



SIMULATION ET ANALYSE EXERGÉTIQUE D'UNE UNITÉ INDUSTRIELLE DE REFROIDISSEMENT DES GAZ DE PÉTROLE

N. HAJJI, A. REKIK, M. R. JEDAY*

*Unité de recherche "Énergétique et Environnement"
Ecole Nationale d'Ingénieurs de Gabès, Route de Médenine, 6029 Gabès, Tunisie*

(Reçu le 31 Octobre 2002, accepté le 20 Mars 2004)

RESUME : Ce travail est consacré à la simulation et l'analyse exergétique d'une unité industrielle qui assure la réfrigération des gaz de pétrole dans une station de compression et de traitement des gaz. La simulation nous a permis d'examiner, en premier temps, l'effet de la substitution du R12, utilisé actuellement dans cette installation, par le R134a sur ses paramètres opératoires. Les résultats obtenus ont été exploités, par la suite, pour faire une étude exergétique. Il en ressort qu'un débit plus faible de R134a est suffisant pour assurer la même puissance frigorifique. Ceci a entraîné une légère baisse dans les pertes exergétiques totales de l'installation sans affectant l'efficacité exergétique de ses principaux appareils.

Mots clés : Simulation, Substitution, Analyse exergétique

ABSTRACT : This article deals with the simulation and exergy analysis of an industrial unit used to refrigerate petroleum gas after compression and treatment. Using computer simulation, we studied at first the effect of substituting R12 by R134a on the operating parameters of the unit. Then, the obtained results were used to estimate the consequences of such substitution on energy degradation through an exergy analysis. It was found that the overall energy degradation in the unit decreased upon replacing R12 by R134a whereas the exergy efficiency of its major equipments remained practically unchanged.

Key words : Simulation, Substitution, Exergetic Analysis

I. INTRODUCTION

Avant de les expédier vers une usine de fractionnement, les gaz associés au pétrole provenant des gisements d'EL-Borma, sont comprimés jusqu'à 63,5 bar puis refroidis jusqu'à une température d'environ -9°C . Le refroidissement se fait actuellement dans une installation de réfrigération bi-étagée avec injection totale de la vapeur moyenne pression. Le fluide frigorigène utilisé est le Fréon R12.

Pour la protection de l'environnement contre les CFC suite aux recommandations du protocole de Kyoto en 1997 sur les émissions des gaz à effet de serre, on doit remplacer ce fluide par le R134a. Les modifications dans les conditions opératoires et les performances énergétiques de l'installation qui découlent de cette substitution sont étudiées dans ce travail. Pour ce faire, nous avons suivi une méthodologie constituée des étapes suivantes :

- Simulation de l'installation opérant dans les conditions actuelles de fonctionnement et utilisant le R12 comme fluide frigorigène.
- Simulation de la même installation opérant au R134a ; la puissance frigorifique et la température de sortie des gaz de pétrole étant bien-entendu conservées.
- Calcul de l'exergie correspondante aux différents flux de l'installation dans les deux cas de fonctionnement et évaluation des pertes exergétiques dans ses principaux appareils.

II. BASES DE L'ANALYSE EXERGETIQUE

La notion d'exergie a été introduite pour la première fois par George GOUY en 1889 qu'il a

* correspondant



appelée "énergie utilisable" [1,2]. Elle a été largement utilisée lors de ces dernières décennies pour évaluer les performances énergétiques des procédés industriels [3-7]

II. 1. Bilan d'Exergie

Le bilan d'exergie [8,9] est basé sur l'application simultanée du premier et second principes de la thermodynamique. Pour l'établir, nous considérons un système ouvert opérant en régime permanent comme le montre la figure 1.

