

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

Ministère de l'enseignement supérieur et de la recherche scientifique

Université Mouloud Mammeri de Tizi-Ouzou

Faculté du génie de la construction

Département de génie mécanique



# MÉMOIRE

## DE FIN D'ÉTUDES

EN VUE DE L'OBTENTION DU DIPLOME DE  
MASTER ACADEMIQUE EN GENIE MECANIQUE

*OPTION : Énergétique*

Thème  
**Thème**

**ANALYSE EXÉRGÉTIQUE D'UNE POMPE À  
CHALEUR SOL-EAU**

*Proposé et dirigé par :*  
**Mr: HAMDAD Ahmed**

*Étudié par :*  
**Mr: HIMEUR Nouredine**

PROMOTION: 2011/2012

# Remerciements

*Je tiens à remercier tout premièrement Dieu le tout puissant pour m'avoir donné la volonté, la santé et la patience.*

*Je tiens à adresser mes vifs remerciements à Mr. Hamdad Ahmed, professeur au département de génie mécanique, qui m'a proposé ce sujet, m'a orienté le long de la réalisation de ce mémoire, m'a prodigué les précieux conseils qu'il trouve ici l'expression de ma profonde gratitude. Je tiens également à remercier vivement toute personne qui m'a aidé à élaborer et à réaliser ce mémoire, ainsi qu'à tous ceux qui ont contribué de près ou de loin à accomplir ce travail. Mes remerciements vont aussi à tous les enseignants du département de génie mécanique qui ont contribué à notre formation, mes sincères remerciements s'adressent à tous les membres du jury qui ont accepté de juger ce travail.*

*En fin, je tiens à exprimer ma reconnaissance à tous mes amis pour leur soutien moral et matériel...*

# Dédicaces

*Je dédie ce modeste travail à :*

*Mon défunt père ;*

*A ma mère, source de force et de patience ;*

*A mes frères et sœurs ;*

*A tous ceux qui m'aiment*

# Nomenclature

<i>Notation</i>	<i>Désignations</i>	<i>Unités</i>
an	Anergie ou exergie détruite	(J)
COP	Coefficient de performance	(-)
Cp	Chaleur spécifique	(kJ.kg <sup>-1</sup> .K <sup>-1</sup> )
C <sub>f</sub>	Capacité thermique du sol	(J.m <sup>-3</sup> .K <sup>-1</sup> )
D <sub>f</sub>	Diffusivité thermique	(m <sup>2</sup> .s <sup>-1</sup> )
E	Energie	(J)
ex	Exergie spécifique	(J.kg <sup>-1</sup> )
Ex	Exergie	(J)
Ec	Energie cinétique	(J)
Ep	Energie potentielle	(J)
h	Enthalpie massique	(KJ. Kg <sup>-1</sup> )
H	Profondeur de puits	(m)
<i>h<sub>conv</sub></i>	Coefficient d'échange thermique convectif	(Wm <sup>-2</sup> )
I	Irréversibilité du système	(J)
K	Conductivité thermique	(Wm <sup>-1</sup> .K <sup>-1</sup> )
L	Longueur totale d'un échangeur géothermique	(m)
<i>L<sub>v</sub></i>	Chaleur latente	(Jkg <sup>-1</sup> )
Lu	Distance centre à centre des deux tuyaux du tube en U	(m)
NB	Nombre de puits d'un système géothermique	(-)
m	Masse	(kg)
<i>m</i>	Débit massique	(kg s <sup>-1</sup> )
P	Pression	(bar)
Q	Quantité de chaleur	(KJ)
<i>Q<sub>j,i</sub></i>	Charge thermique rejetée (puisée) dans la boucle thermique par la zone i à l'heure j	(W)
<i>q</i>	Charge thermique	(W)
R	Résistance thermique	(mK.W <sup>-1</sup> )
<i>R</i>	Constante des gaz parfaits	(J.mol <sup>-1</sup> .K <sup>-1</sup> )
<i>r</i>	Rayon	(m)
s	Entropie massique	(KJ. Kg <sup>-1</sup> .K <sup>-1</sup> )
t	Temps	(s)
T	Température	(K, °C)
u	Energie interne	(J)
v	Vitesse	(m.s <sup>-1</sup> )
V	volume massique	(m <sup>3</sup> .kg <sup>-1</sup> )
w	Travail	(J)
<i>w</i>	Puissance mécanique	(W)

# Nomenclature

---

## Indices

a	annuel
b	puits
C	chaude
comp	compresseur
cond	condenseur
cr	créer
det	détruite
e	entrée
evap	évaporateur
ext	extérieur
F	froide
g	sol
h	horaire
int	intérieur
m	mensuel
p	tuyau
t	technique
t	total
s	source
s	sortie

## Lettres grec

$\alpha$	diffusivité thermique ( $m^2/jour$ )
$\omega$	fréquence angulaire
$\tau$	période

## Abréviations

COP	coefficient de performance
PAC	pompe à chaleur
PEHD	polyéthylène haute densité
FPS	facteur de performance saisonnier
GWP	global warning potential
ODP	ozone depletion potentiel

# *Liste des tableaux*

---

<b>Tableau I.1</b> : Caractéristiques de certains réfrigérants	12
<b>Tableau I.2</b> : Fluides de transition et de substitution des frigorigènes courants	13
<b>Tableau II.1</b> : Paramètre de l'équation (II.20)	29
<b>Tableau II.2</b> : Valeurs de la capacité thermique volumique des composants du sol	37
<b>Tableau IV-1</b> : Les enthalpies et les entropies du fluide frigorigène et du fluide caloporteur	55
<b>Tableau IV-2</b> : Propriétés thermodynamiques du fluide frigorigène et du fluide caloporteur en chaque point de la PAC	56
<b>Tableau IV-3</b> : Résultats de l'analyse exergétique et énergétique en chaque point du système	62
<b>Tableau IV-4</b> : Résultats de l'analyse énergétique et exergétique de chaque composant	62

# Liste des figures

---

<b>Figure I.1</b> : Schéma de principe de fonctionnement d'une pompe à chaleur	01
<b>Figure I.2</b> : Transfert thermique d'une pompe à chaleur	02
<b>Figure I.3</b> : Représentation schématique du cycle d'une PAC à compression de vapeur	03
<b>Figure I.4</b> : PAC fonctionnant selon le cycle de Carnot	04
<b>Figure I.5</b> : Cycle de Carnot en zone diphasique en diagramme (T,s) et (logP,h)	04
<b>Figure I.6</b> . Cycle idéal d'une PAC en diagramme (T, s) et (logP, h)	06
<b>Figure I.7</b> : Cycle de compression réel d'une pompe à chaleur et ses irréversibilités	07
<b>Figure I.8</b> : Consommation d'énergie primaire pour la production de 100 kWh.m <sup>2</sup> /an	09
<b>Figure I.9</b> : Emissions de CO <sub>2</sub> associées à la production de 100 kWh.m <sup>2</sup> .an <sup>-1</sup> de chaleur utile (Méthode de TEWI pour les PAC)	10
<b>Figure I.10</b> : Evolution du trou dans la couche d'ozone de 1979 à 1999	11
<b>Figure II.1</b> : Principe du fonctionnement d'une pompe à chaleur sol-sol et sol-eau	21
<b>Figure II.2</b> . Schéma d'un échangeur horizontal	21
<b>Figure II.3</b> . Variations saisonnières de la température du sol	22
<b>Figure II.4</b> : Illustration des paramètres utilisés dans les équations du régime permanent de Claesson et Dunand (1983) pour un tuyau horizontal	23
<b>Figure II.5</b> : Configuration puits géothermiques verticaux	26
<b>Figure II.6</b> : Coupe transversale d'un puits géothermique vertical	26
<b>Figure II.7</b> : Configuration des tuyaux dans le puits	30
<b>Figure II.8</b> : Représentation schématique des trois impulsions thermiques consécutives au sol	32
<b>Figure III.1</b> : Schématisation d'un système fermé et d'un système ouvert	42
<b>Figure III.2</b> : Schématisation d'un système ouvert	45
<b>Figure III.3</b> : Système fermé et son milieu ambiant	48
<b>Figure III.4</b> : Système ouvert en présence d'un flux de matière	51
<b>Figure IV.1</b> . Schéma de principe de la pompe à chaleur	54
<b>Figure IV.2</b> : Cycle décrit par le fluide frigorigène R22 dans le diagramme (h,P)	56
<b>Figure IV.3</b> : Les produits et les pertes exergetiques des différents composants de la PAC sol-eau	63

# *Liste des figures*

---

<b>Figure IV.5</b> : la variation de la perte exergétique dans le compresseur .....	64
<b>Figure IV.6</b> : la variation de la perte exergétique dans le condenseur.....	64
<b>Figure IV.7</b> : la variation de la perte exergétique dans le détendeur .....	64
<b>Figure IV.8</b> : la variation de la perte exergétique dans l'évaporateur.....	64
<b>Figure IV.9</b> : Rendements exergétiques des composants de la PAC en fonction de la température $T_0$ .....	65
<b>Figure IV.10</b> : Rendement et perte exergétique en fonction de débit d'eau.....	66

# SOMMAIRE

---

## Chapitre (I) : Généralités sur les pompes à chaleur.

Introduction.....	1
I.1.Définition .....	2
I.2.Les échanges thermiques dans une PAC.....	2
I.3.Principe de fonctionnement des pompes à chaleur à compression de vapeur.....	4
I.4.Le cycle idéal d'une pompe à chaleur.....	4
I.5.Déviaton du cycle de Carnot.....	5
I.6.Cycle réel de compression d'une pompe à chaleur.....	6
I.7. Intérêt énergétique et environnemental.....	8
I.7.1.Comparaison avec d'autres systèmes de chauffage conventionnels.....	8
I.8. Les réfrigérants pour cycle à compression.....	10
I.8.1. Définition.....	10
I.8.2. Les réfrigérants courants.....	11
I.8.3. Appauvrissement de la couche d'ozone.....	11
I.8.4.Accentuation de l'effet de serre.....	12
I.8.5.Les fluides de remplacement.....	12
I.8.5.1. Les nouveaux fluides.....	12
I.8.5.1.1. Critères au niveau du choix.....	13
I.8.5.1.2. Les corps purs.....	17
I.8.5.1.3.Les mélanges zeotropes.....	18
I.8.5.4.Les fluides naturels.....	19

## Chapitre (II): Les diverses technologies de PAC.

II.1. Pompe sur sol.....	20
II.1.1. Echangeurs horizontaux.....	20
II.1.1.1. Aperçu des travaux sur les échangeurs de chaleur horizontaux.....	22
II.1.1.2. Régime permanent pour les systèmes horizontaux.....	23
II.1.2. Echangeur géothermiques verticaux.....	25
II.2 Notion thermique du sol.....	36
II.2.1. Capacité thermique volumique du sol $C_f$ .....	36
II.2.2. estimation du flux de chaleur $\varphi$ dans le sol .....	37
II.2.3. Modélisation des fluctuations de température à la surface du sol.....	38
II.2.4. la solution analytique de l'équation de transfert de chaleur à diffusivité thermique constante (Carslaw et Jäger, 1957) .....	38

## Chapitre (III) : Notions sur l'analyse énergétique et exergétique.

III.1. Introduction .....	40
III.2.Rappels thermodynamiques.....	40
III.2.1. premier principe de la thermodynamique .....	40
III.2.2. Définition de l'énergie interne U .....	41
III.2.3. Bilan énergétique d'un système ouvert .....	41
III.2.4.Système ouvert en régime permanent.....	41
III.2.5.Deuxième principe de la thermodynamique ... ..	44
III.2.6.Définition de l'entropie.....	44
III.2.7. Bilan entropique d'un système ouvert.....	44
III.3. Généralisation du concept d'exergie et d'exergie détruite .....	45
III.3.1. Introduction à la notion d'exergie .....	46
III.3.1.1. Revue historique .....	46

III.3.1.2. Définition de l'exergie .....	46
III.3.1.3 Bilan exérgétique .....	48
III.3.1.3.1 Système fermé cyclique ditherme .....	48
III.3.1.3.2 Système ouvert en régime permanent.....	50
III.4.Irréversibilités .....	51
III.5. Rendement exérgétique .....	52
 <b>Chapitre (IV) : Analyse exérgétique d'une PAC sol eau.</b>	
IV.1. Description du système .....	54
IV.2. Analyse exergetique appliquée au système de la pompe à chaleur.....	57
IV.2.1. Le compresseur.....	56
IV.2.2. Le condenseur.....	56
IV.2.3. Le détendeur.....	57
IV.2.4. L'évaporateur .....	57
IV.2.5. L'aérotherme.....	58
IV.2.6. L'échangeur eau -sol .....	58
IV.3. Rendement exergetique de chacun des composants.....	61
IV.4.Résultat et discussion.....	63
IV.5. La variation des rendements exergetiques et des exergies détruites de chaque composant en fonction de la température extérieure $T_0$ .....	64
IV.5.1. Exergies détruites.....	62
IV.5.2 : Rendement exergetique.....	64
IV.6. Variation du rendement exergetique et exergie détruite au niveau du condenseur en fonction du débit d'eau.....	66
Conclusion.....	67

# Introduction

# Chapitre I

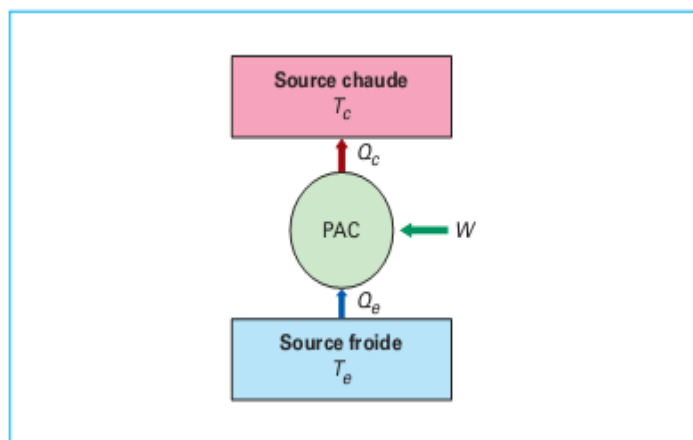
*Généralités sur les pompes à chaleur*

### I.1.Définition :

Une pompe à chaleur est un système thermodynamique qui transfère de la chaleur d'une source froide (à température  $T_f$ ) à une source chaude (milieu à échauffer à température  $T_c$ ).

Cette opération anti naturelle exige une dépense d'énergie de compression que l'on retrouve d'ailleurs sous forme de chaleur à la source chaude figure (I-1).

La pompe à chaleur est classée parmi les systèmes qui exploitent des énergies renouvelables, car elle prélève de la chaleur à l'environnement pour le chauffage de locaux ou d'habitations [1] : l'air, le sol ou l'eau.



**Figure I.1 :** Schéma de principe de fonctionnement d'une pompe à chaleur

$Q_c$  représente la quantité de chaleur cédée à la source chaude,  $Q_f$  celle prélevé à la source froide et  $W$  l'énergie mécanique absorbée par la machine.

En somme une pompe à chaleur n'est qu'une machine frigorifique dont l'effet utile est la chaleur soutirée au milieu à refroidir ( $Q_f$ ). Ainsi ce qui distingue la pompe à chaleur de la machine frigorifique ne sont ni les principes, ni souvent même la technologie mise en œuvre, mais essentiellement les buts recherchés, à savoir l'effet utile.

Parfois on se trouve devant des applications où ces deux phénomènes thermiques sont exploités successivement (pompe à chaleur réversible), ou simultanément (thermo-frigopompe), l'inversion du cycle est assurée par une vanne quatre voies.

### I.2.les échanges thermique dans une PAC :

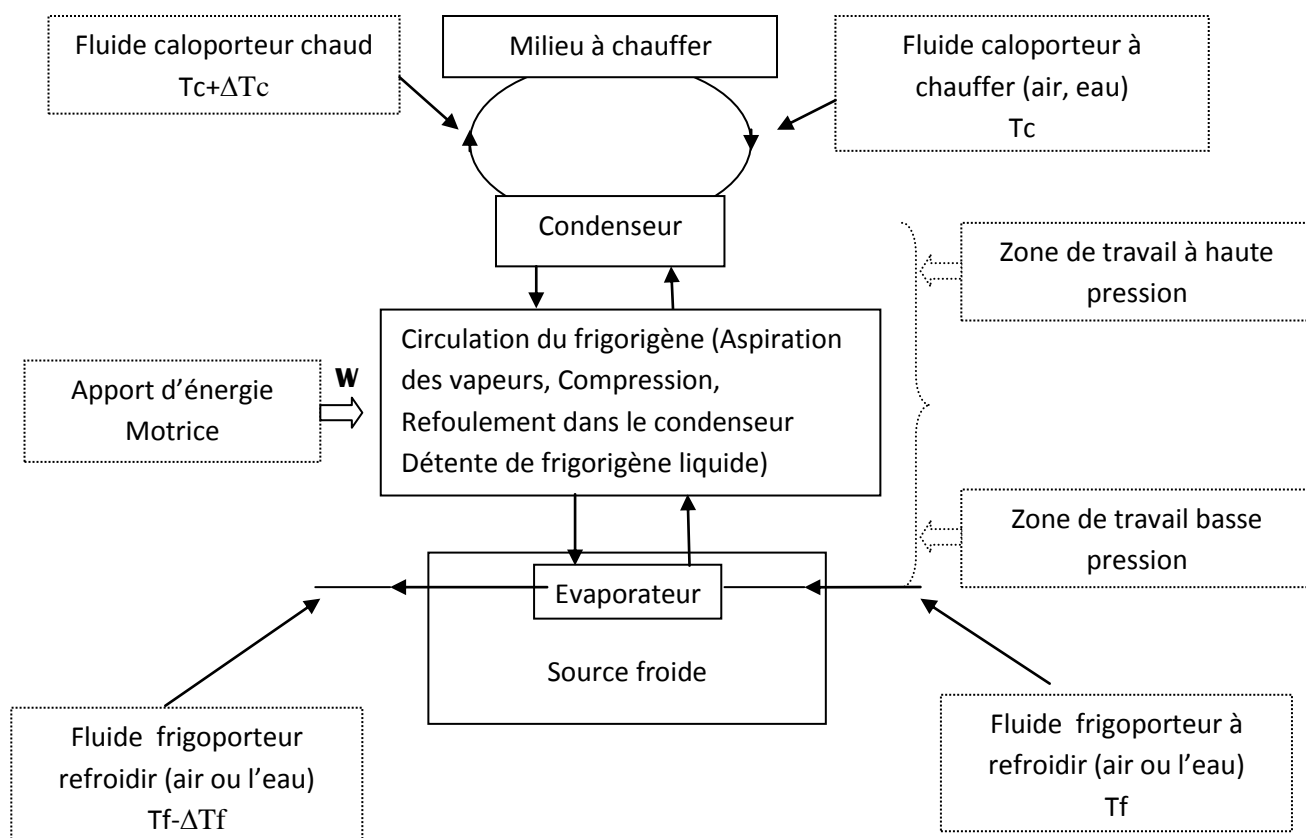
Pour extraire de la chaleur d'un milieu froid (la source froide) et la transférer vers un milieu chaud (le local à chauffer) on utilise comme vecteur un fluide frigorigène, celui-ci est le siège de phénomène physico-chimique permettant de prélever, de transférer et de restituer la chaleur. Ainsi donc, pour extraire de la chaleur d'une source froide on fera subir au fluide frigorigène, en contact avec cette source, un phénomène *endothermique* (qui absorbe de la chaleur). De la même manière que pour extraire la chaleur stockée par le fluide frigorigène afin de la restituer à la source chaude on

utilisera un phénomène *exothermique* (qui dégage de la chaleur). On fait ainsi décrire une série de transformations qui ramène, périodiquement, le frigorigène dans son état initial. Le cycle de fonctionnement ainsi décrit est appelé *cycle frigorifique*.

La grande majorité des pompes à chaleur utilise le phénomène de vaporisation d'un liquide pour extraire des calories d'une source froide (milieu extérieur). La restitution de calories au milieu à chauffer s'opère alors en utilisant le phénomène de condensation d'une vapeur.

Le changement d'état liquide-vapeur est le phénomène majeur sur lequel repose la production de chaleur. On le met en œuvre dans une machine thermique en faisant évoluer un fluide frigorigène dans un circuit fermé comportant notamment un évaporateur et un condenseur :

- L'évaporateur sera placé dans la source froide à la température  $T_f$ . Le fluide y pénètre en phase liquide et s'y vaporise en prélevant de la chaleur à ce milieu : c'est la phase d'extraction de calories.
- Le condenseur, placé dans le milieu à chauffer, est traversé par le fluide caloporteur qui verra sa température augmenter de  $T_c$  à  $T_c + \Delta T_c$  et ce par récupération de la chaleur sensible et de la chaleur latente du fluide frigorigène figure (I.2).



**Figure I.2 :** Transfert thermique d'une pompe à chaleur.

L'énergie mécanique ( $W$ ) fournie à ce système permet l'évolution cyclique du frigorigène

### I.3. Principe de fonctionnement des pompes à chaleur à compression de vapeur :

Les cycles à fluide condensables mettent à profit les propriétés de ces derniers d'absorber de la chaleur lors de leur vaporisation (enthalpie de vaporisation). La température à laquelle cette vaporisation a lieu est directement liée à la pression à laquelle elle se produit : en abaissant cette pression, on peut provoquer la vaporisation à basse température. La pression et la température sont liées par relation de Clapeyron.

Le principe technique est d'abaisser la pression du fluide frigorigène dans l'évaporateur qui puise de l'énergie dans le milieu à basse température. Le fluide vaporisé est ensuite transféré, à l'état gazeux, à l'entrée du compresseur. Ce dernier élève la pression et la température du gaz à un niveau suffisant pour qu'il puisse, en retournant à l'état liquide, céder sa chaleur latente (enthalpie de condensation) ainsi que sa chaleur sensible au fluide de refroidissement dans le condenseur (milieu à haute température). La compression doit être réalisée autant que possible isentropique pour limiter l'énergie mécanique nécessaire pour réaliser le cycle. Enfin, un détendeur, situé entre la sortie du condenseur et l'entrée de l'évaporateur, permet d'ajuster le débit de fluide tout en maintenant l'écart de pression nécessaire entre condenseur et évaporateur. Ces divers éléments sont reliés par des tuyauteries équipées d'armatures de services et de sécurité usuelles (figure I.3).

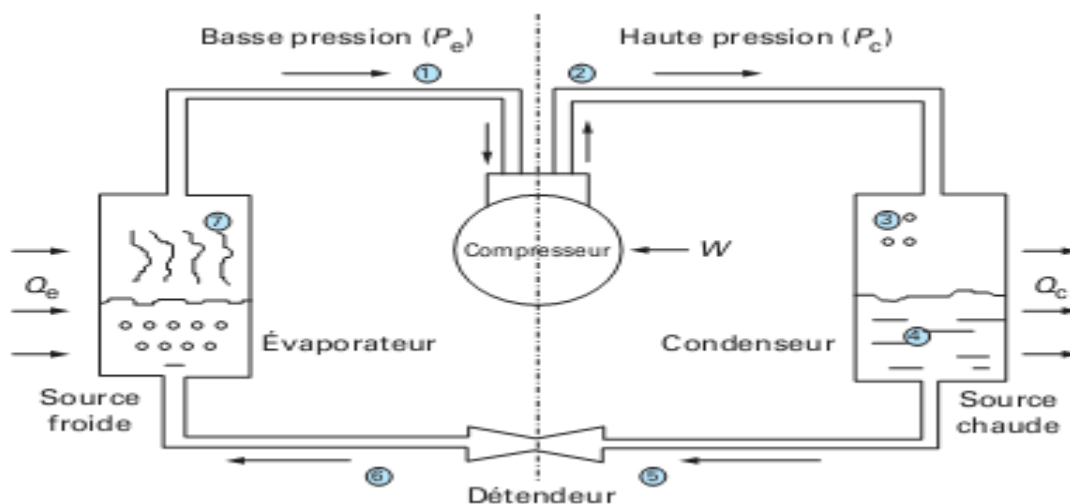


Figure I.3 : Représentation schématique du cycle d'une PAC à compression de vapeur.

### I.4. Le cycle idéal d'une pompe à chaleur :

Théoriquement le cycle décrit par le fluide frigorigène est celui de Carnot. Au cours de ce cycle, le fluide moteur opère réversiblement dans chacun des composants du système placés en série. De plus, les échanges thermiques au niveau des sources de chaleur sont supposés isothermes réversibles (figure I.4).

