



**HAL**  
open science

# Détérioration des performances d'un cycle de réfrigération à compression de vapeur irréversible avec la température ambiante

Mohand Ameziane Ait-Ali

► **To cite this version:**

Mohand Ameziane Ait-Ali. Détérioration des performances d'un cycle de réfrigération à compression de vapeur irréversible avec la température ambiante. JITH 2007, Aug 2007, Albi, France. 5p. hal-00157707

**HAL Id: hal-00157707**

**<https://hal.science/hal-00157707>**

Submitted on 29 Aug 2007

**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.

# DETERIORATION DES PERFORMANCES D'UN CYCLE DE REFRIGERATION A COMPRESSION DE VAPEUR IRREVERSIBLE AVEC LA TEMPERATURE AMBIANTE

Mohand A. AIT-ALI

Laboratoire de Génie Mécanique et Développement, Ecole Nationale Polytechnique,  
10 Av. Hassen Badi, BP 182 El Harrach, Alger 16200.

*maitalib@yahoo.fr*

**Résumé:** On sait que la température ambiante affecte les performances des réfrigérateurs essentiellement par l'augmentation des entrées de chaleur dans les compartiments réfrigérés et par la diminution du taux de la condensation du réfrigérant ; ces deux effets réduisent la capacité nominale de réfrigération de l'appareil. Ce problème revêt une importance particulière pour la bonne conservation des aliments et des médicaments. Dans ce travail, on considère un cycle de réfrigération à compression de vapeur irréversible appliqué à un réfrigérateur congélateur modélisé selon le concept de la thermodynamique en temps fini. Le coefficient de performance est maximisé et les paramètres des conductances thermiques dimensionnés selon les données du constructeur pour un modèle commercial de 160 litres de classe C, avec congélateur ; les effets de la variation de la température ambiante sur les performances sont ensuite évalués.

**Mots clés :** cycle de réfrigération, transferts en temps fini, effets de la température ambiante.

## 1. INTRODUCTION

Les performances réelles des cycles de réfrigération à compression de vapeur dépendent de la température du milieu ambiant que subit l'appareil considéré. Pour un réfrigérateur congélateur par exemple, cette température affecte les entrées de chaleur dans les compartiments et les évacuations de chaleur du condenseur. On peut s'attendre à ce que les condenseurs à simple convection libre soient bien plus affectés par une température ambiante élevée que les modèles équipés d'une ventilation forcée. On peut supposer en général, qu'un réfrigérateur conçu pour une température ambiante d'un climat tempéré peut se trouver inadapté lorsqu'il est utilisé sous des climats à température plus élevée, comme celle des climats arides et désertiques par exemple.

Lorsque qu'un réfrigérateur fonctionne sous une température ambiante dépassant celle de conception, ses performances peuvent être telles qu'il ne soit plus en mesure de maintenir la température de réfrigération nécessaire à une saine conservation des aliments et des médicaments qui y sont sauvegardés. Bien que les considérations sanitaires soient de la première importance, la consommation électrique des réfrigérateurs congélateurs n'est pas à négliger en particulier lorsqu'elle est fournie par des panneaux photo voltaïques ou par un groupe électrogène, comme dans le cas des communautés isolées.

Les effets des variations de la température ambiante sur la charge de réfrigération et le coefficient de performance d'un réfrigérateur congélateur soumis à de telles conditions hors optimalité sont évalués ici sur un modèle de cycle irréversible. Deux corrélations du cycle de réfrigération sont évaluées séparément, une pour le congélateur et l'autre pour le réfrigérateur. Elles ont été réalisées pour trois valeurs de températures ambiantes : 20 °C pour un climat tempéré, 32 °C pour un climat aride et 40 °C pour un climat désertique.

## 2. PROBLEMATIQUE

L'optimisation des cycles de réfrigération à compression de vapeur, qu'ils soient endoréversibles ou irréversibles est un problème à un seul degré de liberté [1]. S'il est formulé initialement avec deux variables de décision, une contrainte de conductance thermique finie (ou temps de transfert fini) doit être ajoutée pour borner le problème loin d'une solution de Carnot. Certains modèles de cycles endoréversibles ont été optimisés pour des applications de réfrigérateurs ou de pompes à chaleur avec une puissance spécifiée et une période de cycle donnée [2,3] ; l'utilisation de cycles multi étagés avec des écarts moyens logarithmiques a été envisagée dans une application de pompe à chaleur [4] par simulation numérique.

