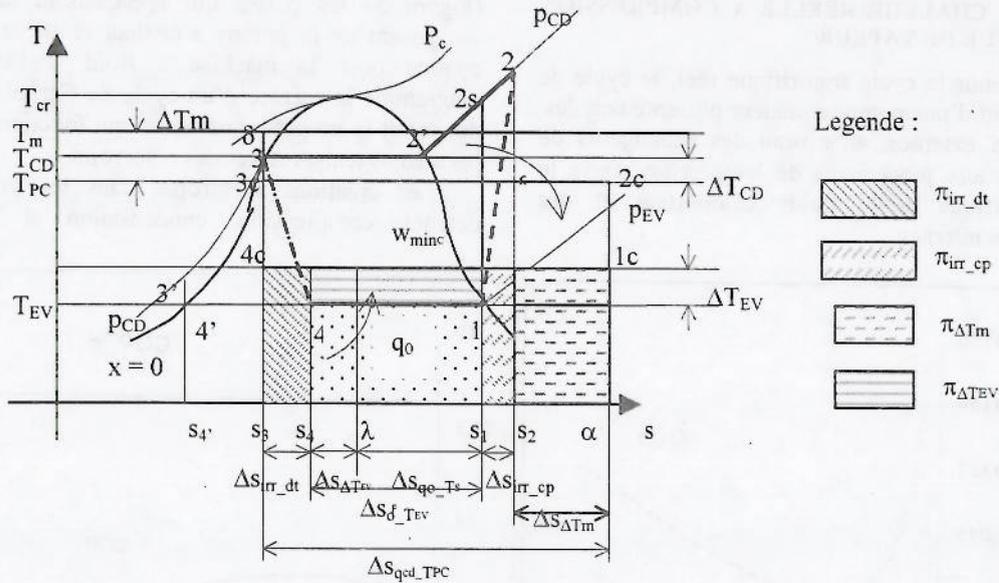


Fig. 5. Représentation graphique des pertes exergetiques internes et externes pour la pompe à chaleur ditherme.

auront les mêmes expressions analytiques que pour la machine à froid (17), (19), (22) et (24). Par contre, comme la température ambiante est maintenant au niveau de la source froide, les pertes dues aux irréversibilités internes et externes seront conformément au théorème de Gouy-Stodola :

➤ pour la détente

$$\pi_{irr_dt} = T_a \Delta S_{irr_dt} = c_p T_{SF} \left(\frac{T_{CD}}{T_{EV}} - 1 - \ln \frac{T_{CD}}{T_{EV}} \right) \text{ [kJ/kg]} \quad (40)$$

➤ pour la compression

$$\pi_{irr_cp} = T_{SF} \Delta S_{irr_cp} = T_{SF} c_p \ln \left(\frac{T_2}{T_{2s}} \right) \text{ [kJ/kg]} \quad (41)$$

➤ pour la condensation

$$\pi_{\Delta Tm} = T_{SF} |\Delta S_{\Delta Tm}| = \tau' |q_{cd}| \left(1 - \frac{T_{PC}}{T_m} \right) \text{ [kJ/kg]} \quad (42)$$

➤ pour l'évaporation

$$\pi_{\Delta TEV} = T_a \Delta S_{\Delta TEV} = T_{SF} q_0 \left(\frac{1}{T_{EV}} - \frac{1}{T_{SF}} \right) \text{ [kJ/kg]} \quad (42)$$

Etude d'existence d'un optimum de fonctionnement d'une pompe à chaleur, pour trois fluides frigorigènes: R22, R134a, R717 (NH3)

Le modèle mathématique de la pompe à chaleur repose, comme pour la machine à froid, sur les bilans énergétique et entropique et sur les lois de transfert de chaleur de type linéaire au niveau des deux échangeurs. On étudie l'existence d'un optimum de fonctionnement de la pompe à chaleur pour les paramètres: \dot{Q}_{CD} , $K = K_{CD} + K_{EV}$, T_{SF} , T_{PC} qui deviennent après

adimensionnement

$\bar{Q}_{CD} = \dot{Q}_{CD} / K T_{PC}$, $\bar{K}_{CD} = K_{CD} / K$, $\bar{K}_{EV} = K_{EV} / K$ et les variables: $\theta_m = \Delta T_m / T_{PC}$ et $\theta_{EV} = \Delta T_{EV} / T_{SF}$.