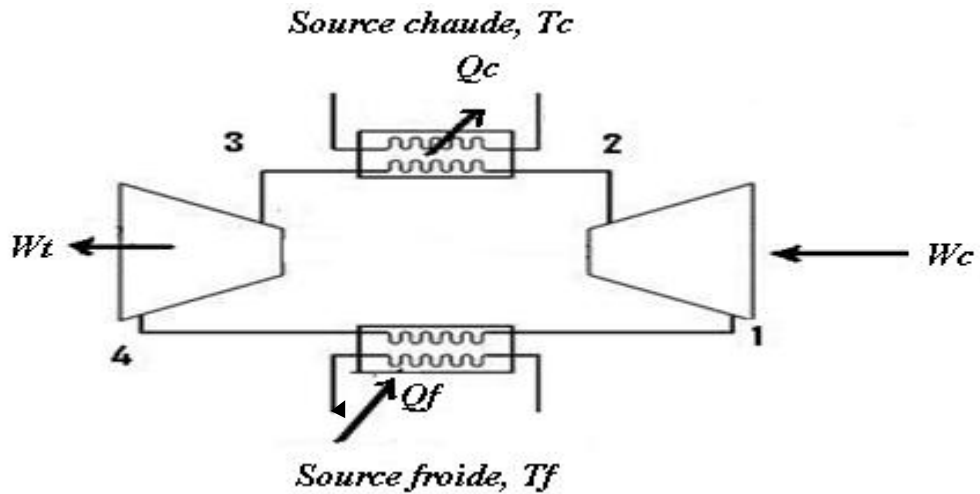


Figure I.4 : PAC fonctionnant selon le cycle de Carnot.

Les différentes évolutions subies par le fluide frigorigène au cours de ce cycle sont représentées sur la figure I.5.

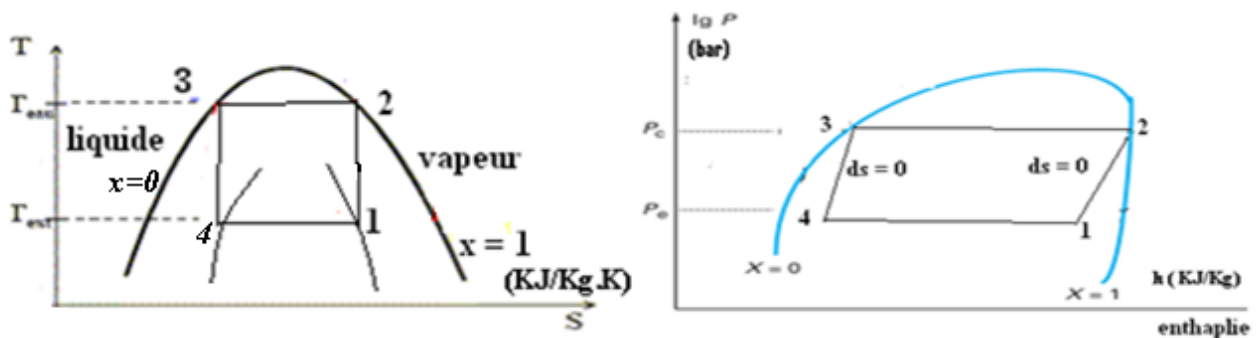


Figure I.5 : Cycle de Carnot en zone diphasique en diagramme (T, s) et (log P, h).

Au cours de la compression le titre de la vapeur passe de  $x_1$  à  $x_2 = 1$  et au cours de la détente il passe de  $x_3 = 0$  à  $x_4$ . Pour un tel cycle, le travail massique  $w$  s'exprime par :

$$w = w_c + w_t = h_2 - h_1 + h_4 - h_3 \tag{I.1}$$

Et la chaleur massique récupérée à la source chaude par :

$$q_c = h_2 - h_3 \tag{I.2}$$

L'efficacité d'une pompe à chaleur étant habituellement caractérisée par un coefficient dit de performance, noté COP, défini par :

$$COP = \frac{q_c}{w} \tag{I.3}$$

Où  $q_c$  représente l'effet utile et  $w$  l'énergie mécanique massique dépensée pour l'obtenir.

Pour ce cycle thermique, l'expression de ce coefficient est :

$$COP = \frac{h_2 - h_3}{h_2 - h_1 + (h_4 - h_3)}$$

Ou :

$$COP = \frac{h_2 - h_3}{h_2 - h_3 + (h_4 - h_1)} = \frac{T_c(s_2 - s_3)}{T_c s_2 - s_3 - T_f(s_1 - s_4)}$$

$$COP \frac{T_c}{T_c - T_f} \quad (I.4)$$

sachant que  $s_1 = s_2$  et  $s_3 = s_4$

Cette expression du COP théorique ou de Carnot montre que la performance de la machine sera d'autant dégradée que l'écart de température entre les sources chaudes et froides sera élevé.

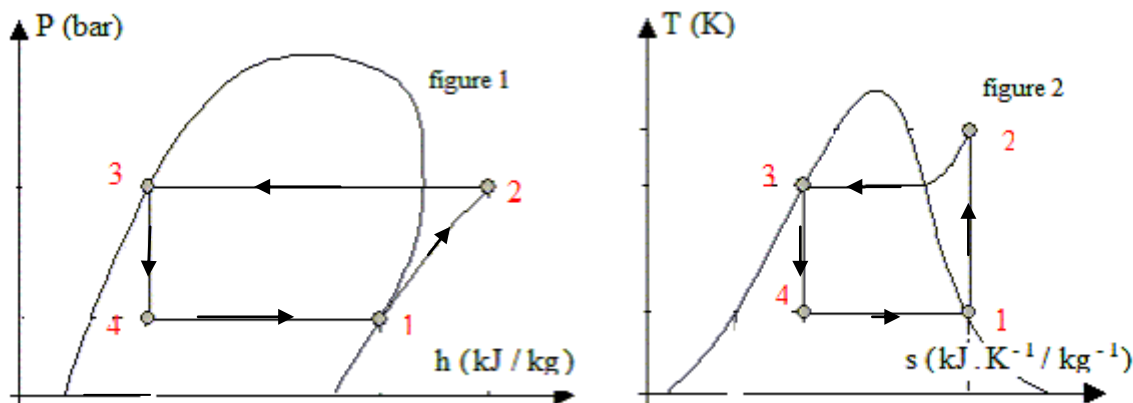
### I.5. Déviation du cycle de Carnot :

Les cycles pratiques dévient de façon significative du cycle de Carnot :

- De la non réversibilité des échanges thermiques notamment au niveau des sources de chaleur. En effet, au niveau de l'évaporateur, la température du fluide frigorigène doit être inférieure à la température désirée de la source froide pour assurer le transfert de chaleur. Il en est de même au niveau du condenseur où la température du fluide frigorigène doit être supérieure à celle du puits de chaleur (source chaude).
- Le fluide à comprimer est une vapeur humide dont la compression entraîne un fort degré d'irréversibilité, donc un faible rendement isentropique. Pour pallier à cet inconvénient, l'évaporation du fluide est poursuivie jusqu'à un titre égale à l'unité, ce qui permet une compression dans la zone vapeur, dite compression sèche, laquelle diminue les risques d'endommagement du compresseur suite aux coups de liquide.

La détente du fluide produit un travail nettement inférieur à celui dépensé pour la compression, suite à la marge de pression réduite dans ce cas dans laquelle opère la turbine [lallemand]. Ainsi la récupération du travail, dans le cas des machines à compression, entraînent des frais d'installation qui ne seraient jamais compensés par les gains d'exploitation. Ainsi on est amené à remplacer, dans ce cas, la machine de détente par un détendeur. La détente isentropique est alors remplacée par une détente isenthalpique (figure I.3)

Le cycle décrit par un tel système thermodynamique considéré sans irréversibilités au niveau des échangeurs de chaleur, où le processus de la compression est isentropique, est dit cycle idéal. Toutes les évolutions subies par le fluide sont considérées réversibles, sauf au niveau de la détente. Ce cycle représenté sur la figure (I.6).



**Figure I.6.** Cycle idéal d’une PAC en diagramme (T, s) et (log P, h)

Durant un tel cycle, les différentes énergies massiques mis en jeu s’expriment comme suit :

- Evaporateur :  $q_f = h_1 - h_4$
- Condenseur :  $q_c = h_2 - h_3$
- Détendeur :  $h_3 = h_4$
- Compresseur :  $w = h_2 - h_1$

Et le coefficient de performance s’écrit :

$$COP = \frac{h_2 - h_3}{h_2 - h_1} \tag{I.5}$$

**Remarque :**

Ce cycle est déduit du cycle de Carnot en zone diphasique auquel on apporte des modifications qui le rendent d’usage plus pratique même si elles en diminuent l’efficacité.

**I.6. Cycle réel de compression d’une pompe à chaleur :**

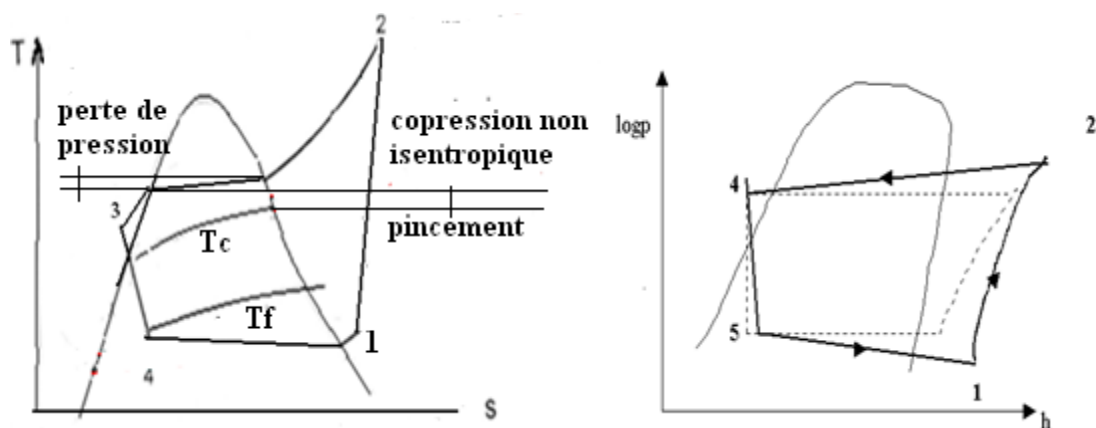
Lors du fonctionnement réel de la pompe à chaleur, les imperfections et les pertes d’énergie engendrées modifient l’allure du cycle idéal. En effet :

- ✓ S'agissant d'un compresseur réel comportant un volume mort (le volume des vapeurs aspirées diffère du volume balayé par le piston) et que la compression du fluide s'effectue avec des échanges de chaleur et des frottements notamment. Alors l'allure de ce processus s'éloigne d'une isentropique. Elle peut être approchée par une évolution polytropicque.
- ✓ Les échanges thermiques dans les échangeurs de chaleur se font d'une manière irréversible nécessitant des écarts de température.
- ✓ Des pertes de pression sont générées par la circulation du fluide frigorigène dans les différentes parties du circuit particulièrement au niveau du détendeur qui joue le rôle d'un élément passif assurant une perte de pression irréversible du fluide ( au contraire d'une turbine qui produit du travail en assurant la détente du fluide)

A ces effets néfastes s'ajoutent généralement la surchauffe des vapeurs. Toutefois cette surchauffe ne doit pas être trop importante afin d'éviter notamment une forte augmentation de la température des vapeurs en fin de compression.

Cette surchauffe peut être réalisée soit dans l'évaporateur lui-même, en augmentant ses dimensions, soit dans une bouteille anti-coup de liquide, placée à la sortie de l'évaporateur, soit dans un échangeur interne placé entre les deux échangeurs.

De plus, le fluide frigorigène, à l'état liquide à la sortie du condenseur est sous-refroidi. Ce sous-refroidissement du fluide frigorigène, bien qu'il n'influe pas sur la puissance mécanique absorbée par le compresseur, fait diminuer le titre en vapeur à l'entrée de l'évaporateur, et fait augmenter la puissance thermique cédée au condenseur. La figure (I.7) [1] décrit le cycle réel de compression d'une pompe à chaleur ainsi que les imperfections telles que le pincement (écart de température entre la source et le fluide frigorigène) entre autres :



**Figure I.7 :** Cycle de compression réel d'une pompe à chaleur et ses irréversibilités.

En pratique, compte tenu de la nécessité de composants auxiliaires, consommateurs d'énergie (ventilateur dans le milieu à chauffer et pompe de circulation dans le cas des PAC sol-eau par

exemple), il importe d'intégrer dans le bilan énergétique les énergies dépensées dans ce cas. Le coefficient de performance pour un cycle réel s'exprime alors comme suit [3] :

$$COP = \frac{Q_c}{W_{comp} + W_{aux}} \tag{I.6}$$

Où

$W_{comp}$  : Quantité d'énergie consommée par le compresseur.

$W_{auxiliaires}$  : Quantité d'énergie consommée par les auxiliaires.

Si le calcul est intégré sur une période inférieure à une année ou à une saison de chauffe l'expression (I.6) est dite  $COP_{moyen}$ .

La définition du coefficient de performance saisonnier ou facteur de performance saisonnier noté FPS correspond à celle du  $COP_{moyen}$  évoluée sur une année ou une saison de chauffe [3].

$$FPS = \frac{Q_c}{W_{comp} + W_{aux}} \tag{I.7}$$

## I.7. Intérêt énergétique et environnemental :

### I.7.1. Comparaison avec d'autres systèmes de chauffage conventionnels :

Les pompes à chaleur présentent une alternative aux systèmes traditionnels de chauffage tels que les convecteurs électriques ou les chaudières à gaz pour la réduction de l'énergie primaire et des émissions de gaz à l'effet de serre associées à la production de chaleur pour le chauffage des habitations. Filliard [3] a présenté une comparaison entre trois systèmes de chauffage (convecteur électriques, pompe à chaleur, chaudière gaz à condensation) destiné au chauffage d'une maison individuelle de 100 m<sup>2</sup> dont les besoins annuels sont de l'ordre de 100 kWh.m<sup>2</sup>, pour lesquels il a évalué la consommation d'énergie primaire nécessaire figure (I.8).

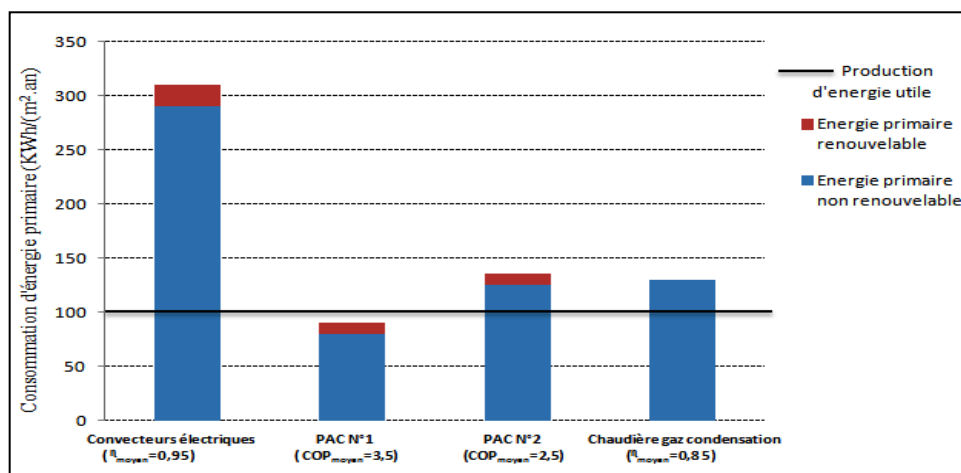
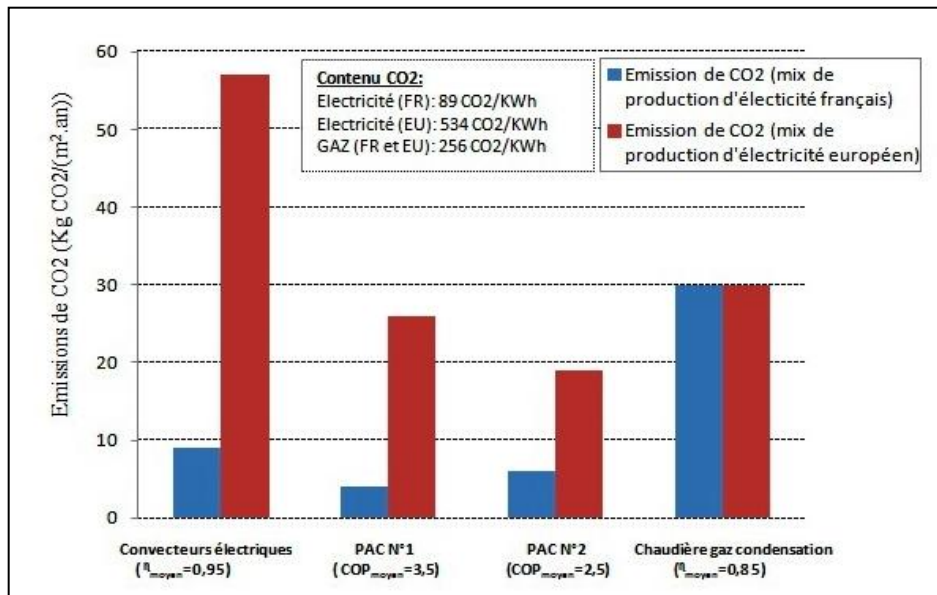


Figure I.8 : consommation d'énergie primaire pour la production de 100 kWh.m<sup>2</sup>/an

Cette figure fait apparaître que la PAC ayant un  $COP_{\text{moyen}}$  saisonnier égal à 3,5 (PAC n°1) présente une consommation d'énergie primaire inférieure à celle de la chaudière à gaz contrairement à la PAC n°2 ( $COP = 2,5$ ) qui en consomme davantage. Ainsi l'avantage de l'utilisation des PAC en vue de la réduction de la consommation des ressources d'énergie primaire non renouvelable (nucléaire par exemple) augmente avec leurs performances saisonnières.

Sur le plan environnemental, les émissions de  $CO_2$  associés à chacun des systèmes considérés sont fonction du mode de production de l'électricité et des hypothèses sur le contenu en  $CO_2$  du kilowattheure de chaque énergie dont l'évaluation n'est pas aisée [3]. La figure I.9 renseigne sur les émissions de  $CO_2$  associées à la production de  $100 \text{ kWh}\cdot\text{m}^2/\text{an}$  de chaleur utile pour les systèmes considérés.



**Figure I.9 :** émissions de  $CO_2$  associées à la production de  $100 \text{ kWh}\cdot\text{m}^2\cdot\text{an}^{-1}$  de chaleur utile (méthode de TEWI pour les PAC)

Filliard note que les PAC restent du point de vue énergétique et environnemental une solution alternative à d'autres systèmes de production de chauffage notamment aux convecteurs électriques

## I.8. Les réfrigérants pour cycle à compression:

### I.8.1. Définition :

Les frigorigènes sont des substances qui évoluent dans les circuits des systèmes frigorifiques en produisant du froid, ou des pompes à chaleur en rejetant de la chaleur dans le milieu à chauffer.

Ces substances sont formées soit d'éléments simples (azote, oxygène, hydrogène, hélium etc.) et sont alors utilisés dans les systèmes cryogéniques, soit de composés purs (inorganiques ou organiques) ou des mélanges.

Parmi les composés organiques qui constituent la gamme de frigorigènes on peut citer les hydrocarbures mono halogénés fluorés (HFC), les hydrocarbures bi halogénés fluorés et chlorés partiellement substitués (HCFC : hydrochlorofluocarburés) ou entièrement substitués (CFC : chlorofluocarburés).

### I.8.2. Les réfrigérants courants :

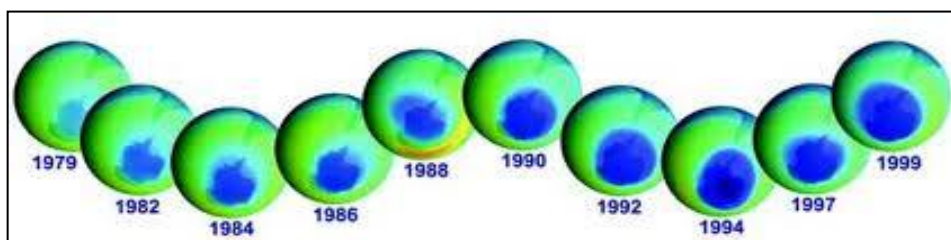
De manière générale, on distingue les CFC dont la formule chimique est de la forme  $(C_p F_q Cl_r)$ , les HCFC  $(H_p C_q F_r Cl_s)$  et les HFC  $(C_p F_q H_r)$ . Les frigorigènes les plus connus sont [4]:

- R11 ( $CFCl_3$ ) : pour les groupes de refroidissement de forte puissance.
- R12 ( $CFC_2$ ) : pour les réfrigérateurs domestiques, les climatiseurs automobile, les vitrines frigorifiques, etc.....
- R22 ( $CF_2 Cl$ ) : installations frigorifiques congélation  $-20 / 0$  °C, pompes à chaleur, climatisation domestiques, etc.....
- R134a ( $CF_3 = CH_2 F$ ) : successeur du R12, utilisé notamment dans les climatisations automobiles.
- R502 (48,8% R22 51,2% R115) : pour les groupes de réfrigération en hypermarchés.

Ce sont les gaz chlorés qui ont un impact sur la couche d'ozone et qui doivent être progressivement éliminés, selon le règlement (CE) N°2037/2000 [5]. Une partie de la recherche tente de développer des gaz fluorés moins nocifs pour la couche ou de faible GWP (Global Warning Potential) ou PRG (potentiel de Réchauffement Global) mais la tendance mondiale est à l'étude approfondie des fluides naturels tels que l'ammoniac, les hydrocarbures ou le dioxyde de carbone qui, utilisés en tant que réfrigérants, ont une incidence nulle sinon marginale sur le réchauffement climatique.

### I.8.3. Appauvrissement de la couche d'ozone :

En 1974, deux scientifiques américains, Mario Molina et F.Sherwood Rowland, formulent pour la première fois la théorie de l'appauvrissement de la couche d'ozone sous l'impact des CFC [6]. En 1985, leurs craintes se confirment avec l'observation par J.Farman du British Survey (BAS) d'un *trou*, qui apparaît chaque printemps dans la couche d'ozone au dessus de l'antarctique depuis 1979 et se résorbe au début de l'automne. La figure I.10 [Bruch] montre l'évolution de la taille de ce trou sur une durée de 20 ans.



**Figure I.10 :** évolution du trou dans la couche d'ozone de 1979 à 1999, l'expansion du trou est représentée en bleu sur la figure (The Earth Observing System-NASA).

Cette découverte entrainera la signature du *protocol de Montreal* (1987) et à l'interdiction progressive des CFC. Ces derniers sont interdits de vente depuis octobre 2000 [7]. Les HCFC, dont l'ODP (Ozone Depletion Potentiel, indice qui estime le potentiel d'action d'un gaz sur l'ozone stratosphérique rapporté à celui du R11) est inférieur à celui des CFC prirent le relais en attendant la généralisation des HFC dont l'ODP est nul.

#### I.8.4. Accentuation de l'effet de serre :

Parmi les gaz à effet de serre émis par l'activité humaine figurent le CO<sub>2</sub>, dégagé par la combustion des énergies fossiles, et le méthane provenant des activités agricoles et des décharges d'ordure ainsi que des réfrigérants fluorés. En réponse à ce problème, en 1997 est établi le protocole de Kyoto. Dans le cadre de ce protocole des experts du climat (Groupe International des Experts du Climat, GIEC) ont été chargés du calcul de l'indice GWP (indice qui estime le potentiel d'action d'un gaz sur l'effet de serre rapportés à ce celui du CO<sub>2</sub>). Le tableau I.1 [7] donne les valeurs du GWP ou PRG de certains.

Compte tenu de valeur de leur GWP importante, les HFC font partie de la liste des gaz à effet de serre à prohiber. Le R134a actuellement utilisé notamment en climatisation automobile, a un GWP de 1300 ce qui signifie que un 1kg de R134a a le même impact sur l'effet de serre que 1300 kg de CO<sub>2</sub>, sur une période de 100 ans ce qui explique le retour sur le marché des réfrigérants naturels, cités précédemment, écartés depuis longtemps.

