

République Algérienne Démocratique et Populaire  
Ministère de l'Enseignement Supérieur et de La Recherche Scientifique



**Ecole Nationale Polytechnique**

**Département génie mécanique**

*Projet de fin d'études*

*Thème*

**Intégration énergétique des besoins de  
chauffage, d'eau chaude et de conditionnement  
d'air d'un grand hôtel algérois**

**Proposé et dirigé par :**

Pr. M.A.AIT ALI

**Etudié par :**

NEMMAR Mohamed

**Promotion 2007**

Ecole Nationale Polytechnique 10, avenue Hassane Badi, El-Harrach. Alger

## Dédicace

Je dédie ce travail à :

La mémoire de mon père ;

Ma famille entière ;

Tous mes amis, sans exception.

Mohand.

## **Remerciements**

Pour commencer, sincères remerciements au Pr. M.A Ait Ali pour sa disponibilité et ses conseils.

Merci aux membres du jury, Mr LARBI et Mr BENNOUR d'avoir pris le temps et le soin de lire ce rapport.

Merci aux enseignants du département de génie mécanique qui ont contribué à ma formation tout au long de ces trois ans.

## ملخص

يمثل التوليد المشترك للطاقة للحل الناجع لزيادة فعالية تحويل الطاقة الأولية ؛ يحسن مردود الطاقة الميكانيكية كما يخفض الطاقة الحرارية الضائعة و الغازات المنسبة في الغلاف الجوي. حين يقترن بالتدفئة الحضرية و التكييف المركزي للهواء، يصبح الاختيار ال أفضل للاستغلال الكامل للطاقة.

أول مساهمه لهذه الدراسة هو تحديد احتياجات الطاقة الحرارية لنزل Sofitel (مجمع اكور ACCOR) اللازمة للتدفئة وتكييف الهواء باستعمال نظام التبريد امتصاصي، مستعينا بالبيانات الإحصائية لمجمع اكور واهم الأبعاد الفيزيائية للفندق. الاحتياجات المحصل عليها وتوزيعها الساعي تستخدم لتعيين أنبوب المغذي و جهاز التبريد الذي يوافق نموذج تران 420 .TRANE.

كلمات مفتاحيه الاستغلال الكامل للطاقة ، التوليد المشترك، التدفئة الحضرية، التكييف المركزي للهواء، نظام التبريد امتصاصي

## Résumé

La cogénération est une solution d'intégration énergétique destinée à augmenter l'efficacité énergétique de conversion d'énergie primaire. Elle permet d'augmenter le rendement de la production d'énergie mécanique, de réduire les rejets thermiques et les gaz à effet de serre dans l'environnement. Combinée au chauffage urbain et à la production centralisée de froid, elle constitue la solution de choix de l'intégration énergétique.

Le travail réalisé dans cette étude consiste en premier lieu à dimensionner les besoins thermiques de l'Hôtel Sofitel (du groupe ACCOR) pour le chauffage, l'eau chaude sanitaire et le conditionnement d'air par système frigorifique à absorption, à partir de données statistiques du groupe ACCOR et des dimensions principales de l'hôtel. Les besoins thermiques ainsi évalués et répartis selon les demandes horaires ont été utilisés pour dimensionner les conduites d'alimentation et le système frigorifique dont les performances obtenues correspondent à celle du modèle TRANE 420.

**Mots clés :** Intégration énergétique, cogénération, chauffage urbain, climatisation, système frigorifique à absorption.

## Abstract

Cogeneration is an energy integration solution to increase the effectiveness of primary energy conversion; it increases the efficiency of mechanical energy production and decreases thermal energy loss and gases to the atmosphere. Combined with district heating and central air conditioning, it becomes the best choice solution to energy integration.

The first contribution of this study is to dimension thermal energy needs of the Sofitel Hotel of ACCOR Group necessary for space heating water and air conditioning with an absorption chiller system using statistical data from the ACCOR Group and the main physical dimensions of the hotel. The thermal energy requirements thus obtained and distributed on hourly basis are used to dimension the feeding pipe system and the absorption chiller system. The performances of witch correspond to those of TRANE 420 model.

**Key words:** Energy integration, cogeneration, heating, air conditioning, absorption chiller system.

<b>Introduction générale</b> .....	01
<b>1. Cogénération à la centrale du Hamma.</b>	
1.1 La turbine à vapeur .....	03
1.2 La turbine à Gaz .....	04
1.3 Le cycle combiné gaz-vapeur .....	05
1.4 La cogénération .....	08
1.5 Résultats attendus de l'application à la centrale du Hamma .....	09
1.6 Conclusion .....	09
<b>2. Charges thermiques de l'Hôtel.</b>	
2.1 Approche de calcul .....	10
2.2 Gains et pertes par transmission .....	11
2.3 Gains solaires .....	12
2.4 Gains internes sensibles.....	14
2.5 Charge en air frais sensible.....	15
2.6 Charge en air frais latente .....	15
2.7 Gains internes latents.....	17
2.8 Résultats et discussions .....	18
2.9 Conclusion.....	22
<b>3. Besoins en eau chaude sanitaire.</b>	
3.1 Consommation d'eau chaude sanitaire.....	23
3.2 Consommation pendant une journée à charge maximale .....	23
3.3 Production à accumulation .....	24
3.4 Conclusion .....	26
<b>4. Système de distribution d'eau chaude.</b>	
4.1. Pertes de charge.....	27
4.1.1 Variation de la perte de charge dans la conduite .....	28
4.1.2 Puissance de pompage.....	31
4.2. Pertes thermiques.....	31
4.2.1 Température moyenne .....	31
4.2.2 Problème de transfert de chaleur dans une conduite .....	31
4.2.3 Coefficient de transfert pour une conduite enterrée .....	33
4.2.4 Les paramètres influençant les déperditions thermiques à travers la conduite .....	36
4.3. La sous-station .....	38
4.3.1 Echangeur de la sous-station .....	38

**5. Description et étude d'une machine frigorifique à absorption.**

5.1. Historique ..... 40  
 5.2. Système à absorption à générateur "simple effet" ..... 41  
 5.3. Adaptation du cycle de Carré au couple eau-bromure de lithium ..... 42  
 5.4. Couple frigorigène-absorbant ..... 44  
 5.5. Etude de la machine à absorption à simple effet ..... 45  
 5.6. Comparaison entre les machines à absorption et les machines à compression mécanique de vapeur ..... 56

**6. Dimensionnement de l'installation et calcul des consommations.**

6.1. Conduite d'eau du réseau principale ..... 57  
 6.2. Groupe de production d'eau glacée ..... 57  
 6.3. Charge maximal ..... 59  
 6.4. Echangeur de la sous station ..... 59  
 6.5. Echangeur de l'eau chaude sanitaire ..... 59  
 6.6. Contribution de l'hôtel au dimensionnement du réservoir de la station ..... 59  
 6.7. Consommation annuelle ..... 60  
 6.8. Pertes de charges et les pertes thermiques ..... 60  
 6.9. Discussion ..... 60

**Conclusion générale** ..... 62

**Références bibliographiques** ..... 63

**Annexe A:** Charges thermiques de l'Hôtel ..... 65

**Annexe B:** Calcul des propriétés de l'eau et Eau/bromure de Lithium ..... 74

# LISTE DES FIGURES

## Chapitre 1

<b>Fig. 1.1:</b> Cycle de Rankine irréversible.....	04
<b>Fig. 1.2:</b> Cycle de turbine à gaz .....	04
<b>Fig. 1.3:</b> Schéma du cycle combiné .....	05
<b>Fig. 1.4:</b> Diagramme T-s d'un cycle combiné .....	05
<b>Fig. 1.5:</b> Schéma d'une chaudière à un niveau de pression et échanges thermiques .....	07
<b>Fig. 1.6:</b> Schéma d'une chaudière à deux niveaux de pression.....	08
<b>Fig. 1.7:</b> Schéma du principe de cogénération avec cycle combiné .....	09

## Chapitre 2

<b>Fig. 2.1:</b> Représentation du bâtiment par un seul bloc .....	10
<b>Fig. 2.2:</b> Gains solaire en fonction de la température extérieure.....	12
<b>Fig. 2.3:</b> Lissage des courbes des termes de sommation.....	14
<b>Fig. 2.4:</b> Relation entre les charges latentes et sensibles de l'air frais en fonction de la température extérieure .....	16
<b>Fig. 2.5:</b> Evolution des puissances de chauffage et de climatisation pendant une journée de Janvier.....	19
<b>Fig. 2.6:</b> Evolution des puissances (kW) de chauffage et de climatisation pendant une journée de Juillet.....	20
<b>Fig. 2.7:</b> Répartition de la demande d'énergie pendant une journée de Janvier .....	21
<b>Fig. 2.8:</b> Répartition de la demande d'énergie pendant une journée de Juillet.....	21

## Chapitre 3

<b>Fig. 3.1:</b> Evolution de la puissance demandée pour répondre aux besoins d'eau chaude sanitaire d'une journée .....	25
<b>Fig. 3.2:</b> Evolution de la consommation et de l'accumulation d'eau chaude sanitaire au cours d'une journée.....	26

## Chapitre 4

<b>Fig. 4.1:</b> Diagramme de Moody .....	28
<b>Fig. 4.2:</b> Perte de charge en fonction du diamètre de la conduite .....	29
<b>Fig. 4.3:</b> Variation des pertes de charge en fonction de la puissance pour différents écarts de température.....	30
<b>Fig. 4.4:</b> Variation des pertes de charge en fonction de la puissance pour différentes températures de l'eau.....	30
<b>Fig. 4.5:</b> Bilan énergétique.....	32
<b>Fig. 4.6:</b> Schéma de calcul des résistances dans un conduite .....	33

**Fig. 4.7:** Variation de  $U$  en fonction de l'épaisseur de la couche isolante ..... 35

**Fig. 4.8:** Variation de  $U$  en fonction de  $h_i$  ..... 35

**Fig. 4.9:** Variation des pertes thermiques en fonction de la puissance pour différentes températures de l'eau ..... 36

**Fig. 4.10:** Chute de température en fonction de la puissance livrée ..... 37

**Fig. 4.11:** Profile des températures au sein d'un échangeur à courant parallèle et échangeur à contre courant ..... 38

### **Chapitre 5**

**Fig. 5.1:** Système thermofrigorifique à absorption ..... 41

**Fig. 5.2:** Schéma d'une machine frigorifique à absorption pour le couple eau-bromure de lithium ..... 43

**Fig. 5.3:** Diagramme d'Oldham ..... 54

**Fig. 5.4:** Diagramme de Merkel ..... 54

### **Chapitre 6**

**Fig. 6.1:** Schéma d'un exemple d'installation ..... 58

**Fig. 6.2:** Besoin d'énergie durant toute la journée ..... 60

## Nomenclature

$C$	Teneur en eau dans la solution Li-Br	[kg <sub>eau</sub> /kg <sub>solution</sub> ]
$CLF$	Charge de climatisation (cooling load factor)	
$COP$	Coefficient de performance	
$C_p$	Chaleur spécifique	[J/kg°C]
$D$	Diamètre de la conduite	[m]
$DR$	Ecart moyen des températures quotidiennes en été	[°C]
$DT$	Différence des températures des journées de conception	[°C]
$DT$	Chute de température dans la conduite	[°C]
$f$	Coefficient de frottement de Fanning	
$FPS$	Fraction d'ensoleillement possible (Fraction of the Possible Sunshine)	
$h$	Enthalpie spécifique	[J/kg]
$h$	Coefficient de convection	[W/m <sup>2</sup> °C]
$k_A$	Conductivité du matériau de la conduite	
$k_B$	Conductivité du matériau isolant	[W/m°C]
$k_C$	Conductivité du sol	[W/m°C]
$k_f$	Conductivité de l'eau	[W/m°C]
$M$	Coefficient d'interpolation des gains solaires	
$\dot{m}$	Débit massique	[kg/s]
$MSHGF$	Gain solaire maximal	
$nh$	Nombre d'heures d'opération pour l'équipement d'air conditionné	[h]
$P$	Puissance	[W]
$P_e$	Périmètre intérieur de la conduite	[m]
$Pr$	Nombre de Prandtl	
$Q$	Chaleur	[J]
$q$	Charge thermique	[W]
$q_{perdue}$	Chaleur perdue dans la conduite	[J]
$Re$	Nombre de Reynolds	
$S$	Surface	[m <sup>2</sup> ]
$SC$	Coefficient d'ombrage	
$T$	Température	[°C]
$T_s$	Température du sol	[°C]
$\bar{U}$	Coefficient de transfert global	[J/m°C]
$u_m$	Vitesse moyenne	[m/s]
$V$	Volume	[m <sup>3</sup> ]
$\dot{V}$	Débit volumique	[m <sup>3</sup> /s]
$v$	Volume massique	[m <sup>3</sup> /kg]
$W$	Travail	[kJ]
$\dot{W}_p$	Puissance de pompage	[W]
$\Delta p$	Pertes de charge	[Pa]
$\Delta_i S$	Variation d'entropie interne	[J/kg.K]
$\Delta T$	Différence de température de l'eau entre l'aller et le retour	[°C]
$\Delta T_m$	Différence moyenne logarithmique de température	[°C]
$\varepsilon$	Efficacité	
$\eta$	Rendement	