Le problème du coefficient de performance (COP) maximum est considéré ici plus approprié à une standardisation des unités compresseurs qui adapterait un évaporateur et un condenseur à un groupe de compression standard. La méthode des efficacités et celle de l'écart logarithmique donnent lieu à des résultats implicites ; cet auteur utilise [5] l'écart moyen arithmétique puisque celui-ci permet d'obtenir des règles d'optimalité explicites qui sont d'un intérêt plus général, quoique moins précises en terme de surface d'échange. La modélisation adoptée ici exprime les températures de réfrigération et de congélation comme des valeurs flottantes entre la température ambiante à l'extérieur, et la température d'évaporation du réfrigérant à l'intérieur. Elle est basée sur le modèle thermique de la figure 1 et du diagramme Température-Entropie de la figure 2 représentés ci-dessous. La source de chaleur fournit la charge thermique  $\dot{Q}_{ei}$  à l'évaporateur à une température  $T_e$  ; le condenseur rejette la charge  $\dot{Q}_{ci}$  au milieu ambiant à la température  $T_0$ .

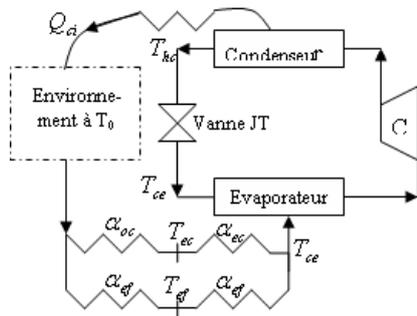


Fig. 1 : Modèle thermique du réfrigérateur congélateur

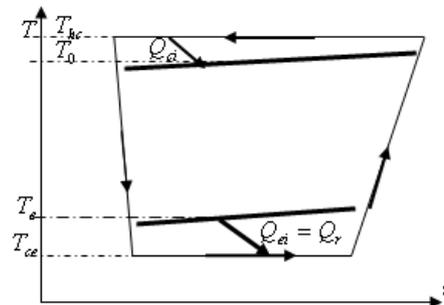


Fig. 2 : Diagramme T-s d'un cycle de réfrigération à compression de vapeur irréversible

Les irréversibilités internes considérées ici sont celles de la détente dans la vanne Joule-Thompson et de la compression polytropique dans le groupe compresseur. Dans un cycle réel, la condensation du réfrigérant est précédée par une désurchauffe et l'évaporation est suivie par une légère surchauffe avant la compression ; les transferts thermiques réels ne sont donc ni isothermes ni isobares ; les isothermes  $T_{hc}$  et  $T_{ce}$  considérés ici sont des valeurs moyennes déterminées à partir de l'accroissement d'entropie encouru. Lorsque l'inégalité de Clausius entre l'entrée d'entropie à l'évaporateur et la sortie d'entropie du condenseur est exprimée avec un facteur d'irréversibilité  $\kappa$  plus grand que l'unité, elle prend la forme suivante :

$$(-\dot{Q}_{ci} / T_{hc}) + \kappa(\dot{Q}_{ei} / T_{ce}) = 0 \quad (1)$$

Plus ce facteur est grand, plus les irréversibilités internes sont élevées et plus le coefficient de performance se détériore. Pour une charge de réfrigération utile  $\dot{Q}_{ei}$ , la charge du condenseur

$Q_{ci}$  est augmentée par les irréversibilités de la détente Joule-Thompson et de la compression. En fixant les conductances thermiques  $\alpha_c$  et  $\alpha_e$ , pour le condenseur et l'évaporateur respectivement, les flux thermiques sont exprimés par le modèle de transfert newtonien. La réfrigération  $Q_{ei}$ , qui est aussi égale aux entrées de chaleur dans le compartiment et le congélateur en provenance du milieu ambiant à  $T_0$ , fournit une relation qui la lie à la température  $T_0$  à celle de l'évaporateur. Dans ce problème, on cherche le minimum de la puissance mécanique  $P$  nécessaire à produire une réfrigération  $Q_{ei}$ . En utilisant les équations de bilans, le problème d'optimisation s'écrit :

$$\text{Min } P = zT_0\alpha_c\left(\frac{1}{x} - 1\right) - Q_r \quad (2)$$

$$\text{Tel que: } T_0\alpha_e(1-z)(1-y^{-1})/Q_r(1+\alpha_e(1-z)/\alpha_0)=1 \quad (3)$$

$$\text{Et : } \frac{\kappa\alpha_e(1-z)/\alpha_c}{z(1+\alpha_e(1-z)/\alpha_0)} \frac{y-1}{1-x} = 1 \quad (4)$$

Où les variables  $x \equiv \frac{T_0}{T_{hc}}$  et  $y \equiv \frac{T_0}{T_{ce}}$  sont les rapports de températures recherchés et la fraction de période  $z$  représentant le temps de transfert dans le condenseur. Le problème comporte ainsi trois variables sujettes à deux contraintes égalités, ce qui ne laisse qu'un seul degré de liberté.