**Tableau I.1** caractéristiques de certains réfrigérants

	R12 (CFC)	R22 (HCFC)	R134a (HFC)	R152a	R-717 (NH <sub>3</sub> )	R-744 (CO <sub>2</sub> )
Substance naturelle	Non	Non	Non	Non	Oui	Oui
Prix relatif	1	1	3-4	?	0.2	0.1
ODP	1	0.05	0	0	0	0
GWP(100)	7100	1500	1300	140	0	1
Toxicité	Non	Non	Non	Non	Oui	Non
Inflammabilité	Non	Non	Non	Oui	Non	Non
Température critique (°C)	112	96.2	101.1	113.5	132.2	30.97
Pression critique (bar)	41.6	49.8	40.7	45.2	113.3	73.77
Pression réduite	0.07	0.1	0.077	0.058	0.037	0.47
Capacité frigorifique volumique KJ/m <sup>3</sup>	3131	4981	3336	2986	5519	24641

#### I.8.5. Les fluides de remplacement :

##### I.8.5.1. Les nouveaux fluides :

Souvent le choix d'un fluide frigorigène est le résultat d'un compromis des impératifs opposés. Deux politiques sont mises en œuvre dans le cadre du remplacement des fluides interdits :

- Le remplacement rapide et in situ des frigorigènes dans les installations déjà existantes et ce jusqu'à la fin de leur fonctionnement, on recherche alors des fluides dont les propriétés thermophysiques sont les plus proches possibles des fluides à remplacer, sans avoir recours à des modifications dans l'installation, ces fluides sont dits de transition.

Pour la mise au point de nouveaux fluides, dits de substitution pour des installations neuves, un redimensionnement de l'installation est nécessaire.

- Le tableau I.2 donne les fluides de transition et de substitution envisagés pour le remplacement des frigorigènes interdits.

fluide interdit	fluide de transition	fluide de substitution
R11	R123, R141b	R245Fa, R245Ca
R12	R410A,B,C, R409A,B, R40A R406A, R412A	R134a, NH3
R22	R402A,B, R403A,B, R408A, R509, R411B	R507, R404A, R407A,B

**Tableau I.2 :** Fluides de transition et de substitution des frigorigènes courants

#### I.8.5.1.1 : Critères au niveau du choix :

##### ➤ Propriétés thermiques et thermodynamiques :

Par souci de rentabilité, le remplacement des fluides interdits doit s'effectuer sans modification majeure dans les installations déjà existantes d'une part et dans les installations neuves d'autre part pour éviter des modifications. Dans la conception des installations, les propriétés thermodynamiques des fluides destinés au remplacement ne doivent pas s'écarter beaucoup de celles des fluides à remplacer.

Parmi les propriétés thermodynamiques à prendre en considération, on peut retenir le niveau de la température critique, les pressions de fonctionnement, le glissement de température, la production frigorifique volumique, la viscosité et la conductivité thermique.

L'influence de ces divers paramètres peut se résumer comme suit [4] :

- **La température critique** : la température de condensation du fluide doit être au dessous de la température critique. Le non respect de cette règle entraîne la dégradation du coefficient de performance de la machine (COP). On montre que le COP du cycle est proportionnel à la température du point critique, tandis que la capacité frigorifique est inversement proportionnelle à cette même température. Le choix d'un fluide frigorigène est ainsi un compromis entre ces deux propriétés

- **Les pressions du cycle de fonctionnement :** les niveaux de pression dans le circuit de la machine sont intimement liés à la courbe d'ébullition du fluide frigorigène. La haute pression gouverne la conception mécanique, la basse pression doit être supérieure à la pression atmosphérique afin d'éviter l'intrusion d'air ou d'eau dans le circuit de la machine. Pour garder une bonne efficacité au compresseur, le taux de compression doit rester limité. Les taux de compressions élevés, outre qu'ils sont responsables de l'échauffement excessif du fluide, entraînent la diminution des rendements volumétrique et effectif du compresseur ainsi qu'une augmentation d'énergie.
- **Le glissement de température :** afin d'améliorer les échanges thermiques dans les échangeurs de chaleur, il importe de réduire le glissement de la température à laquelle s'effectuent les changements d'états, notamment lors de l'utilisation des mélanges zeotropiques. Afin de négliger le zeotropisme du fluide, il est conseillé de réduire ce glissement à un Kelvin ou moins [8].
- **Production frigorifique volumique :** elle est définie comme étant la quantité de frigorie produite par unité de volume de fluide aspiré par le compresseur. L'augmentation de cette quantité entraîne la réduction du débit de volume aspiré par le compresseur pour produire une puissance frigorifique donnée, ainsi que les dimensions du compresseur et donc le prix de la machine de compresseur.
- **La viscosité et la conductivité thermique :** une conductivité thermique élevée et une faible viscosité d'un fluide permettent une amélioration des échanges thermiques et donc la réduction de la taille des échangeurs thermiques.
- **Chaleur latente de vaporisation et la masse volumique de la phase vapeur :** Ces deux paramètres influent sur les pertes de charge par frottement de fluide et donc sur les variations de température qui doivent être fortement réduites. Dans ce cas il est préférable de choisir un fluide de faible chaleur latente de vaporisation et de masse volumique de sa vapeur importante.

#### ➤ **Sûreté du fluide**

Une attention particulière est portée par l'utilisateur de frigorigènes à ce caractère et ce surtout lorsque la machine est placée dans des locaux occupés par le grand public (cas des installations frigorifiques utilisées en régime climatique). Parmi les critères de sécurité on peut distinguer la toxicité, les actions biologiques (action cancérigène, mutagène, tératogénétique), les actions sur les denrées et produits entreposés dans les chambres froides et l'inflammabilité qui est un point d'une importance extrême. En effet les hydrocarbures qui sont susceptibles de faire d'excellents frigorigènes ont été rejetés en raison de leur caractère combustible.

#### ➤ **Action sur l'environnement**

Les composés gazeux chlorés tels que les CFC, et à un degré moindre les HCFC, véhicules de chlores aux hautes altitudes et de longue durée de vie dans l'atmosphère, sont rendus responsables de l'amincissement de la couche d'ozone stratosphérique, protectrice de notre ADN de la plus énergétique du rayonnement ultraviolet du soleil. Sous l'effet du rayonnement ultraviolet, les molécules de CFC libèrent des radicaux de chlore qui dégradent l'ozone en dioxygène (une seule molécule de CFC peut décrire 100.000 molécules d'ozone). Un indice noté ODP (ozone déplétion

potentiel), estime le potentiel d'action d'un gaz sur l'ozone Stratosphérique rapporté à celui du R11 (soit la masse de R11 qu'il faudrait rejeter pour obtenir la même destruction d'ozone que 1Kg du réfrigérant considéré divisée par 1Kg pour obtenir un nombre adimensionnel).

➤ **Effet de serre**

Il faut remarquer que les gaz à effet de serre sont en fait indispensables à planète qui en leur absence, aurait une température beaucoup trop basse pour être habitable (-18°C). Cependant l'excès de ses gaz provoque, à la longue, un lent réchauffement de notre planète et c'en gênant la sortie (vers le cosmos) du rayonnement terrestre de grande longueur d'onde en plus des gaz à effet de serre connus (vapeur d'eau, dioxyde de carbone, méthane, oxyde d'azote, etc.) les réfrigérants halocarbonés ont également un impact à ne pas négliger. Leur influence est beaucoup plus importante que celle du CO<sub>2</sub> dont l'effet de serre est le plus connue. On distingue :

– **L'effet de serre direct :**

La température à la surface de la terre résulte d'un équilibre entre le rayonnement solaire reçu par la terre et celui réémis par celle-ci. Le rayonnement émis par le soleil est principalement situé dans le spectre visible (corps noir à 5000K) tandis que celui émis par la terre est situé complètement dans l'infrarouge. Or certains corps présents dans l'atmosphère ont des raies d'absorption dans l'infrarouge, ces corps réémettent alors une partie du rayonnement qu'ils ont reçu vers la surface de la terre, en augmentant ainsi la température et créant l'effet de serre. Parmi les corps les plus actifs, absorbant dans l'infrarouge, on peut citer : le CO<sub>2</sub> et le NO<sub>2</sub>.

– **L'effet de serre indirect**

Cet effet dit indirect est causé par le gaz rejeté dans l'atmosphère lors de la production de l'électricité. Cet effet est dépendant de la politique énergétique du pays pour le quel il est calculé selon le mode de production de l'électricité, le taux de CO<sub>2</sub> diffère d'un pays à un autre, comme l'illustre le tableau suivant.

pays	Kg de CO <sub>2</sub> émis par KWH
France	0,131
Suède	0,042
Japon	0,547
Allemagne	0,641
U.S.A	0,731

### – Effet de serre équivalent total

Le TEWI (total equivalent warning impact) intègre les deux effets précédents et permet dans chaque pays, de comparer l'impact relatif des différents gaz émis sur l'effet de serre et de prendre ainsi des décisions quant à leur utilisation. Il est calculé comme suit :

$$\text{TEWI} = (\text{GWP}_{\text{CO}_2} M_F) + (A.W)$$

Avec :

- TEWI représente l'équivalent de CO<sub>2</sub> rejeté dans l'atmosphère par le fonctionnement de la machine pendant toute la durée de vie (Kg).
- GWP CO<sub>2</sub> est la masse de CO<sub>2</sub> qu'il faudrait relâcher dans l'atmosphère pour obtenir le même effet de serre que 1 Kg du réfrigérant considéré rapporté à 1 Kg (sans dimension).
- M<sub>F</sub> masse total de réfrigérant relâchée dans l'atmosphère par le système frigorifique pendant sa durée de vie (Kg).
- A : est la quantité de CO<sub>2</sub> rejetée dans l'environnement par unité d'énergie électrique consommé par le système frigorifique durant sa vie (Kg/Kwh).
- W : est l'énergie électrique totale consommée par le système frigorifique au cours de sa vie (Kwh).

Un calcul sur un réfrigérateur ménager fonctionnant au R12 montre que les enjeux diffèrent d'un pays à un autre. En effet, supposons que ce réfrigérateur utilise 130 Kg de R12 et consomme 1,5 Kwh/jour pendant une durée de vie estimée à 15 ans. Au terme de la vie de l'appareil, l'intégralité du R12 est rejetée dans l'atmosphère. Le GWP étant estimé sur une durée de 100 ans.

Il vient :

- Dans le cas de la France :  $\text{TEWI}_{100} = (8100 \times 0,13) + (0,131 \times 1,5 \times 365 \times 15) = 2025 \text{ Kg}$  de CO<sub>2</sub>. L'effet direct représente alors 46,9 % de l'effet total.
- Dans le cas de la suède :  $\text{TEWI}_{100} = (8100 \times 0,13) + (0,042 \times 1,5 \times 365 \times 15) = 1264 \text{ Kg}$  de CO<sub>2</sub>. L'effet représente 73,3% de l'effet total.

On constate donc que l'utilisation d'un réfrigérant à GWP moins élevé permettrait de diminuer considérablement le TEWI dans le cas de la France mais que cette action serait d'un effet moindre dans le cas de la suède, car le TEWI y est principalement gouverné par l'effet de serre indirect [9].

### ➤ Critère technique

Le frigorigène doit rester passif vis-à-vis des composants avec lesquels il est en contact dans le circuit frigorifique tels que les métaux, les matières plastiques et élastomères (notamment au niveau des joints) et les lubrifiants. Actuellement ce dernier point pose problème. Les réfrigérants utilisés jusqu'à aujourd'hui sont associés à des huiles minérales avec lesquelles on observe une bonne

miscibilité. Ce qui n'est pas le cas avec les réfrigérant de remplacement tels le HFC lesquels nécessitent l'emploi des huiles polyester qui présentent l'inconvénient de s'hydrolyser au contact de l'eau. Ainsi l'utilisation des HFC comme fluides de transition, dans une machine existante, doit être précédé d'une vidange du lubrifiant dont tout reliquat pénaliserait les performances de la machine. C'est pourquoi, aujourd'hui, on recherche des mélanges compatibles avec les huiles minérales.

### ➤ Critère économique

La compétitivité d'un nouveau fluide doit tenir compte des éléments suivants

- \_ Le prix du réfrigérant et des lubrifiants associés : il s'agit d'un critère fluctuant. L'élévation du prix des réfrigérants incite à la recherche d'une charge réduite de fluide et d'un meilleur confinement.
- \_ Coût de l'installation : selon le frigorigène choisi, la conception du système peut considérablement varier, notamment au niveau du choix du compresseur et de la taille des conduites. Par exemple, R22 nécessitant des compresseurs plus petits, est plus économique que R12.
- \_ Consommation énergétique : de part leurs propriétés thermodynamiques différentes, les frigorigènes ne produisent pas tous le même coefficient de performance. Donc les systèmes frigorifiques consomment moins d'énergie avec certains fluides que d'autres et sont par la même plus économique.

#### I.8.5.1.2. Les corps purs :

La caractéristique essentielle des CFC, ou dans une moindre mesure des HFC et HCFC, est l'inactivité chimique. On peut également relever parmi leurs avantages : toxicité pratiquement nulle, action très réduite sur les denrées alimentaires, compatibilité avec les lubrifiants et les métaux satisfaisantes, résistivité électrique élevée ce qui est favorable pour la technique des groupes hermétiques et risque de corrosion pratiquement inexistant.

Malheureusement ils présentent une faible chaleur latente de vaporisation ce qui entraîne la mise en circuit d'importants débits, ce qui influence directement la taille des conduites, une faible tension superficielle ce qui favorise les fuites, une faible conductivité thermique et une longue durée de vie dans l'atmosphère ce qui contribue à l'accroissement de l'effet de serre.

Des HFC ou HCFC purs sont utilisés en remplacement de CFC comme le R134a (remplaçant du R11) désormais interdit à cause de son ODP trop élevé, ou le R134a (remplaçant du R12) dont l'avenir est incertain depuis le protocole de Kyoto. Pour certains fluides comme le R502, aucun substitut n'a été trouvé parmi les corps purs. Ainsi aucun corps pur connu n'est susceptible de pallier l'interdiction des frigorigènes classiques. Ce qui a amené les industriels à se tourner vers les mélanges de fluides frigorigènes afin d'ajuster les propriétés thermodynamiques recherchés par variations des proportions relatives des constituant.

#### I.8.5.1.3. Les mélange zeotropes :

Les mélanges zeotropes de fluide présentent des compositions de phase liquide et gazeuse différente de l'équilibre thermodynamique et un changement de phase à pression constante se fait, suite au phénomène de glissement à température variable qui augmente au fil de l'évaporation et diminue durant la condensation. L'écart de température engendré au cours du processus complet de changement de phase est appelé glissement de température. Le cycle à compression de vapeur le plus adapté à l'usage de ces fluides dans les systèmes frigorifiques est le cycle de Lorenz plutôt qu'un cycle de Carnot. L'emploi des mélanges zeotropes de fluides frigorigènes, comme par exemple le R407A et le R407B, conduit à revoir la conception des systèmes frigorifiques et présente des inconvénients comme entre autres [4].

– **L'effet de fractionnement :**

Les phases liquides et gazeuses, lors de l'évaporation ou de la condensation, étant de compositions différentes, alors deux phénomènes risquent d'apparaître au cours d'une fuite de la phase gazeuse : modification du point de fonctionnement (la phase liquide restante verra sa composition s'écarter de celle désirée) et apparition de l'inflammabilité (suite à la présence de fuites et du changement de la composition globale).

– **Effet de glissement de température :**

Les mélanges zeotropiques d'après REE cité par Agostini [4] causent généralement une dégradation des échanges thermiques et ce suite :

- Au transfert de chaleur sensible entre la veine liquide et son entourage.
- Au transfert de masse par diffusion des composants du mélange dans la couche limite.

On peut cependant tirer partie du glissement de température et du fractionnement de diverses façons telles que

- Le maintien d'un écart de température constant tout au long d'un changement de phase entre le réfrigérant et le fluide secondaire ce qui permet de réduire l'irréversibilité de l'échangeur et donc d'améliorer son efficacité.
- La possible variation de la puissance frigorifique par modulation de la composition du mélange dans le circuit de la machine. Concernant ce point, les recherches n'en sont qu'au premier stade.

– **Les mélanges azéotropes et quasi-azéotropes :**

Le changement de phase à pression constante et composition fixée des mélanges azéotropes se fait à température constante. Les phases liquides et gazeuses en équilibre ont la même composition. Un fluide azéotrope comme le R507 par exemple, se comporte ainsi comme un fluide pur lors des changements de phase à pression constante. C'est donc, en premier lieu, que c'est parmi eux que sont recherchés les réfrigérants de remplacement. Cependant les mélanges azéotropiques ne le sont que pour une pression donnée. Ils ne le sont donc que dans une partie du système frigorifique comme l'a rapporté Juang Co, cité par Agostini [4].

#### I.8.5.1.4. Les fluides naturels :

Suite à la prohibition de gaz attaquant la couche d'ozone tel que le CFC-12 (protocole de Montréal) et la réduction des émissions à effet de serre tel que le HFC-134a (protocole de Kyoto), l'attention est portée sur les réfrigérant naturels. Parmi eux on peut citer :

➤ **L'eau :**

Frigorigène aux qualités thermodynamiques intéressantes. Toutefois son point triple situé à une température élevée et sa faible pression de vapeur ne le prédispose pas à la production de basses températures. Par contre, vu la température élevée de son point critique, ce fluide peut être utilisé pour les pompes à chaleur à haute température (100 à 300 °C) à condition de tolérer les hautes pressions.

➤ **Le dioxyde de carbone :**

Ce fluide a été utilisé comme fluide frigorigène. En effet c'est en 1867 qu'a été conçu le premier système frigorifique au et a continuer à être utilisé jusqu'à environ 1930, notamment dans la marine (système de conditionnement d'air). C'est à cette période, d'ailleurs, qu'apparaissent les fréons (CFC) et c'est le début de l'abandon du CO<sub>2</sub>. Les raisons liées à l'abandon de ce frigorigène naturel sont entre autres :

- Sa faible température critique (31°C) ce qui impose l'usage d'un cycle transcritique jugé moins économique que les cycles subcritiques
- La diminution de la puissance frigorifique et du COP de la machine avec l'augmentation de la température du puits de chaleur (source chaude) relativement aux autres réfrigérants.
- Haute pression de fonctionnement, donc impression de danger.

➤ **L'ammoniac :**

La satisfaction tirée de son utilisation comme frigorigène est due à sa chaleur latente de vaporisation et à la température de son point critique (132°C) élevées. Il est également reconnu comme un bon convecteur thermique. Mais sa toxicité, son odeur désagréable et forte, sa réaction avec le cuivre (donc inadapté aux groupes hermétiques) rendent son usage fortement limité.

➤ **Les hydrocarbures :**

A cause de leur combustibilité, les hydrocarbures ne sont pratiquement pas utilisés comme frigorigènes de cycles à compression sauf en pétrochimie.



# Chapitre II

*Les diverses technologies des PAC*

Les sources de chaleur dites froides, usuellement exploitées sont de trois types :

- L'air : il peut être extérieur ou extrait de l'intérieur d'une habitation.
- L'eau : elle peut être souterraine (nappes phréatiques) ou de surface (lac, rivière, eaux usées, etc....)
- Le sol : il représente précisément le sous-sol de surface (environ 1m de profondeur) ou le sous-sol profond (jusqu'à 50m ou 150m).

La distinction ou la classification des PAC est le résultat de la nature des sources de chaleur mise en jeu. On parle alors de :

- PAC air/air, air/eau, eau/eau, sol/eau (les deux dernières sont souvent qualifiées de géothermales).
- Pour les PAC sur le sol on parle de PAC sol/sol ; PAC eau glycolée/eau ou de PAC sol/eau.

Le choix de la source froide, qui doit être abondante et gratuite, est fonction du lieu géographique où la PAC doit être implantée. En particulier, il faut connaître les ressources disponibles (air, eau, sol). Il est également intéressant de disposer d'une source à un niveau de température le plus élevé et le plus constant possible.

## **II.1. Pompe sur sol :**

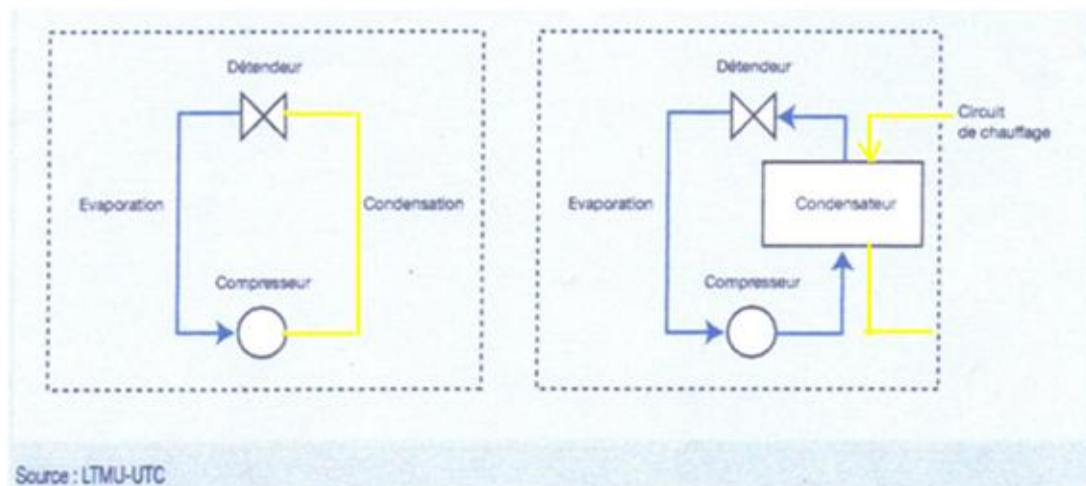
Divers types de systèmes sont utilisés pour puiser/rejeter de l'énergie dans le sol à l'aide d'une PAC géothermale en vue du chauffage/climatisation des habitations. On peut citer d'une part ceux dite en boucle ouverte utilisant directement l'eau souterraine, l'eau d'un lac, voire l'eau de mer comme source chaude ou froide, d'autre part les systèmes dits en boucle fermée dont les principaux types sont les systèmes horizontaux et les systèmes verticaux. Les premiers, moins onéreux en termes de travaux de forage sont toute-fois plus influencés par les conditions ambiantes et nécessitent une superficie de terrain plus grande que les derniers. Parmi les systèmes verticaux, il existe les systèmes dits à expansion directe qui utilisent la tuyauterie circulant dans le sol comme évaporateur (pour le chauffage) ou comme condenseur (pour la climatisation) de la PAC. Il y a également les systèmes qui utilisent une boucle fermée de fluide caloporteur circulant dans le sol pour puiser ou rejeter de l'énergie. Ces derniers systèmes semblent être les mieux adaptés aux projets d'envergure de par leur grand apport d'énergie puisée ou rejetée par superficie de terrain utilisée [10]. Une attention particulière doit néanmoins être accordée au dimensionnement des systèmes géothermiques verticaux en boucles fermées pour en assurer l'efficacité.

### **II.1.1 : Echangeurs géothermiques horizontaux :**

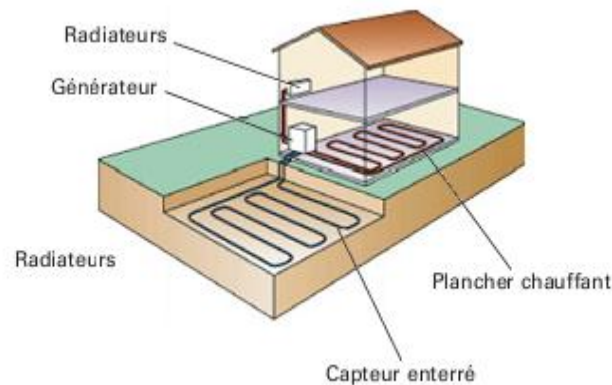
Ces échangeurs sont constitués d'un certain nombre de tuyaux installés horizontalement en boucles enterrées à une faible profondeur (0.6 à 1.20m) [11]. Dans ces boucles circule en circuit fermé le fluide caloporteur ou le fluide frigorigène utilisé par la PAC.

Deux types de PAC peuvent être couplés à ce type de dispositif : soit une PAC sol/sol, ce procédé est dit à détente directe où le frigorigène circule dans les capteurs et dans un plancher chauffant, soit la PAC sol/eau où le frigorigène circule dans les capteurs et l'eau dans les émetteurs de chauffage (figure II.1) [11].