---

$\eta_p$	Rendement hydraulique de la pompe	
$\rho$	Masse volumique	[kg/m <sup>3</sup> ]
$\mu$	Viscosité dynamique	[Pa/s]

**Indices**

<i>A</i>	absorbeur
<i>B</i>	bouilleur
<i>B</i>	Brayton
<i>C</i>	condenseur
<i>cc</i>	chambre de combustion
<i>chaud</i>	chauffage
<i>clim</i>	climatisation
<i>dis</i>	distribution
<i>e</i>	extérieur
<i>é</i>	été
<i>fen</i>	fenêtre
<i>g</i>	gaz
<i>i</i>	initiale
<i>in</i>	intérieur
<i>plaf</i>	plafond
<i>R</i>	Rankine
<i>r</i>	régénérateur
<i>r</i>	réservoir
<i>R</i>	régénérateur
<i>sc</i>	source chaude
<i>sf</i>	source froide
<i>sol</i>	solaire
<i>th</i>	thermique
<i>tur</i>	turbine
<i>v</i>	vapeur

## **Introduction générale**

La demande d'énergie est revue à la hausse pendant le vingt-et-unième siècle du fait que tous les pays recherchent une qualité de vie meilleure. En effet, la qualité de vie d'un individu est liée directement à la quantité d'énergie consommée. L'Homme moderne ne se limite plus aux besoins de survie ; il cherche constamment davantage de confort et de bien-être ; ce qui est sanctionné par des dépenses énormes en énergie. Cependant, l'offre actuelle en matière d'énergie est en deçà des aspirations. Cela accélère la ruée vers la recherche de nouvelles ressources et de nouvelles technologies d'exploitation. Certaines filières ne sont qu'au stade de recherche (la pile à combustible) ou ne sont pas encore maîtrisées (le solaire), et d'autres sont vouées à la disparition (les hydrocarbures).

L'Algérie n'est pas épargnée par cette problématique. Malgré les efforts d'investissement réservés par l'Etat à ce secteur, l'offre en matière d'énergie électrique demeure partiellement insatisfaisante. En fait, de 2000 à fin décembre 2005, la puissance installée du parc de production de l'énergie électrique est passée de 5900 MW à 7076 MW, toutefois le recours au délestage en périodes de pointe est encore pratiqué. [1]

Face à ce dilemme, une exploitation rationnelle et optimisée des énergies primaires est devenue plus qu'une nécessité. Dans ce contexte, la co-production de la puissance mécanique et de la chaleur est une technique qui s'impose de plus en plus. Du point de vue technologique, grâce à une longue expérience dans les pays industrialisés, l'état de l'art de cet usage peut être considéré comme étant très avancé. Ladite technique, la cogénération, est une méthode permettant d'accroître le rendement de conversion d'énergie à partir de sa forme primaire, par une production simultanée de deux ou plusieurs sources d'énergies finales. L'exemple le plus commun est la génération d'électricité et d'énergie thermique à partir d'une énergie primaire combustible.

A l'instar des pays précurseurs à cette technologie, l'Algérie pourrait réussir une expérience similaire. Dans cette optique, le CREDEG (Centre de Recherche Et Développement d'Electricité et du Gaz) s'intéresse à une étude technico-économique sur la faisabilité de la récupération de l'énergie thermique dégagée par les gaz d'échappement de la centrale du Hamma.

Actuellement, la production d'énergie électrique au niveau de ladite centrale est assurée par deux turbines à gaz (2 fois 240 MW). Les gaz d'échappement sortent à 582°C avec un débit de 591,3 kg/s (chiffres de Sonelgaz) [2]; ce qui constitue un débit d'énergie thermique considérable rejeté à l'atmosphère (de l'ordre de 517MW). Cette quantité de chaleur perdue peut être revalorisée par production de vapeur, d'eau chaude sanitaire, de chauffage urbain et de conditionnement d'air.

Dans de grandes centrales à cogénération, la production d'énergie mécanique se fait dans une turbine à gaz jumelée à une turbine à vapeur. La production de chaleur pour des utilités à usages industriels ou domestiques est réalisée en bas de l'échelle des températures dans des récupérateurs. L'efficacité énergétique réalisée dans les centrales de cogénération

avec cycles combinés peut atteindre 90-95%. Dans de pareils cas, la turbine à gaz fonctionne selon le cycle de Brayton-Joule simple (sans régénération) et la turbine à vapeur selon le cycle de Rankine. L'adjonction de la régénération au cycle de Rankine n'est pas envisagée, car elle diminue le potentiel de production d'eau chaude et de vapeur. La combinaison de deux turbines à vapeur aux deux turbines à gaz, existantes déjà sur site, permettrait la production supplémentaire de quelques 176 MWe. Cela devrait s'accommoder à l'augmentation attendue de la demande en électricité de l'agglomération algéroise, et donnera un répit de dix ans à son accroissement (évolution annuelle de l'ordre de 6%). [2]

L'étude de pré faisabilité de ce projet de cogénération n'est justifiée que si elle est parachevée par une analyse des besoins de la clientèle potentielle en eau chaude. Il est donné à examiner les exigences des trois utilisateurs éventuels : Société Hamoud Boualem, Résidentiels (centre commercial Carrefour, Lycée technique de Ruisseau, Direction Sonelgaz et Immeubles) et l'Hôtel Sofitel. C'est dans cette logique que s'inscrit le présent PFE qui consiste à estimer la quantité d'eau chaude nécessaire pour couvrir les besoins dudit hôtel en matière de chauffage, de climatisation et autres utilités (sanitaire, cuisine, buanderie...).

## Chapitre 1

# Cogénération à la centrale du Hamma.

La production d'énergie sous forme mécanique et électrique nécessite la mise en œuvre d'un cycle thermodynamique où le fluide de travail est en contact avec :

- Un réservoir chaud à température élevée, dont la chaleur provient généralement d'une combustion ;
- Un réservoir froid à température plus basse où la chaleur est extraite.

Le rendement de ce genre de cycle est d'autant plus élevé que l'écart de température entre les deux réservoirs est grand.

Dans les centrales thermiques de production d'électricité, de 50 à 65% de l'énergie contenue dans le combustible est rejetée sous forme de chaleur à basse température dans l'environnement. Cela la caractérise par une qualité suffisante pour une éventuelle utilisation pour chauffage domestique ou industriel. De multiples possibilités, connues sous le vocable de cogénération, permettent l'obtention de l'énergie électrique et de l'énergie calorifique et font une meilleure utilisation de l'énergie primaire contenue dans le combustible.

Ce présent chapitre est un aperçu général sur cet état de l'art et une présentation des résultats prévisibles d'une éventuelle application qui cible la centrale du Hamma.

### 1.1. La turbine à vapeur

Une centrale thermique élémentaire à vapeur d'eau fonctionne selon un cycle idéal proche du cycle de Rankine théorique dont les évolutions sont comme suit (*figure 1.1*) :

- 3-4 : Un pompage adiabatique et réversible effectuée par la pompe.
- 4-1 : Un échange de chaleur à pression constante dans la chaudière.
- 1-2 : Une détente adiabatique et réversible dans la turbine.
- 2-1 : Un échange de chaleur à pression constante dans le condenseur.

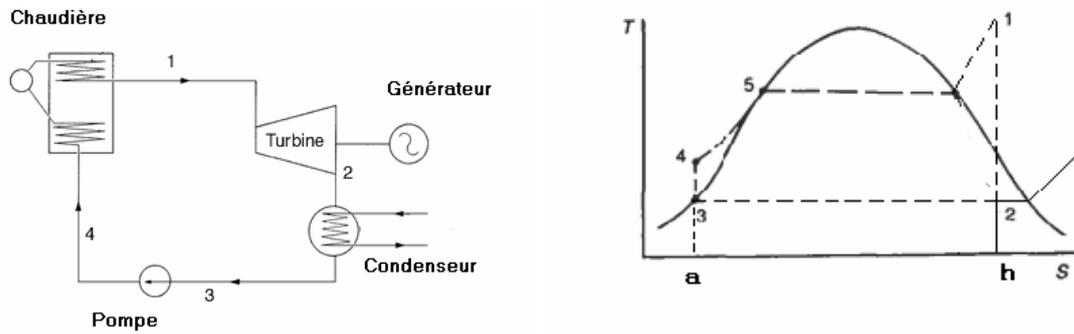


Figure 1.1 Cycle de Rankine irréversible.

Dans le cas où les variations d'énergies cinétique et potentielle sont négligées, l'échange de chaleur et le travail peuvent être représentés par différentes aires dans le diagramme  $T-s$ . Le rendement thermique est alors défini par :

$$\eta_{th} = \frac{W_{net}}{Q_H} = \frac{\text{aire : } 3-4-5-1-2}{\text{aire : } a-4-5-1-b} \quad (1.1)$$

### 1.2. La turbine à gaz

Le cycle de Brayton théorique est le cycle idéal de la turbine à gaz. Il est caractérisé par deux évolutions isentropiques (1-2 et 3-4) et deux évolutions isobares (2-3 et 4-1).

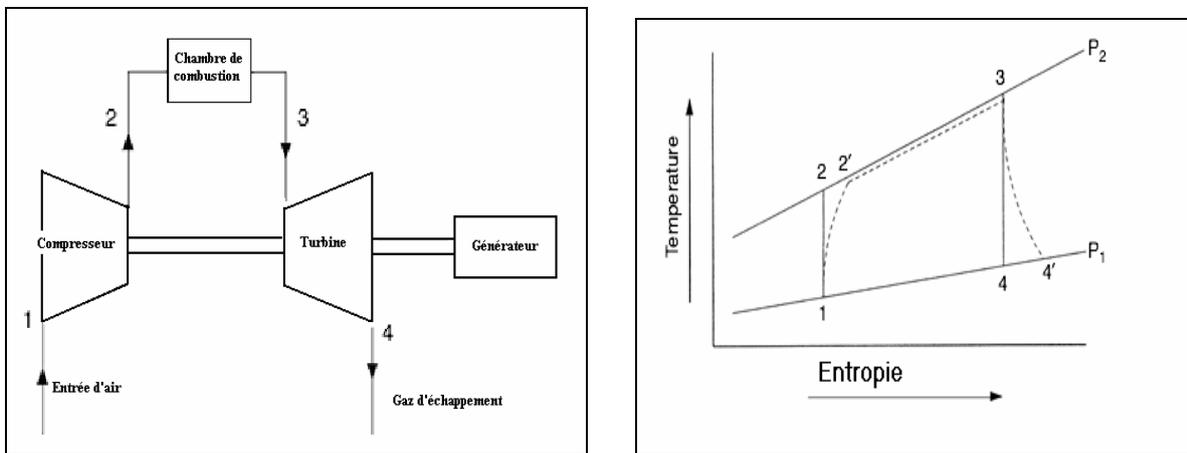


Figure 1.2 : Cycle de turbine à gaz.

Le rendement du cycle de Brayton théorique est déterminé comme suit :

$$\eta_{th} = 1 - \frac{Q_L}{Q_H} \quad (1.2)$$

Le cycle de la turbine à gaz réelle s'écarte du cycle idéal par l'irréversibilité dans le compresseur et dans la turbine, ainsi que par la chute de pression dans les canaux d'écoulement et dans la chambre de combustion. Dans le cas où les états sont représentés

comme dans la figure (1.2), le rendement du compresseur et de la turbine sont alors définis comme suit :

$$\eta_{comp} = \frac{h_2 - h_1}{h_{2s} - h_1} \quad (1.3)$$

$$\eta_{turb} = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4s}} \quad (1.4)$$

### 1.3. Le cycle combiné gaz-vapeur

L'un des inconvénients de la turbine à gaz est son faible rendement. Il est de 25 à 35 % pour un cycle ouvert. Cependant, on peut partiellement résoudre ce problème et avoir un rendement dépassant 50% en associant la turbine à gaz à une turbine à vapeur selon un cycle combiné.