Le flux de chaleur à l'évaporateur adimensionné $\bar{Q}_{EV} = \dot{Q}_{EV} / K T_{PC}$ et la puissance au compresseur adimensionnée auront, après quelques calculs, les expressions suivantes :

$$\bar{Q}_{EV} = \bar{K}_{EV} \tau' \theta_{EV} = \tau' \left(1 - \frac{\bar{Q}_{CD}}{\theta_m} \right) \theta_{EV} \quad (43)$$

$$\bar{W} = \bar{Q}_{CD} - \bar{Q}_{EV} = \bar{Q}_{CD} - \tau' \left(1 - \frac{\bar{Q}_{CD}}{\theta_m} \right) \theta_{EV} \quad (44)$$

avec $\tau' = T_{SF} / T_{PC}$. Le bilan entropique $\frac{\bar{Q}_{CD}}{T_m} - \frac{\bar{Q}_{EV}}{T_{EV}} =$

$= \sum S_{irr_i} / K T_{PC}$ permet d'obtenir une expression de liaison entre θ_m , θ_{EV} et les pertes internes

adimensionnées $\sum \bar{\Pi}_{irr_i} = \frac{\sum \Pi_{irr_i}}{K T_{PC}} = \frac{T_a \sum S_{irr_i}}{K T_{PC}}$

sous la forme:

$$\frac{\bar{Q}_{CD}}{T_{PC} + \Delta T_m} - \frac{\tau' \left(1 - \frac{\bar{Q}_{CD}}{\theta_m} \right) \theta_{EV}}{T_{SF} - \Delta T_{EV}} = \frac{1}{K T_{PC}} \sum S_{irr_i} \quad (45)$$

Après simplification,

$$\frac{\bar{Q}_{CD}}{1+\theta_m} - \frac{\theta_{EV} [1 - \bar{Q}_{CD}/\theta_m]}{1 - \theta_{EV}} = \frac{T_{SF} \sum \bar{S}_{irr_i}}{KT_{SF}} = \frac{\sum \bar{\Pi}_{irr_i} T_{PC}}{KT_{PC} T_{SF}} = \frac{\sum \bar{\Pi}_{irr_i}}{\tau'} \quad (46)$$

L'expression (46) représente une première relation de liaison entre θ_m et θ_{EV} , sachant que la somme des pertes internes adimensionnées est:

$$\sum \bar{\Pi}_{irr_i} = \frac{T_{SF} \sum \bar{S}_{irr_i}}{KT_{PC}} = \frac{T_{SF} \dot{m} \sum \Delta s_{irr_i}}{KT_{PC}} = \frac{T_{SF} \bar{Q}_{CD}}{|q_{CD}| KT_{PC}} \sum \Delta s_{irr_i} = \frac{T_{SF}}{|q_{CD}|} \bar{Q}_{CD} \sum \Delta s_{irr_i} \quad (47)$$

où $|q_{CD}| = h_2 - h_3 = h_2 - h_2' + h_2' - h_3 = c_p(T_2 - T_{CD}) + l_v^{T_{CD}}$ représente la chaleur spécifique échangé au niveau du condenseur entre le fluide frigorigène et le fluide caloporteur et $\dot{m} = \bar{Q}_{CD}/|q_{CD}|$ représente le débit de frigorigène.

Il résulte donc,

$$\sum \bar{\Pi}_{irr_i} = \frac{T_{SF} \bar{Q}_{CD} (\Delta s_{irr_dt} + \Delta s_{irr_cp})}{l_v^{T_{CD}} + c_p(T_2 - T_{CD})} \quad (48)$$

Les deux températures de sortie du compresseur T_2 (cas réel) et T_{2s} (cas idéal) sont exprimées en fonction des variables partant de la définition du rendement isentropique et du taux de compression:

$$\beta = \frac{P_{CD}}{P_{EV}} = \frac{P_{CD}/P_N}{P_{EV}/P_N} = \frac{\exp\left(A_{CD} \left(\frac{1}{T_{SN}} - \frac{1}{T_{CD}}\right) - B_{CD} \ln \frac{T_{CD}}{T_{SN}}\right)}{\exp\left(A_{EV} \left(\frac{1}{T_{SN}} - \frac{1}{T_{EV}}\right) - B_{EV} \ln \frac{T_{EV}}{T_{SN}}\right)} \quad (49)$$

où A_{EV} , B_{EV} , A_{CD} , B_{CD} sont des coefficients déterminés pour la pompe à chaleur, pour chaque fluide étudié et présenté dans le Tableau 4.

Une deuxième expression qui lie θ_m et θ_{EV} est obtenue en partant de la définition de T_m :

$$T_m = \frac{|q_{CD}|}{|\Delta s_{CD}|} = \frac{h_2 - h_3}{s_2 - s_3} = \frac{h_2 - h_2' + h_2' - h_3}{s_2 - s_2' + s_2' - s_3} = \frac{c_p(T_2 - T_{CD}) + l_v^{T_{CD}}}{c_p \ln \frac{T_2}{T_{CD}} + \frac{l_v^{T_{CD}}}{T_{CD}}} \quad (50)$$

telle que

$$\theta_m = \frac{\Delta T_m}{T_{PC}} = \frac{T_m - T_{PC}}{T_{PC}} = \frac{\frac{T_{CD}}{T_{PC}} \frac{T_2}{T_{CD}} - 1 + \frac{l_v^{T_{CD}}}{c_p T_{CD}}}{\ln \frac{T_2}{T_{CD}} + \frac{l_v^{T_{CD}}}{c_p T_{CD}}} - 1 \quad (51)$$