**Figure II.1** : Principe du fonctionnement d'une pompe à chaleur sol-sol (gauche) et sol-eau (droite)



La figure (II.2) montre le schéma d'un échangeur horizontal

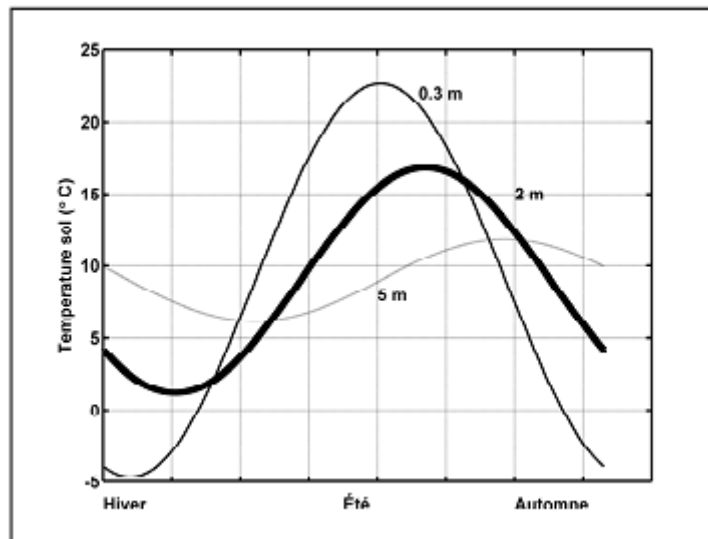


**Figure II.2.** Schéma d'un échangeur horizontal

L'avantage de ces échangeurs réside dans leur faible coût d'installation puisqu'ils ne nécessitent aucun équipement spécialisé. Une pelleuse suffit à leur mise en place. Cependant ils requièrent de grandes surfaces de terrain pour permettre un apport de chaleur convenable environ 1.5 à 2 fois (parfois plus) supérieure à la surface du plancher à chauffer. Le fluide caloporteur circulant dans ce réseau doit avoir un niveau de température suffisamment élevé pour éviter de prévoir un système de chauffage d'appoint.

Cependant la faible profondeur de la tuyauterie dans le sol engendre un autre élément problématique de ce système d'échangeur. En effet la figure (II.3) montre l'influence des variations de température et des précipitations à la surface du sol [12]. De plus, le principe de stockage d'énergie se trouve

altéré de façon significative, puisqu'à ces profondeurs le transfert thermique entre le sol et la surface est bien plus important que celui avec l'échangeur géothermique. L'énergie rejetée en période estivale sera perdue en grande partie au lieu d'être accumulée pour la saison de chauffage.



**Figure II.3.** Variations saisonnières de température du sol

La puissance thermique soutirée par mètre de tube est fonction de plusieurs paramètres [13]

- Du diamètre ; de la profondeur de pose et de l'écartement entre les tuyaux.
- De la conductivité thermique du sol (influence notamment de la teneur en humidité du sol).
- De la température extérieure moyenne du site.
- De l'option choisie : on admet ou non de la congélation du sol autour des tubes pendant la période la plus froide de l'hiver (si l'on n'admet pas la congélation du sol, il faut disposer 2 à 3 fois plus de superficie de terrain). La chaleur latente dégagée lors de la congélation de l'eau souterraine n'est pas négligeable.

D'après Muller cité par [13], on peut extraire 19.4 KWh par m<sup>3</sup> de sol congelé.

### II.1.1.1. Aperçu des travaux sur les échangeurs de chaleur horizontaux:

Des modèles basés sur les méthodes analytiques de la source finie et infinie sont utilisés pour la modélisation de tels échangeurs.

Metz (1983), à l'aide d'un modèle analytique de la ligne source, a suggéré de déterminer la distribution de température en tout point dans le sol et ce en considérant ce dernier formé de blocs autour de l'échangeur enterré.

Mei (1991), cité par [14] a tenu compte des effets de la variation périodique de la température en surface, des propriétés thermiques du tuyau et de celles de fluide caloporteur et utilisant l'équilibre énergétique à la place des méthodes employant la source linéique.

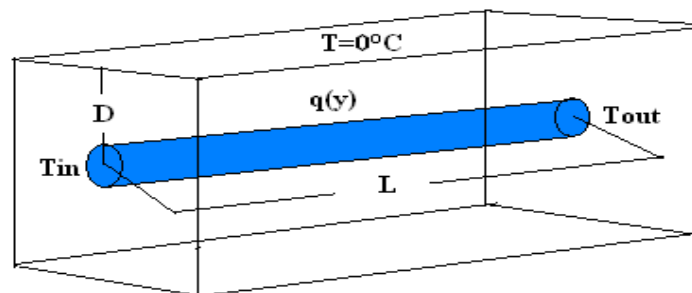
Piechowski (1996) prend en considération le transfert de chaleur et de masse dans le sol à l'aide de la méthode de la source linéique infinie, pour la prise en compte de la migration de l'eau souterraine. Les principales hypothèses de ce modèle sont les suivantes :

La ligne source est définie comme la sommation d'une multitude de points alignés sur un axe infini, chaque point source émet ou puise la même quantité de chaleur, le flux de chaleur est radial à l'axe source, le milieu est homogène, le taux de transfert de chaleur est constant sur la longueur, les effets axiaux ne sont pas pris en compte.

Parmi les méthodes numériques utilisées, Fontaine cite Demir et al (2009) qui ont utilisé un modèle numérique 2D, en mode transitoire par différences finies tenant compte des conditions météorologiques de surface, radiations solaires incluses et en supposant constante la température le long du tuyau. Philippe (2010) a conçu un modèle numérique par différences finies permettant de faire varier le flux de chaleur le long de l'échangeur enterré en découpant le tuyau en plusieurs segments.

### II.1.1.2. Régime permanent pour les systèmes horizontaux [14] :

La température du fluide et la variation du flux de chaleur le long d'un tuyau horizontal ont été étudiées par Claesson et Dunand (1983) dans le cas d'un régime permanent pour un milieu semi-infini. La figure (3.8) montre la disposition de tuyau considérée. Il s'agit donc d'un tuyau horizontal de longueur  $L$  situé à une profondeur  $D$  dans le sol avec une température en surface du sol de  $0^\circ\text{C}$ . la température d'entrée d'eau dans le tuyau est  $T_{in}$ . Le taux de transfert de chaleur le long du tube est  $q(y)$  où  $y$  est la coordonnée le long du tuyau variant entre 0 et  $L$ . par convention, la valeur de  $q(y)$  sera négative puisque nous sommes en mode chauffage.



**Figure (II.4) :** Illustration des paramètres utilisés dans les équations du régime permanent de Claesson et Dunand (1983) pour un tuyau horizontal

Claesson et Dunand (1983) mentionnent :

$$T_f y = R_g + R_p q y \quad (\text{II. 1})$$

Où  $R_p$  est la résistance thermique du tuyau et  $R_g$  est la résistance thermique du sol donnée par :

$$R_g = \frac{\ln \frac{2D}{r_p}}{2\pi k_s} \quad (\text{II. 2})$$

En retirant de la chaleur du sol, le fluide caloporteur se réchauffera avant de sortir du tuyau :

$$m_f C_f \frac{dT_f(y)}{dy} = -q \quad (\text{II. 3})$$

Avec l'équation (II.1) et (II.3), on obtient :

$$\frac{dT_f(y)}{dy} = \frac{-T_f(y)}{(R_g + R_p)m_f C_f} = \frac{-T_f(y)}{y_f} \quad (\text{II. 4})$$

Où  $y_f = (R_g + R_p)m_f C_f$  possède des unités de longueur. Claesson et Dunand (1983) note par  $y_f$  la longueur thermique caractéristique (*characteristic thermal length*). En utilisant  $T_{in} = T_f(0)$ , la solution de l'équation (II.4) est :

$$T_f(y) = T_{in} \exp \frac{-y}{y_f} \quad (\text{II. 5})$$

Cette dernière équation montre que la valeur absolue de la température du fluide décroît exponentiellement tout le long du tuyau. On peut alors obtenir la température à la sortie du tuyau  $T_{out}$  en remplaçant  $y$  par  $L$ .

$$T_{out} = T_{in} \exp \frac{-L}{y_f} \quad (\text{II. 6})$$

La température moyenne du fluide le long du tuyau est obtenue avec l'intégration de l'équation (II.6) de 0 à  $L$  :

$$T_f = \frac{T_{in} \left( 1 - \exp \frac{-L}{y_f} \right)}{L} \quad (\text{II.7})$$

Le flux de chaleur le long du tuyau peut être écrit comme suit :

$$q_y = \frac{T_{in} \exp \frac{-y}{y_f} m_f C_f}{y_f} \quad (\text{II.8})$$

A partir de la dernière équation, on peut calculer la proportion de chaleur extraite le long du tube entre les points  $y_1$  et  $y_2$  :

$$P_{y_1, y_2} = \frac{\exp \frac{-y_1}{y_f} - \exp \frac{-y_2}{y_f}}{1 - \exp \frac{-L}{y_f}} \quad (\text{II.9})$$

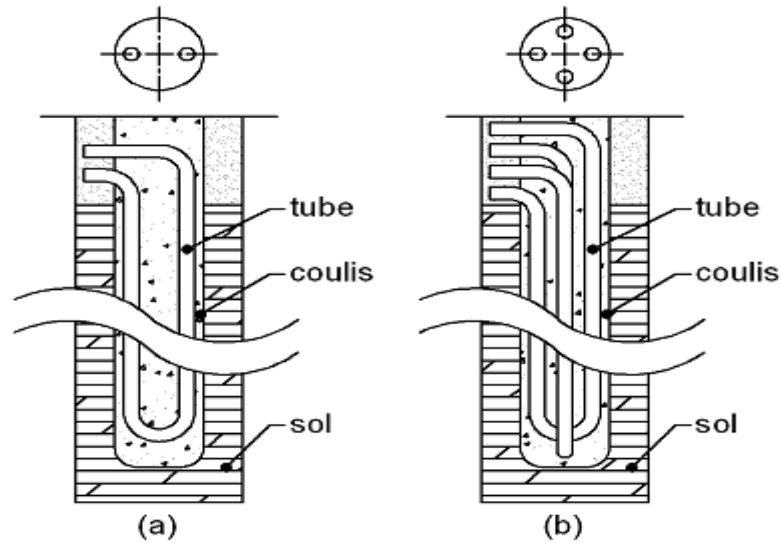
Finalement, en combinant les équations (II.5) et (II.7), on obtient :

$$T_f y = T_f \frac{L}{y_f} \frac{\exp \frac{-y}{y_f}}{1 - \exp \frac{-L}{y_f}} \quad (\text{II.10})$$

Par conséquent, en connaissant la température moyenne du fluide caloporteur dans le tube, il est possible avec la dernière équation de calculer la température du fluide en n'importe quel point le long du tuyau.

### II.1.2. Echangeur géothermiques verticaux :

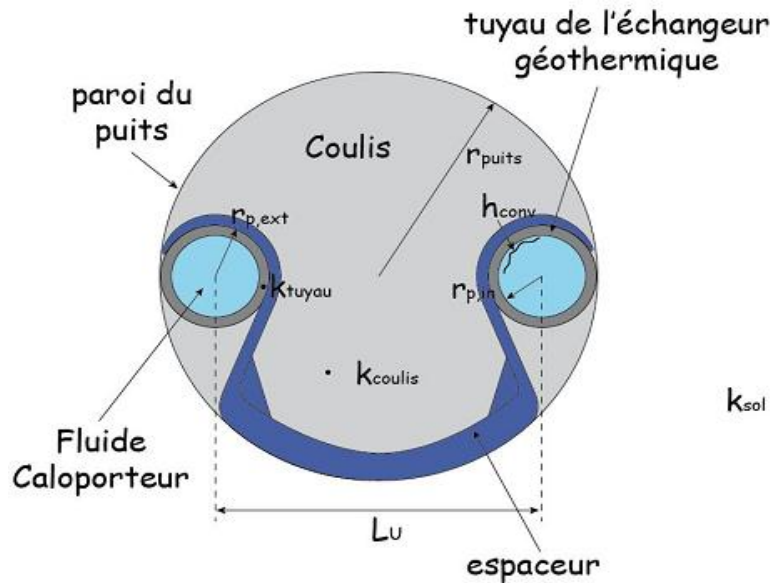
L'échangeur de chaleur vertical ou sonde géothermique verticale se compose de deux tubes polyéthylène (PEHD) formant un U disposés dans un forage (parfois deux tubes en U sont placés dans le même forage) d'un diamètre allant de 0.1 à 0.3m et dont la profondeur peut atteindre 200m [12], figure (II.5)



**Figure II.5 :** Configuration puits géothermiques verticaux

(a) un tube en U et (b) deux tubes en U

Ces tubes sont scellés dans le puits à l'aide d'un mélange de bentonite et de ciment ou coulis qui permet d'assurer un bon contact thermique entre les tubes et la paroi du forage, figure (II.6)



**Figure II.6 :** Coupe transversale d'un puits géothermique vertical.

Ce type d'échangeur nécessite une surface de terrain fortement réduite par rapport à l'échangeur horizontal. Cependant les coûts d'installation sont plus élevés car nécessitant une main d'œuvre spécialisée.

La puissance linéique par mètre de tube qu'il est possible de puiser du sol dépend de :

- L'écart de température entre le fluide circulant dans les tuyaux et le sol environnant.
- La résistance thermique entre le fluide caloporteur et le sol.

Cette résistance dépend du coefficient d'échange convectif entre le fluide et la paroi du tube, de la conduction à travers la paroi et de la résistance thermique externe entre la paroi et le sol environnant. La valeur de cette résistance est fonction de la nature du sol, de sa structure, mais surtout de son humidité et de la température.

DUPRETER cité par [13] propose la corrélation suivante pour l'évolution de la puissance linéique extraite du sol en régime permanent :

$$Q = \frac{2\pi kL(T_{sv} - T_{tex})}{\log \frac{4L}{D}} \quad (\text{II. 11})$$

Où :

L : longueur tuyau.

D : diamètre extérieur du tube.

k : conductivité thermique du sol.

$T_{sv}$  : température du sol vierge.

$T_{tex}$  : température moyenne de la surface extérieure du tuyau.

Plusieurs facteurs influent sur le comportement des échangeurs verticaux, entre autre : l'effet axial qui renseigne sur l'impact des échanges thermique puits-surface du sol, le dérèglement énergétique provoqué par le gain ou la perte d'énergie à travers la surface du sol, lors du fonctionnement du système qui rompt l'équilibre thermique entre le sol, à une certaine profondeur et les conditions climatiques à la surface de ce dernier ; entraîne des variations de température au voisinage du puits se répercutant sur les performances du système. L'effet axial permet au champ géothermique de retrouver un nouvel équilibre thermique [12].

Pour un système utilisant plusieurs puits, il a apparition de l'interférence thermique entre ces puits, engendrant des variations de température dans le sol dont l'importance dépend de l'espacement entre les puits, ce qui affecte l'efficacité du système. Pour atténuer l'effet de l'interférence thermique, il est recommandé un espacement minimal entre les puits de cinq mètres (ASHRAE, 2007) cité par Gauthier.

Le comportement de cet échangeur, en vue de sa conception et de son dimensionnement est déterminé à partir de la température moyenne du fluide caloporteur et de la charge thermique imposée telle que rapportée par Gauthier :

$$T_{f0} t = T_f t - \frac{q' t \cdot H}{2mCp} \quad (\text{II. 12})$$

Où :

$T_f t$  : température de fluide à la sortie de l'échangeur à l'instant t (°c)

$T_{f0} t$  : température du fluide à l'instant t (°c)

$q' t$  : flux de chaleur par unité de longueur (w/m)

$H$  : profondeur total du puits (m)

$Cp$  : chaleur spécifique du fluide (KJ/Kg.K)

$m$  : débit massique de fluide (Kg/s)

Habituellement cette température moyenne est évaluée à partir de la relation suivante :

$$T_f t - T_b t = q' t . R'_b \quad (\text{II. 13})$$

Où :

$T_b t$  : température du puits géothermique (°c)

$R'_b$  : résistance thermique par unité de longueur (K.m/w)

Le flux de chaleur imposé dépend du système qui doit satisfaire la charge de l'espace à conditionner.

La détermination de la résistance thermique de puits ne se trouve pas aisée, compte tenu notamment de la nécessité de prendre en compte les effets axiaux et l'interférence entre les puits.

L'un des modèles théoriques, souvent utilisés, propose la décomposition de la résistance globale du puits en deux parties distinctes ; la résistance thermique du tube ( $R_p$ ) et la thermique du coulis ( $R_g$ ), soit :

$$R_b = R_p + R_g \quad (\text{II.14})$$

Avec :

$$R_p = R_{cond} + R_{conv} \quad (\text{II.15})$$

Et

$$R_{cond} = \frac{\log \frac{r_0}{r_i}}{4\pi k_t} \quad (\text{II. 16})$$

$$R_{conv} = \frac{1}{4\pi r_i h_m} \quad (\text{II. 17})$$

Alors

$$R_b = \frac{\log \frac{r_0}{r_i}}{4\pi k_t} + \frac{1}{4\pi r_i h_m} \tag{II.18}$$

$r_i$  : rayon intérieur du tube (m)

$r_0$  : rayon extérieur du tube (m)

$k_t$  : conductivité thermique du tube (w/m.K)

$h_m$  : coefficient de convection (w/m<sup>2</sup>.K)

La résistance thermique de coulis est exprimée à partir de a relation proposée par Paul (1996) cité par Gauthier, basée sur des résultats expérimentaux :

$$R_g = \frac{1}{S_b \cdot k_g} \tag{II.19}$$

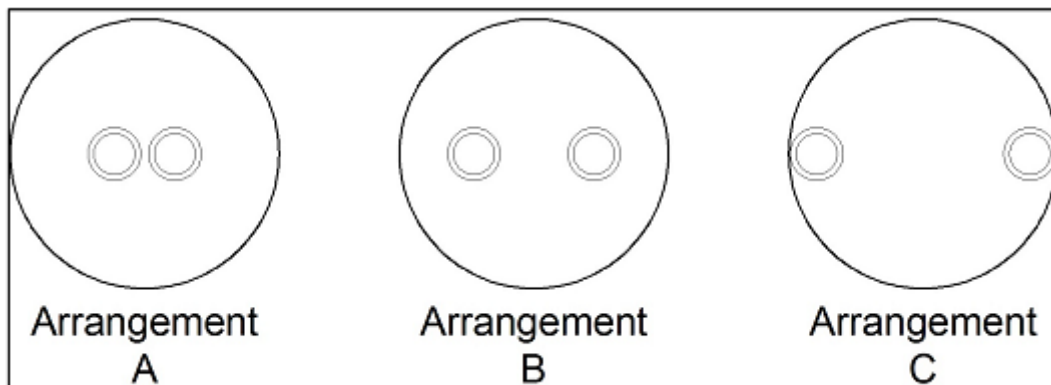
Où :

$$S_b = \beta_0 \frac{2 \cdot r_b^{\beta_1}}{2 \cdot r_0} \tag{II.20}$$

Les coefficients  $\beta_0, \beta_1$  sont déterminés en fonction de l'arrangement des tubes dans le puits [12]

**Tableau II.1** Paramètre de l'équation (II.20)

Arrangement	$\beta_0$	$\beta_1$
A	14,4509	-0,8176
B	17,4427	-0,6052
C	21,9059	-0,3796



**Figure II.7** : Configuration des tuyaux dans le puits

Une autre expression pour l'évolution de  $R_g$  est également proposée par Hellström (1989) :

$$R_g = \frac{1}{4\pi k_g} \log \frac{r_b}{r_p} + \log \frac{r_b}{2x_c} + \sigma \log \frac{\frac{r_b}{x_c}^4}{\frac{r_b}{x_c}^4 - 1} \quad (\text{II. 21})$$

Où :

$$\sigma = \frac{k_g - k_s}{k_g + k_s}, \quad k_s \text{ conductivité thermique du sol.}$$

La résistance thermique des puits dépend de divers facteurs tels que :

- La composition du sol
- Le débit et la nature du fluide en circulant dans les tubes de l'échangeur
- Le type de coulis
- La conductivité thermique des tubes et leur configuration dans le puits

Quant à la température moyenne du fluide est estimée à partir de l'une des deux expressions suivantes, jugée justes lorsque le flux de chaleur et la température sont constants tout au long du puits [12]

$$T_f = \frac{T_{fi} + T_{f0}}{2} \quad (\text{II. 22})$$

$$T_{lf} = \frac{\Delta T_{f0} - \Delta T_{fi}}{\log \frac{\Delta T_{f0}}{\Delta T_{fi}}} \quad (\text{II. 23})$$

Où  $\Delta T_{f0}$  et  $\Delta T_{fi}$  représentent les variations de température du fluide à l'entrée et la sortie du puits en comparaison avec la température du sol non perturbé par la sonde géothermique ; c'est-à-dire :  $\Delta T_{fi} = T_{fi} - T_g$

L'estimation de la température  $T_f$  à partir de l'une de ces équations ne coïncident pas avec la réalité (car l'hypothèse sur le flux de chaleur et la température ne peut être satisfaite) et engendre un surdimensionnement du champ géothermique suite à la surestimation de la résistance du puits.

Alors Marcotte et Pasquier (2008) proposent l'équation suivante :

$$\Delta T_{p'} = \frac{1}{2} \Delta T_{f0}^{p'} + \Delta T_{fi}^{p'} \quad (\text{II. 24})$$

Où le facteur  $p'$  vaut :

$p' = 1$  pour la moyenne arithmétique

$p' = 0$  pour la moyenne géométrique

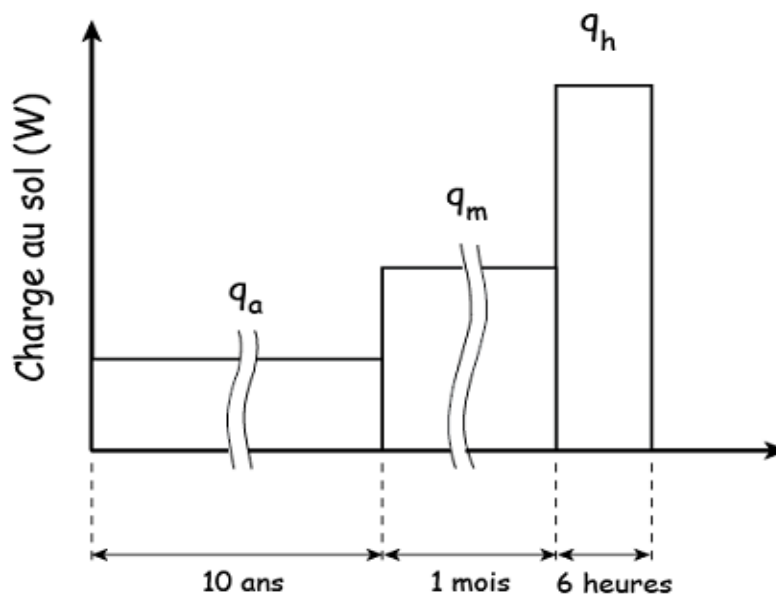
$p' = -1$  pour la moyenne harmonique

L'équation recommandée pour le dimensionnement d'un système géothermique vertical en boucle fermée est celle proposée par ASHRAE (2003) :

$$L = \frac{q_h R_b + q_a R_a + q_m R_m + q_h R_h}{T_g + T_p - \frac{T_{\text{sortie,sol}} + T_{\text{entrée,sol}}}{2}} \quad (\text{II. 25})$$

Où  $L$  est la longueur totale de l'échangeur géothermique (somme de la longueur de tous les puits),  $T_g$  est la température non perturbé du sol, et  $T_p$  est la pénalité de température. Cette dernière représente un facteur de correction sur la température non perturbé du sol pour tenir compte de l'interaction thermique entre plusieurs puits (pour un champ d'un seul puits,  $T_p = 0$ ). Les termes  $T_{\text{sortie,sol}}$  et  $T_{\text{entrée,sol}}$  sont les températures à la sortie et à l'entrée des puits géothermiques pour les conditions de design. Les termes  $q_a$ ,  $q_m$  et  $q_h$  sont, respectivement, la charge thermique moyenne annuelle au sol, la charge thermique moyenne mensuelle pour le mois de design, et la charge thermique horaire de pointe au sol. Les termes  $R_a$ ,  $R_m$  et  $R_h$  représentent les résistances thermiques équivalentes du sol pour des périodes respectives de plusieurs années (typiquement 10 ans), un mois et quelques heures.  $R_b$  est la résistance thermique équivalente du puits.