Un cycle combiné (cycle mixte) est essentiellement une centrale thermique de production d'électricité dans laquelle une turbine à gaz est combinée avec une turbine à vapeur.

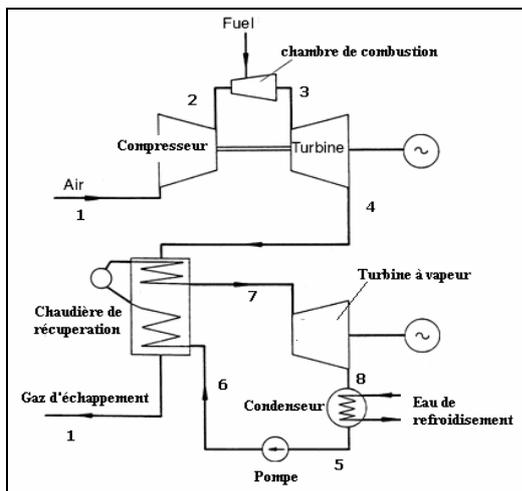


Figure 1.3 Schéma du cycle combiné.

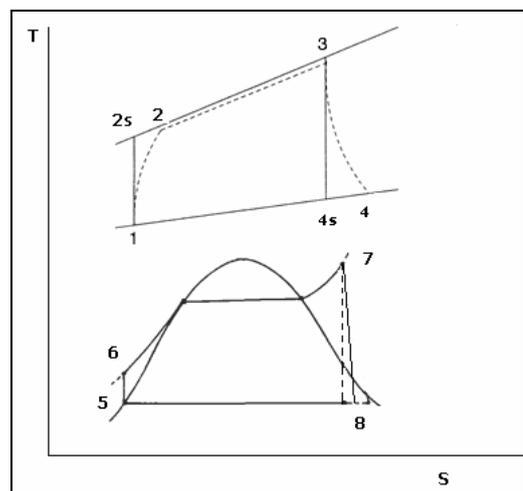


Figure 1.4 Diagramme T-s d'un cycle combiné

La turbine à gaz suit le cycle de Brayton et produit du travail utile  $W_B$  débité par un alternateur. L'énergie thermique contenue dans les gaz d'échappement  $Q_{BH}$  est utilisée pour produire de la vapeur dans une chaudière de récupération de chaleur (HRSG, *heat recovery steam generator*), afin d'alimenter la turbine à vapeur. Cette dernière suit le cycle de Rankine et fournit un travail utile  $W_R$  sur un autre alternateur, augmentant ainsi l'énergie électrique récupérée.

Dans la pratique, le rapport du travail fourni par la turbine à gaz  $W_B$  à celui délivré par la turbine à vapeur  $W_R$  est de l'ordre de [3] :

$$1,5 < \frac{W_B}{W_R} < 3,5$$

### 1.3.1. Rendement approché du cycle combiné

Pour une approche simplifiée, si l'on considère que le cycle combiné est composé de :

- un cycle de Brayton de rendement :

$$\eta_g = \frac{W_B}{Q_H} \quad (1.5)$$

- un cycle de Rankine de rendement :

$$\eta_v = \frac{W_R}{Q_{BH}} \quad (1.6)$$

L'application du premier principe de la thermodynamique donne le rendement du cycle combiné :

$$\eta_{cc} = \frac{(W_B + W_R)}{Q_H} \quad (1.7)$$

En remplaçant par les équations (1.5) et (1.6) dans (1.7), on aura :

$$\eta_{cc} = \eta_g + \eta_v - \eta_g \eta_v \quad (1.8)$$

Entre les deux turbines, un récupérateur est imposé. Soit  $\varepsilon_r$  son efficacité. Le rendement global s'écrit :

$$\eta_{global} = \eta_g + \varepsilon_r (1 - \eta_g) \eta_v \quad (1.9)$$

Si les deux rendements sont égaux à 36% et l'efficacité du récupérateur est estimée à 90% ; le rendement global sera 56,7 %. Dans le cas où le rendement de la turbine à vapeur est 40%, le rendement global devient 59%. Ceci illustre combien est profitable cette combinaison.[3]

### 1.3.2. Chaudières de récupération

Pour un cycle combiné, les deux turbines sont couplées thermiquement par la chaudière de récupération qui joue un rôle primordial dans la détermination de l'ensemble et l'optimisation du cycle.

#### 1.3.3.1 Chaudière à un seul niveau de pression

Dans une chaudière de récupération du type tour ou horizontale, le transfert de chaleur se fait dans un ensemble d'échangeurs :

- **L'économiseur** : est le dernier échangeur sur le trajet des fumées. Son but est de réchauffer l'eau d'alimentation jusqu'à une température proche de la température de saturation.
- **L'évaporateur** : ou générateur de vapeur, est le seul échangeur du dispositif qui n'élève pas la température de la vapeur.
- **Le surchauffeur** : est le premier échangeur traversé par les fumées. Il surchauffe la vapeur à ses conditions d'utilisation.

Le générateur de vapeur est un ballon de chaudière dans lequel règne un équilibre liquide-vapeur. Il assure un certain relais entre les différents échangeurs et son état (pression, température, niveau, etc.) est étroitement surveillé, car il est le garant du bon fonctionnement de la chaudière de récupération. L'eau froide est envoyée, en permanence, de la bache alimentaire dans l'échangeur économiseur. Ainsi réchauffée, elle passe dans le ballon puis dans l'évaporateur. Au sein du ballon, la phase liquide est séparée de la phase vapeur. La vapeur produite est envoyée dans le surchauffeur.

Les gaz brûlés entrent dans la chaudière à une température de l'ordre de 550°C et en ressortent à une température de 150°C à 180°C. La différence de température maximale entre les gaz d'échappement et la vapeur saturée ( $T_6 - T_B$ ) est appelée *pincement*. Ce pincement doit être le plus faible possible d'un point de vue énergétique. Cependant, plus il sera faible plus la surface d'échange nécessaire sera importante. Il y a donc un optimum économique à trouver.

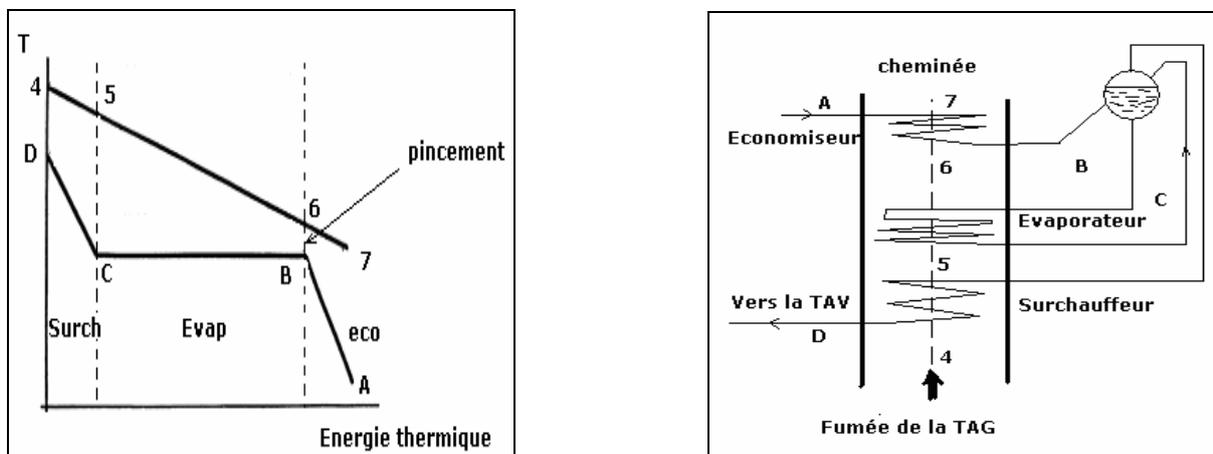


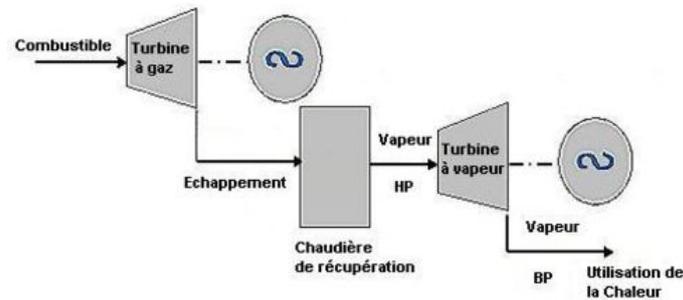
Figure 1.5 Schéma d'une chaudière à un niveau de pression et diagramme des échanges thermiques.

### 1.3.3.2 Chaudière à deux niveaux de pression

L'analyse de la figure 1.5 indique une différence de température localement importante dans la zone de vaporisation (Evaporateur), d'où des irréversibilités importantes dans le transfert de chaleur se traduisant par une réduction du travail fourni par le cycle combiné.

Pour profiter au mieux de l'énergie disponible, on utilise des chaudières à deux (voire trois) niveaux de pression (figure (1.6)). Ceci permet de rapprocher les courbes de températures des deux fluides (fumée et eau/vapeur) et de diminuer la température de sortie des fumées. Le nombre accru de caractéristiques de conception de ce type de chaudière rend la sélection plus complexe.





**Figure1.7** Schéma du principe de cogénération avec cycle combiné.

### 1.5. Résultats attendus de l'application à la centrale du Hamma [2]

Les résultats d'un calcul appliqué à la centrale du Hamma montrent l'ampleur des pertes énergétiques accompagnant les rejets des gaz. La puissance thermique récupérable est déterminée par le choix des températures entrée et sortie du récupérateur et du débit massique des gaz. La valeur de la différence de température au point du pincement ( $T_6 - T_B$ ) (voir *figure1.5*) est prise suite à un calcul d'optimisation faisant intervenir la puissance à produire et le coût du récupérateur.

Les calculs préliminaires ont abouti à un cycle à récupérateur à deux pressions, 9 MPa ( $T_{sat} = 303,4^\circ\text{C}$ ) et 3 MPa ( $T_{sat} = 233,9^\circ\text{C}$ ), et une turbine à deux étages dont la pression de condensation est 10 kPa et les rendements isentropiques de 0,85. Une température d'entrée au premier et au deuxième étage égale à  $500^\circ\text{C}$  permet de produire 91 700 kW avec un rendement de 35,5%. L'écart de température minimum de température dans le générateur de vapeur est de  $13,8^\circ\text{C}$ .

Un même calcul avec une température de  $550^\circ\text{C}$  de la vapeur d'admission, conduit à une production de 94 100 kW avec un rendement de 36,4 %. La différence de puissance de 2400 kW nécessite une baisse de  $5,5^\circ\text{C}$  dans l'écart de température dans le générateur de vapeur.

Le potentiel de cogénération encore disponible à la sortie du récupérateur pour la production d'eau chaude par des fumées disponibles à  $180^\circ\text{C}$ , est de l'ordre de 37 MW.

### 1.6. Conclusion

La centrale thermique du Hamma présente une possibilité d'augmenter son efficacité de conversion d'énergie primaire. Cela est concevable d'abord avec une production d'une puissance électrique supplémentaire par un cycle à vapeur avec récupérateur à deux pressions et ensuite, de l'eau chaude.

Le potentiel de puissance électrique supplémentaire serait 188 MWe. Celui de cogénération, encore disponible à la sortie du récupérateur à double pression envisagé pour le cycle à vapeur, est 37 294 kW ; une puissance suffisante pour couvrir les besoins des clients potentiels du quartier du Hamma.