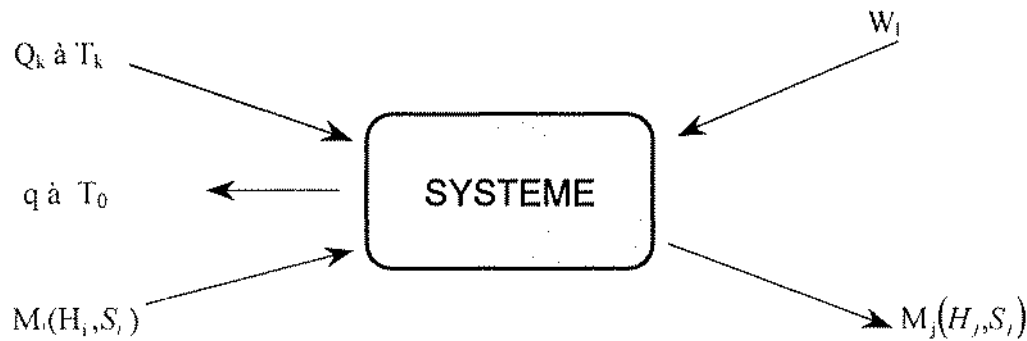


Figure 1 : Représentation d'un système ouvert.

En régime permanent, les bilans de matière, d'enthalpie et d'entropie autour de ce système s'écrivent comme suit [10] :

$$\text{matière :} \quad \sum_i M_i + \sum_j M_j = 0 \quad (1)$$

$$\text{enthalpie :} \quad \sum_i M_i H_i + \sum_j M_j H_j + \sum_k Q_k + \sum_l W_l + q = 0 \quad (2)$$

$$\text{entropie :} \quad \sum_i M_i S_i + \sum_j M_j S_j + \sum_k \frac{Q_k}{T_k} + \frac{q}{T_0} + S_{\text{créée}} = 0 \quad (3)$$

où : M_i est le débit massique portant l'enthalpie et l'entropie spécifiques H_i et S_i ,
 M_j est le débit massique portant l'enthalpie et l'entropie spécifiques H_j et S_j ,
 Q_k est la puissance thermique reçue par le système de la source de chaleur K à la température T_k ,
 q est la puissance thermique perdue par le système vers l'environnement (pertes thermiques),
 T_0 est la température de l'environnement,
 W_l est la puissance mécanique reçue par le système.

La multiplication de l'équation (3) par T_0 et sa soustraction de l'équation (2) conduit à l'expression suivante :

$$\sum_i M_i (H_i - T_0 S_i) + \sum_j M_j (H_j - T_0 S_j) + \sum_k \left(1 - \frac{T_0}{T_k}\right) Q_k + \sum_l W_l - T_0 S_{\text{créée}} = 0 \quad (4)$$

Cette expression, appelée bilan exergetique, comprend quatre termes:

- Une fonction thermodynamique ($Ex=H-T_0S$) appelée "exergie spécifique associée à la matière" qui correspond au travail réversible que cette quantité de matière produirait si elle était amenée à l'état d'équilibre thermodynamique avec les composants communément présents dans l'environnement naturel.
- Un terme appelé *exergie thermique*, ou exergie de la chaleur, $\left[Ex_{Q_k} = Q_k \left(1 - \frac{T_0}{T_k} \right) \right]$ qui est le travail réversible que l'on pourrait obtenir avec une quantité de chaleur (Q_k), si l'on disposait d'une machine opérant entre la température (T_k) et la température de l'environnement (T_0).
Signalons que le terme $\left(1 - \frac{T_0}{T_k} \right)$ n'est autre que *le coefficient de Carnot*.
- Un troisième terme qui correspond aux *énergies nobles* (électrique, mécanique, cinétique et potentielle). L'exergie correspondante est dite exergie pure et donnée par $Ex_{w_i} = W_i$.
- Un quatrième terme correspondant à la création d'entropie due aux différentes irréversibilités du système. Il est appelé "*exergie perdue ou détruite*" et égal à $Ex_p = T_0 S_{crée}$

Signalons que l'exergie associée aux pertes thermiques (q) vers l'environnement est nulle. Ceci se traduit par l'absence de ce terme dans l'expression du bilan exergétique.

II. 2. Efficacité exergétique

Pour exprimer les performances énergétiques et évaluer rigoureusement la qualité thermodynamique d'un procédé, quel que soit le nombre et la nature des énergies mises en jeu, nous adoptons un critère couramment utilisé qui est l'efficacité exergétique (η_{ex}) [11,12].