L'équation (II.25) évalue la longueur nécessaire de l'échangeur géothermique pour le pire scénario possible pour trois impulsions thermiques successives. Si par exemple, un système est dimensionné sur un horizon de 10 ans et que la charge horaire de pointe au sol est d'une durée de 6 heures, alors, tel que montré à la Figure II.8, les trois impulsions successives seront d'une durée de 10 ans suivi de périodes d'un 1 mois et de 6 heures.



**Figure II.8** : Représentation schématique des trois impulsions thermiques consécutives au sol

L'équation (II.25) est solutionnée deux fois, soit pour les pires conditions en chauffage et en climatisation. La valeur maximum déterminera la longueur requise de l'échangeur. Les paragraphes suivants fournissent des détails sur chacun des termes de l'équation (II.25).

Les charges thermiques au sol représentent l'énergie puisée ou rejetée dans le sol par les PAC. Les différentes charges au sol à considérer dans le calcul de la longueur d'un échangeur géothermique ( $q_a$ ,  $q_m$  et  $q_h$ ) sont obtenues à partir des besoins thermiques horaires du bâtiment et du coefficient de performance (COP) de la (ou des) PAC.

Par convention, dans les explications suivantes, les charges thermiques au sol en chauffage sont considérées positives alors que les besoins horaires du bâtiment en chauffage sont négatifs.

### 1. Le terme $q_h$ :

$$q_j = - \sum_{i=1}^n Q_{j,i} = - \sum_{i=1}^n C_{j,i} \left( 1 \pm \frac{1}{COP_{i,PAC}} \right) \quad kW \quad (II.26)$$

Les charges thermiques horaires au sol sont calculées à partir des besoins thermiques horaires de chacune des n zones considérées :

Où (signe « + » en climatisation et « - » en chauffage)

$q_j$  : est la charge thermique rejetée (puisée) dans le sol à l'heure j;

$Q_{j,i}$  : est la charge thermique rejetée (puisée) dans la boucle thermique par la zone i à l'heure j;

$C_{j,i}$  : représente les besoins thermiques de la zone i à l'heure j;

$COP_{i,PAC}$  est le COP de la PAC de la zone i pour le mode en cours (chauffage si  $C_{j,i}$  est négatif et climatisation si  $C_{j,i}$  est positif).

Ce calcul est effectué pour chaque heure de l'année et les valeurs de  $q_h$  en climatisation et en chauffage sont obtenues pour chaque mois en prenant les valeurs maximum et minimum de chaque mois:

$q_h$  (chauffage) pour chaque mois = Maximum de  $q_j$  durant le mois

$q_h$  (climatisation) pour chaque mois = Minimum de  $q_j$  durant le mois (II.27)

Finalement les valeurs de  $q_h$  requises à l'équation (II.25) sont les valeurs maximum et minimum parmi les 12 valeurs mensuelles.

### 2. Le terme $q_m$ :

La valeur de  $q_m$  est évaluée de façon suivante :

$$q_{m,i} = \frac{\sum_{k=1}^n q_{k,j} \cdot \Delta t}{n} \quad kW \quad (II. 28)$$

Où  $n$  le nombre d'heure dans le mois  $i$  et  $\Delta t$  le pas de temps des charges du bâtiment (généralement une heure). Le terme  $q_{k,j}$  est la charge thermique rejetée (puisée) dans le sol à l'heure  $k$  du mois  $i$ .

La valeur à utiliser dans l'équation (II.25) est celle calculée pour le mois où  $q_h$  se produit ( $q_h$  maximum pour la longueur en chauffage et  $q_h$  minimum pour la longueur en climatisation, voir l'équation (II.27).

### 3. Le terme $q_a$ :

La charge thermique moyenne annuelle correspond au déséquilibre thermique annuel du sol. Il s'agit d'une valeur qui s'applique autant pour le calcul de la longueur en climatisation qu'en chauffage. Pour calculer ce déséquilibre thermique, l'équation (II.29) est utilisée :

$$q_a = \frac{\sum_{i=1}^{8760} q_{h,j} \cdot \Delta t}{8760} \quad kW \quad (II. 29)$$

### 4. Le terme $T_g$ :

La température du sol non perturbé peut être obtenue à partir de différentes sources. Une approximation de celle-ci être fait en considérant la température moyenne de l'air sur une année (Hellström, 1991).

### 5. Les termes $T_{sortie,sol}$ , $T_{entrée,sol}$ :

Les températures à l'entrée et à la sortie des puits géothermiques ( $T_{sortie,sol}$ ,  $T_{entrée,sol}$ ) sont déterminées pour les conditions de design. La valeur de  $T_{sortie,sol}$ , qui est aussi la température à l'entrée des PAC, étant fixées. La température à l'entrée des puits est obtenue en effectuant un bilan d'énergie sur l'échangeur géothermique :

$$T_{entrée,sol} = T_{sortie,sol} - \frac{q_h}{m \cdot Cp} \quad (II. 30)$$

Où  $m$  est le débit massique de fluide caloporteur,  $Cp$  sa chaleur spécifique et  $q_h$  la charge de pointe au sol en chauffage ou en climatisation.

### 6. Le terme $T_p$ :

Bernier et al. (2008) proposent une corrélation pour calculer  $T_p$ , basée sur la fonction de corrélation  $F$ , qui dépend de quatre paramètres et prend la forme suivante :

$$T_p = \frac{q_a}{2\pi k} F t t_s, B H, NB, A \quad (\text{II.31})$$

Où  $H$  est la profondeur des puits,  $B$  est l'espacement entre deux puits,  $NB$  est le nombre de puits,  $A$  est le rapport entre le nombre de puits sur le plus long côté et le nombre de puits sur le plus petit côté, et  $t_s$  est un temps caractéristique non dimensionnel qui correspond à  $H^2/9\alpha$  ( $\alpha$  est la diffusivité thermique du sol). La fonction de corrélation  $F$  a la forme suivante :

$$F = \prod_{i=0}^{36} b_i \times c_i \quad (\text{II.32})$$

Les coefficients de l'équation (II.32) sont donnés à l'annexe 1. cette corrélation a toutefois quelques restrictions. Premièrement, elle n'est valide que pour une valeur de  $B$ . De plus, les paramètres de l'équation ne sont valides que pour les conditions suivantes :

$$\begin{aligned} -2 \leq \ln(t/t_s) &\leq 3 \\ 4 \leq NB &\leq 144 \\ 11 \leq A &\leq 9 \\ 0.05 \leq B/H &\leq 0.1 \end{aligned} \quad (\text{II.33})$$

Il est noter que  $T_p$  est obtenue par calculs itératifs car elle dépend de la longueur des puits et que celle-ci dépend de la valeur de  $T_p$ .

### 7. Les résistances thermique équivalentes du sol : $R_a$ , $R_m$ et $R_h$

Les résistances thermiques équivalentes du sol tiennent compte du transfert de chaleur transitoire entre la paroi d'un puits géothermique et la température du sol non perturbé. Leurs expressions sont données par les expressions suivantes :

$$\begin{aligned} R_h &= \frac{1}{k} G \alpha t_h r_{puits}^2 \\ R_m &= \frac{1}{k} G \alpha t_{m+h} r_{puits}^2 - G \alpha t_h r_{puits}^2 \\ R_a &= \frac{1}{k} G \alpha t_{a+m+h} r_{puits}^2 - G \alpha t_{m+h} r_{puits}^2 \end{aligned} \quad (\text{II.34})$$

Où

- $K$  : représente la conductivité thermique du sol ( $\text{W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$ )
- $G$  : représente la solution analytique de la source cylindrique
- $\alpha$  : est la diffusivité thermique du sol ( $\text{m}^2/\text{jour}$ )

$r_{puits}$  : est le rayon des puits géothermiques.

Les indices  $a$ ,  $m$  et  $h$  apposées au temps  $t$  représentent la durée des trois impulsions thermiques décrites plus tôt.

Afin d'éviter le calcul relativement complexe de la fonction  $G$ , Philippe et al. (2010) proposent des corrélations pour des impulsions thermiques d'une de 10 ans, 1 mois et 6 heures. Les différentes résistances thermiques sont représentées par l'expression suivante :

$$R = \frac{1}{k} f(\alpha, r_{puits})$$

$$f = a_0 + a_1 r_{puits} + a_2 r_{puits}^2 + a_3 \alpha + a_4 \alpha^2 + a_5 \ln \alpha + a_6 \ln(\alpha)^2 + a_7 r_{puits} \alpha + a_8 r_{puits} \ln \alpha + a_9 \alpha \ln(\alpha)$$
(II.35)

Comme le montre l'équation (II.35), la fonction de corrélation  $f$ , ne dépend que de deux paramètres dimensionnels,  $\alpha$  et  $r_{puits}$  exprimé respectivement en  $m^2/\text{jour}$  et en  $m$ . les coefficients de corrélations pour  $f_{6h}$ ,  $f_{1m}$  et  $f_{10ans}$  sont données à l'annexe 1.

### 8. Résistance thermique équivalente du puits :

La résistance thermique équivalente d'un puits est la résistance thermique entre le fluide caloporteur et la paroi du puits. Pour calculer cette résistance, l'hypothèse d'une température du fluide le long du tube en  $U$  est utilisée. Cette température est supposée égale à la moyenne des températures à l'entrée et à la sortie du puits géothermiques :

$$T_m = \frac{T_{entrée,sol} + T_{sortie,sol}}{2}$$
(II.36)

La résistance thermique équivalente du puits composée de trois résistances thermiques élémentaires et prend la forme suivante :

$$R_b = R_g + \frac{R_p + R_{conv}}{2}$$
(II.37)

Ces trois résistances thermiques,  $R_g$ ,  $R_p$  et  $R_{conv}$ , sont respectivement la résistance du coulis, la résistance (par conduction) de chacun des tuyaux et la résistance convective à l'intérieur de chacun des tuyaux. Hellström (1991) a proposé de calculer ces résistances par les équations analytiques suivantes :

$$R_{conv} = \frac{1}{2\pi r_{p,in} h_{conv}}$$
(II.38)

$$R_p = \frac{\ln(r_{p,ext} / r_{p,int})}{2\pi k_{tuyau}}$$
(II.39)

$$R_g = \frac{1}{4\pi k_{coulis}} \ln \frac{r_{puits}}{r_{p,ext}} + \ln \frac{r_{puits}}{L_U} + \frac{k_{coulis} - k_{sol}}{k_{coulis} + k_{sol}} \cdot \ln \frac{r_{puits}^4}{r_{puits}^4 - \frac{L_U^4}{2}} \quad (II.40)$$

Où  $h_{conv}$  est le coefficient de convection entre le fluide et le tuyau,  $r_{p,ext}$  et  $r_{p,int}$  sont respectivement les rayons extérieur et intérieur du tuyau,  $k_{tuyau}$  est la conductivité thermique du tuyau,  $k_{coulis}$  est la conductivité thermique du coulis,  $r_{puits}$  est le rayon du puits,  $L_U$  est la distance centre à centre entre les deux tuyaux du tube en U et  $k_{sol}$  est la conductivité thermique du sol. la figure (II.6) qui montre une coupe transversale d'un puits géothermique illustre ces différentes dimensions et propriétés.

## II.2 Régime thermique du sol :

### II.2.1. Capacité thermique volumique du sol $C_f$ :

La capacité thermique volumique  $C_f$  du sol s'obtient par sommation de la contribution de chacune des composantes du sol :

$$C_f = \sum_i C_{fi} \varepsilon_i \quad (II.41)$$

Où :

$C_{fi}$  : Capacité thermique volumique de la composante  $i$

$\varepsilon_i$  : Fraction volumique de la phase  $i$

Soit :

$$C_f = C_{fs}\varepsilon_s + C_{fl}\varepsilon_l + C_{fg}\varepsilon_g \quad (II.42)$$

Ou encore ( $C_{fg} \approx 0$ ) et en différenciant les contributions de composantes minérales et organiques :

$$C_f = C_{fm}\varepsilon_m + C_{fl}\varepsilon_l + C_{fo}\varepsilon_o \quad (II.43)$$

m,l,o : composantes minérales, liquide et organique.

**Tableau II.2.** Valeurs de la capacité thermique volumique des composants du sol

Elément minéraux	$2.10^6$
Matière organiques	$2.5.10^6$
Eau	$4.2.10^6$
Air	1250

$J.m^{-3}.K^{-1}$

Habituellement dans les sols :  $10^6 < C_f < 3.10^6 \text{ J.m}^{-3}.\text{K}^{-1}$ .

### II.2.2. Estimation du flux de chaleur $\varphi$ dans le sol :

Le flux de chaleur  $\varphi$  dans le sol peut être estimé par la relation suivante :

$$\varphi = \sum_i C_{fi} \frac{\Delta T_i}{\Delta t} \Delta z_i \quad (\text{II. 44})$$

$\varphi$  : flux de chaleur dans le sol ( $\text{J.m}^{-2}.\text{s}^{-1}$ )

$C_{fi}$  : capacité thermique volumique du sol au point  $i$

$T_i$  : température du sol au point  $i$

$t$  : temps

$z_i$  : hauteur de sol prospectée par le thermomètre  $i$

Il est ainsi nécessaire de disposer des sondes de température à différentes profondeurs :

$$C_{fi} = \sum_j C_{fj} \varepsilon_j \quad (\text{II. 45})$$

Où :

$C_{fj}$  : capacité thermique volumique de la composante  $j$

$\varepsilon_j$  : fraction volumique de la composante  $j$

### II.2.3. Modélisation des fluctuations de température à la surface du sol :

Avec la fonction sin :

$$T(t) = T_{moy} + A \sin(wt - t_0) \quad (\text{II. 46})$$

Où :

$T_{moy}$  : température moyenne de la période considérée

$A$  : amplitude

$w$  : fréquence angulaire  $w = \frac{2\pi}{\tau}$

$\tau$  : période

$t_0$  : moment où la température moyenne est atteinte

En effet pour  $t = t_0$  :  $\sin w t - t_0 = 0$  et  $T = T_{moy}$

Avec la fonction cos :

$$T t = T_{moy} + A \cos w t - t_0 \quad (\text{II. 47})$$

Où :

$t_0$  : moment où la température maximale est atteinte

En effet pour  $t = t_0$  :  $\cos w t - t_0 = 1$  et  $T = T_{moy} + A = T_{max}$

#### II.2.4. La solution analytique de l'équation de transfert de chaleur à diffusivité thermique constante (Carslaw et Jäger, 1957) :

La solution analytique de l'équation de transfert de chaleur à diffusivité thermique constante

$$\frac{\partial T}{\partial t} = D_f \frac{\partial^2 T}{\partial z^2}$$

Avec les conditions aux limites suivantes :

Supérieure :  $T(0, t) = T_{moy} + A \cos w t - t_0$

Inférieure :  $T(\alpha, t) = T_{moy}$ , est de la forme :

$$T(z, t) = T_{moy} + A \exp\left(\frac{-z}{d}\right) \cos\left(w t - t_0 - \frac{z}{d}\right) \quad (\text{II. 48})$$

Avec :

$$d = \frac{2D_f}{w}^{0.5}$$

$D_f$  : diffusivité thermique

Commentaires :

- A toutes profondeurs, la température suit une loi sinusoïdale
- L'amplitude décroît avec la profondeur selon la loi  $A \exp\left(\frac{-z}{d}\right)$
- L'onde est retardée et déphasée par rapport à la surface d'une valeur  $\Delta t = \frac{-z}{wd}$
- A toutes les profondeurs, la période est la même :  $\tau = \frac{2\pi}{w}$
- Toutes profondeurs présentent la même valeur de température moyenne  $T_{moy}$

# Chapitre III

*Notions sur l'analyse énergétique et  
exergétique.*

### III.1. Introduction :

Il est usuel d'exprimer l'efficacité des transformations énergétiques par le calcul du rendement énergétique, soit le ratio entre l'énergie utile produite et l'énergie consommée. En effet, en vertu de premier principe de thermodynamique, l'énergie se conserve, le calcul du rendement énergétique d'une transformation permet de chiffrer son efficacité quantitative et, de là, les pertes.

L'approche exergétique, tout aussi rigoureuse que l'approche énergétique, découle comme l'analyse entropique du second principe de la thermodynamique, et exprime la dégradation de l'énergie lors d'une transformation. Depuis les travaux du physicien français Carnot à la fin du 18<sup>ème</sup> siècle, on sait que la chaleur est une forme dégradée de l'énergie (si un travail mécanique peut être intégralement transformé en chaleur, l'inverse n'est pas vrai) et que les niveaux de température des sources d'énergie sont déterminants lors des transformations d'énergie sous forme thermique ou mécanique. L'avantage de l'approche exergétique sur l'approche entropique est que le calcul d'un rendement exergétique, toujours inférieur à 100 % est plus parlant que le calcul d'un rendement entropique qui est supérieur à 100 %.

C'est George Gouy qui en 1889 a défini la notion d'*énergie utilisable* rebaptisée depuis *exergie*.

### III.2. Rappels thermodynamiques :

#### III.2.1. Premier principe de la thermodynamique :

Historiquement, la thermodynamique a d'abord été un outil d'analyse de la conversion de la chaleur en énergie mécanique : le Français Sadi Carnot fut un pionnier en publiant en 1824 ses *Réflexions sur la puissance motrice du feu*. Nous allons maintenant introduire sous une formulation simple les bases de la thermodynamique nécessaires à la compréhension de la conversion de la chaleur en énergie mécanique et vice versa [17].

La première loi de la thermodynamique sous sa forme mathématique définit l'énergie totale d'un système clos comme :

$$\Delta E = Q - W \quad (\text{III.1})$$

Où : Q est la chaleur apportée au système et W est le travail effectué par le système.

Cette loi donne tout simplement l'expression quantitative du principe de conservation de l'énergie :

« L'énergie ne se perd pas et ne se crée pas, elle peut se transformer d'une forme à l'autre. C'est la loi de conservation et de la transformation de l'énergie ».

Le premier principe, connu aussi sous le nom de *principe de l'équivalence*, exprime que l'énergie contenue dans un système isolé ou qui évolue selon un cycle fermé reste constante, quelles que soient les transformations qu'il subit. Les différentes formes que peut prendre l'énergie d'un système : énergie mécanique, énergie calorifique, énergie potentielle, énergie cinétique sont toutes équivalentes entre elles au sens du premier principe [19].

### III.2.2. Définition de l'énergie interne U :

La variation totale d'énergie,  $\Delta E$  peut être décomposée en plusieurs formes particulières de l'énergie :

$$\Delta E = \Delta E_c + \Delta E_p + \Delta U = Q - W \quad (\text{III.2})$$

Où

$E_c$  : Énergie cinétique du system égale à :  $\sum_i \frac{1}{2} m_i v_i^2$

$E_p$  : Énergie potentielle due à la force de gravité est de même donnée par :  $\sum_j m_j g z_j$

U : énergie interne.

La fonction énergie interne U est propre à la thermodynamique à l'échelle microscopique, elle représente l'énergie cinétique et potentielle des molécules, atomes et particules subatomiques qui constituent le système.

Dans le cas où un processus laisse inchangée l'énergie cinétique et l'énergie potentielle du système, on peut écrire pour une transformation infiniment petite :

$$dU = \delta Q - \delta W \quad (\text{III.3})$$

Donc, on constate que la variation d'énergie totale du système n'a d'autre effet que de modifier l'énergie interne seulement.

En outre, si l'enceinte est indéformable

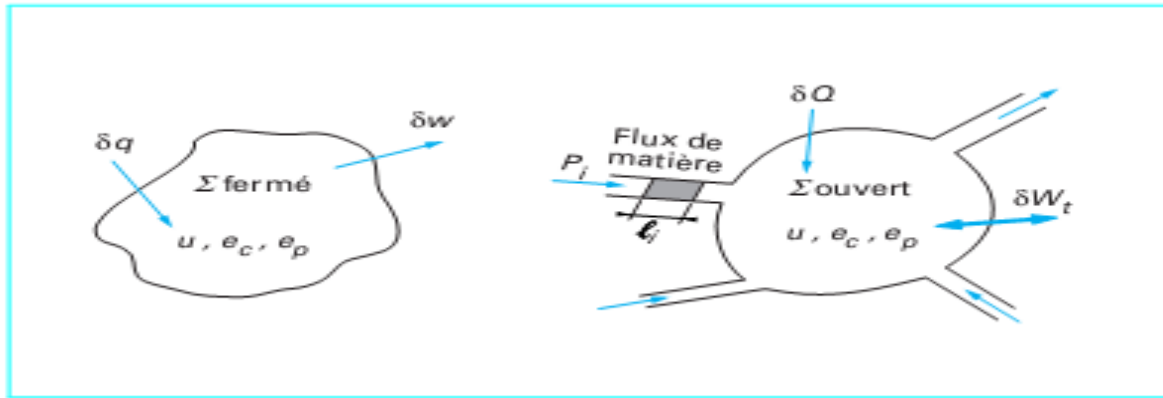
$$\delta W = 0 \quad (\text{III.4})$$

Q et W dépendent du chemin parcouru par le processus et ils ne sont pas des propriétés thermodynamiques du système ( $\delta$  quantité infinitésimale), U dépend de l'état du système mais pas du chemin suivi par le processus.

### III.2.3. Bilan énergétique d'un système ouvert :

Pour un système fermé, évoluant entre les états 1 et 2 et éventuellement en déplacement, le principe de la conservation de l'énergie s'écrit :

$$w_{12} + q_{12} = \Delta u_{12} + \Delta e_{c12} + \Delta e_{p12} = \Delta e_{t12} \quad (\text{III.5})$$



**Figure (III.1) :** schématisation d'un système fermé et d'un système ouvert

Les échanges énergétiques d'origine mécanique et thermique entraînent une variation d'énergie propre du système ou d'énergie totale  $\Delta e_t$ .

Lorsque le système est ouvert, pour les flux à travers la frontière (échange), il y a lieu de tenir compte de l'énergie accompagnant la matière qui entre ou sort du système (figure II.1) par les diverses canalisations  $i$ . Cette énergie se présente sous trois formes qui, pour un laps de temps  $t$  s'écrivent :

$$\text{-- énergie interne} = \sum_i m_i u_i$$

$$\text{-- énergie cinétique} = \sum_i \frac{1}{2} m_i v_i^2$$

$$\text{-- énergie potentielle} = \sum_i m_i g z_i$$

Avec  $m_i$  est le flux de fluide correspondant au flux de matière dans la canalisation  $i$  durant le temps  $t$  ; elle est comptée positivement si le fluide entre dans le système ;  $u_i$ ,  $v_i$ ,  $z_i$  sont respectivement l'énergie interne massique, la vitesse et l'altitude du fluide lorsque celui-ci traverse la frontière entre le système et le milieu extérieur.