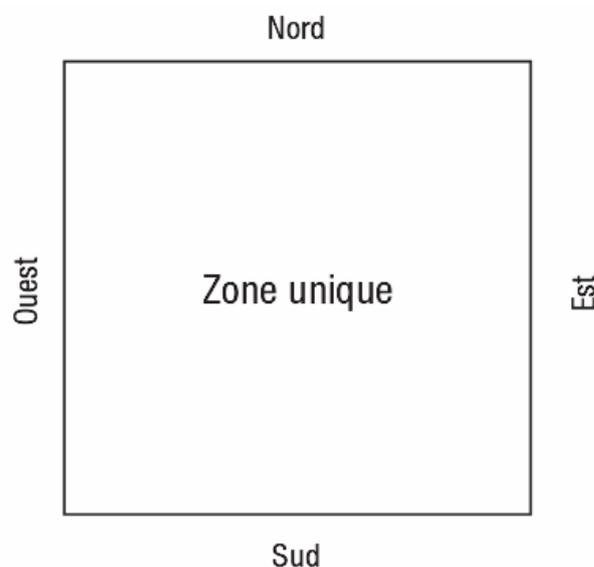
## Chapitre 2

# Charges thermiques de l'Hôtel.

Le calcul des charges du bâtiment, pour chauffage et climatisation, est souvent délicat à faire. En fait, c'est un art qui associe plusieurs disciplines et regroupe un grand nombre de paramètres techniques et physiologiques. Néanmoins, il existe des méthodes qui permettent d'obtenir des résultats approchés. Le présent chapitre traite des besoins en chauffage et climatisation de l'hôtel SOFITEL moyennant quelques hypothèses simplificatrices. Ce qui suit consiste à dégager un modèle mathématique, à base de polynômes, décrivant le comportement du bâtiment en matière de demande d'énergie pour conditionnement d'air.

### 2.1. Approche de calcul [4]

On utilise une approche par bloc en considérant l'hôtel comme étant une seule zone dans laquelle règne une même température intérieure  $T_{in}$ .



**Figure 2.1** Représentation du bâtiment par un seul bloc.

Les charges sont dues aux :

- Pertes de transmission (conductions et convections);
- Gains solaires ;
- Charges en air frais;
- Gains internes.

Chaque élément de la charge est exprimé sous la forme d'une équation polynomiale de degré zéro, du premier degré ou du deuxième degré, tel qu'indiqué dans les équations suivantes :

$$q_j = c_{0,j} \quad (2.1)$$

$$q_j = c_{0,j} + c_{1,j}T_e \quad (2.2)$$

$$q_j = c_{0,j} + c_{1,j}T_e + c_{2,j}T_e^2 \quad (2.3)$$

où  $q_j$  est la charge du bâtiment provenant de la source  $j$  (p. ex. : les pertes de transmission, les gains solaires, les charges en air frais, les gains internes et les charges d'occupation),  $T_e$  est la température extérieure et  $c_{0,j}$ ,  $c_{1,j}$  et  $c_{2,j}$  sont les coefficients du polynôme dérivés des caractéristiques physiques du bâtiment en relation avec la source  $j$ . L'équation des charges globales du bâtiment en fonction de la température extérieure peut être obtenue en faisant la somme des  $n$  éléments de charge :

$$q_{tot} = \sum_{j=1}^n c_{0,j} + \sum_{j=1}^n c_{1,j}T_e + \sum_{j=1}^n c_{2,j}T_e^2 \quad (2.4)$$

Cette équation peut être réécrite sous une forme réduite :

$$q_{tot} = c_0 + c_1T_e + c_2T_e^2 \quad (2.5)$$

où  $c_i$  est la somme des  $c_{i,j}$  individuels .

## 2.2. Gains et pertes par transmission [4]

Dans ce modèle les gains solaires au travers les parois opaques ne sont pas considérés. Par conséquent, les pertes de transmission  $q_{trans}$  sont :

$$q_{trans} = \sum_i (UA)_i (T_e - T_{in}) \quad (2.6)$$

Cette équation peut être écrite différemment afin d'obtenir le format désiré de l'équation (2.2), avec :

$$c_0 = -\sum_i (UA)_i T_{in} \quad (2.7)$$

$$c_1 = \sum_i (UA)_i \quad (2.8)$$

où  $(UA)_i$  est la conductance thermique globale pour la composante externe  $i$  (p. ex. : les murs extérieurs, les plafonds, les fenêtres) et  $T_{in}$  est la température intérieure de l'air.

En considérant que l'empreinte au sol du bâtiment est de forme carrée, le périmètre du bâtiment est  $4\sqrt{S/Z}$  ; où  $S$  est la surface totale du plancher,  $Z$  est le nombre d'étages et  $H$  la hauteur des murs. Ainsi,  $(UA)$  des murs extérieurs est :

$$(UA)_{mur} = U_{mur} \left( 4ZH\sqrt{S/Z} \right) \quad (2.9)$$

où  $U_{mur}$  est le coefficient de transfert de chaleur des murs extérieurs, lequel dépend du type d'isolation utilisée. Pour les plafonds, la superficie considérée est égale à la surface totale des planchers divisée par le nombre d'étages; ce qui mène à l'équation suivante pour  $(UA)$  :

$$(UA)_{plaf} = U_{plaf} \left( \frac{S}{Z} \right) \quad (2.10)$$

où  $U_{plaf}$  est la valeur moyenne du coefficient de transfert de chaleur pour les plafonds. Enfin, la conductance thermique des fenêtres est obtenue de la manière suivante :

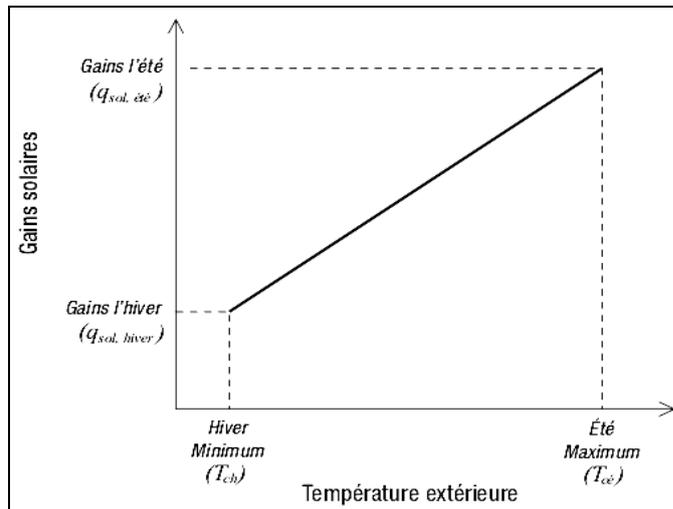
$$(UA)_{fen} = U_{fen} S_{fen} \quad (2.11)$$

où  $U_{fen}$  est la valeur moyenne du coefficient de transfert de chaleur des fenêtres;  $S_{fen}$  est la superficie des fenêtres.

Le calcul des coefficients de transfert de chaleur est détaillé dans l'annexe A.

### 2.3. Gains solaires [4]

Pour obtenir une relation homogène à l'équation (2), la méthode par intervalle de température suppose qu'il y a une relation linéaire entre la température extérieure et les gains solaires d'un bâtiment (figure 2.2).



**Figure 2.2 :** Gains solaires en fonction de la température extérieure. [4]

Dans ce contexte, les gains solaires par les fenêtres peuvent être obtenus grâce à l'expression suivante :

$$q_{sol} = q_{sol,hiver} + M(T_e - T_{ch}) \quad (2.12)$$

Ou, sous une autre forme :

$$q_{sol} = c_0 + c_1 T_e$$

Avec

$$c_0 = q_{sol,hiver} - M T_{ch} \quad (2.13)$$

$$c_1 = M \quad (2.14)$$

M est le coefficient d'interpolation des gains solaires calculé comme suit :

$$M = \frac{(q_{sol,été} - q_{sol,hiver})}{(T_{cé} - T_{ch})} \quad (2.15)$$

Dans l'équation précédente,  $q_{sol,été}$  et  $q_{sol,hiver}$  représentent les contributions solaires moyennes durant l'hiver et l'été au site du bâtiment.  $T_{ch}$  et  $T_{cé}$  sont les températures de calcul pour les journées typiques de l'hiver (*chauffage*) et de l'été (*climatisation*). Les températures de calcul pour les journées typiques sont obtenues à partir des températures extérieures de calcul en chauffage et en climatisation  $T_{c,chaud}$  et  $T_{c,clim}$ , avec :

$$T_{cé} = T_{c,clim} - DR / 2 \quad (2.16)$$

$$T_{ch} = T_{c,chaud} + DR / 2 \quad (2.17)$$

où  $DR$  est l'écart moyen des températures quotidiennes en été.

Le calcul des gains solaires moyens en hiver et en été est basé sur la méthode du facteur de charge de climatisation (*Cooling Load Factor (CLF)*) de l'ASHRAE. Ils sont calculés à l'aide de l'équation suivante :

$$q_{sol, saison} = \frac{\sum_{dir} (MSHGF_{dir, saison} S_{dir} SC_{dir} CLF_{tot, dir} FPS_{saison})}{nh_{saison}} \quad (2.18)$$

où  $dir$  est la direction (Nord, Est, Sud, Ouest),  $saison$  est le mois le plus chaud ou le plus froid (p. ex. : janvier ou juillet dans l'hémisphère Nord) et  $dir$  et le mois  $saison$  à la latitude du projet.  $S_{dir}$  est la superficie de fenêtre dans la direction  $dir$ ,  $CLF_{tot, dir}$  est la somme sur 24 heures des charges de climatisation pour l'orientation  $dir$ ,  $FPS_{saison}$  est la fraction de l'ensoleillement possible pour la saison et  $nh_{saison}$  est le nombre d'heures d'opération pour l'équipement d'air conditionné pour la saison.  $SC_{dir}$  est le coefficient d'ombrage dans la direction  $dir$ , il est défini comme suit :

$$SC = \frac{\text{gains solaires par les fenêtres}}{\text{gains solaires par des fenêtres à doubles vitres épaisses}}$$

Selon l'ASHRAE (1985), les valeurs typiques suivantes peuvent être utilisées :  $SC_{dir} = 0,81$ ,  $FPS_{saison} = 0,73$  en été et  $0,45$  en hiver,  $nh_{saison} = 12$  en été et  $24$  en hiver.

Enfin, les superficies des fenêtres dans chaque direction sont considérées égales (et sont par conséquent égales au quart de la superficie totale des fenêtres  $S_{fens}$  pour chacune des quatre orientations). Il est alors possible de factoriser tous les paramètres constants de l'équation (2.18), tel que :

$$q_{sol, saison} = \frac{S_{fens} SC_{dir} FPS_{saison}}{4nh_{saison}} \sum_{dir} (MSHGF_{dir, saison} CLF_{tot, dir}) \quad (2.19)$$

Le terme de sommation de l'équation (2.19) a été tracé sur un graphique en fonction de la latitude pour l'été et l'hiver en utilisant un lissage des courbes. Le graphique et les équations de lissage sont présentés dans la figure (2.3).

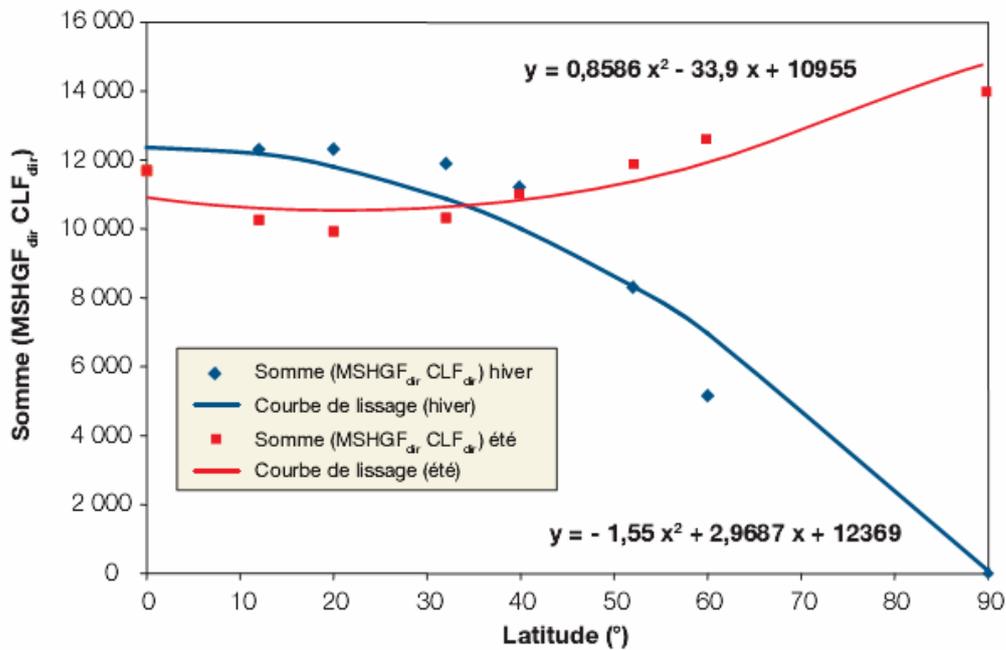


Figure 2.3 Lissage des courbes des termes de sommation de l'équation (2.19). [4]

### 2.4. Gains internes sensibles

L'équation des gains internes sensibles  $q_{int,sens}$  est un polynôme d'ordre zéro

$$q_{int,sens} = c_0$$

Avec :

$$c_0 = K_{éc} + K_{éq} + K_{o,sens} \tag{2.20}$$

Où  $K_{éc}$ ,  $K_{éq}$ ,  $K_{o,sens}$  sont respectivement les gains associés à l'éclairage, aux équipements et aux occupants (Tableau 2.1).