L'efficacité exergétique est définie comme étant le rapport entre la somme des exergies sortantes ($\sum_j Ex_{s,j}$) et la somme des exergies entrantes ($\sum_i Ex_{e,i}$), soit :

$$\eta_{ex} = \frac{\sum_j Ex_{s,j}}{\sum_i Ex_{e,i}} \quad (5)$$

En tenant compte de l'équation du bilan exergétique (4), l'efficacité exergétique (η_{ex}) peut être écrite sous la forme suivante :

$$\eta_{ex} = 1 - \frac{Ex_p}{\sum_i Ex_{e,i}} \quad (6)$$

Ainsi, puisque l'exergie perdue (Ex_p) est toujours positive ou nulle, la valeur de l'efficacité exergétique (η_{ex}) est toujours comprise entre zéro et un.

III. SIMULATION DE L'INSTALLATION ETUDIEE

L'installation de refroidissement des gaz de pétrole, représentée schématiquement par la figure 2, a pour but la récupération des composants lourds (propane, butane ...) contenus dans ces gaz par abaissement de température de 10 °C à -9 °C [13]. Elle est constituée essentiellement des organes suivants : un évaporateur (E), un compresseur à deux étages (CI et CII), un aérocondenseur (C) et deux vannes de détente (D1 et D2).