Le fait de prendre une valeur unique pour  $u$ ,  $e$  et  $z$  revient à supposer que la température, la pression, la vitesse et l'altitude sont constantes à l'endroit où le fluide traverse la frontière. C'est une hypothèse simplificatrice, justifiée dans la plupart des applications. Il convient aussi de noter que dans le cas où le fluide est un gaz, la variation d'énergie potentielle est toujours négligeable devant les autres termes. Dans le bilan énergétique d'un système ouvert, on considère à part l'échange d'énergie mécanique  $\delta W_t$  du système avec l'extérieur hormis les canalisations d'apport ou de départ de fluide ( $\delta W_t$  correspond à l'énergie récupérée ou produite sur les parties mobiles du système ; c'est le travail technique). Il y a donc lieu d'introduire par ailleurs dans le bilan, l'énergie produite par l'effet piston du fluide en transit dans les canalisations. Cette énergie a pour expression :

$$\sum_i p_i \Omega_i l_i \quad (\text{III.6})$$

Ou, en notant que :  $\Omega_i l_i = V_i m_i$  (III.7)

Où :

$\Omega_i$  : la section de passage (m<sup>2</sup>)

$l_i$  : la longueur unitaire (m)

$V_i$  : le volume massique du fluide (m<sup>3</sup>.kg<sup>-1</sup>)

$m_i$  : la masse du fluide (kg)

$p_i$  : la pression exercé (Pa)

Ainsi, pour une évolution dans un laps de temps infiniment court dt, le premier principe de la thermodynamique s'écrit :

$$\sum_i dm_i p_i V_i + \sum_i dm_i u_i + \sum_i \frac{1}{2} dm_i v_i^2 + \sum_i dm_i g z_i + \delta w_t + \delta Q = dU + dE_c + dE_p \quad (III.8)$$

Sachant que :  $h = u + pv$

$$\sum_i h_i dm_i + \sum_i \frac{1}{2} dm_i v_i^2 + \sum_i dm_i g z_i + \delta w_t + \delta Q = dU + dE_c + dE_p \quad (III.9)$$

Si on note par :

$$h_t = \frac{v^2}{2} + gz \quad \text{L'enthalpie totale de l'unité de masse de fluide}$$

$$E_t = E_c + E_p + U \quad \text{L'énergie totale du système}$$

Alors l'équation (III.9) devient [16] :

$$h_{ti} dm_i + \delta w_t + \delta Q = dE_t \quad (III.10)$$

### III.2.4. Système ouvert en régime permanent :

Si le système, délimité par sa frontière fixe, est en régime permanent (pas de variation en un lieu donné de ses propriétés au cours du temps) son énergie totale est constante

$$dE_t = 0$$

Alors, en prenant les modules des masses de fluide entrant ou sortant du système, l'équation (III.10)

$$\delta w_t + \delta Q = \sum_{\text{sortant}} h_{ti} dm_i - \sum_{\text{entrant}} h_{ti} dm_i \quad (\text{III. 11})$$

### III.2.5. Deuxième principe de la thermodynamique :

Le premier principe postule l'équivalence des différentes formes d'énergie, mais il ne permet pas de prendre en compte un fait expérimental essentiel, qui est que, lorsqu'un système interagit avec son environnement, les transformations d'énergie qu'il subit ne peuvent s'effectuer dans un sens privilégié, que l'on ne peut inverser, sans modifier, qualitativement le système.

Ainsi la chaleur s'écoule naturellement d'un corps à température élevée vers un corps à basse température, mais l'inverse ne peut être réalisé qu'en utilisant une machine thermique complexe appelée frigopompe ou pompe à chaleur, ou bien en utilisant un composant électrique à effet Peltier.

Plusieurs énoncés existent pour ce second principe, nous allons en représenter deux [17].

**Enoncé original de Clausius** : cet énoncé postule « qu'il ne peut pas s'effectuer, sans compensation, le passage de chaleur d'un corps froid à un corps plus chaud ».

**Enoncé de Lord Kelvin** : « à l'aide d'un système qui décrit un cycle et qui n'est en contact qu'avec une seule source de chaleur, il est impossible de recueillir du travail ».

### III.2.6. Définition de l'entropie :

A toute phase sont attachées deux grandeurs  $T$  et  $s$ , dénommées respectivement température thermodynamique et entropie, tel que  $T$  est une fonction de la température seule (grandeur intensive), indépendante du système considéré, et  $s$  est une fonction des variables d'état du système.

Dans toute transformation élémentaire mettant en jeu un échange de chaleur  $\delta Q$  avec l'extérieur, on a  $\delta Q \leq T ds$ , l'égalité étant vérifiée si et seulement si la transformation est parfaite (non irréversible).

$$ds = \frac{\delta Q}{T} + ds_{\text{créée}} \quad (\text{III. 12})$$

$ds_{\text{créée}}$ , est positive ou nul, est appelée génération d'entropie ou entropie créée [20].

### III.2.7. Bilan entropique d'un système ouvert :

Pour un tel système la variation d'entropie est due à trois causes

- L'échange thermique avec le milieu extérieur :  $\sum_i \frac{\delta Q_i}{T_i}$

Avec  $T_i$  la température du système sur la frontière de l'échange thermique.

- Les irréversibilités internes :  $ds_{créée}$
- Les apports entropiques liés au flux de matière :  $\sum_i s_i dm_i$

Avec  $s_i$  l'entropie massique du fluide qui traverse la frontière au niveau de la canalisation et  $dm_i$  la masse qui pénètre dans le système durant le temps  $dt$  considéré.

On écrit :

$$ds = \sum_j \frac{\delta Q_j}{T_j} + \sum_i s_i dm_i + ds_{créée} \quad (\text{III. 13})$$

En régime permanent :  $ds = 0$

$$\sum_j \frac{\delta Q_j}{T_j} + \sum_i s_i dm_i + ds_{créée} = 0 \quad (\text{III. 14})$$

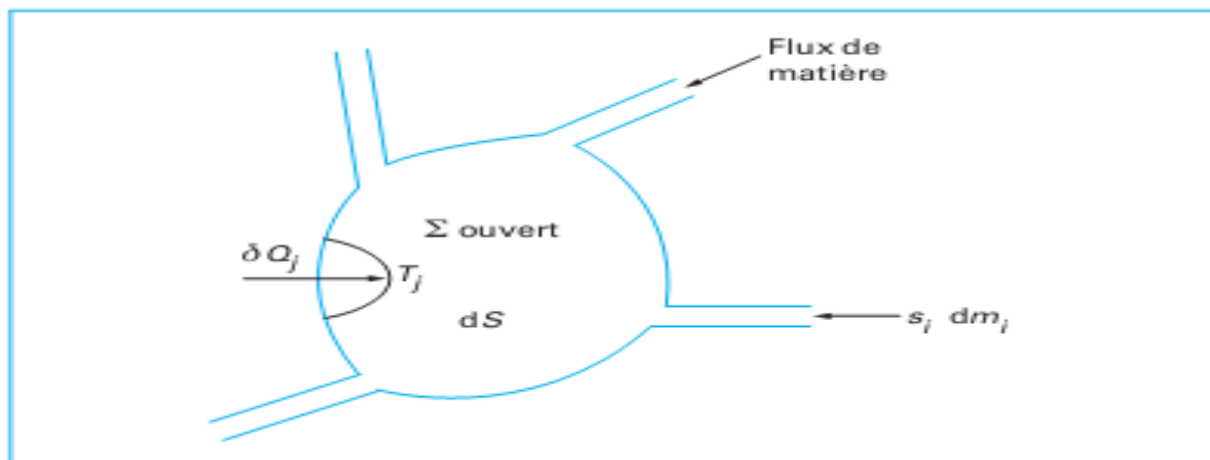


Figure (III.2) : Schématisation d'un système ouvert [18].

### III.3. Généralisation du concept d'exergie et d'exergie détruite :

Le premier principe nous a permis de rendre compte de la conservation de l'énergie alors que le second principe nous a permis de ne retenir que les transformations autorisées.

En combinant ces deux principes, nous allons introduire la notion d'exergie qui va permettre d'introduire une notion qualitative et quantitative très importante, celle de la qualité de l'énergie (en complément au premier principe qui a introduit la notion de quantité d'énergie). L'exergie intégrera donc d'une part les notions de quantité (1<sup>er</sup> principe) et de qualité (2<sup>ème</sup> principe) [17].

### III.3.1. Introduction à la notion d'exergie :

#### III.3.1.1. Revue historique :

L'exergie est une fonction thermodynamique habituellement utilisée pour déterminer l'efficacité énergétique d'un procédé. Elle est de plus référencée par rapport à l'environnement. C'est pourquoi, elle pourrait constituer une bonne candidate pour établir un lien avec les impacts environnementaux d'un procédé. La notion d'énergie utilisable pouvant être obtenue d'un système fermé n'échangeant de la chaleur qu'avec l'environnement a été introduite par Gouy en 1889 [22].

#### III.3.1.2. Définition de l'exergie :

L'énergie peut être décomposée en deux parties :

- Une composante « utile » : l'exergie,
- Une composante « inutile » ou « indispensable » : anergie (exergie détruite).

L'exergie est, par définition, le travail utile maximal que peut atteindre un porteur d'énergie dans les conditions imposées par un environnement donné. Sous le terme « porteur d'énergie » nous regroupons les flux de matière, la chaleur, le travail etc.... l'exergie est le travail maximal que peut fournir le système considéré en passant de l'état initial à un état d'équilibre avec l'environnement. Nous en détaillerons quelques expressions plus bas qui permettent d'éclairer la compréhension.

A l'opposé, l'anergie est l'énergie qui ne pourra jamais être transformée en travail, elle vaut :

$$an = T_0 s - s_0 \quad (\text{III. 15})$$

Où :

$an$  : anergie (J/kg)

$T_0$  : température de l'environnement (K)

$s$  : entropie spécifique du flux dans l'état considéré (J/(kg.K))

$s_0$  : entropie spécifique du flux à la température  $T_0$  et à la pression  $P_0$  (pression environnante).

L'exergie est une quantité thermodynamique caractéristique du porteur d'énergie, qui dépend à la fois de l'état du porteur considéré et de l'état de l'environnement qui l'entoure. C'est une mesure objective de la « valeur » thermodynamique, plus proche de la notion de coût que l'énergie. En effet, elle traduit la qualité de l'énergie, là où l'énergie ne traite que de quantité.

Nous allons donner l'expression de l'exergie associée à différents porteurs. On adoptera un signe positif quand le système effectue un gain.

- **Transfert de travail sur une frontière du système**

$$E_w = W \quad (\text{III. 16})$$

Où :

$E_w$  : exergie associée au transfert de travail sur une frontière du système (J)

$W$  : travail transféré (J)

Pour le travail et l'énergie électrique, l'exergie est égale à l'énergie. Ce sont en effet des formes *nobles* d'énergie par opposition aux formes dégradées, telles que la chaleur par exemple.

- **Transfert de chaleur**

$$E_Q = \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) \cdot Q \quad (\text{III. 17})$$

Où :

$E_Q$  : exergie associée au transfert de chaleur (J)

$Q$  : chaleur transférée (J)

$T$  : température à la frontière (là où s'effectue le transfert de chaleur) (K)

$T_0$  : température de l'environnement (K)

- **Exergie liée aux flux de matière**

Dans la littérature, l'exergie d'origine nucléaire, magnétique, ou électrique est négligée le plus souvent [25]. On obtient alors :

$$Ex_{tot} = Ex_c + Ex_p + Ex_{ph} + Ex_{ch} \quad (\text{III. 18})$$

Où :

$Ex_{tot}$  : exergie associée au flux de matière (J)

$Ex_c$  : exergie d'origine cinétique (égale à l'énergie cinétique du flux) (J)

$Ex_p$  : exergie d'origine potentielle (égale à l'énergie potentielle du flux) (J)

$Ex_{ph}$  : exergie d'origine thermodynamique (J)

$Ex_c$  : exergie d'origine chimique (J)

Précisons les expressions de  $Ex_{ph}$  et de  $Ex_{ch}$

L'exergie thermodynamique est due aux différences de température et de pression entre le flux et l'environnement. Dans le cas d'un système ouvert elle s'écrit :

$$Ex_{ph} = m \cdot (h - h_0 - T_0 (s - s_0)) \quad (\text{III. 19})$$

Où :

$m$  : masse (kg)

$T_0$  : température de l'environnement (K)

$h$  : enthalpie spécifique du flux (J/kg)

$h_0$  : enthalpie spécifique du flux à la température  $T_0$  et à la pression  $P_0$  (pression environnante)

$s$  : entropie spécifique du flux (J/(kg.K))

$s_0$  : entropie spécifique du flux à la température  $T_0$  et à la pression  $P_0$

L'exergie chimique  $Ex_{ch}$  est le travail que l'on récupérerait en amenant le flux de matière à l'équilibre chimique avec l'environnement. Cela pose le problème de la définition de l'équilibre chimique de l'environnement. Cependant, ce choix ne modifiera pas radicalement les résultats de l'analyse.

L'exergie chimique d'un gaz de référence (qui contribue à former l'atmosphère de référence) est définie par rapport aux pressions partielles [Cornelissen, 1997], l'exergie ici définie est l'exergie spécifique en J/mol

$$Ex_{ch} = RT_0 \ln \frac{P_0}{P_{00}} \quad (\text{III. 20})$$

Où :

$R$  : constante universelle des gaz parfait ( $R = 8,314\text{J}/(\text{K}\cdot\text{mol})$ )

$T_0$  : température de l'environnement (K)

$P_0$  : pression environnante (Pa)

$P_{00}$  : pression partielle du gaz dans l'état de référence (Pa)

Pour la plupart des combustibles, l'exergie chimique est très proche de leur pouvoir calorifique inférieur.

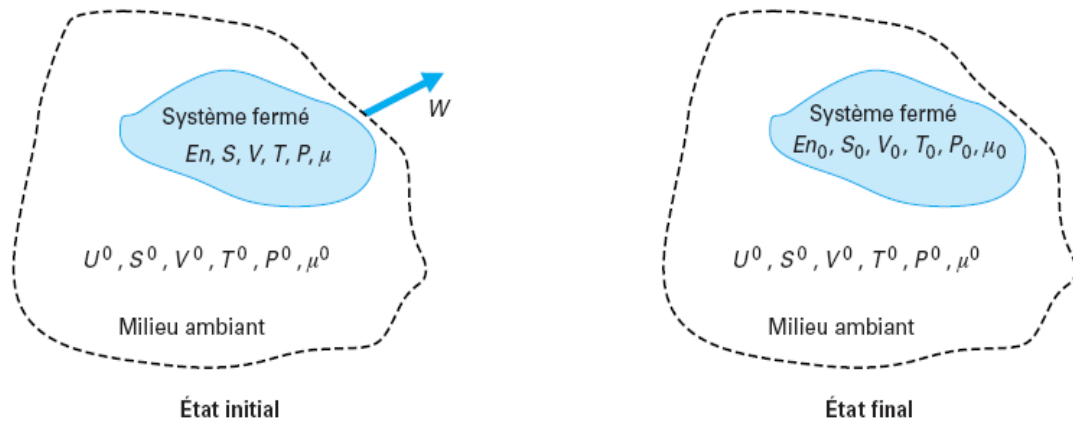


Figure (III.3) : système fermé et son milieu ambiant

**III.3.1.3 Bilan exergétique :**

**III.3.1.3.1 Système fermé cyclique ditherme :**

Considérons un système fermé ditherme qui échange de chaleur avec uniquement deux source de chaleur ainsi que du travail mécanique avec l'extérieur

$$\left. \begin{aligned}
 1^{er} \text{ principe : } q_{s,c} + q_{s,f} + w &= 0 \dots\dots\dots(a) \\
 2^{eme} \text{ principe : } \frac{q_{s,c}}{T_{s,c}} + \frac{q_{s,f}}{T_{s,f}} + \Delta S_{c\acute{e}e} &= 0 \dots\dots\dots(b)
 \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots(III.21)$$

Avec :

$q_{s,c}$  et  $q_{s,f}$  : Les chaleurs échangées avec les sources respectivement source chaude, source froide.

$\frac{q_i}{T_i}$  : L'entropie échangée avec l'extérieur provenant des échanges de chaleur.

$\Delta S_{c\acute{e}e}$  : La production de l'entropie.

Multiplions l'équation (b) par  $T_0$  avec  $T_0$  est la température de « référence », la température de référence est la température du milieu ambiant, on obtient :

$$T_0 \frac{q_{s,c}}{T_{s,c}} + T_0 \frac{q_{s,f}}{T_{s,f}} + T_0 \Delta S_{c\acute{e}e} = 0 \tag{c}$$

Faire la différence (a) – (c) conduit à :

$$q_{s,c} \left(1 - \frac{T_0}{T_{s,c}}\right) + q_{s,f} \left(1 - \frac{T_0}{T_{s,f}}\right) + w + T_0 \Delta s_{c\acute{e}e} = 0 \quad (\text{III. 22})$$

Avec :  $\Delta s_{c\acute{e}e} \geq 0$

Définissons le facteur de Carnot correspondant à la température T par :

$$\theta = 1 - \frac{T_0}{T} \quad (\text{III. 23})$$

Et exergie détruite due aux irréversibilités par :

$$Ex_{detruite} = T_0 \Delta s_{c\acute{e}e} \quad (\text{III. 24})$$

L'équation (II.16) s'écrit :

$$\theta_{s,c} q_{s,c} + \theta_{s,f} q_{s,f} + w + Ex_{detruite} = 0 \quad (\text{III. 25})$$

$\theta_i T_i$  : est l'exergie correspondant à la chaleur échangée, cette exergie est étale au produit de la chaleur par le facteur de Carnot et notée  $Ex_Q$ .

$w$  : l'exergie associée à l'énergie mécanique [17].

### III.3.1.3.2 Système ouvert en régime permanent :

La variation d'exergie  $dEx$  d'un système ouvert thermomécanique pendant le temps  $dt$  provient :

- Des échanges exergetiques accompagnant les échanges énergetiques soit :

$$\delta w_t + \delta Q_i \left(1 - \frac{T_0}{T_i}\right)$$

- Des échanges exergetique accompagnant les flux de matiere  $dm_i$  dans chaque canalisation (compté positivement si le fluide entre dans le système :

$$(h_{ti} - T_0 s_i) dm_i = ex_i dm_i$$

En notant que :

$ex_i$  : exergie massique de la matiere échangé avec l'extérieur.

$$ex_i = h_{ti} - T_0 s_i \quad (\text{III. 26})$$

- De la perte d'exergie due aux irréversibilités interne [18] :

$$T_0 ds_{créée}$$

Pour un système ouvert en régime stationnaire échangeant de la chaleur avec n source de chaleur les deux premiers principes donnent :

$$\left. \begin{aligned} \delta Q_i + \delta w + (h_{ti} dm_i) &= 0 \text{ (a)} \\ \frac{\delta Q_i}{T_i} + s_i dm_i + ds_{créée} &= 0 \text{ (b)} \end{aligned} \right\} \quad \text{(III.27)}$$

En multipliant l'équation (b) par  $T_0$  et en soustrayant le résultat obtenu de l'équation (a), il vient :

$$\delta w_t + \sum_j \delta Q_j \left(1 - \frac{T_0}{T_j}\right) + \sum_i ex_i dm_i - T_0 ds_{créée} = 0 \quad \text{(III.28)}$$

A partir de cette équation on peut définir l'exergie détruite d'un système qui fonctionne en régime permanent comme suit :

$$Ex_{détruite} = \delta w_t + \sum_j \delta Q_j \left(1 - \frac{T_0}{T_j}\right) + \sum_i ex_i dm_i \quad \text{(III.29)}$$

Rapportée à l'unité de temps, le taux d'exergie détruite s'écrit après intégration :

$$Ex_d = T_0 S_{généree} = w + \sum_j Q_j \left(1 - \frac{T_0}{T_j}\right) + \sum_i mex_i \text{ entrée} - \sum_i mex_i \text{ sortie} \quad \text{(III.30)}$$

Pour un système qui n'échange pas de chaleur avec le milieu extérieur :

$$Ex_{détruite} = \delta w_t + \sum_i ex_i dm_i \quad \text{(III.31)}$$

Ou :

$$Ex_d = w + \sum_i mex_i \text{ entrée} - \sum_i mex_i \text{ sortie} \quad \text{(III.32)}$$

Et pour un système qui ne reçoit et n'effectue aucun travail

$$Ex_{détruite} = \sum_i \delta Q_i \left(1 - \frac{T_0}{T_i}\right) + \sum_i ex_i dm_i \quad \text{(III.33)}$$

Ou :

$$Ex_d = \sum_j Q_j \left(1 - \frac{T_0}{T_j}\right) + \sum_i m_{ex_i} \text{entrée} - \sum_i m_{ex_i} \text{sortie} \quad (III. 34)$$

Et pour un système qui n'échange ni de chaleur et qui n'effectue aucun travail

$$Ex_{destruite} = ex_i dm_i \quad (III. 35)$$

Ou :

$$Ex_d = \sum_i m_{ex_i} \text{entrée} - \sum_i m_{ex_i} \text{sortie} \quad (III. 36)$$

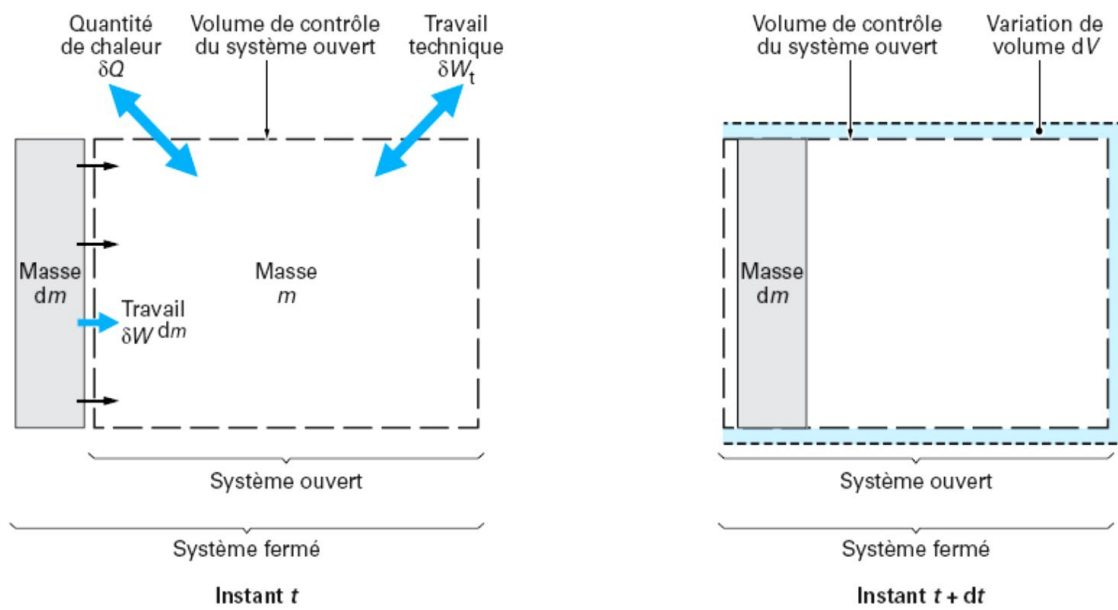


Figure III.4 : système ouvert en présence d'un flux de matière.

### III.3.1.4 Limites de l'exergie :

Si l'exergie est un outil prometteur car tenant compte de l'efficacité des transformations mises en jeu dans un procédé et de la dégradation de l'environnement, certaines limites existent cependant car l'exergie :

- Ne donne pas d'indications concernant l'utilisation de ressources renouvelables ou pas,
- Ne prend pas en compte la difficulté de conversion d'une énergie primaire donnée (conversion plus difficile à partir de l'énergie solaire qu'à partir du pétrole ou du gaz naturel),

- Ne prend que très peu en compte la conformation géométrique des molécules (isomères).

### III.4. Irréversibilités :

En pratique, les systèmes convertisseurs n'évoluent pas réversiblement et qu'il y a création d'entropie. Ce fait conduit à deux notions d'irréversibilité.

**Irréversibilité interne :** elle correspond à une création d'entropie  $ds_{cr.int}$ . Elle est due au système lui-même qui ne peut pas évoluer de façon réversible. Comme exemples d'irréversibilité interne on peut citer :

- Les frottements entre pièces ou éléments matériels en contact à l'intérieur d'un système.
- Les réactions chimiques non équilibrées.
- Les frottements atomiques ou électroniques ou entre particules fluides, etc.

**Irréversibilité externe :** elle correspond à une création d'entropie  $ds_{cr.ext}$ . Elle caractérise l'irréversibilité des échanges énergétiques. Elle a lieu lorsque deux systèmes, sont mis en relation [21].

Dans un système quelconque la variation d'exergie dans un volume de contrôle est due à ces irréversibilités tel que :  $ds_{crée} = ds_{cr.ext} + ds_{cr.int}$ .

Gouy stodola donna une relation qui déclare que l'irréversibilité d'un processus est le produit de la génération d'entropie pour tous les systèmes participant au processus et de la température de l'environnement [24].

$$I = T_0 S_{crée} = T_0 \left( m_s s_s - m_e s_e - \sum_i \frac{Q_i}{T_i} \right) \quad (\text{III. 37})$$

### III.5. Rendement exergetique :

La première forme du rendement exergetique peut est définie comme suit :

$$\varepsilon_{PAC,2} = \frac{Ex_{sort}}{Ex_{ent}} = 1 - \frac{Ex_{det}}{Ex_{ent}} \quad (\text{III. 38})$$

La deuxième forme du rendement exergetique, qui s'appelle l'efficacité raisonnable ou la combinaison d'efficacité raisonnable, était définie par Kotas (1985) comme le rapport de l'exergie désirée produite à l'exergie utilisée, à savoir :

$$\varepsilon_{PAC,2} = \frac{Ex_{désiré}}{Ex_{utilisé}} \quad (\text{III. 39})$$

$Ex_{désiré}$ , est la somme de tous les transferts d'exergie à partir du système, qui doit être considéré comme constituer le rendement désiré, plus tout sous-produit, qui est produit par le système, alors que  $Ex_{utilisé}$  est l'exergie exigée entrante pour que le processus soit exécuté.