Niveau de gain	Eclairage (W/m <sup>2</sup> )	Equipement (W/m <sup>2</sup> )
Léger	5	5
Modéré	15	10
Important	25	20
Occupant	74,6 W/personne	

Tableau 2.1 : Valeurs retenues pour les gains internes (ASHRAE 1985) [4]

En partant de l'hypothèse que le bâtiment étudié est doté de lampes économiques (lampes fluorescentes) et que les équipements utilisés (électronique) génèrent une faible puissance thermique, on peut admettre que le niveau de gain est léger.

La chaleur sensible due aux occupants est étroitement liée au nombre des présents dans l'enceinte. En absence de statistiques exactes concernant l'hôtel Sofitel d'Alger, on fait une estimation selon des données du groupe ACCOR dont dépend cet hôtel. Pour cela on pose certaines hypothèses :

- L'activité de l'hôtel est uniforme durant toute l'année et les données de 2004 sont encore valables.
- Le nombre d'employés et de clients est réparti proportionnellement au nombre de chambres que comprend chaque hôtel.
- L'hôtel Sofitel est un hôtel d'affaires.

Durant son activité de 2004 le groupe ACCOR a enregistré 120 millions de clients dont 30% sont des touristes. Le service est assuré par 168500 employés répartis sur les 4065 hôtels que compte le groupe (un total de 475 433 chambres). En supposant que l'hôtel Sofitel est un hôtel d'affaires et en appliquant les chiffres précédents, avec 333 chambres, on obtient :

- Nombre d'employés : 118. On suppose que 80 d'entre eux assurent le service pendant la journée (70%) et 38 pendant la nuit.
- Nombre de clients par jour : 161. On suppose que pendant la journées seulement un quart d'entre eux reste dans l'hôtel (40).

### 2.5. Charge en air frais sensible [4]

La charge associée à l'air extérieur entrant dans le bâtiment est évaluée comme étant proportionnelle au nombre d'occupants. La charge est divisée entre les composantes sensibles et latentes.

L'équation générale pour calculer la charge sensible  $q_{c,sens}$  découlant de l'entrée d'air frais est :

$$q_{c,sens} = \rho C_p \dot{V} (T_{in} - T_e) \quad (2.21)$$

Où  $\rho$  est la densité de l'air,  $C_p$  est la chaleur spécifique et  $\dot{V}$  est le débit d'entrée de l'air. Cette équation peut s'écrire selon le modèle générique de l'équation (2) :

$$q_{c,sens} = c_0 + c_1 T_e \quad (2.22)$$

Avec :

$$c_0 = \rho C_p \dot{V} T_{in} \quad (2.23)$$

$$c_1 = \rho C_p \dot{V} \quad (2.24)$$

On assume que la densité et la chaleur spécifique de l'air sont constantes. On prend  $\rho = 1,2 \text{ kg/m}^3$  et  $C_p = 1,005 \text{ (kJ/kg)/}^\circ\text{C}$ .

La quantité totale d'air frais qui entre dans le bâtiment de toutes provenances est évaluée à 20 L/s/personne. Il est également considéré qu'il y a un échange de chaleur à hauteur de 50 % entre l'air entrant et l'air extrait du bâtiment. Par conséquent, le débit net d'air par personne est réduit à 10 L/s.

2.6. Charge en air frais latente [4]

A partir du taux d'humidité à l'emplacement du projet, on calcule une charge latente de l'air frais proportionnelle à la charge sensible et corrélée linéairement avec la température extérieure, tel qu'indiqué dans la figure (2.4). La fraction minimale,  $f_{min}$ , et la différence des températures des journées de conception,  $DT$ , ont été respectivement évaluées de manière empirique à 0,1 et 30 °C.

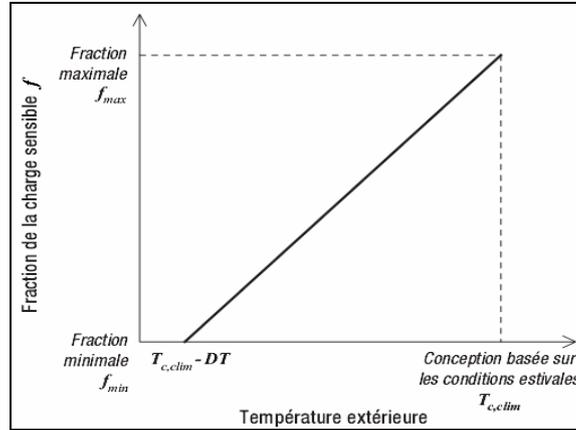


Figure 2.4 Relation entre les charges latentes et sensibles de l'air frais en fonction de la température extérieure. [4]

Niveau d'humidité	Fraction maximale de la charge latente vs la charge sensible
Bas	0,5
Moyen	1,5
Elevé	2,5

Tableau 2.2 : Fraction maximale de la charge latente sur la charge sensible [4]

La fraction maximale de la charge latente,  $f_{max}$ , par rapport à la charge sensible est définie en fonction d'une évaluation présentées dans le tableau (2.2).

Alger est une ville méditerranéenne où règne un climat tempéré. Cela justifie le fait de considérer le niveau d'humidité moyen ( $f_{max}= 1,5$ ).

La formulation mathématique de  $f$ , la fraction de la charge latente par rapport à la charge sensible, est :

$$f = aT_e + b \quad \text{pour } T_e > 10^\circ\text{C} \tag{2.25.a}$$

$$f = 0 \quad \text{pour } T_e < 10^\circ\text{C} \tag{2.25.b}$$

Avec :

$$a = \frac{f_{max} - f_{min}}{DT} \tag{2.26}$$

$$b = f_{\min} - \left( \frac{T_{c,c \text{ lim}} - DT}{DT} \right) (f_{\max} - f_{\min}) \quad (2.27)$$

La charge latente réelle est obtenue en multipliant l'équation (2.25a) par l'équation des charges sensibles (2.21), pour donner l'équation polynomiale du deuxième ordre suivante :

$$q_{c,lat} = c_0 + c_1 T_e + c_2 T_e^2 \quad (2.28)$$

Avec :

$$c_0 = b \rho C_p \dot{V} T_{in} \quad (2.29)$$

$$c_1 = a \rho C_p \dot{V} T_{in} - b \rho C_p \dot{V} \quad (2.30)$$

$$c_2 = -a \rho C_p \dot{V} \quad (2.31)$$

### 2.7. Gains internes latents [4]

Seuls les gains internes latents provenant des occupants sont pris en compte, de plus ils sont considérés constants.

$$q_{int,lat} = c_0$$

Avec :

$$c_0 = K_{p,lat} \quad (2.32)$$

où  $K_{p,lat}$  est une constante décrivant les gains latents découlant de la présence des personnes dans le bâtiment. Une valeur de 74,6 W/personne a été retenue pour cette constante (ASHRAE, 1985).

### 2.8. Résultats et discussion

L'hôtel Sofitel est sis à Alger (latitude : 36.72 ° NORD) à 1100 m de la Station du Hamma. Les valeurs concernant les dimensions géométriques de l'hôtel sont estimées à partir des plans disponibles (annexe A) :

Surface totale du plancher	45000 m <sup>2</sup>
Surface où l'air est conditionné	35000 m <sup>2</sup>
Surface des voies de circulation	4000 m <sup>2</sup>
Surface totale des vitres	2600 m <sup>2</sup>
Surface des vitres exposées au soleil	2000 m <sup>2</sup>
Hauteur des murs	H= 3 m
Nombre d'étages	Z=11

Le système de conditionnement d'air (chauffage et climatisation) doit assurer une température permettant du confort aux occupants. La température qui règne à l'intérieur doit être supérieure à 18°C en hiver et inférieure à 25°C en été. Pour généraliser le calcul, pour la saison de chauffage et de climatisation, on la prend égale à 23°C.

Les températures de calcul pour les journées typiques de l'hiver (*chauffage*) et de l'été (*climatisation*  $T_{ch}$  et  $T_{cé}$  sont trouvées après avoir déterminé les températures extérieures de calcul en chauffage et en climatisation  $T_{c,chaud}$  et  $T_{c,clim}$ . Ces deux dernières constituent les températures de base en été et en hiver. Pour éviter le surdimensionnement des équipements, il est recommandé de les prendre, respectivement, la moyenne des températures minimales en hiver et la moyenne des températures maximales en été. [17]

A partir des données climatologiques de l'ONM [5], on a :

- $T_{c,chaud} = 3^{\circ}\text{C}$
- $T_{c,clim} = 35^{\circ}\text{C}$
- l'écart moyen des températures quotidiennes en été  $DR = 10^{\circ}\text{C}$

### 2.8.1. Charge en fonction de la température extérieure

Les fonctions donnant la charge sont déterminées à partir des coefficients calculés en annexe A. Pour représenter la répartition de la charge, on subdivise la journée en huit périodes de trois heures chacune, et on associe une équation à chaque période. La charge annuelle est calculée par une fonction dont les termes sont les moyennes des termes de toutes les fonctions représentatives de la journée.

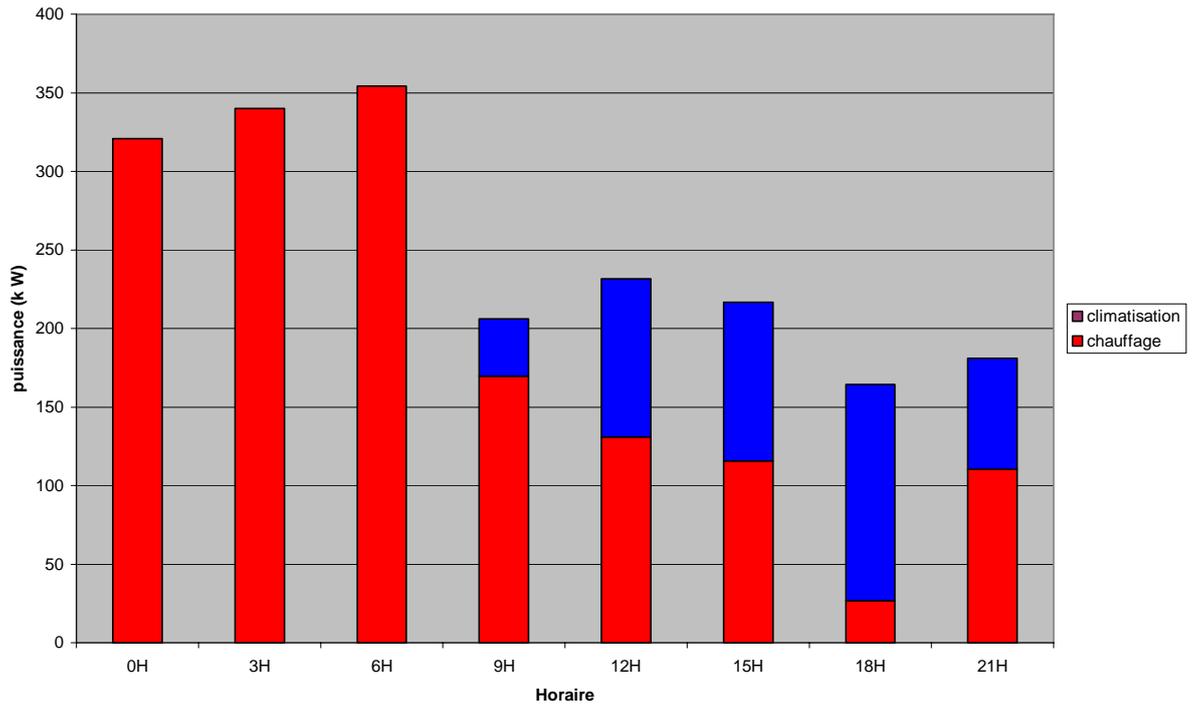
	Equations globales (kW) (Eq.4)		Température d'équilibre (°C)
	$T_e < 10^{\circ}\text{C}$	$T_e > 10^{\circ}\text{C}$	
0H	$-579.2 + 28.4 T_e$	$-571.5 + 25.3 T_e + 0.1 T_e^2$	21
3H	$-579.2 + 28.4 T_e$	$-571.5 + 25.3 T_e + 0.1 T_e^2$	21
6H	$-579.2 + 28.4 T_e$	$-571.5 + 25.3 T_e + 0.1 T_e^2$	21
9H	$-533.2 + 36 T_e$	$-528.7 + 34.2 T_e + 0.1 T_e^2$	14.8
12H	$-556.8 + 38.2 T_e$	$-545.2 + 33.6 T_e + 0.2 T_e^2$	14.9
15H	$-533.2 + 36 T_e$	$-528.7 + 34.2 T_e + 0.1 T_e^2$	14.8
18H	$-381 + 38.2 T_e$	$-370.2 + 33.6 T_e + 0.2 T_e^2$	10.4
21H	$-379.2 + 28.4 T_e$	$-371.5 + 25.3 T_e + 0.1 T_e^2$	13.9
Moy	$-515.1 + 32.8 T_e$	$-507.4 + 29.6 T_e + 0.1 T_e^2$	16.2

**Tableau 2.3 :** Equations donnant la charge en fonction de la température extérieure pour les différents moments de la journée.