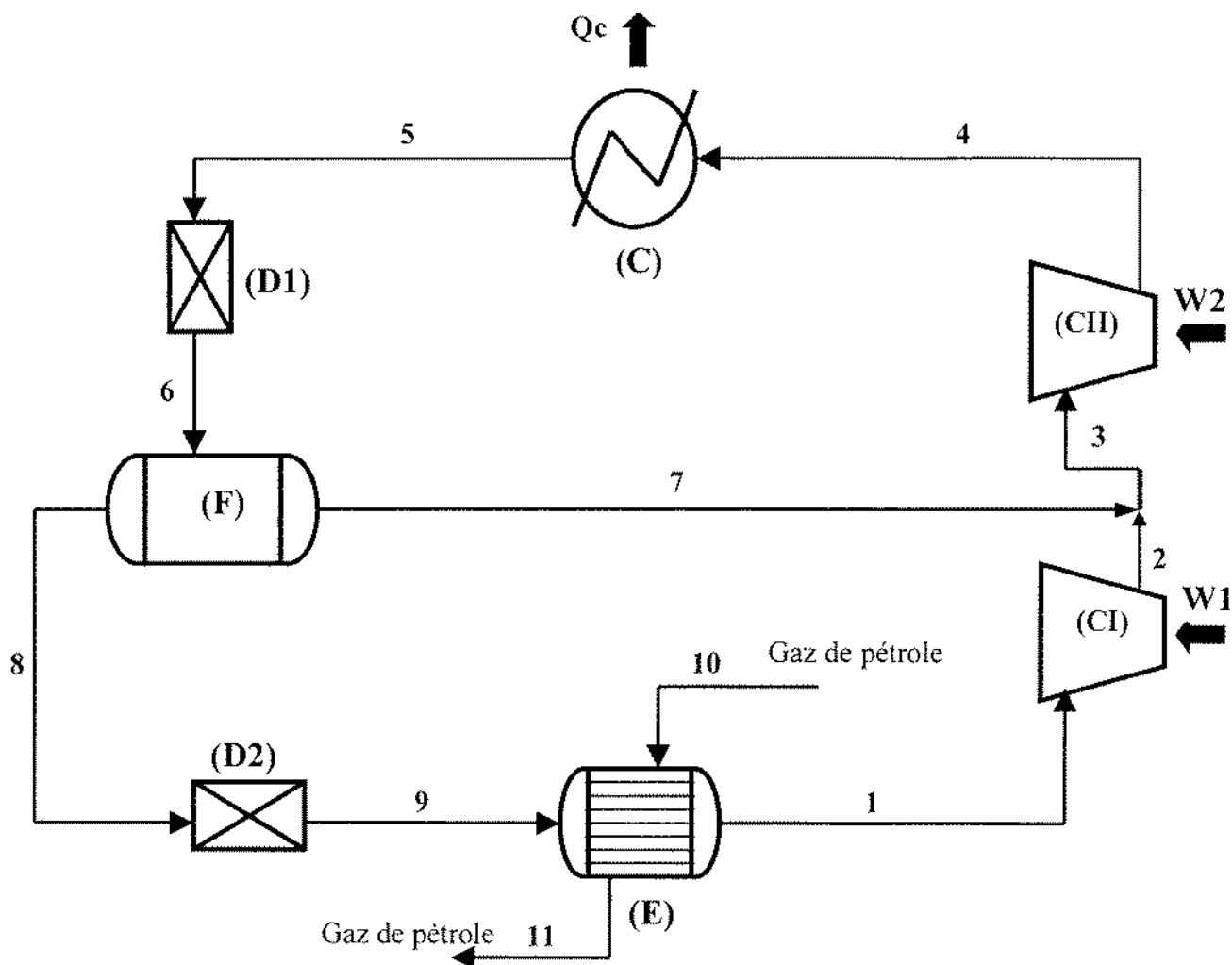


Figure 2 : Schéma de principe de l'installation de refroidissement des gaz de pétrole

Le frigorigène R-12 sortant de l'évaporateur à l'état de vapeur saturée (ou légèrement surchauffée) est aspiré par le premier étage de compression (CI). Le gaz comprimé est refroidi par une injection de la vapeur moyenne pression avant d'entrer dans le deuxième étage de compression (CII). Le gaz refoulé par cet étage, à la haute pression, passe dans l'aérocondenseur (C), d'où il sort à l'état de liquide saturé. Ensuite, le frigorigène est détendu dans la vanne (D1) jusqu'à la moyenne pression avant d'être séparé dans le ballon (F). La vapeur sortant de ce ballon constitue l'injection inter-étage. Quant au liquide correspondant, il subit une deuxième détente dans la vanne (D2) d'où il sort à l'état de mélange liquide-vapeur, avant de passer dans l'évaporateur (E) et de reprendre le cycle. La chaleur nécessaire à l'évaporation du R12 provient des gaz de pétrole, d'où le refroidissement de ces derniers.

Pour la simulation de cette installation, nous avons fait recours aux fonctionnalités du logiciel Aspen PlusTM [14] en adoptant une procédure constituée essentiellement des étapes suivantes :

- Entrée du schéma en blocs du procédé selon une codification propre au logiciel utilisé. Ce schéma comprend les modèles d'opérations unitaires et les interconnexions correspondantes.
- Entrée de la liste des espèces chimiques présentes dans les flux d'entrée d'alimentation de l'installation.

- Choix du modèle thermodynamique permettant le calcul des propriétés des corps purs et des mélanges présents dans le procédé.
- Entrée des paramètres opératoires (caractéristiques des flux d'alimentation et des équipements représentés dans le schéma en blocs).

Notons que le modèle thermodynamique choisi pour prédire et calculer les propriétés thermodynamiques du R12 et du R134a est l'équation d'état cubique de Redlich-Kwong-Soave [15]. Par ailleurs, quelques hypothèses simplificatrices ont été retenues pour faire cette simulation, à savoir :

- toutes les transformations sont effectuées en régime permanent ;
- les pertes de charge dans les circuits de l'installation sont considérées comme négligeables ;
- les échanges thermiques entre les différents appareils de l'installation et l'environnement sont négligeables (à l'exception de l'aéro-condenseur).

Les données numériques prises en compte dans le cas actuel de fonctionnement de l'installation sont regroupées dans les tableaux I et II [13]. Ces tableaux représentent respectivement les caractéristiques des gaz de pétrole et les paramètres du cycle thermodynamique correspondant au fonctionnement de l'installation.

Tableau I : Caractéristiques du flux d'entrée des gaz de pétrole (flux 10).

Composant	Fract. Mol.	Débit (kg/h)	Temp. (°C)	Pression (bar)
N ₂	0,0195	361,88	10,3	63,5
CO ₂	0,0028	103,57		
CH ₄	0,6715	9052,74		
C ₂ H ₆	0,1850	4675,57		
C ₃ H ₈	0,0916	3394,42		
C ₄ H ₁₀	0,0252	1231,00		
C ₅ H ₁₂	0,0044	266,82		

Tableau II : Données de l'étude du cycle thermodynamique correspondant au fonctionnement actuel de l'installation.