### 3. PUISSANCE MECANIQUE MINIMALE

Ce problème d'optimisation est résolu comme suit. De l'équation (3) on tire  $y$  que l'on injecte dans (4) pour obtenir le rapport de température  $x$ , que l'on remplace ensuite dans la fonction objective (2). On recherche donc le minimum non contraint de la puissance  $P$ , telle que :

$$P = \frac{\kappa.T_0.\alpha_e}{\frac{T_0\alpha_c}{Q_r} - \frac{1}{1-z} - \frac{\alpha_e}{\alpha_0} - \frac{\kappa\alpha_e}{z\alpha_c}} - Q_r \quad (5)$$

par rapport à la variable de décision  $z$ , ou de façon équivalente, on recherche le minimum de la fonction  $f(z)$  définie par :

$$f = \frac{1}{1-z} + \frac{\kappa\alpha_e}{z\alpha_c} \quad (6)$$

$$\text{Ce minimum a lieu pour } \frac{z^2}{(1-z)^2} = \frac{\kappa\alpha_e}{\alpha_c} \text{ ou: } z = \frac{R}{1+R}, \text{ avec } R \equiv \sqrt{\left(\frac{\kappa.\alpha_e}{\alpha_c}\right)} \quad (7)$$

On vérifie que cette condition nécessaire est aussi suffisante pour l'existence d'un minimum. On obtient alors les températures optimales d'évaporation et de condensation :

$$\frac{T_{ce}^*}{T_0} = \left(1 - \frac{Q_r(1+R+\alpha_e/\alpha_0)}{T_0\alpha_e}\right)^{-1} \text{ et : } \frac{T_{hc}^*}{T_0} = \left(1 - \frac{Q_r(1+R)R}{T_0\alpha_e - Q_r(1+R+\alpha_e/\alpha_0)}\right)^{-1} \quad (8)$$

la puissance de réfrigération spécifique et le COP optimal:

$$\frac{P^*}{Q_r} = \left(\frac{\kappa}{1 - Q_r[(1+R)^2 + \alpha_e/\alpha_0]/T_0\alpha_e} - 1\right) \text{ et : } COP^* = \left(\frac{\kappa}{1 - Q_r[(1+R)^2 + \alpha_e/\alpha_0]/T_0\alpha_e} - 1\right)^{-1} \quad (9)$$

et le flux thermique  $Q_{ci}$  rejeté: 
$$\frac{Q_{ci}^*}{Q_r} = \left( \frac{\kappa}{1 - Q_r [(1 + R)^2 + \alpha_e / \alpha_0] / T_0 \alpha_e} \right) \quad (10)$$

La solution optimale étant ainsi obtenue analytiquement, on peut maintenant exprimer la sensibilité des puissances mécaniques requises par rapport à la température ambiante  $T_0$  subie ; un accroissement de cette température accroîtra les entrées de chaleur dans le réfrigérateur et le congélateur proportionnellement à la valeur de la conductance thermique parcourue. L'effet net dépendra aussi des conductances thermiques  $\alpha_o$ ,  $\alpha_e$  et  $\alpha_c$ . Ces paramètres sont maintenant déterminés pour un réfrigérateur congélateur ENIEM de capacité 160 litres.

#### 4. DETERMINATION DES VALEURS OPTIMALES DES PARAMETRES

Le réfrigérateur congélateur considéré a une capacité de 160 litres, dont 120 pour le compartiment réfrigérateur et 40 pour le congélateur. Le congélateur est conçu pour 47 W et -15 °C, le compartiment réfrigérateur pour 39 W et 3,3 °C; le groupe de réfrigération fournit donc 86 W. Son efficacité énergétique est de la classe C. Le moteur absorbe une intensité de 0,56 A sous 220 V mono phasé et 50 HZ, soit 104,7 W pour un cosinus  $\varphi$  de 0,85. Le réfrigérant R134a utilisé se condense à 54,4°C et s'évapore à -23,3°C. La figure 1 montre qu'il y a deux cycles de réfrigération qui utilisent deux évaporateurs séparés mais le même condenseur. Les températures de fonctionnement respectives  $T_{ec}$  et  $T_{ef}$  sont utilisées pour la corrélation des flux thermiques. Deux corrélations du cycle de réfrigération sont donc évaluées séparément, une pour le congélateur et l'autre pour le réfrigérateur, utilisant la contrainte de Clausius et les trois bilans thermiques pour les conductances thermiques  $\alpha_c$ ,  $\alpha_e$  et  $\alpha_0$ .

Les corrélations ont été réalisées pour trois valeurs de températures ambiantes : 20 °C pour un climat tempéré, 32 °C pour un climat aride, 40 °C pour un climat désertique. Les résultats obtenus sont donnés au Tableau 1 pour un facteur d'irréversibilité  $\kappa=1,6939$  obtenu par l'application de l'inégalité de Clausius comme indiqué plus haut.