Tableau 4. Corrélations pression = f(température de saturation) pour la pompe à chaleur pour l'intervalle de température [10, 50]°C pour l'évaporation et [60, 80]°C pour la condensation

R22	$\ln \frac{P_{CD}}{P_N} = 2481.065274 \left(\frac{1}{T_{SN}} - \frac{1}{T_{CD}} \right) - 0.178561 \ln \frac{T_{CD}}{T_{SN}}$
	$\ln \frac{P_{EV}}{P_N} = 2850.045732 \left(\frac{1}{T_{SN}} - \frac{1}{T_{EV}} \right) - 1.495164 \ln \frac{T_{EV}}{T_{SN}}$
R134a	$\ln \frac{P_{CD}}{P_N} = 2793.796605 \left(\frac{1}{T_{SN}} - \frac{1}{T_{CD}} \right) - 0.456211 \ln \frac{T_{CD}}{T_{SN}}$
	$\ln \frac{P_{EV}}{P_N} = 3112.687171 \left(\frac{1}{T_{SN}} - \frac{1}{T_{EV}} \right) - 1.545669 \ln \frac{T_{EV}}{T_{SN}}$
R717 (NH ₃)	$\ln \frac{P_{CD}}{P_N} = 3051.619355 \left(\frac{1}{T_{SN}} - \frac{1}{T_{CD}} \right) - 1.010971 \ln \frac{T_{CD}}{T_{SN}}$
	$\ln \frac{P_{EV}}{P_N} = 3297.874886 \left(\frac{1}{T_{SN}} - \frac{1}{T_{EV}} \right) - 1.862039 \ln \frac{T_{EV}}{T_{SN}}$

La chaleur latente en [kJ/kg] de vaporisation dépend de la température [K] selon les corrélations présentées dans le Tableau 5, déterminées pour chaque type de fluide considéré. Une résolution numérique est nécessaire pour obtenir les pincements de température adimensionnés, au condenseur et à l'évaporateur. Le travail spécifique nécessaire pour comprimer l'unité de débit étant exprimé sous la forme:

$$w = \frac{\dot{W}}{m} = \frac{\dot{W}}{\bar{Q}_{CD}/|q_{CD}|} = \frac{|q_{CD}|}{COP_{PAC_irr}} \text{ [kJ/kg]} \quad (52)$$

Tableau 5. Corrélations chaleur latente = f(température de saturation) pour la pompe à chaleur

R22
$l_v^{T_{CD}} = 773.6416 - 1.9005T_{CD}$
$l_v^{T_{EV}} = 496.9574 - 1.0595T_{EV}$
R134a
$l_v^{T_{CD}} = 654.6062 - 1.5480T_{CD}$
$l_v^{T_{EV}} = 460.5253 - 0.9572T_{EV}$
R717 (NH ₃)
$l_v^{T_{CD}} = 2926.2006 - 5.7605T_{CD}$
$l_v^{T_{EV}} = 2411.7456 - 4.1922T_{EV}$

Les pondérations des pertes sur la dépense énergétique seront :

➤ pondération de pertes durant la détente

$$\bar{\pi}_{irr_dt} = \frac{\text{pertes dans la détente [kJ/kg]}}{\text{travail spécifique [kJ/kg]}} = \frac{\pi_{irr_dt}}{w} = COP_{PAC_irr} \frac{T_{SF} c_l}{|q_{CD}|} \left(\frac{T_{CD}}{T_{EV}} - 1 - \ln \frac{T_{CD}}{T_{EV}} \right) \quad (53)$$

➤ pondération de pertes durant la compression

$$\bar{\pi}_{irr_cp} = \frac{\text{pertes dans la compression [kJ/kg]}}{\text{travail spécifique [kJ/kg]}} = \frac{\pi_{irr_cp}}{w} = \frac{COP_{PAC_irr}}{|q_{CD}|} T_{SF} c_p \ln \frac{T_2}{T_{SF} (1 - \theta_{EV}) \beta^\gamma} \quad (54)$$

➤ pondération de pertes durant la condensation

$$\bar{\pi}_{irr_dT_m} = \frac{\pi_{irr_dT_m}}{w} = \frac{\tau' |q_{CD}| \theta_m}{w (1 + \theta_m)} = \tau' COP_{PAC_irr} \frac{\theta_m}{1 + \theta_m} \quad (55)$$

➤ pondération de pertes durant l'évaporation

$$\bar{\pi}_{irr_dT_{EV}} = \frac{q_0}{w} \frac{\theta_{EV}}{1 - \theta_{EV}} = \frac{|q_{CD}| - w}{w} \frac{\theta_{EV}}{1 - \theta_{EV}} = (COP_{PAC_irr} - 1) \frac{\theta_{EV}}{1 - \theta_{EV}} \quad (56)$$

Comparaison de trois fluides frigorigènes (R22, R134a, R717). Application habitat

Les données de départ caractérise une application à l'habitat: le flux de chaleur au condenseur, $\dot{Q}_{CD} = 150$ kW, la conductance totale, $K = K_{CD} + K_{EV} = 30$ kW/K, la température de la source froide, $T_{SF} = 283.15$ K et la température du puits chaud $T_{PC} = 333.15$ K. L'existence d'un point optimum pour chaque fluide frigorigène est mise en évidence dans le Tableau 6 et les Figures 6 et 7.