Puissance frigorifique (kW)	516,4
Température de vaporisation (°C)	-12,3
Taux de compression du premier étage	4,4
Haute pression (bar)	16,685
Température de sortie du 1 ^{er} étage de compression (°C)	66
Température de sortie du 2 ^{ème} étage de compression (°C)	98,3
Surchauffe à la sortie de l'évaporateur (°C)	0
Sous-refroidissement à la sortie du condenseur (°C)	0

Pour l'étude du fonctionnement au R134a, nous avons conservé la même allure du cycle ainsi que les valeurs de la puissance frigorifique, de la température de vaporisation du fluide frigorigène, du taux de compression du premier étage, de la pression de refoulement du deuxième étage et des rendements isentropiques des deux étages de compression.

Il est à signaler que les rendements isentropiques de ces deux étages sont fixés par les températures de sortie correspondantes qui font partie des données de cette étude. Ces rendements sont de 0,644 pour le premier étage et de 0,607 pour le deuxième.

Un extrait des résultats fournis par le logiciel pour chaque point du cycle, et pour les deux fluides frigorigènes, est présenté dans le tableau III. Il en ressort les remarques suivantes :



- Pour la même puissance frigorifique, le débit de circulation du R134a est d'environ 10% plus faible que celui du R12.
- Les températures de sortie des deux étages de compression (flux 2 et 4) sont nettement plus faibles dans le cas de fonctionnement au R134a ce qui représente des conditions opératoires moins sévères.
- La température de condensation du R134a (flux 5) est d'environ 5 °C plus faible que celle du R12. Elle est toutefois suffisamment plus élevée que la température ambiante qui ne dépasse pas 50 °C en général.
- La fraction de vapeur à l'entrée de l'évaporateur (flux 9) ne change pas sensiblement suite à la substitution du R12 par le R134a.

Tableau III : Principaux résultats relatifs aux divers points du cycle.

Flux n°	Débit (kmol/h)		Température (C°)		Pression (bar)		Fraction de vapeur (%)	
	R 12	R 134a	R 12	R 134a	R 12	R 134a	R 12	R 134a
1	138,546	121,198	-12,30	-12,31	2,011	1,026	100	100
2	138,546	121,198	66,03	53,84	8,842	8,036	100	100
3	197,322	179,031	57,37	46,55	8,842	8,036	100	100
4	197,322	179,031	98,29	85,29	16,685	16,685	100	100
5	197,322	179,031	64,38	59,01	16,685	16,685	0	0
6	197,322	179,031	36,78	31,08	8,842	8,036	29,80	32,30
7	58,776	57,833	36,78	31,08	8,842	8,036	100	100
8	138,546	121,198	36,78	31,08	8,842	8,036	0	0
9	138,546	121,198	-12,30	-12,31	2,011	1,826	30,30	29,30
10	836,123	836,123	10,3	10,30	63,500	63,500	100	100
11	836,123	836,123	-9,2	-9,20	63,500	63,500	100	100

Le tableau IV donne les principales puissances thermiques et mécaniques du cycle calculées par le logiciel et comparées avec les données fournies par le constructeur. Ce tableau indique que, pour la même puissance frigorifique, les puissances de condensation et de compression sont plus faibles pour le R134a. Ce tableau montre, également, que les valeurs données par Aspen PlusTM pour le R12 sont assez proches de celles fournies par le constructeur pour ce même fluide.

Tableau IV : Principales puissances thermiques et mécaniques du cycle.

Etape du cycle	Puissance échangée (kW)		
	Valeurs calculées pour le R134a	Valeurs calculées pour le R12	Valeurs données par le constructeur pour le R12
Evaporation	516,4	516,4	514,8
Compression	305,2	328,4	342,6
Condensation	874,2	897,3	908,3

IV. BILAN EXERGETIQUE

Les résultats de simulation ont été utilisés pour faire l'analyse exergetique de l'installation. Tout d'abord, les exergies correspondant aux différents flux de l'installation ont été calculées à partir des enthalpies et des entropies obtenues par simulation (voir Tableau V). Les pertes et les efficacités exergetiques des principaux appareils de l'installation ont été, ensuite, calculées en appliquant les équations du bilan exergetique. Les résultats de ce bilan sont regroupés dans le tableau VI et exploités sous forme graphique dans la figure 3.