### 2.8.3 Répartition de la charge au cours de la journée

Pour illustrer la répartition de la demande en chauffage et climatisation pendant une journée, on fait les calculs pour les deux mois représentatifs de la période de chauffage et celle de climatisation.

Les évolutions des puissances et la répartition des charges pour une journée type de Janvier et une autre de Juillet sont représentées par les figures suivantes.



**Figure 2.5** Evolution des puissances (kW) de chauffage et de climatisation pendant une journée de Janvier

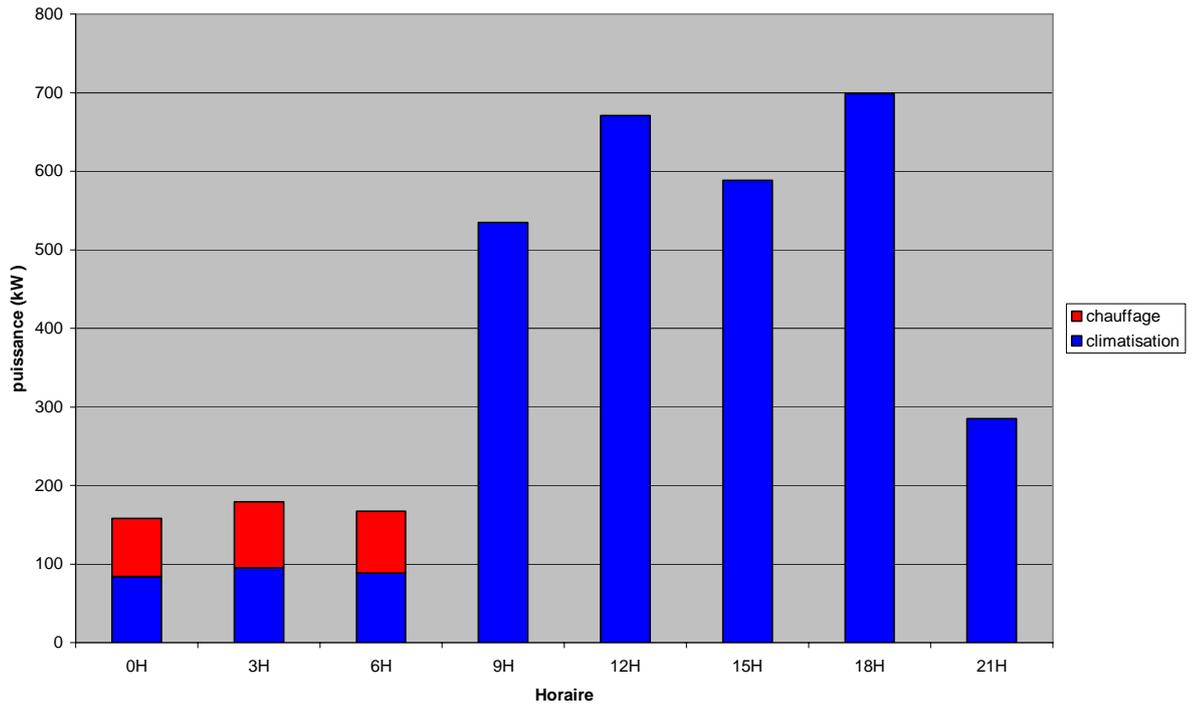


Figure 2.6 Evolution des puissances (kW) de chauffage et de climatisation pendant une journée de Juillet.

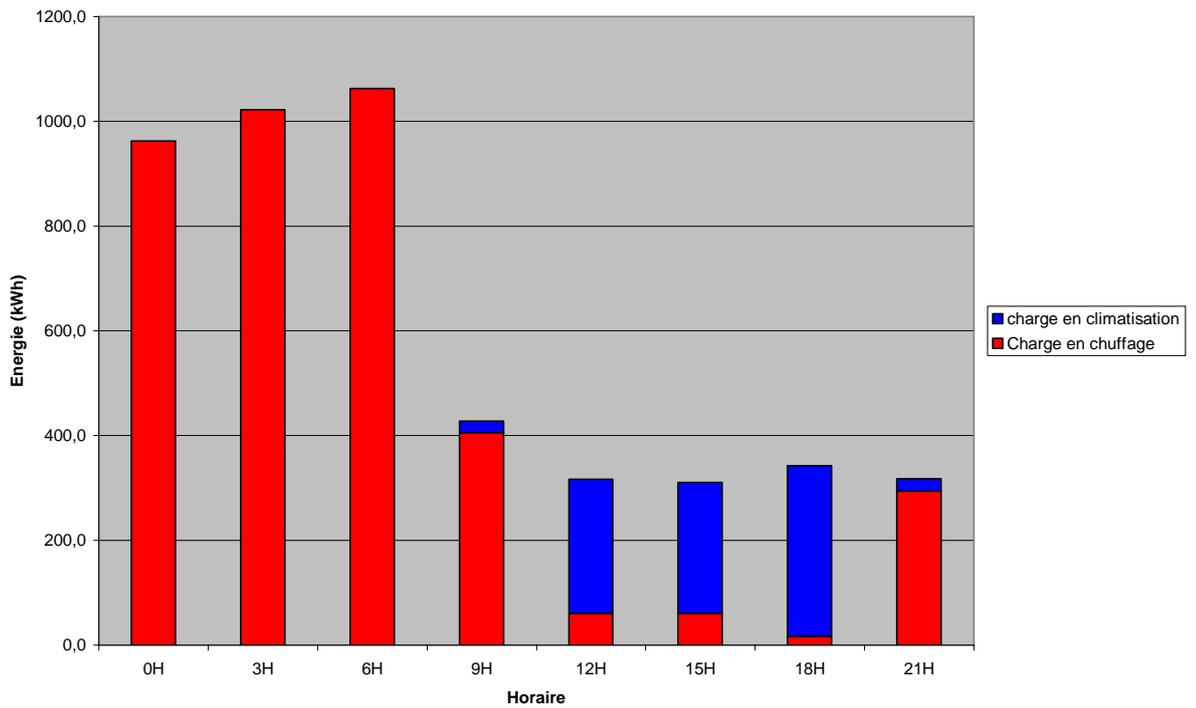


Figure 2.7 Répartition de la demande d'énergie pendant une journée de Janvier.

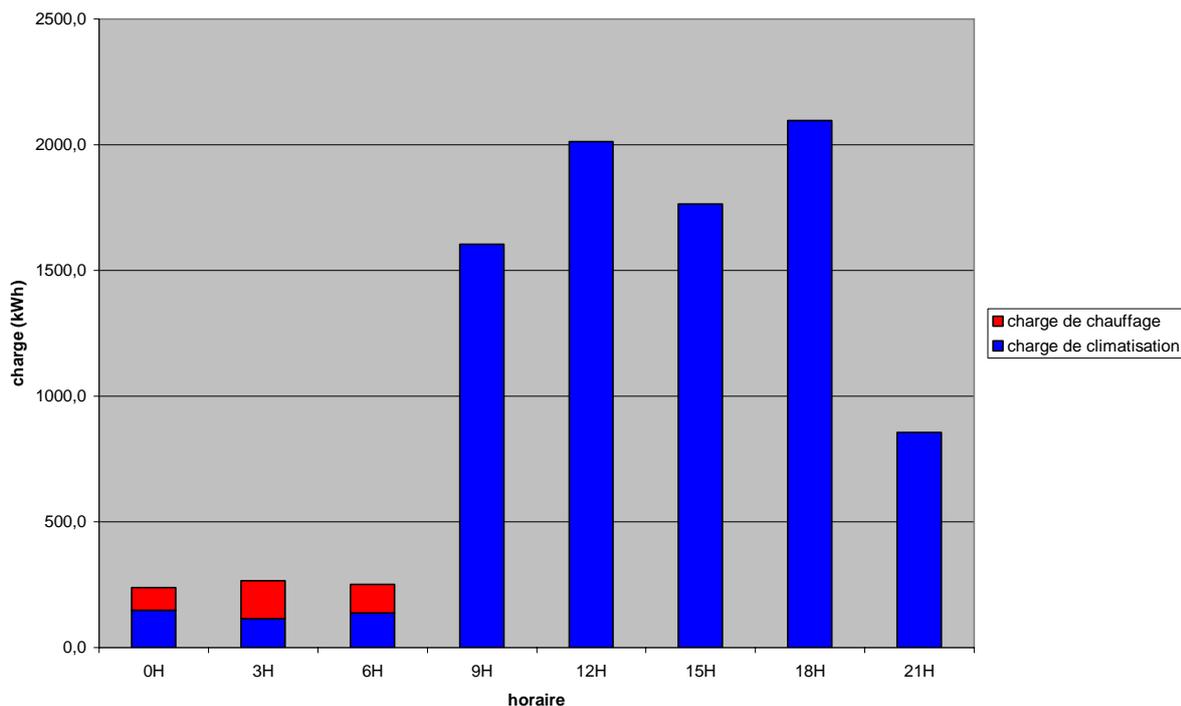


Figure 2.8 Répartition de la demande d'énergie d'une journée du mois de Juillet.

### 2.8.3. Demande annuelle de chauffage et climatisation

Après avoir vu la distribution de la demande d'énergie pendant des journées types, il est intéressant de dresser un bilan global de la charge pendant une année entière. Il est calculé, ici, la distribution de la charge en fonction des températures extérieures affectées de leurs fréquences d'occurrence dans l'année. Le signe moins indique qu'il s'agit du chauffage.

Centres des classes	Heures d'occurrence	Puissances (kW)	Demande en Chauffage (kWh)	Demande en Climatisation (kWh)
-2,5	0	-597,10	0	0
0,0	15,6	-515,10	-8036	0
2,5	202,8	-433,10	-87833	0
5,0	390	-351,10	-136929	0
7,5	592,8	-269,10	-159522	0
10,0	673,2	-201,40	-135582	0
12,5	712,8	-121,80	-86819	0
15,0	844,8	-40,90	-34552	0
17,5	1118,4	41,23	0	46106
20,0	1105,2	124,60	0	137708
22,5	866,4	209,23	0	181273
25,0	552	295,10	0	162895
27,5	487,2	382,23	0	186220
30,0	620,4	470,60	0	291960
32,5	346,8	560,23	0	194286

Centre des classes	Nombre d'heures d'occurrence	Puissances (kW)	Demande en Chauffage (kWh)	Demande en Climatisation (kWh)
35,0	130,8	651,10	0	85164
37,5	56,4	743,23	0	41918
40,0	33,6	836,60	0	28110
42,5	7,2	931,23	0	6705
45,0	3,6	1027,10	0	3698
total	8760		-649274	1366042

**Tableau 2.4 :** *Distribution de la demande en énergie en fonction des températures extérieures.*

## 2.9. Conclusion

L'étude faite dans ce chapitre constitue une estimation globale des demandes en chauffage et climatisation suite aux déperditions thermiques à travers les parois du bâtiment et l'apport des occupants et des équipements.