Tableau 6. Point de fonctionnement optimum pour trois frigorigènes. Application pompe à chaleur

	R134a	R22	R717
ΔT_{EL} [K]	7.5	7.78	7.92
ΔT_m [K]	8.85	8.94	9.49
\dot{W} [W]	51961.4	46999.5	37365.45
COP_{PAC_irr}	2.88	3.19	4.014
η_{ex}	0.43	0.47	0.6
$\bar{\pi}_{irr_dt}$ [%]	0.225	0.191	8.1
$\bar{\pi}_{irr_cp}$ [%]	0.2267	0.197	13.0
$\bar{\pi}_{irr_dT_m}$ [%]	0.051	0.061	8.6
$\bar{\pi}_{irr_dT_{EV}}$ [%]	0.063	0.071	9.4
β	6.36	5.22	5.48

Si on compare les trois fluides frigorigènes, cette fois-ci, le fluide qui donne un maximum de coefficient de performance est l'ammoniac. Le fluide intermédiaire est le fréon R22, tandis que le fréon R134a a un comportement différent par rapport à la machine à froid: il permet d'avoir des pertes externes au niveau des réservoirs inférieures mais des pertes internes

relatives importantes qui donne un coefficient de performance inférieur aux deux autres fluides. Ceci peut être expliqué par les niveaux des températures de fonctionnement du cycle supérieures à celles de la machine à froid qui implique des valeurs de la chaleur latente de vaporisation supérieures pour l'ammoniac. Pour l'ammoniac les pertes internes sont les plus basses. A l'opposé de la machine à froid, pour la pompe à chaleur, pour le même fluide frigorigène, les pertes internes sont plus importantes que les pertes dues aux irréversibilités au contact avec les réservoirs de chaleur.

Etude de sensibilité aux paramètres

L'influence de quelques paramètres sur le point optimum obtenu pour la pompe à chaleur (application ammoniac) est étudiée pour le point référence caractérisé par: $\dot{Q}_{CD} = 150$ kW, $K = 20$ kW/K, $T_{SF} = 283.15$ K et $T_{PC} = 333.15$ K.

L'amélioration de la qualité du transfert de chaleur qui se traduit par l'augmentation de la conductance totale demande une puissance au compresseur de plus en plus faible. Ceci est remarqué dans la Figure 8. Le point optimum est déplacé vers la gauche, le pincement de température au condenseur sera donc inférieur.

L'influence de la température de la source froide sur les pincements optimaux au niveau des échangeurs n'est pas significative. Ceci est remarqué dans la Figure 9. Néanmoins il y a une augmentation du pincement au condenseur avec la diminution de la température de la source froide, si la température du puits chaud est gardée constante. Evidemment, si la température de la source froide est de plus en plus élevée le minimum du travail demandé au compresseur pour assurer une certaine température au puits chaud diminue.

L'étude de sensibilité du point optimum à la température du puits chaud (Figure 10) relève le fait que la variation de cette température n'influe que très peu sur la valeur des pincements de température optimaux (déplacement non-significatif vers la gauche). Par contre, la valeur de la puissance minimale nécessaire sera supérieure pour une température au puits chaud supérieure.

Etant donné que la conductance totale est constante, le pincement de température est proportionnel avec le flux de chaleur selon la loi de transfert de chaleur linéaire d'où le déplacement vers la droite, dans la Figure 11, du point optimum avec l'augmentation du flux de chaleur au condenseur. Evidemment une puissance supérieure est demandée au compresseur pour assurer un flux de chaleur supérieur au condenseur.

5. COMPARAISON AVEC L'APPROCHE THERMOECONOMIQUE

Nous avons montré ci-dessus l'existence d'un pincement optimum qui minimise la dépense énergétique de la machine à froid et de la pompe à chaleur pour des effets utiles imposés (au niveau de l'évaporateur pour la machine à froid et au niveau du condenseur pour la pompe à chaleur). Dans un travail antérieur [7] et [8], on a étudié les cycles inverses selon