L'efficacité exergetique d'un échangeur de chaleur, à savoir le condensateur et l'évaporateur est mesurée par l'augmentation de l'exergie du flux froid divisé par la diminution de l'exergie du flux chaud [25] :

$$\varepsilon_{e,c} = \frac{m_{froid} \, ex_{f,s} - ex_{f,e}}{m_{chaud} \, ex_{c,e} - ex_{c,s}} \quad (\text{III. 31})$$

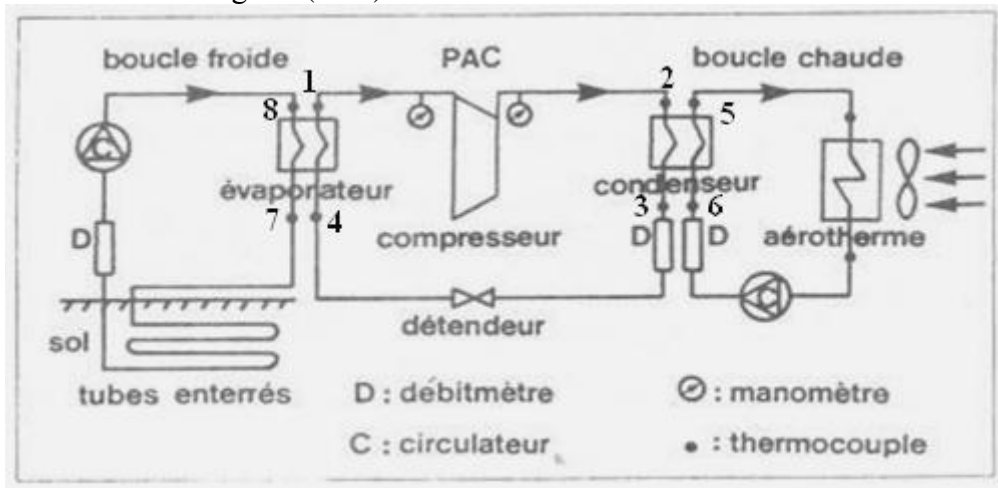
# Chapitre IV

*Analyse énergetique d'une PAC sol-eau*

Le premier principe de la thermodynamique ne prend pas en compte la qualité de l'énergie. Il considère l'énergie mécanique calorifique au même niveau. L'exergie différencie bien ces deux types d'énergie. Elle est l'outil privilégié pour comparer et optimiser les systèmes thermodynamiques en général et les pompes à chaleur en particulier grâce au bilan exergetique. Ce dernier permet d'étudier la répartition des irréversibilités dans un système et de comptabiliser la contribution de chaque composant dans les pertes exergetique globales de ce système.

#### IV.1. Description du système :

La pompe à chaleur est du type sol-eau. Elle est dimensionnée pour fournir une puissance thermique de l'ordre de 7KW au condenseur, la puissance nominale de compresseur est de 3 KW. Elle est installée dans un hall d'essais de 2 700 m<sup>2</sup> de surface au sol et de hauteur moyenne de 20 m. La puissance thermique fournie au condenseur, est dissipée dans ce hall par l'intermédiaire d'un aérotherme. L'évaporateur est relié à un échangeur enterré dans le sol au voisinage du bâtiment. Dans cette boucle froide circule l'eau glycolée 30 % pour éviter le gèle de l'eau pendant le fonctionnement de la PAC. Le rendement de la compression est estimé à 80 %. Le schéma de l'ensemble est donné sur la figure (IV.1).



**Figure (IV.1).** Schéma de principe de la pompe à chaleur.

Le fluide frigorigène utilisé est le R22. Lors d'un essai de fonctionnement les valeurs des différentes variables d'état et des paramètres relevés sur l'installation sont :

Basse pression : 3,13 bar.

Haute pression : 19,12 bar.

Température d'évaporation : -13,5°C.

Surchauffe de vapeur : 2°C.

Débit de fréon mesuré : 0,0265 Kg/s.

#### **Evaporateur :**

Température sortie évaporateur : -16,2°C.

Pression de sortie évaporateur : 2,83 bar.

#### **Echangeur eau glycolée-sol**

Température entrée eau : -9°C.

Température sortie eau : -6°C.

Débit d'eau glycolée : 0,350 Kg/s

**Condenseur :**

Température entrée eau : 38,8 °C.

Température sortie eau : 42,9 °C.

Débit d'eau : 0,449 Kg/s.

Température sortie fréon : 45,8 °C.

Température entrée fréon : 104 °C.

Le tableau (III.1) donne les valeurs des variables aux différents états du cycle de la figure (IV.1) évalués à l'aide du programme *REFPROP*. Les conditions de l'environnement sont :

$T_0=283,15$  K;  $P_0=101,325$  KPa .

La chaleur spécifique de mélange eau-glycol est évaluée à l'aide de la relation proposée par [13] :

$$C_p^g T = 3.458 + 0.0034 T \quad (IV.1)$$

Le même auteur évalué l'enthalpie et l'entropie spécifique du mélange eau-glycol comme suit :

$$h_g = C_p^g T \cdot T \quad (IV.2)$$

$$s_g = C_p^g T \cdot \ln T \quad (IV.3)$$

Le tableau (IV.1) donne les enthalpies et les entropies spécifiques du fluide frigorigène et du fluide caloporteur aux conditions de l'environnement :

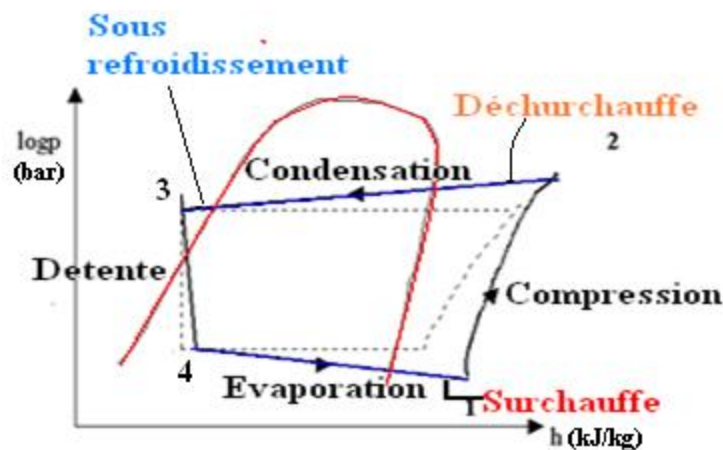
Fluide	Indice	Enthalpie spécifique (h)(kJ/kg)	Entropie spécifique (s)(kJ/K.kg)
R22	0	419.50	1.9485
Eau	0'	42.119	0.15108
Eau glycolée	0''	1224.5	24.4164

**Tableau (IV-1) :** Enthalpies et entropies du fluide frigorigène et du fluide caloporteur.

No	Description	Fluide	Phase	Temp T(°C)	Pression P(kPa)	Enthalpie Spécifique h(kJ/kg)	Entropie Spécifique s(kJ/kg k)	Débit Masse m(kg/s)
1	Entrée Compresseur	Réfrigérant	Vapeur surchauffer	-14.2	283	400.03	1.7184	0.0265
2	Sortie Compresseur	Réfrigérant	Vapeur surchauffer	104	1912	468.48	1.8329	0.0265
3	Sortie Condenseur	Réfrigérant	Liquide	45.8	1912	257.39	1.1899	0.0265
4	Entrée Evaporateur	Réfrigérant	Mixture	-1 3.4	313	257.39	1.2231	0.0265
5	Entrée aérotherme.	Eau	Liquide	42,9	250	179.87	0.61083	0.446
6	Sortie aérotherme	Eau	Liquide	38.8	250	162.73	0.55629	0.446
7	Entrée échangeur Sol-eau	eau glycolée	Liquide	-9	250	905.2288	19.1104	0.350
8	Sortie échangeur Sol-eau	eau glycolée	liquide	-6	350	918.2747	19.149	0.350

**Tableau (IV-2) :** Propriétés thermodynamiques du fluide frigorigène et du fluide caloporteur en chaque point de la pompe à chaleur.

L'allure du cycle décrit par le fluide frigorigène est représentée par la figure (IV.2)



**Figure (IV.2) :** cycle décrit par le fluide frigorigène (R22) dans le diagramme (h,P).

## IV.2. Analyse exergetique appliquée au système de la pompe à chaleur :

Les composants responsables de la destruction de l'exergie dans la PAC considérée sont : le condenseur, l'évaporateur, le détenteur et le groupe moto-compresseur.

### IV.2.1. Le compresseur :

Le compresseur est considéré adiabatique. Les pertes exergetiques au niveau de la compression sont alors calculées en appliquant la formule (III.32).

- **Bilan massique :**

Le régime de fonctionnement étant supposé permanent, alors :

$$m_1 = m_2 = m_r$$

- **Bilan énergetique :**

La puissance thermique consommée par ce composant lors de la compression du fluide est :

$$W_{\text{comp}} = m_r(h_2 - h_1)$$

- **Exergie détruite :**

L'exergie détruite est alors :

$$EX_{\text{detr,comp}} = m_r(ex_1 - ex_2) + W_{\text{comp}}$$

AN:

$$W_{\text{comp}} = 0.0265 \cdot 468.48 - 400.03 = 1.815 \text{ kW} .$$

$$ex_1 = (h_1 - h_0 - T_0(s_1 - s_0)) = 45.6828 \text{ kJ/kg}$$

$$ex_2 = (h_2 - h_0 - T_0(s_2 - s_0)) = 81.7121 \text{ kJ/kg}$$

$$EX_{\text{detr,comp}} = 0.0265 \cdot 45.6828 - 81.712 + 1.815 = 0.8602 \text{ kW}$$

### IV.2.2. Le condenseur :

Il s'agit d'un échangeur à contre-courant, considéré sans pertes thermiques, fonctionnant en régime permanent.

- **Bilan massique :**

$$\text{Côté eau : } m_5 = m_6 = m_{\text{eau}}$$

$$\text{Côté fluide frigorigène : } m_1 = m_2 = m_r$$

- **Bilan énergetique :**

Le flux de chaleur cédé par le fluide frigorigène lors de son refroidissement et de sa condensation est :

$$Q_{\text{cond}} = m_r \cdot h_2 - h_3$$

Le flux de chaleur est reçu par le fluide caloporteur qui voit sa température augmenter. Cette puissance thermique peut également s'exprimer par :

$$Q_{cond} = m_{eau} C_{p_{eau}} (T_5 - T_6)$$

- **Exergie détruite :**

Le bilan exergetique pour cet échangeur s'établit comme suit :

$$Ex_{detr,cond} = m_r (ex_2 - ex_3) + m_{eau} (ex_6 - ex_5)$$

Sachant que les variations d'énergie cinétique et potentielle sont négligées.

AN :

$$Q_{cond} = 0.0265 \cdot 468.48 - 257.39 = 5.594 \text{ kW}$$

$$ex_3 = h_3 - h_0 - T_0 (s_3 - s_0) = 52.687 \text{ kJ/kg}$$

$$ex_5 = h_5 - h_{0'} - T_0 (s_5 - s_{0'}) = 7.5728 \text{ kJ/kg}$$

$$ex_6 = h_6 - h_{0'} - T_0 (s_6 - s_{0'}) = 5.873 \text{ kJ/kg}$$

$$Ex_{detr,cond} = 0.0265 \cdot 81.712 - 52.687 + 0.446 \cdot 5.8730 - 7.5728 = 0.011 \text{ kW}$$

### IV.2.3. Le détendeur :

Le détendeur est le siège d'un processus adiabatique irréversible. La détente s'effectue sans transfert de chaleur ni de travail avec l'extérieur.

- **Bilan massique :**

$$m_3 = m_4 = m_{refrigerant}$$

La détente se fait avec conservation d'enthalpie donc :  $h_3 = h_4$

- **Exergie détruite :**

L'exergie détruite lors de cette détente est :

$$Ex_{detr,det} = m_r (ex_3 - ex_4) = m_r T_0 (s_4 - s_3)$$

AN :

$$ex_4 = h_4 - h_0 - T_0 (s_4 - s_0) = 43.287 \text{ kJ/kg}$$

$$Ex_{detr,det} = 0.0265 \cdot 52.687 - 43.287 = 0.249 \text{ kW}$$

#### IV.2.4. L'évaporateur :

La puissance thermique cédée par le fluide caloporteur circulant dans l'échangeur enterré est récupérée par le fluide frigorigène au niveau de l'évaporateur, considéré sans pertes :

- **Bilan massique :**

$$\text{Côté eau glycolée : } m_8 = m_7 = m_{\text{eau-gly}}$$

$$\text{Côté fluide frigorigène : } m_1 = m_4 = m_r$$

- **Bilan énergétique :**

$$Q_{\text{evap}} = m_r(h_1 - h_4)$$

- **Exergie détruite :**

L'exergie détruite dans l'évaporateur s'exprime comme suit :

$$\text{Ex}_{\text{detr, evap}} = m_r(ex_4 - ex_1) + m_{\text{eau-gly}}(ex_8 - ex_7)$$

AN :

$$Q_{\text{evap}} = 0.0265 \cdot 400.03 - 257.39 = 3.78 \text{ kW}$$

$$ex_7 = h_7 - h_{0''} - T_0(s_7 - s_{0''}) = 88.5319 \text{ kJ/kg}$$

$$ex_8 = h_8 - h_{0''} - T_0(s_8 - s_{0''}) = 90.6482 \text{ kJ/kg}$$

$$\text{Ex}_{\text{detr, evap}} = 0.0265 \cdot 43.287 - 45.6828 + 0.350 \cdot 90.6482 - 88.5319 = 0.6772 \text{ kW}$$

On peut également calculer les pertes exergetiques au niveau de l'échangeur eau- sol et au niveau de l'aérotherme, en utilisant l'équation (III.34), sachant que la température de la source ayant une capacité calorifique  $C_p$  finie et constante est donnée en fonction de la température d'entrée et de sortie de l'eau (température moyenne logarithmique) [27] comme suit:

$$T_{\text{source}} = \frac{T_s - T_e}{\ln \frac{T_s}{T_e}} \quad (\text{IV.4})$$

#### IV.2.5. L'aérotherme :

C'est un dispositif destiné à récupérer la puissance thermique fournie par le fluide frigorigène pour la diffuser dans le milieu à chauffer.

- **Bilan massique :**

$$m_{\text{eau, entr}} = m_{\text{eau, sort}} = m_{\text{eau}}$$

- **Bilan énergétique :**

$$Q_{\text{aer}} = m_{\text{eau}} C_{p, \text{eau}} (T_{\text{eau, sort}} - T_{\text{eau, entr}})$$

- **Exergie détruite :**

Pour calculer l'exergie détruite dans ce composant, on utilise l'équation (III.34) :

$$EX_{detr} = m_{eau}(ex_5 - ex_6) - Q_{aer} \left(1 - \frac{T_0}{T_{source}}\right)$$

An:

$$T_{source} = 41^\circ\text{C}$$

$$Q_{cond} = Q_{earotherme} = 5.594 \text{ kW}$$

$$EX_{detr,uv} = 0.446 \cdot 7.5728 - 5.8730 - 5.594 \left(1 - \frac{283.15}{314.19}\right) = 0.205 \text{ kW}$$

#### IV.2.6. L'échangeur eau-sol :

C'est un échangeur enterré qui utilise le sol comme une source froide, via lequel passe de l'eau glycolée.

- **Bilan massique :**

$$m_7 = m_8 = m_{eau, gly}$$

- **Bilan énergétique :**

$$Q_{e,s} = m_{e,g} C_{p,e,g} (T_8 - T_7)$$

- **Exergie détruite :**

Pour évaluer aussi l'exergie détruite au niveau de l'échangeur de chaleur eau-sol, on utilise l'équation précédente :

$$EX_{detr,e-s} = m_{eau gly}(ex_8 - ex_7) + Q_{e-s} \left(1 - \frac{T_0}{T_{source}}\right)$$

La température de la source est évaluée à l'aide de la relation proposée par [29] est égale :

$$T_{source} = -7.40^\circ\text{C}$$

$$EX_{detr,e-s} = 0.350 \cdot 90.6482 - 88.5319 + 3.744 \left(1 - \frac{283.15}{265.75}\right) = 0.456 \text{ kW}$$

- Le coefficient de performance pour l'unité de pompe à chaleur (COP) est :

$$COP_{PAC} = \frac{Q_{cond}}{W_{comp}}$$

AN :

$$COP_{PAC} = \frac{5.594}{1.815} = 3.08$$

### IV.3. Rendement exergetique de chacun des composants :

Le rendement exergetique mesure la quantité d'énergie maximale qu'on peut espérer récupérer par apport à celle fournie au système. Il permet de mesurer le degré d'irréversibilité d'un système ou le degré de dégradation de l'énergie qu'il s'y produit.

- Le rendement exergetique de compresseur peut être calculé par :

$$\varepsilon_{comp} = \frac{Ex_{sort}}{Ex_{ent}} = 1 - \frac{Ex_{det}}{Ex_{ent}}$$

Où :

L'exergie sortante est celle de l'exergie récupérée à la sortie du compresseur et l'exergie entrante est le travail fourni lors de la compression du fluide frigorigène.

- Pour le condenseur et de l'évaporateur :

$$\varepsilon_{cond} = \frac{m_e(ex_5 - ex_6)}{m_r(ex_2 - ex_3)}$$

$$\varepsilon_{evap} = \frac{m_r(ex_4 - ex_1)}{m_e(ex_8 - ex_7)}$$

- Pour le détenteur :

$$\varepsilon_{det} = \frac{Ex_4}{Ex_3} = \frac{m_r(ex_4)}{m_r(ex_3)} = \frac{ex_4}{ex_3}$$

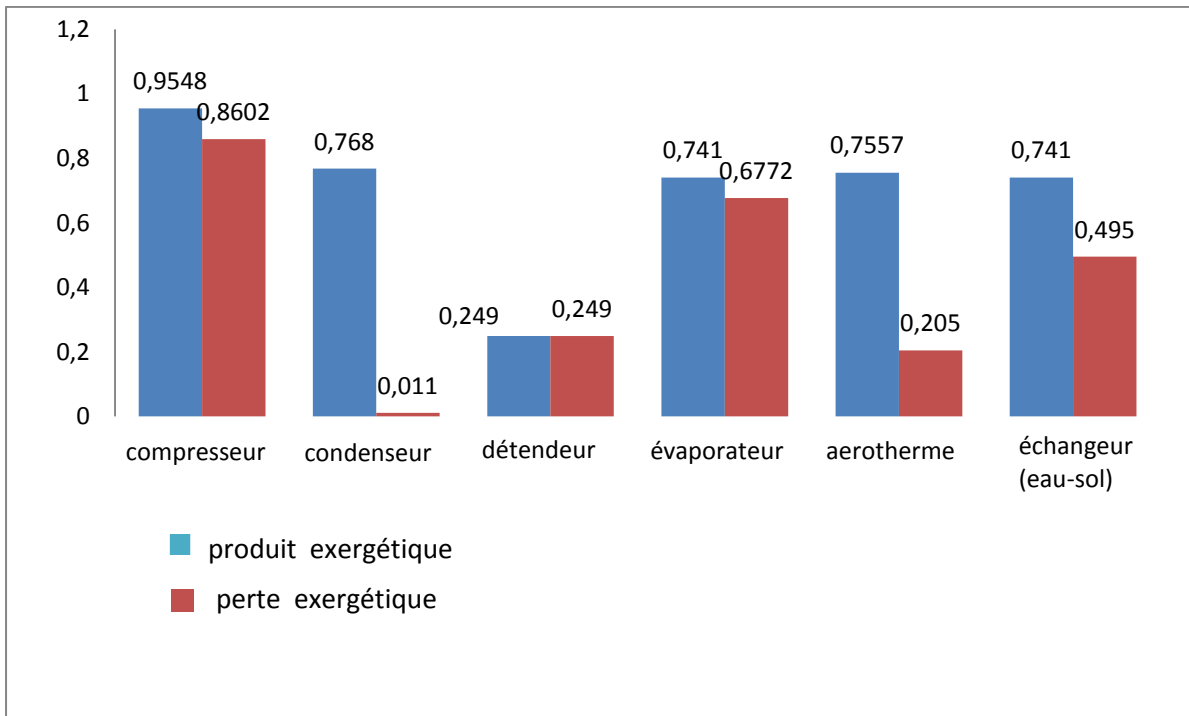
Les résultats des calculs sont donnés par les tableaux (IV-3) et (IV-4) :

N°	Description	Exergie spécifique $ex$ (kJ/kg)	Taux d'exergie $E_x = m * ex$ (kW)
1	Entrée Compresseur	45.6828	1.2106
2	Sortie Compresseur	81.712	2.1654
3	Sortie Condenseur	52.687	1.3962
4	Entrée Evaporateur	43.287	1.1471
5	Entrée ventilation.	7.5728	3.3774
6	Sortie Ventilation	5.873	2.62
7	Entrée échangeur Sol-eau	88.5319	30.986
8	Sortie échangeur Sol-eau	90.6482	31.727

**Tableau (IV-3)** : résultats de l'analyse exergetique et énergétique en chaque point du système

N°	Composant	Exergie détruite (kW)	Energie utilisée ou produite (kW)	Exergie produite (kW)	Efficacité exergetique (%)
I	Compresseur	0.8602	1.815	0.9548	52.6
II	Condenseur	0.0118	5.594	0.7692	99
III	Détendeur	0.249	-----	0.249	82.16
IV	Evaporateur	0.6772	3.744	0.0635	8.57
V	Aérotherme	0.205	-----	0.7574	----
VI	Echangeur (sol-eau)	0.495	-----	0.741	----
I-IV	System PAC	1.7982	11.153	-----	83.87
I-VI	System entier	2.4982	11.153	-----	77.60

**Tableau (IV-4)** : Résultats de l'analyse énergétique et exergetique de chaque composant.



**Figure (IV.3) :** les produits et pertes exergetiques des différents composants de la PAC géothermale.

#### IV.4.Résultat et discussion :

La figure (IV-3) montre que les irréversibilités les plus importantes sont observées au niveau du compresseur. C'est le résultat des diverses pertes au sein de ce composant telles que les pertes électriques, mécaniques, thermiques et également des pertes de charge, en plus de la valeur élevée de son taux de compression, le choix d'un tel élément s'avère important en vue de la limitation de la chute de performance de la PAC.

Le second composant dissipatif est l'évaporateur où les irréversibilités sont engendrées notamment par les écarts de température entre les deux fluides (plus la température de saturation est basse, plus les irréversibilités liées au transfert thermique augmentent), les pertes de charge et les échanges de chaleur avec l'ambiance. Les mêmes causes constituent les sources de d'irréversibilités au niveau du condenseur, signalons l'important écart de température entre le frigorigène vapeur, à la sortie du compresseur, et le fluide caloporteur. Le détenteur organe à fonctionnement totalement irréversible contribue également à la dissipation de l'exergie de la pompe à chaleur.