On remarque que la demande en climatisation est plus grande que la demande en chauffage. De plus, la demande en énergie est plus grande durant la journée en été, alors qu'elle est plus grande durant la nuit en hiver.

## Chapitre 3

### Besoins en eau chaude sanitaire.

Les besoins modernes des collectivités (résidences, hôtels, hôpitaux..) conduisent à utiliser l'eau chaude en quantité toujours croissante, non seulement pour les usages sanitaires mais aussi pour des travaux et des tâches domestiques.

#### 3.1. Consommation d'eau chaude sanitaire [6]

Selon l'ADEME (Agence Française de l'Environnement et de la Maîtrise de l'Energie) la consommation de l'eau chaude à 60°C dans un hôtel de luxe est comme suit :

- Pour la cuisine : 15 L/ repas ;
- Pour la chambre : 160 L/jour par chambre.

Lingerie : 5 L par kg de linge. [18]

Pour faire passer la température d'une quantité d'eau de masse  $m$  de  $T_i$  à  $T_{dis}$ , on a besoin d'une quantité de chaleur exprimée par la relation suivante :

$$Q = m c_p (T_{dis} - T_i) = \rho V c_p (T_{dis} - T_i) \quad (3.1)$$

Avec :  $V$ , est le volume d'eau à chauffer.

La valeur de  $T_i$  est prise égale à 15°C (température moyenne de l'eau circulant dans le réseau de distribution urbain). La masse volumique  $\rho$  et la chaleur spécifique  $c_p$  sont déterminés pour une température moyenne de 37,5 °C .

$$\begin{aligned} c_p &= 4,18 \text{ kJ/kg}^\circ\text{C} ; \\ \rho &= 993,12 \text{ kg} / \text{m}^3 . \end{aligned}$$

On peut écrire une équation donnant la quantité de chaleur en fonction du volume d'eau à chauffer :

$$Q = 186,8V \quad (3.2)$$

Avec  $V$  est le volume en  $m^3$  et  $Q$  est la quantité de chaleur en  $MJ$ .

### 3.2. Consommation pendant une journée à charge maximale

La charge maximale est obtenue pour la situation où toutes les chambres de l'hôtel sont occupées (333 chambres), environs 600 repas servis et 333 kg de linge sont lavés (raison d' 1 kg de linge sec par chambre). Le volume d'eau répondant aux besoins d'une journée présentant une situation pareille est :

$$V = 63945 \text{ l} = 64 \text{ m}^3$$

La chaleur qu'il faut pour produire le volume d'eau précédent est :

$$Q = 11955,2 \text{ MJ}$$

Si on suppose que les coefficients de répartition des besoins en eau chaude pour l'hôtellerie sont identiques à ceux appliqués aux logements, on aura les résultats suivants [18]:

horaire	0H	1H	2H	3H	4H	5H	6H	7H	8H	9H	10H	11H
coefficient ( $\alpha_i$ ) X 24	0,06	0,04	0,02	0,02	0,01	0,05	0,35	1,07	2,21	2,59	2,63	1,83
consommation (MJ)	29,89	19,93	9,96	9,96	4,98	24,91	174,35	533	1100,89	1290,17	1310,09	911,58
puissance instantanée (kW)	8,30	5,54	2,77	2,96	1,38	6,92	48,43	148,06	305,80	358,38	363,91	253,22

horaire	12H	13H	14H	15H	16H	17H	18H	19H	20H	21H	22H	23H
coefficient ( $\alpha_i$ ) X 24	1,50	1,94	1,72	1,06	0,73	0,89	1,38	1,34	1,19	0,60	0,44	0,33
consommation (MJ)	747,2	966,38	856,79	528,02	363,64	443,34	687,42	667,52	592,78	298,88	219,18	164,38
puissance instantanée (kW)	207,56	268,44	238	146,67	101,01	123,15	190,95	185,42	164,66	83,02	60,88	45,66

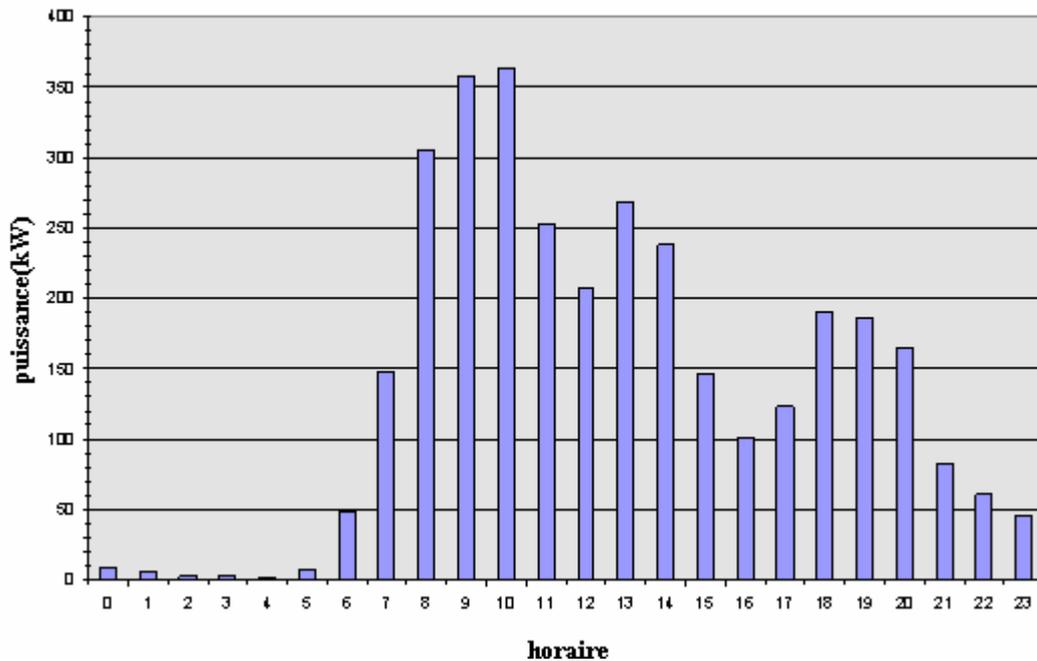
**Tableau 3.1** Répartition horaire de la consommation d'eau chaude sanitaire d'une journée.

### 3.3. Production à accumulation

Le système à accumulation permet de dissocier le rythme de la production des variations brusques de la demande, en effectuant un écrêtage des pointes de consommation. Il réduit donc le coût de la puissance. En contrepartie, le stockage présente deux inconvénients :

- investissement supplémentaire de stockage ;
- perte d'énergie sous forme de déperditions thermiques par les parois du réservoir.

Le graphe suivant montre l'évolution de la puissance pendant une journée à grande consommation.



**Figure 3.1** Evolution de la puissance demandée pour répondre aux besoins d'eau chaude d'une journée.

### 3.3.1. Puissance à installer

L'eau chaude sanitaire est produite à une puissance constante toute la journée. Le surplus est stocké dans un réservoir. On prend cette puissance comme étant la chaleur nécessaire pour produire une quantité d'eau égale à un vingt quatrième du volume consommée pendant la journée.

$$P_i = 186.8 \times \frac{64}{24 \times 3600} = 138.4 \text{ kW}$$

### 3.3.2. Volume d'eau à stocker

Si la température de l'eau dans le réservoir est la même que la température de distribution, le volume du réservoir doit satisfaire aux besoins pendant les périodes où la demande est plus importante que la puissance installée. Son volume est

$$V_r = \sum_j \frac{(\alpha_j - 1)}{24} V \quad \text{Tel que } \alpha_i > 1 \quad (3.4)$$

où  $V$  est le volume d'eau consommé pendant toute la journée.

$$V_r = \frac{8,46}{24} \times 64 = 22,7 \text{ m}^3$$

Le graphe suivant montre l'accumulation de l'énergie au sein du réservoir.

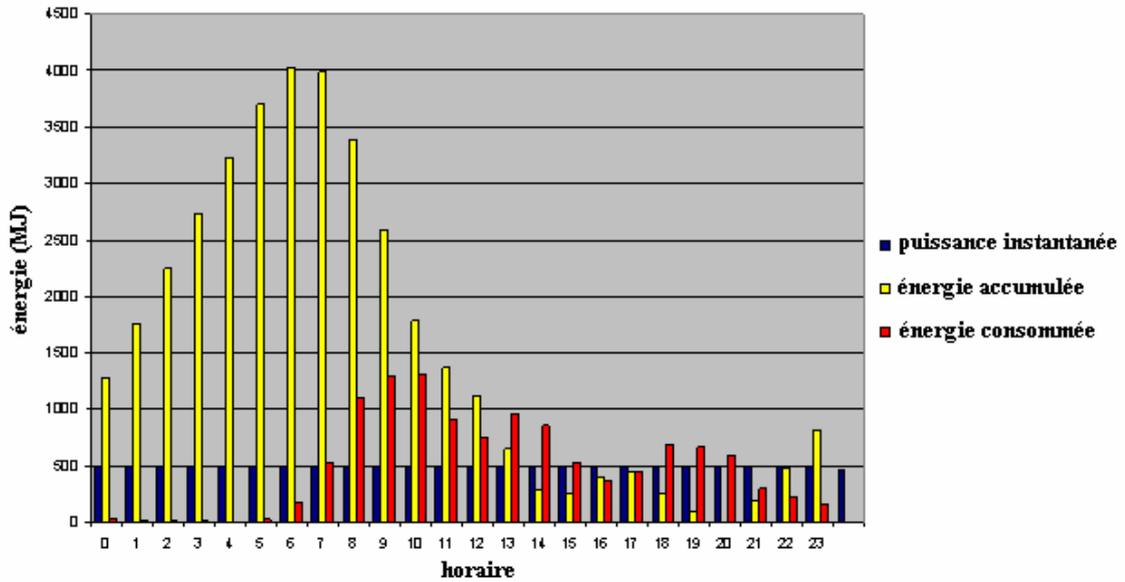


Figure 3.2 Evolution de la consommation et de l'accumulation d'eau chaude sanitaire au cours d'une journée.

### 3.4. Conclusion

La consommation d'eau chaude sanitaire est une grandeur difficile à estimer de façon précise vu l'irrégularité du nombre et les habitudes des occupants. Les calculs présentés sont basés sur des statistiques et des normes d'utilisation en France. Néanmoins, les estimations préliminaires obtenues ici sont suffisantes dans le cadre de cet avant projet.

## Chapitre 4

# Système de distribution d'eau chaude.

La distribution de la chaleur vers la clientèle est assurée par un réseau de conduites enterrées de caractéristiques répondant aux contraintes thermiques. Elles sont dotées d'une couche isolante pour limiter les pertes thermiques. La distribution se fait par une boucle fermée. De l'eau chaude saturée part du réservoir de la station de production puis retourne à une température moyenne après être passée dans un échangeur de chaleur du côté du client. Ce chapitre est consacré à l'étude des dites conduites en s'intéressant aux pertes de charge et aux pertes thermiques.

### 4.1. Pertes de charge

Le calcul des pertes de charge dans une conduite permet de faire le choix de la pompe de circulation. Elles dépendent essentiellement de la nature de l'écoulement et de l'état de surface interne de la conduite. Pour connaître la nature d'un écoulement, on fait recours au nombre de Reynolds, qui est défini comme étant le rapport des forces inertielles à des forces de viscosité.

$$\text{Re}_D = \frac{\rho u_m D}{\mu} \quad (4.1)$$

L'expression donnant les pertes de charge dans une conduite de longueur  $L$  est :

$$\Delta p = 2f \frac{\rho u_m^2}{D} L \quad (4.2)$$

Avec

$D$  le diamètre intérieur de la conduite.

$\rho$  la masse volumique du fluide.

$\mu$  la viscosité dynamique du fluide.

$f$  est le coefficient de frottement de Fanning.

$u_m$  est la vitesse moyenne du fluide permettant le calcul du débit massique  $\dot{m}$ .

$$\dot{m} = \rho u_m \left( \frac{\pi D^2}{4} \right) \quad (4.3)$$

Le débit est calculé à partir de la puissance qui doit être distribuée.

$$P = \dot{m} c_p \Delta T \quad (4.4)$$

$\Delta T$  est la différence entre la température d'arrivée de l'eau chez le client et la température de l'eau au retour.