Tableau V : Enthalpie, entropie et exergie spécifiques correspondant aux différents flux de l'installation.

Flux n°	Enthalpie (J/mol)		Entropie (J/mol.K)		Exergie (kW)	
	R 12	R 134a	R 12	R 134a	R 12	R 134a
1	-3180	-3700	-16,82	-17,88	73,852	57,916
2	1790	1250	-11,43	-12,34	202,239	168,023
3	1070	530	-13,59	-14,55	284,462	245,712
4	3570	3320	-10,90	-11,46	376,794	337,876
5	-12800	-14260	-58,96	-64,04	278,099	256,299
6	-11840	-13200	-55,07	-59,57	266,082	241,624
7	-630	-970	-18,90	-19,37	83,258	78,750
8	-16600	-19030	-70,42	-78,75	182,620	162,874
9	-16600	-19030	-68,26	-76,68	157,520	141,921
10	-3508	-3508	-48,63	-48,63	2609,211	2609,211
11	-5713	-5713	-50,66	-50,66	2240,015	2240,015

Tableau VI : Pertes et efficacités exergetiques des principaux appareils de l'installation.

Appareil (désignation sur la figure 2)	R12			R134a		
	Ex_p		η_{ex}	Ex_p		η_{ex}
	(kW)	(%)	(%)	(kW)	(%)	(%)
EVAPORATEUR (E)	452,86	64,93	83,63	453,20	67,18	83,53
COMPRESSEURS (CI ET CII)	108,75	15,60	77,60	103,96	15,41	76,47
CONDENSEUR (C)	98,70	14,15	73,81	81,77	12,12	75,86
VANNE (D1)	12,02	1,72	95,68	14,68	2,18	94,27
VANNE (D2)	25,10	3,60	86,26	20,95	3,11	87,14
SEPARATEUR (E)	0	-	100	0	-	100
TOTAL	697,43	100	-	674,56	100	-