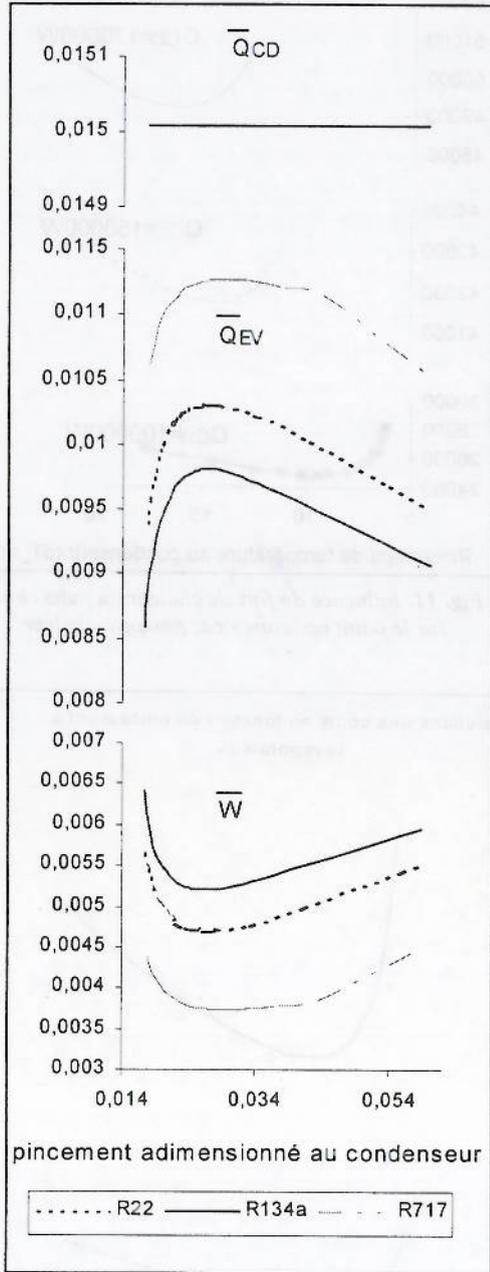


Fig. 6. Evolution des flux adimensionnés en fonction du pincement au condenseur - cas pompe à chaleur.

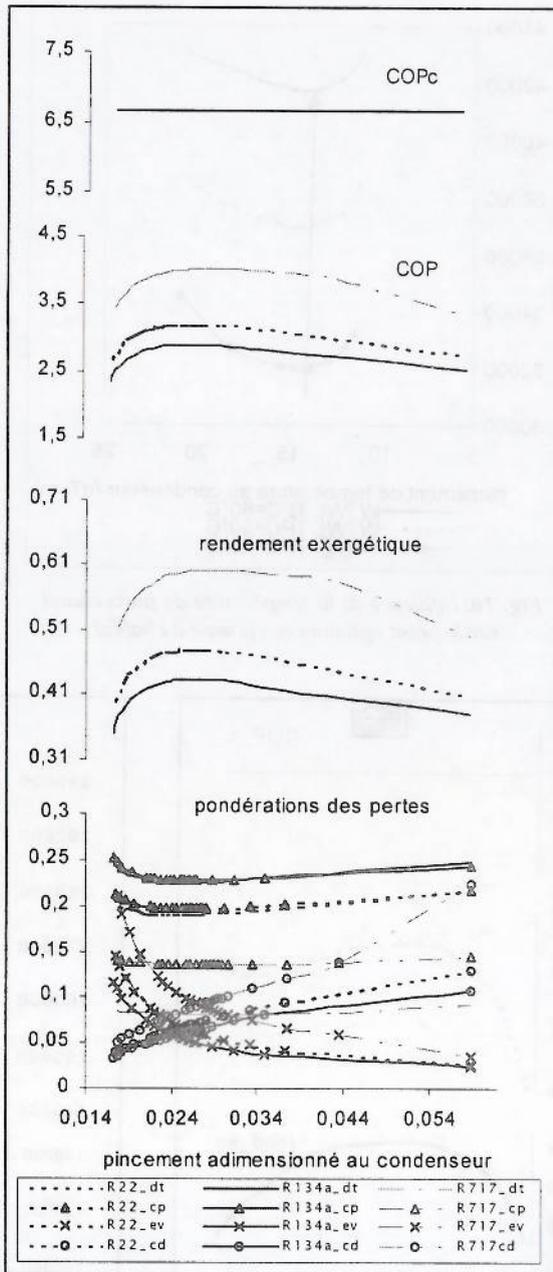


Fig. 7. Evolution des coefficients de performance et des pondérations des pertes en fonction du pincement au condenseur - cas pompe à chaleur.

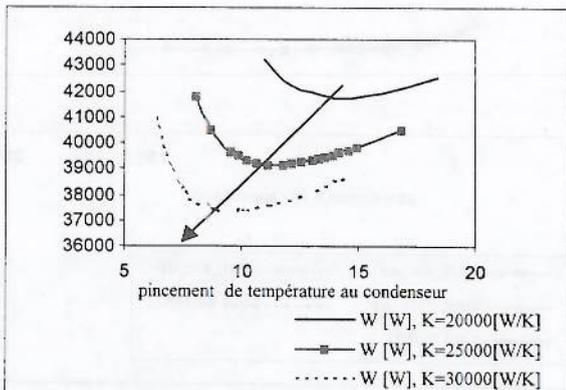


Fig. 8. Influence de la conductance totale sur le point optimum - cas pompe à chaleur.