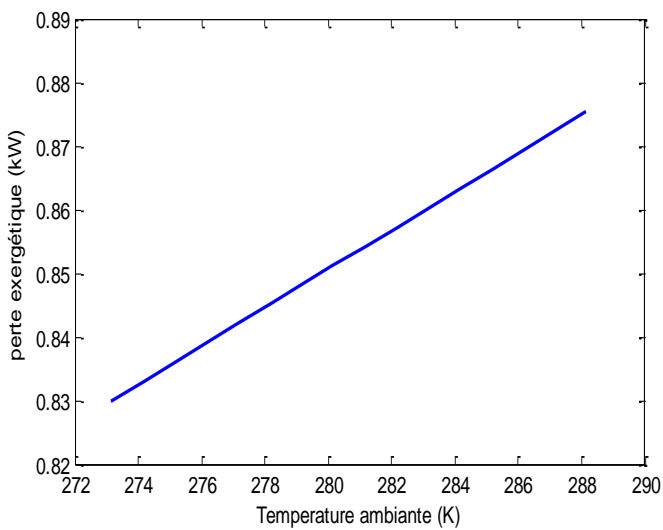
### IV.5. Variation des rendements exergetiques et les exergeries detruites de chaque composant en fonction de la temperature exterieure $T_0$

La variation de la temperature exterieure  $T_0$  resulte des variations en enthalpie et en entropie specifique  $h_0$  et  $s_0$  de chaque fluide, les variations de rendement exergetique et perte exergetique sont obtenues a l'aide de programme *MATLAB* et les resultats sont representes sous forme des graphes :

#### IV.5.1. Exergeries detruites

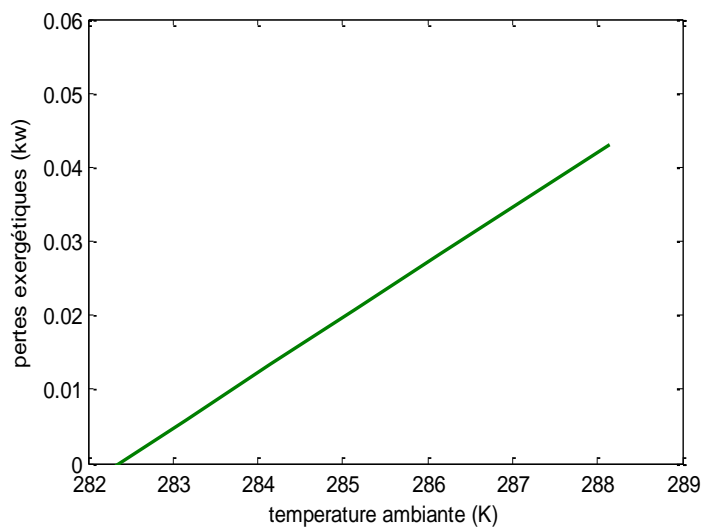
Les variations des exergeries detruites dans les principaux composants de la PAC sont donnees par les figures (IV.5), (IV.6), (IV.7), (IV.8).

- Dans le compresseur



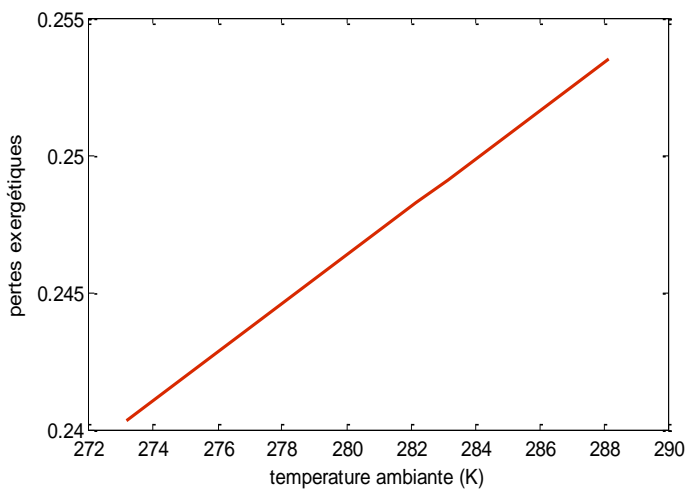
**Figure (IV-5) :** la variation de la perte exergetique dans le compresseur

- Dans le condenseur



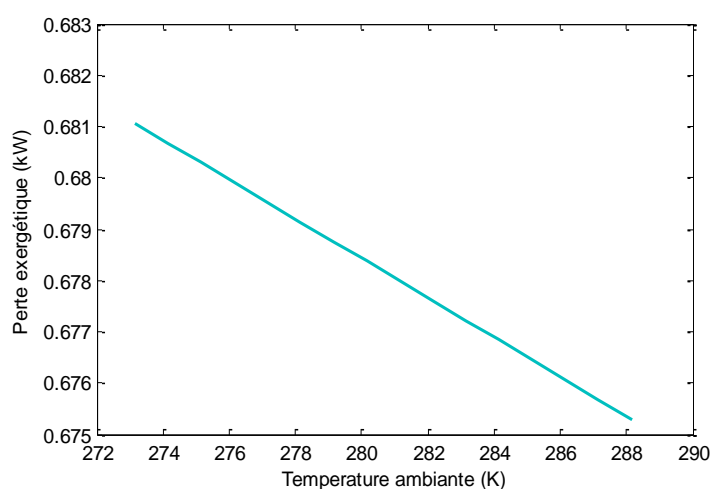
**Figure (IV-6) :** la variation de la perte exergetique dans le condenseur

- A travers le detendeur



**Figure (IV-7) :** la variation de la perte exergetique dans le detendeur

- Dans l'evaporateur

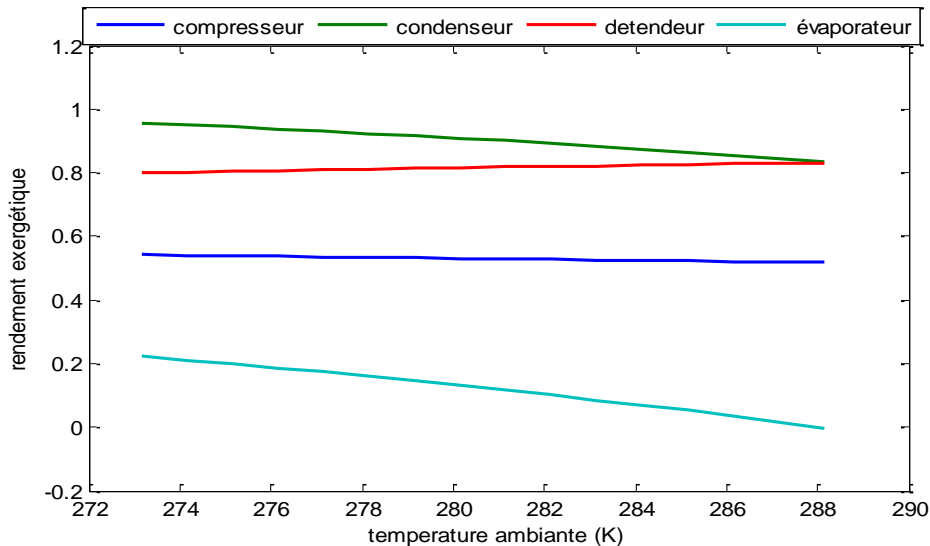


**Figure (IV-8) :** la variation de la perte exergetique dans l'evaporateur

Les figures (IV.5), (IV.6), (IV.7), (IV.8) montrent que la température de référence ou de l'ambiance a une importance certaine sur la performance de la PAC dans la mesure où elle fonctionne à des température proche de celle-ci (contrairement à des moteurs thermiques par exemple).

### IV.5.2 : Rendements exergetiques

La figure (IV.9) donne les variations du rendement exergetique en fonction de la température de l'ambiance  $T_0$  pour chacun des composants de la PAC

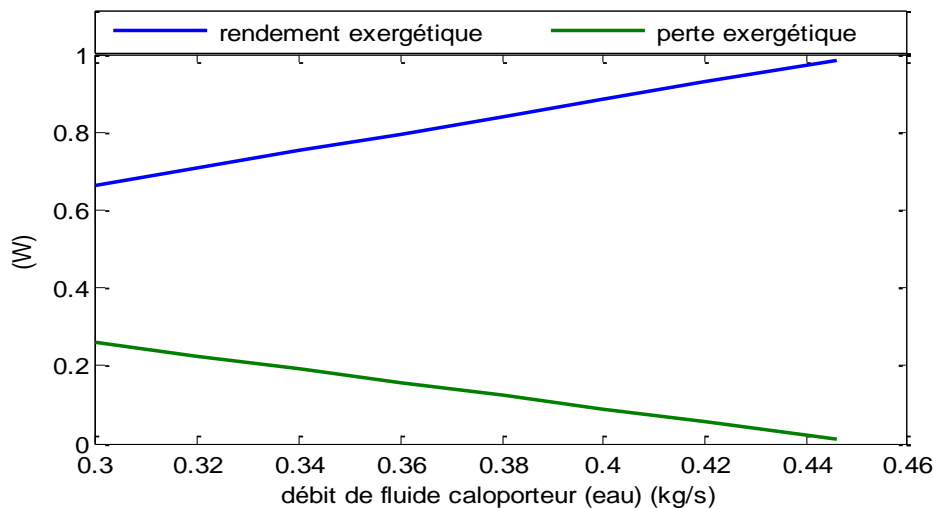


**Figure (IV-9) :** Rendements exergetiques des composants de la PAC en fonction de la température  $T_0$

La figure (IV.9) montre que le rendement exergetique de l'évaporateur parait le plus affecté. Ce qui peut signifier que c'est le composant qui travaille au plus proche de cette température de référence.

#### IV.6. Variation du rendement exergétique et exergie détruite au niveau du condenseur en fonction du débit d'eau

Le rendement et les pertes exergétiques sont aussi générés par d'autres paramètres tels que le débit de fluide circulant dans les différents composants. La figure (IV-10) montre la variation du rendement et les pertes exergétiques au niveau du condenseur en fonction du débit d'eau circulant dans ce dernier.



**Figure (IV-10) :** Rendement et perte exergétique en fonction de débit d'eau.

La figure (IV-10) montre l'évolution du rendement exergétique et des pertes exergétiques avec le débit du fluide caloporteur au niveau du condenseur. Il en ressort que les irréversibilités engendrées par l'augmentation des pertes de charge lors de l'écoulement de ce fluide sont moins importantes que celles dues à l'augmentation de l'écart de température entre ce caloporteur et le fluide frigorigène qui se trouve réduit.

# Conclusion

# Conclusion

---

L'analyse des systèmes énergétiques est encore très souvent réalisée à l'aide du premier principe de la thermodynamique qui met en évidence les pertes dues aux interactions avec l'environnement à travers la frontière du système. L'objectif de la conception et de la conduite du système est alors de réduire les quantités d'énergies transférées dans l'environnement. Cette méthode d'analyse ne s'intéresse cependant pas à la dégradation de l'énergie engendrée par les transformations internes, dégradation qui entraîne une perte de ressources naturelles.

Le second principe de la thermodynamique permet quant à lui de qualifier les évolutions subies par le système par l'évaluation de leur irréversibilité. Il semble ainsi intéressant de généraliser l'application de ce principe à l'étude pratique des systèmes. Le principal obstacle réside dans l'utilisation de la fonction entropie qui se révèle être un concept abstrait dont l'application à des cas pratiques donne des résultats difficiles à interpréter.

Depuis quelques années des chercheurs se sont intéressés à cette difficulté, en introduisant entre autres le concept d'exergie qui permet de prendre en compte simultanément la quantité et la qualité des interactions énergétiques du système et de son environnement. Le concept majeur de la théorie de l'exergie est la notion de "potentiel exergétique" d'une source d'énergie dont les déséquilibres mécanique, thermique ou chimique sont à l'origine.

La minimisation des pertes et destruction d'exergie va dans le sens de l'amélioration des composants, soit au niveau des conditions opératoires (en agissant sur les débits, pressions et températures), soit au niveau des technologies, en agissant sur les créations d'entropies intrinsèques aux composants (pertes de charges notamment).

Ainsi, un bon ajustement des débits des fluides en circulation notamment dans les échangeurs de chaleur, conjugué à une distribution de la chaleur à plus basse température et ce en réduisant le taux de compression du compresseur réduiront les irréversibilités entre autre dans le condenseur et le compresseur. D'après IBRAHIM DINCER [28] le remplacement d'un compresseur alternatif par une unité scroll ou compresseur à spirales permet d'augmenter l'efficacité du système PAC.

## Références bibliographiques

---

- [1] : Elias KINAB  
Optimisation des performances non nominales des pompes à chaleur réversibles pour le secteur tertiaire.  
Thèse de doctorat, Ecole Nationale Supérieure des Mines de Paris, 2009
- [2] : Mourad BOULKAMH  
Contribution à l'étude, la simulation et l'analyse des pompes à chaleur assistées par l'énergie solaire.  
Diplôme de Magister, Université MENTOURI, Constantine, 2008
- [3] : Bruno FILLIARD  
Etude des possibilités de récupération de chaleur par voie thermodynamique pour la réhabilitation des maisons individuelles.  
Thèse de Doctorat, Ecole Nationale Supérieure des Mines de Paris, 2009
- [4] : Bruno AGOSTINI, André BONTEMPS  
Etude de l'évaporateur et de la condensation de fluides purs ou de mélanges dans des mini-canaux.  
CEA/DRN/DTP/GRETH  
Grenoble, 2000
- [5]: Paul BYRNE  
Optimisation et modélisation d'une thermofrigopompe au CO<sub>2</sub>  
Equipe MTH – laboratoire LGCGM – INSA de Rennes
- [6]: Arnaud BRUCH  
Optimisation des composants échangeurs dans les machines frigorifiques fonctionnant au dioxyde de carbone  
Thèse de Doctorat, Université Joseph Fourier, Grenoble 1, 2006
- [7] : Fodil AYAD  
Modélisation et caractérisation expérimentale d'un évaporateur à mini-canaux de climatisation automobile fonctionnant au CO<sub>2</sub>  
Thèse de Doctorat, Université Henri Poincaré, Nancy 1
- [8] : Maxime DUMINIL  
Théorie des machines frigorifiques. Machines à compression mécanique  
Technique de l'Ingénieur, Traité Génie énergétique, B9730.
- [9]: J.T.M. MULLAN  
Refrigeration and the environment, issues and strategies for the future  
In 20<sup>th</sup> International congress of Refrigeration, IIR/IIF, Sydney, 1999.

## Références bibliographiques

---

- [10]: Antoine LANGLOIS  
Pompes à chaleur géothermiques utilisant des banques thermiques à matériau à changement de phase.  
Maitrise ès science appliquées, Département de Génie Mécanique, Ecole polytechnique de Montréal, décembre 2010.
- [11] : Les cahiers du Club d'Ingénierie prospective Energie et environnement CLIP  
Pompes à chaleur et habitat  
Prospective des consommations d'énergie et des émissions de CO<sub>2</sub> dans l'habitat : les glissements offerts par les pompes à chaleur  
Numéro 18, Janvier 2007, IDRI
- [12] : Philippe GAUTHIER  
Analyse d'un système géothermique résidentiel comportant des puits courts et inclinés.  
Maitrise en Génie Mécanique, Ecole de Technologie supérieure Université du Québec Montréal, 2011.
- [13] : Ahmed HAMDAD  
Pompe à chaleur sol-eau, expérimentation et modélisation.  
Thèse de docteur-ingénieur, Institut National des Sciences Appliquées de Lyon, 1988
- [14] : Pier-Olivier FONTAINE  
Modélisation des systèmes géothermiques à boucles horizontales pour chauffer les bâtiments et prévenir la fonte du pergélisol Maitrise ès science appliquées  
Ecole polytechnique de Montréal, 2010
- [15] : A. Mermoud  
Cours de physique du sol. Régime thermique du sol  
Ecole Polytechnique Fédérale de Lausanne, 2006
- [16] : André. LALLEMAND  
Thermodynamique appliquée-premier principe. Energie. Enthalpie.  
Dossier technique de l'ingénieur, be8005
- [17] : Francis. MEUNIER  
Aide mémoire thermodynamique de l'ingénieur, DUNOD, Paris, 2004
- [18] : André. LALLEMAND  
Thermodynamique appliquée- Bilans entropique et exégétique.  
Dossier technique de l'ingénieur, be8008
- [19] : L. BOREL, D. FAVRAT  
Thermodynamique et énergétique, Presses Polytechniques Romandes, Lausanne, vol 1,2005

## Références bibliographiques

---

- [20]: A. BEJAN, G. TSATSARONIC, M. MORAN  
Thermal design and optimization, Wiley publishers, 1996
- [21]: André. LALLEMAND  
Thermodynamique appliqué – Deuxième principe. Entropie.  
Dossier technique de l'ingénieur, be8007
- [22] :Jean-François PORTHA  
Méthodologie pour tenir compte de l'impact environnemental d'un procédé lors de sa conception.  
Thèse d'ingénieur, Institut National Polytechnique de Lorraine, 2008
- [23]: Christine MANSILLA-PELLEN  
Contribution à l'optimisation technico-économique de système énergétique.  
Thèse de doctorat, Ecole centrale des arts et manufactures (Ecole centrale Paris), 2006
- [24]: M. Shukuya and A. Hammache  
Introduction to the concept of exergy- for a better Understanding of low temperature heating and high temperature cooling systems.
- [25]: A. Helpasli  
Themodynamic analysis of a ground source heat pump systeme.  
International journal of energy research, department of engineering, Izmir, Tukey,2005
- [26]: Guillaume Decketr, Radu Zmeureanu  
Analyse exergétique d'un système solaire combiné  
Département du génie du bâtiment et des génies civil et de l'environnement, Université Concordia, Montréal, Canada, 2008
- [27] : Khattar ASSAF  
Intégration d'une pompe à chaleur dans un procédé agroalimentaire. Simulation, expérimentation et intégration.  
Thèse de doctorat, Ecole Nationale Supérieure des Mines de Paris, 10 decembre 2010
- [28] : Ibrahim DINCER, Marc A.ROSEN  
Exergy  
Energy, Environnement and Sustainable development  
Elsevier, juin2007

## Annexes

### Annexe 1 : compléments au chapitre II

Tableau A.1.1: Coefficients de l'équation (II.32)

$i$	$b_i$	$c_i$
0	7.8189E+00	1
1	-6.4270E+01	B/H
2	1.5387E+02	$(B/H)^2$
3	-8.4809E+01	$(B/H)^3$
4	3.4610E+00	$\ln(t/ts)$
5	-9.4753E-01	$(\ln[t/ts])^2$
6	-6.0416E-02	$(\ln[t/ts])^3$
7	1.5631E+00	NB
8	-8.9416E-03	$NB^2$
9	1.9061E-05	$NB^3$
10	-2.2890E+00	A
11	1.0187E-01	$A^2$
12	6.5690E-03	$A^3$
13	-4.0918E+01	$(B/H) \times \ln(t/ts)$
14	1.5557E+01	$(B/H) \times (\ln[t/ts])^2$
15	-1.9107E+01	$(B/H) \times NB$
16	1.0529E-01	$(B/H) \times NB^2$
17	2.5501E+01	$(B/H) \times A$
18	-2.1177E+00	$(B/H) \times A^2$
19	7.7529E+01	$(B/H)^2 \times \ln(t/ts)$
20	-5.0454E+01	$(B/H)^2 \times (\ln[t/ts])^2$
21	7.6352E+01	$(B/H)^2 \times NB$
22	-5.3719E-01	$(B/H)^2 \times NB^2$
23	-1.3200E+02	$(B/H)^2 \times A$
24	1.2878E+01	$(B/H)^2 \times A^2$
25	1.2697E-01	$\ln(t/ts) \times NB$
26	-4.0284E-04	$\ln(t/ts) \times NB^2$
27	-7.2065E-02	$\ln(t/ts) \times A$
28	9.5184E-04	$\ln(t/ts) \times A^2$
29	-2.4167E-02	$(\ln[t/ts])^2 \times NB$
30	9.6811E-05	$(\ln[t/ts])^2 \times NB^2$
31	2.8317E-02	$(\ln[t/ts])^2 \times A$
32	-1.0905E-03	$(\ln[t/ts])^2 \times A^2$
33	1.2207E-01	$NB \times A$
34	-7.1050E-03	$NB \times A^2$
35	-1.1129E-03	$NB^2 \times A$
36	-4.5566E-04	$NB^2 \times A^2$

## Annexes

Tableau A.1.2: Coefficients de corrélation pour  $f_{6h}$ ,  $f_{1m}$  et  $f_{10ans}$

	$f_{6h}$	$f_{1m}$	$f_{10a}$
$a_0$	0.6619352	0.4132728	0.3057646
$a_1$	-4.815693	0.2912981	0.08987446
$a_2$	15.03571	0.07589286	-0.09151786
$a_3$	-0.09879421	0.1563978	-0.03872451
$a_4$	0.02917889	-0.2289355	0.1690853
$a_5$	0.1138498	-0.004927554	-0.02881681
$a_6$	0.005610933	-0.002694979	-0.002886584
$a_7$	0.7796329	-0.6380360	-0.1723169
$a_8$	-0.3243880	0.2950815	0.03112034
$a_9$	-0.01824101	0.1493320	-0.1188438

# Annexes

## Annexe 2

### CARACTERISTIQUES PHYSIQUES DES FLUIDES THERMIQUES PHYSICAL DATA OF THERMAL FLUIDS

**MEG 30%**

solution aqueuse de monoéthylène glycol à 30%  
30% monoethylene glycol aqueous solution

température de fusion : **-14.5°C**  
freezing temperature

température $\theta$ temperature	masse volum. $\rho$ density	chaleur spécifique $C_p$ specific heat		viscosité dynamique $\mu$ dynamic viscosity		conductivité thermique $\lambda$ thermal conductivity		pression de vapeur $P_s$ vapor pressure	
°C	kg/m <sup>3</sup>	J/kg.K	kcal/kg.°C	Pa.s	kg/m.h	W/m.K	kcal/h.m.°C	Pa (abs)	bar(rel.) barg
-10	1057	3611	0,863	0,003465	25,908	0,464	0,399	254	
-5	1056	3620	0,865	0,002931	20,729	0,467	0,402	374	
0	1054	3629	0,867	0,002501	16,852	0,470	0,405	543	
5	1052	3639	0,869	0,002151	13,902	0,473	0,407	775	
10	1050	3650	0,872	0,001864	11,625	0,476	0,409	1092	
15	1048	3661	0,875	0,001626	9,843	0,478	0,411	1517	
20	1046	3672	0,877	0,001428	8,431	0,480	0,413	2081	
25	1044	3684	0,880	0,001262	7,299	0,482	0,415	2821	-0,99
30	1042	3696	0,883	0,001122	6,381	0,484	0,416	3780	-0,98
35	1040	3708	0,886	0,001003	5,630	0,486	0,418	5011	-0,96
40	1037	3721	0,889	0,000902	5,010	0,487	0,419	6574	-0,95
45	1035	3733	0,892	0,000814	4,493	0,489	0,420	8541	-0,93
50	1032	3746	0,895	0,000739	4,059	0,490	0,421	10995	-0,90
55	1030	3759	0,898	0,000674	3,692	0,491	0,422	14031	-0,87
60	1027	3772	0,901	0,000617	3,380	0,492	0,423	17755	-0,84
65	1025	3785	0,904	0,000567	3,112	0,493	0,424	22290	-0,79
70	1022	3798	0,907	0,000523	2,881	0,494	0,425	27772	-0,74
75	1020	3811	0,911	0,000485	2,681	0,495	0,426	34353	-0,67
80	1017	3824	0,914	0,000451	2,507	0,496	0,426	42203	-0,59
85	1015	3837	0,917	0,000420	2,355	0,496	0,427	51508	-0,50
90	1012	3850	0,920	0,000393	2,221	0,497	0,427	62472	-0,39
95	1009	3863	0,923	0,000369	2,103	0,497	0,428	75318	-0,26
100	1007	3876	0,926	0,000347	1,999	0,498	0,428	90290	-0,11
105	1004	3888	0,929	0,000328	1,906	0,498	0,429	107649	0,06
110	1002	3901	0,932	0,000310	1,824	0,499	0,429	127677	0,26
115	999	3914	0,935	0,000294	1,750	0,499	0,429	150678	0,49
120	997	3926	0,938	0,000279	1,684	0,499	0,430	176975	0,76
125	994	3939	0,941	0,000266	1,625	0,500	0,430	206913	1,06
130	992	3951	0,944	0,000254	1,572	0,500	0,430	240858	1,40
135	989	3963	0,947	0,000243	1,524	0,500	0,430	279198	1,78
140	987	3975	0,950	0,000233	1,481	0,500	0,430	322341	2,21
145	984	3987	0,953	0,000224	1,442	0,500	0,430	370717	2,69
150	982	3999	0,955	0,000215	1,407	0,501	0,431	424776	3,23
155	979	4011	0,958	0,000208	1,375	0,501	0,431	484993	3,84
160	977	4023	0,961	0,000200	1,347	0,501	0,431	551859	4,51
165	975	4034	0,964	0,000194	1,321	0,501	0,431	625889	5,25
170	972	4046	0,967	0,000188	1,297	0,501	0,431	707618	6,06
175	970	4057	0,969	0,000182	1,276	0,501	0,431	797601	6,96



# Annexes

Annexe 3 : Diagramme (exergie-enthalpie) de R22