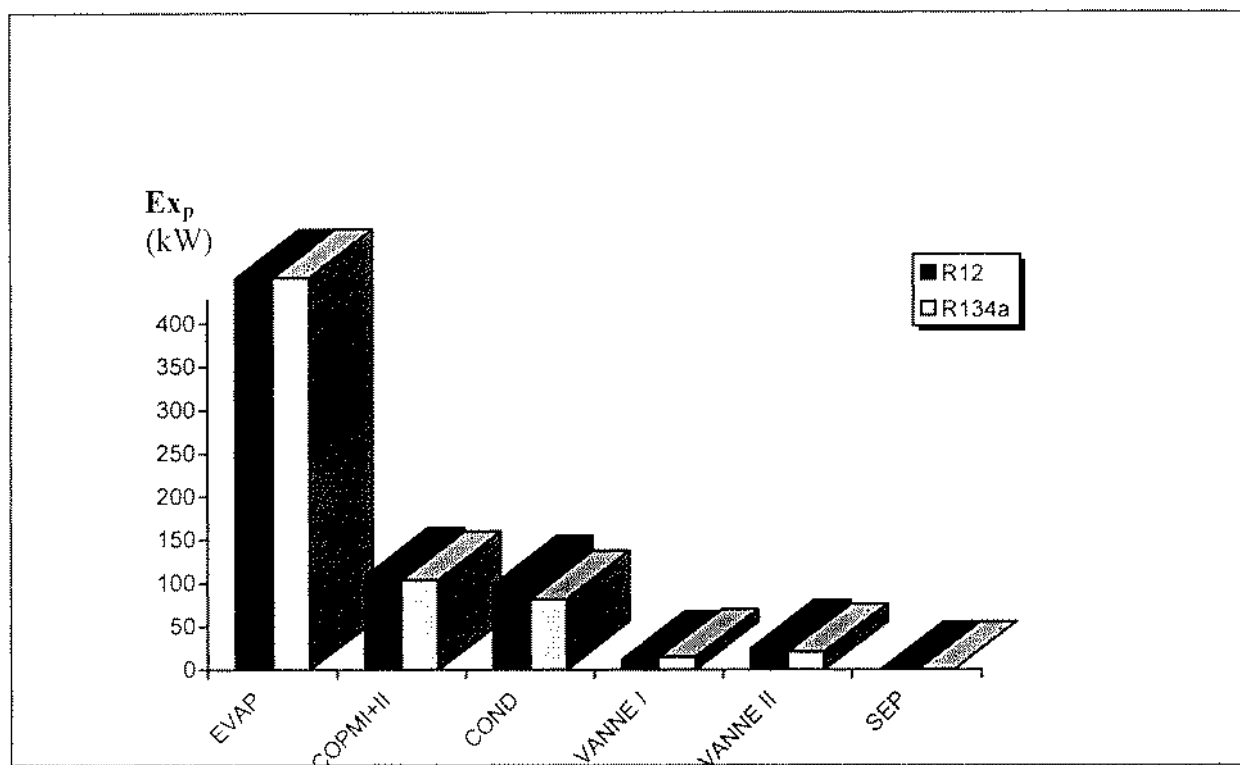


Figure 3 : Pertes d'exergie dans les principaux appareils pour les cas du R12 et du R134a

L'examen de ces résultats, nous permet de faire les remarques suivantes :

- Les pertes exergetiques totales sont plus faibles (d'environ 4%) lorsque l'installation fonctionne au R134a. La substitution du R12 par le R134a paraît ainsi favorable du point de vue énergetique.
- L'évaporateur (E) constitue l'appareil le plus responsable de la dégradation de l'énergie dans l'installation. En effet, environ les deux tiers de pertes exergetiques totales lui sont associés. Cette grande contribution peut être attribuée à l'écart relativement important entre les températures des fluides chaud et froid (la moyenne logarithmique de cet écart est d'environ 10 °C).
- Les efficacités exergetiques des principaux appareils de l'installation ne changent pas sensiblement en passant du R12 au R134a. Ceci suggère que la baisse des pertes exergetiques peut être attribuée essentiellement au plus faible débit de circulation du R134a.

BIBLIOGRAPHIE

- [1] M. Gouy, *J. Physique*, 2^{ème} série, 1889, 8, 501.
- [2] L. Borel, *Thermodynamique et énergetique*, Vol. 1, 3^{ème} édition, Presses Polytechniques Romandes, Suisse, 1991
- [3] T. Gemsi, A. Ozturk, *Energy Convers.*, 1998, 39, 1811.
- [4] A.P. Hinderink, F. P. J. M. Kerkhof, A. B. K. Lie, J. D. S. Arons et H. J. A. Van Der Kooi, *Chem. Eng. Sci.*, 1996, 51, 4701.
- [5] T. Asselman, M. Sorin et J. Paris, *Rev. Gén. Therm.*, 1996, 35, 672.
- [6] A. Rekik, N. Hajji, J. Ghaieb et M. R. Jeday, *Entropie*, 1997, 205, 7.
- [7] A. Gharsalli et al, *Entropie*, 1999, 219, 46.



- [8] P. Le Goff, *Le concept d'exergie : définition, signification et applications*, Centre de Perfectionnement des Industries Chimiques (CPIC), ENSIC-LSGC, Nancy, France **1983**.
- [9] Z. Rant, *Forschung, Ing. Wesen*, **1956**, 22, 36.
- [10] M. R. Jeday, *Valorisation des chaleurs résiduelles industrielles : appareils, performances et évaluation technico-économique*, Thèse d'État, Faculté des Sciences de Tunis, **1992**.
- [11] T. J. Kotas, *The exergy method of thermal plant analysis*, Ed. Butterworths, London (GB), **1985**.
- [12] J. Szargut, D. Morris, F. R. Steward, *Exergy analysis of Thermal, Chemical and Metallurgical Processes*, Hemisphere Publishing, NY, **1988**.
- [13] Société « STEG » Station EL Borma, *Manuel opératoire de l'unité de refroidissement des gaz*, Tunisie, **1985**.
- [14] ASPEN PLUSTM, *User guide*, Aspen Technology, USA, **1996**.
- [15] R. C. Reid, J. M. Prausnitz and B. E. Poling, *The properties of gases and liquids*, 4th Ed. McGraw-Hill, NY, **1987**.