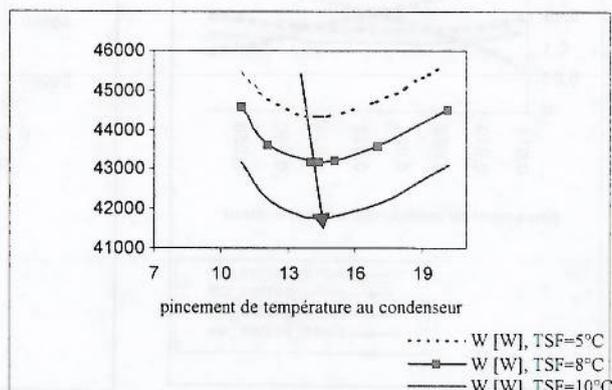


Fig. 9. Influence de la température de la source froide sur le point optimum - cas pompe à chaleur.

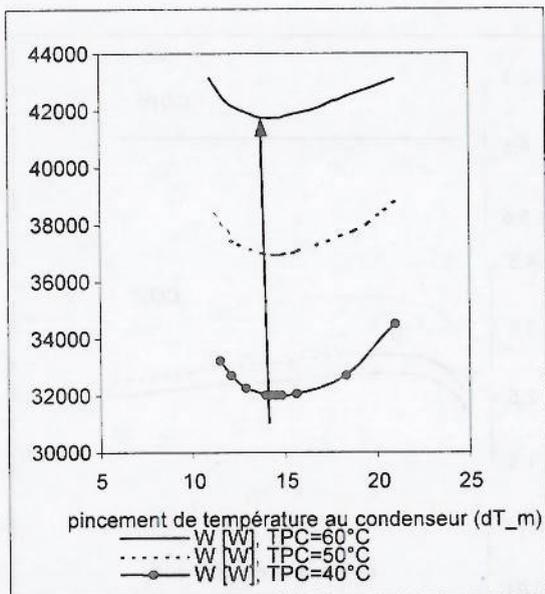


Fig. 10. Influence de la température du puits chaud sur le point optimum cas pompe à chaleur.

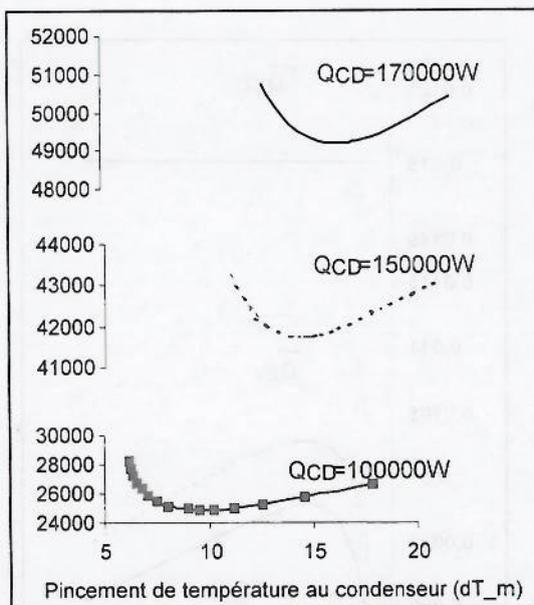


Fig. 11. Influence du flux de chaleur au puits chaud sur le point optimum - cas pompe à chaleur.