$\kappa=1.6939$		R	z	1-z	$\alpha_e$	$\alpha_c$	$\alpha_0$
20 °C	Congél.	3,1605	0,7596	0,2404	23,560	3,9952	1,3429
20 °C	Réfrigér.	0,9865	0,4966	0,5034	2,9126	5,0692	2,3353
32 °C	Congél.	2,0400	0,6710	0,3290	17,213	7,0090	0,9960
32 °C	Réfrigér.	0,6367	0,3890	0,6110	2,3997	10,0286	1,3495
40 °C	Congél.	1,3229	0,5695	0,4305	13,154	12,730	0,8545
40 °C	Réfrigér.	0,4130	0,2923	0,7077	2,0716	20,577	1,0627

Tableau 1: Valeurs optimales des paramètres thermiques du réfrigérateur congélateur

Supposons comme hypothèse une, que la conception ce réfrigérateur est optimisée pour une température ambiante de 20 °C mais qu'il est actuellement utilisé sous de 32 °C. Le flux thermique de l'évaporateur augmentera mais les températures de réfrigération dans le compartiment et dans le congélateur sont maintenues à leurs valeurs nominales. Les flux thermiques deviendront 63,4 W au lieu 47,0 pour le congélateur, et 67,7 W au lieu de 39,0 W pour le réfrigérateur. Les puissances respectives augmenteront de 57,4 à 91,6 W pour le congélateur et de 47,6 to 121,2 W pour le réfrigérateur. Le flux thermique du condenseur

deviendra 347,7 W au lieu de la valeur optimale de conception de 191,0 W ; ce flux dépassera aussi la valeur maximale de 201,2 W. Il apparaît ainsi que si la conception originale optimisée pour 20 °C, n'assurera pas à 32 °C les températures de réfrigération et de congélation pour lesquelles cet équipement a été conçu ; le surdimensionnement éventuel à considérer serait de 82% pour le condenseur et de 49% pour le compresseur.

Supposons maintenant en deuxième hypothèse, que le réfrigérateur congélateur est optimisé à la conception pour fonctionner à une température ambiante de 32 °C, mais qu'il fonctionne actuellement sous 40 °C. Les puissances respectives consommées augmentent de 57,4 à 72,3 W pour le congélateur et de 47,6 à 69,2 W pour le compartiment réfrigérateur. Le flux thermique du condenseur deviendra 245,8 W au lieu de 191,0 W, valeur optimale de conception ; mais ce flux n'excèdera pas la capacité maximale de 249,0 W du condenseur. Il apparaît ainsi, que la conception originale fonctionnera encore sous une ambiante de 40 °C de façon satisfaisante.

## 5. CONCLUSIONS ET RECOMMANDATIONS

Un modèle de cycle de réfrigération irréversible a été optimisé pour une puissance minimum en termes de conductances thermique et de température ambiante données comme paramètres dont les valeurs optimales ont été déterminées par corrélation des performances affichées pour une unité ENIEM de 160 litres.

Dans l'hypothèse où cet appareil a été conçu pour une température ambiante de 20 °C, ce réfrigérateur congélateur ne pourra pas assurer les températures de réfrigération et de congélation pour lesquelles il a été conçu si la température ambiante est de 32 °C à moins qu'il ne soit de conception surdimensionnée au départ, ce qui ne peut être supposé a priori. Dans l'hypothèse où cet appareil conçu pour 32 °C il pourra fonctionner de façon satisfaisante sous une température ambiante de 40 °C pour autant que des précautions soient exercées pour limiter les entrées de chaleur dans les compartiments.

Cette analyse préliminaire montre les limites d'utilisation des équipements frigorifiques en fonction de la température ambiante. Il y a un argument de santé publique à faire valoir pour une réglementation appropriée destinée à assurer que les équipements fabriqués localement ou importés de l'étranger aient des performances compatibles avec les rigueurs du climat actuel des pays utilisateurs et en prévision du réchauffement planétaire en cours.

## Bibliographie

- [1] C.H. Blanchard, Coefficient of performance for finite speed heat pump, *J. Appl. Phys.* **51**(5), pp 2471-2472, (1980).
- [2] A. Bejan, Theory of heat transfer-irreversible refrigeration plants, part II: the optimal allocation of heat exchange equipment, *Int. J. Heat and Mass Transfer* **37**, pp 433-444, 1995.
- [3] L. Chen, F. Sun, C. Wu, Optimal allocation of heat exchanger area for refrigeration and air conditioning plants, *Applied Energy*, **77**, pp. 339-354. (2004)
- [4] D. Jung, Y. Lee, B. Park, B. Kang, A study on the performance of multi-stage condensation heat pumps, *International Journal of Refrigeration*, **23**, 528-539, (2000).
- [5] Mohand A. AIT-ALI, The maximum coefficient of performance of internally irreversible refrigerators and heat pumps, *J. Phys. D: Appl. Phys.* **29**, pp. 975-980, (1996).