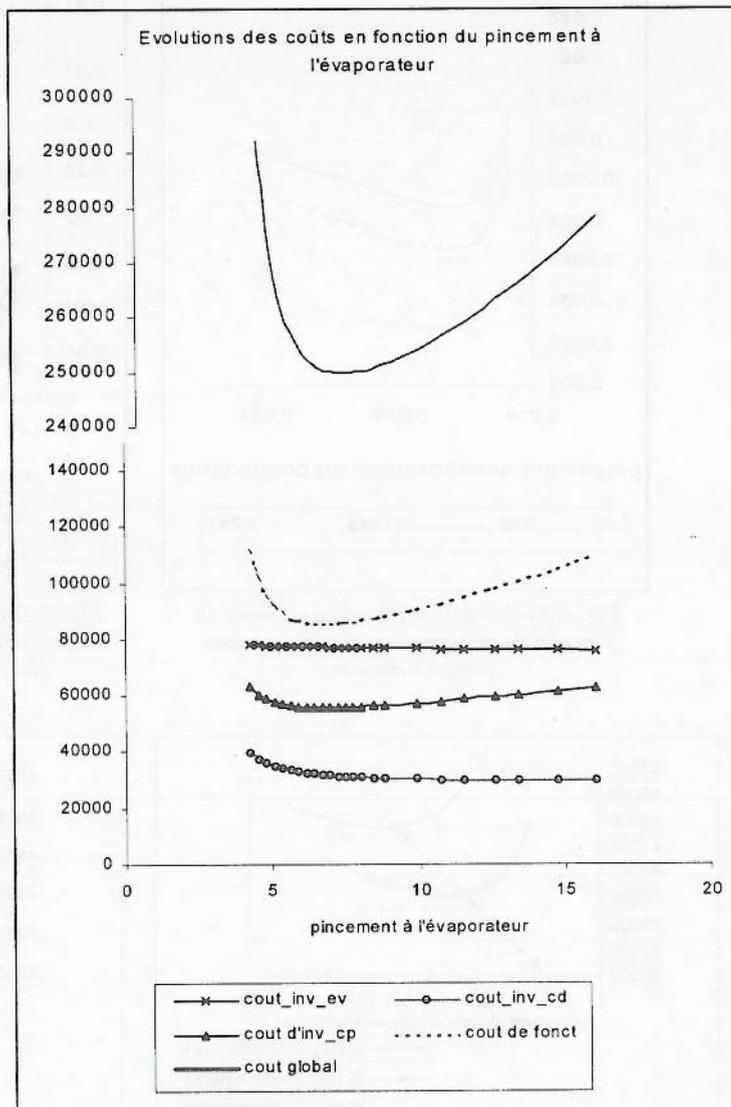
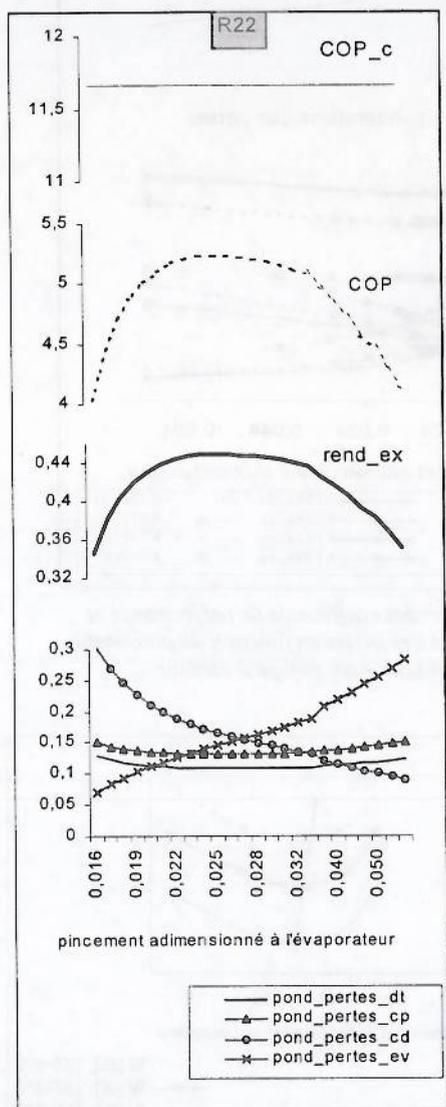


Fig. 12. Optimum thermodynamique et optimum économique pour une machine à froid.

la thermoéconomie: on a prouvé l'existence d'un pincement de température optimal pour un coût global de l'installation (somme des coûts d'investissement des composants et du coût de fonctionnement) minimal, en utilisant des corrélations technico-économiques entre les coûts d'investissement et les paramètres techniques.

Une comparaison des résultats obtenus par les deux approches est menée pour une machine à froid qui utilise R22 comme fluide frigorigène, ayant comme données de départ: $\dot{Q}_{EV} = 100 \text{ kW}$, $K = 30 \text{ kW/K}$, $T_{SF} = 268.15 \text{ K}$, $T_{PC} = 291.15 \text{ K}$. Pour cette machine, un point optimum thermodynamique (maximum de COP) est obtenu pour un pincement à l'évaporateur de 6,7 K (figure 12, partie gauche); un point optimum économique (minimum du coût global) est obtenu pour un pincement à l'évaporateur de 7,5 K en utilisant les corrélations technico-économiques suivantes [9]:

$$c_{i_EV} = 2291.016 \dot{Q}_{EV}^{0.743} A_{EV}^{0.0205} \quad (57)$$

$$c_{i_CD} = 756.670 \dot{Q}_{CD}^{0.993} A_{CD}^{-0.2195} \quad (58)$$

$$c_{i_CP} = 3134.53 \dot{W}^{0.49} \dot{D}^{0.139} \quad (59)$$

Le coût de fonctionnement est calculé pour 8000 h et pour un coût unitaire de l'électricité de 0.56 FF/kWh. On remarque que ces deux points optimums sont différents et dans la plupart des cas pratiques on est amené à faire un compromis entre les deux. Cette étude nous conduit à faire la remarque qu'un gain en exergie à l'évaporateur en diminuant le pincement de température à l'évaporateur pénalise le coût global, vu l'allure du graphique à gauche du point optimum. Donc il est plus convenable de se situer à droite du point optimum économique où le coût global est proche du coût minimum, où on perd en exergie à l'évaporateur en augmentant le pincement à l'évaporateur mais où, par contre, on gagne en exergie au condenseur.

6. CONCLUSION

Dans ce travail, nous avons utilisé le concept de thermodynamique en temps fini pour étudier les machines à froid et les pompes à chaleur réelles à compression mécanique de vapeur. Nous développons des modèles thermodynamiques en commençant avec une théorie généralisée des cycles inversés à deux sources endoïrreversibles et exoïrreversibles, avec des considérations exergetiques. Les créations d'entropie dues aux irréversibilités internes qui apparaissent au cours de la compression et de la détente et dues aux irréversibilités externes au contact avec les réservoirs de chaleur sont mises en évidence. On détermine les pertes exergetiques correspondantes et on étudie leur impact sur la puissance demandée au compresseur. Les pertes qui apparaissent dans chaque composant de l'installation sont représentées graphiquement en diagramme ($T-s$) pour les deux types de machine afin d'apporter une comparaison visuelle directe des pertes d'exergie dans les divers composants. Un programme d'optimisation est développé, avec comme fonction Objectif la maximisation du coefficient de performance ou la minimisation des pertes internes et externes. Une comparaison de trois fluides frigorigènes: R22, R134a et R717 nous

conduit à faire la remarque que, selon le type de machine, l'objectif et les niveaux de température considérés, les conclusions sont différentes. Ainsi pour la machine à froid c'est le fréon R134a qui est le plus intéressant, puisqu'il garanti le coefficient de performance le plus élevé et les pertes internes les plus basses; par contre il présente aux échangeurs de chaleur les pertes les plus significatives. L'ammoniac est toujours le fluide intermédiaire, tandis que le fréon 22 permet d'avoir à la machine des pertes externes au niveau des réservoirs inférieures mais des pertes internes importantes. Pour la pompe à chaleur, le fluide qui donne un maximum de coefficient de performance est, cette fois ci, l'ammoniac. On montre ainsi que ce fluide « naturel » qui figure actuellement parmi les candidats au remplacement des CFC est un fluide intéressant sur le plan thermodynamique. Le fluide intermédiaire est le fréon R22, tandis que le fréon R134a permet d'avoir à la machines des pertes externes au niveau des réservoirs inférieures mais des pertes internes importantes. Le choix du frigorigène dépend, donc, de la fonction de la machine et de la gamme de températures au réservoirs de chaleur, de façon non-exhaustive. On peut remarquer également que, tant pour la machine à froid que pour la pompe à chaleur, à l'optimum le pincement de température au condenseur est supérieur au pincement de température à l'évaporateur. Vue que les fabricants ont la tendance de favoriser l'aspect économique devant celui thermodynamique, nous avons comparé ce point optimum obtenu selon l'approche thermodynamique en temps fini avec le point optimum économique, pour une machine à froid utilisant comme réfrigérant le R22: dans la plupart des cas pratiques on est amené à faire un compromis entre les deux points. Pour compléter ce travail, il s'impose une étude selon la thermodynamique en temps fini du compresseur à piston, ce qui suppose la prise en considération des gradients de pression au niveau des soupapes du cylindre du compresseur, étude qu'on va présenter dans la deuxième partie de cette article.

BIBLIOGRAPHIE

- [1] CHAMBADAL P., *Les centrales nucléaires*, Ed. Armand Colin, Paris, 1957.
- [2] NOVIKOV I.I., *The efficiency of atomic stations*, Journal Nuclear Energy, 1958, vol. 7, pp. 125-128.
- [3] CURZON F.L., AHLBORN B., *Efficiency of a Carnot engine at maximum power output*, American Journal of Physics, 1975, Vol. 43, No.1, pp. 22-24.
- [4] SOKOLOV E.I., BRODIANSKII V.M., *Les bases de l'énergétique des transferts de chaleur et des processus de production de froid*, Ed. Energhia, Moscova, 1968.
- [5] RADCENCO V.T., *Generalized thermodynamics*, Ed. Tehnica, Bucarest, 1994.
- [6] FEIDT M., *Thermodynamique et optimisation énergétique des systèmes et procédés*, Technique et Documentation, Paris, 1987.
- [7] BENELMIR R., *Habilitation à Diriger des Recherches*, Université Henry Poincaré Nancy I, 1998.
- [8] GROSU L., BENELMIR R., FEIDT M., *Technico-economic simulation and optimization of a compression refrigerating machine*, Energy Conversion & Management Journal (E.C.M.J.), 1999, n° 40, pp. 1651-1660.
- [9] GROSU L., *Contribution à l'optimisation thermodynamique et économique des machines à cycle inverse à deux et trois réservoirs de chaleur*, Thèse de doctorat de l'Institut National Polytechnique de Lorraine, octobre 2000.