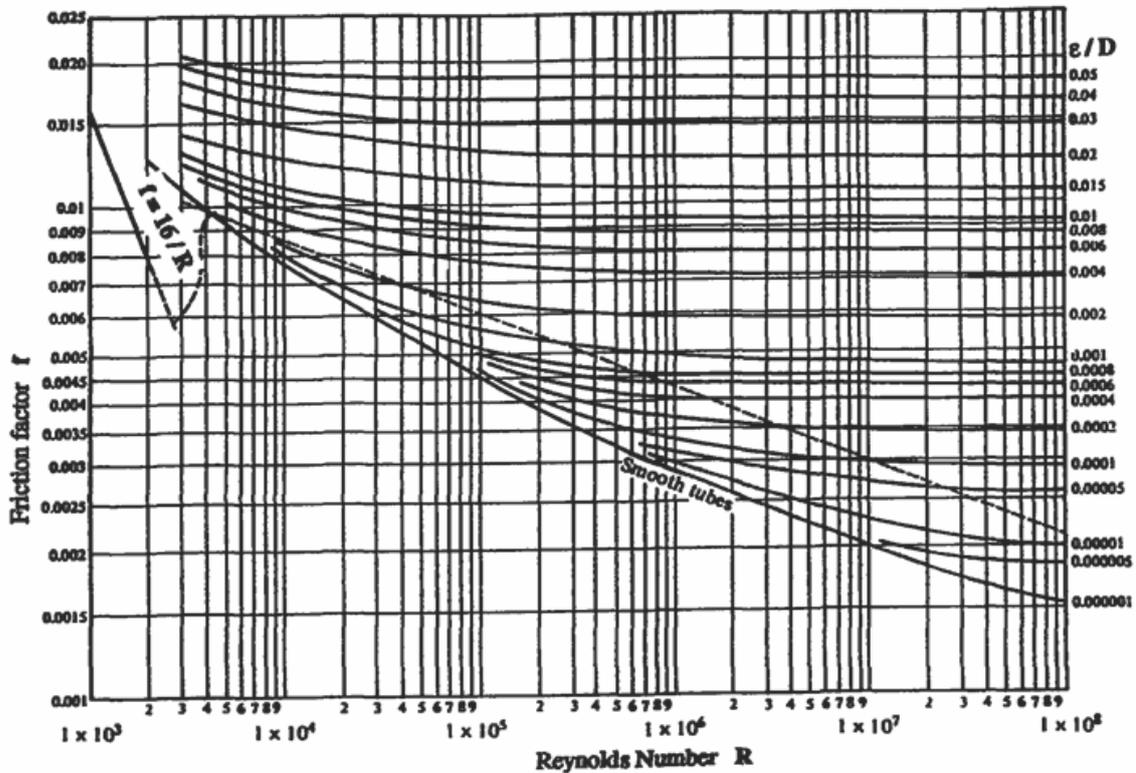


Figure 4.1 : Diagramme de Moody.[8]

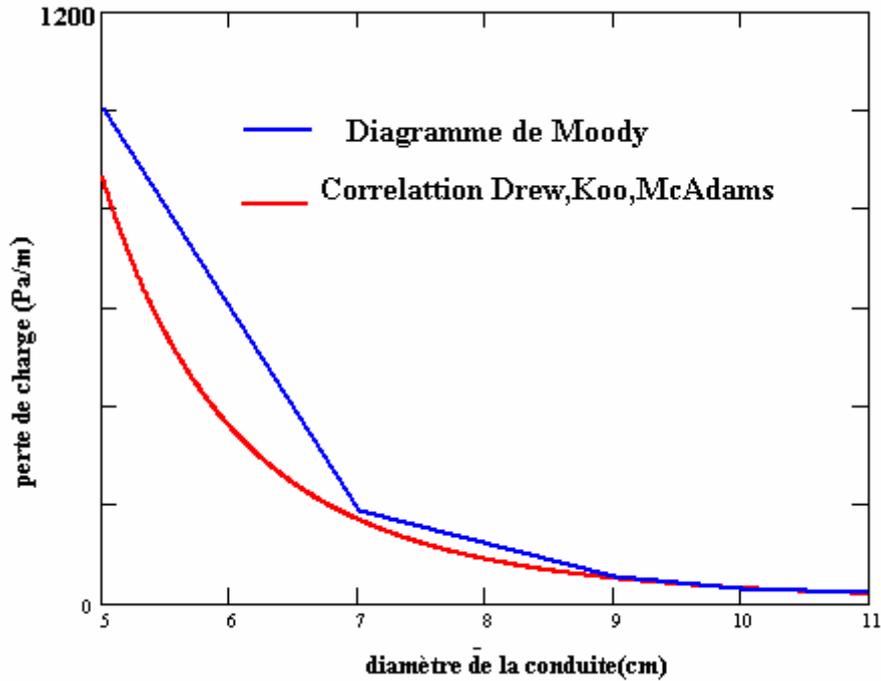
4.1.1. Variation de la perte de charge dans la conduite

On étudie l'influence du diamètre sur la valeur de la perte de charge. Pour cela, on choisit une conduite étirée (Drawn Tubing) de rugosité : 0.00015 cm.[9]

4.1.1.1 Variation en fonction du diamètre de la conduite

Les courbes de la figure suivante montrent l'évolution de la perte de charge en fonction du diamètre intérieur de la conduite. Pour la première courbe (bleue), le coefficient de frottement de Fanning  $f$  est déterminé à partir du diagramme de Moody. Dans la seconde courbe (rouge), le coefficient de frottement est donné par la corrélation de Drew, Koo et McAdams [9] :

$$f = 0.00140 + 0.125 Re^{-0.32} \text{ pour } 4 \times 10^3 < Re < 5 \times 10^6$$



**Figure 4.2 :** perte de charge en fonction du diamètre de la conduite  
( $T=130^{\circ}\text{C}$ ,  $\Delta T = 30^{\circ}\text{C}$ ,  $P=2213\text{kW}$ )

Les pertes de charge diminuent rapidement avec l'augmentation du diamètre de la conduite. A partir de  $D=9\text{cm}$ , elles sont relativement constantes. De plus, la corrélation et le diagramme de Moody donnent des résultats proches. Dans la suite des calculs, on utilise la dite corrélation pour déterminer le coefficient de frottement.

#### 4.1.1.2 Variation en fonction de la puissance

Les pertes de charge sont fonction du débit d'eau en circulation dans la conduite. Si on fixe le diamètre de la conduite, le débit ne dépendra que de la puissance livrée et la différence de température entre l'aller et le retour. Les courbes de la figure (4.3) illustrent les variations des pertes de charge en fonction de la puissance livrée pour différents écarts de température.

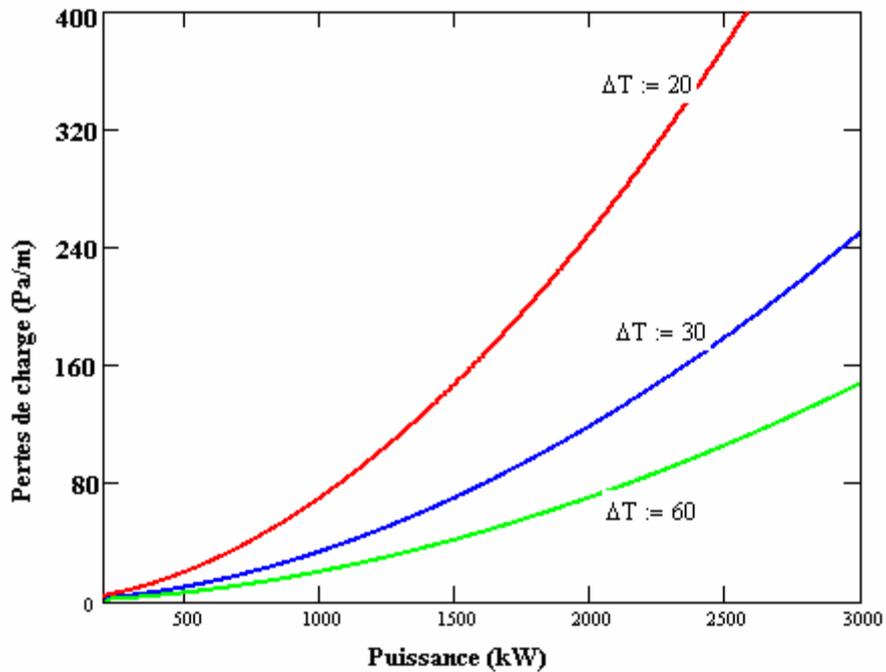


Figure 4.3 : Variation des pertes de charge en fonction de la puissance pour différents écarts de température ( $D=10\text{cm}$ ,  $T=130^\circ\text{C}$ ).

On constate que les pertes de charge augmentent avec l'augmentation de la puissance livrée. De plus, on enregistre de faibles pertes pour de grands écarts de température entre les deux conduites. La température de l'eau qui circule dans la conduite, comme le montre la figure suivante, n'a pas une grande influence sur les pertes de charge.

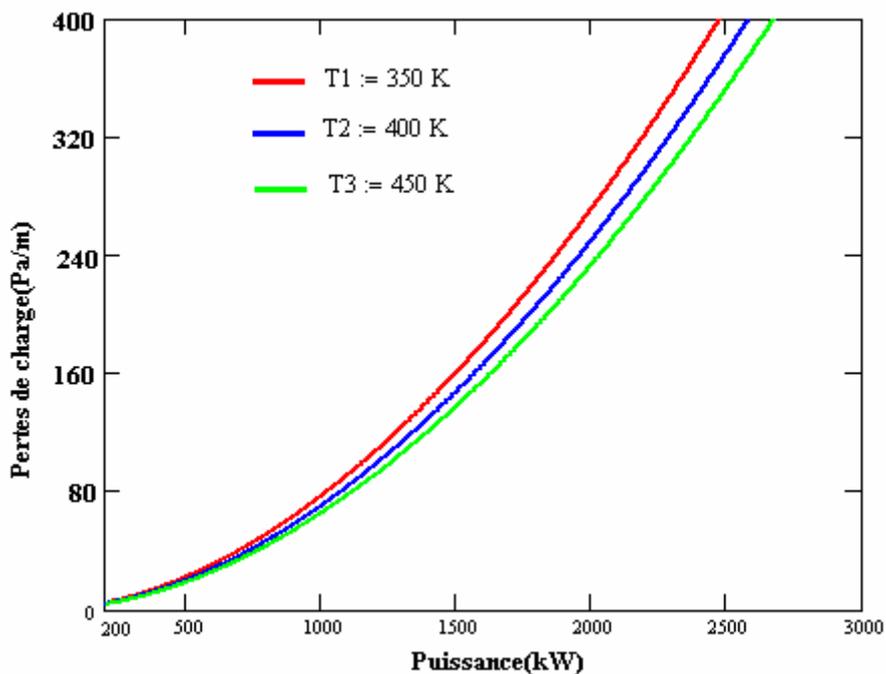


Figure 4.4 : Variation des pertes de charge en fonction de la puissance pour différentes températures de l'eau ( $D=10\text{cm}$ ,  $\Delta T = 30^\circ\text{C}$ ).

### 4.1.2 Puissance de pompage

La puissance que fournit la pompe pour vaincre les pertes de charge est donnée par : [9]

$$\dot{W}_p = \frac{\dot{m} \Delta p}{\rho \eta_p} \quad (4.5)$$

Avec

$\eta_p$  est le rendement hydraulique de la pompe ( $\eta_p = 0.7$  à  $0.80$ ).

## 4.2 Pertes thermiques

La différence de température entre l'eau en circulation et le sol engendre un flux de chaleur à travers les parois de la conduite. Il est essentiel de calculer les pertes thermiques et d'estimer la température en aval de la conduite pour les introduire, par suite, comme données dans les calculs de dimensionnement et les calculs des bilans énergétiques globaux.

### 4.2.1 La température moyenne [10]

L'écoulement dans la conduite est anisotherme. Il est nécessaire de le globaliser, sur une section donnée, en remplaçant le profil des températures par une température unique  $T_m$ .

$$T_m = \frac{2}{u_m r_0^2} \int_0^{r_0} u T(r) r dr$$

Avec

$u = u(r)$  est le profil de vitesse ;

$T(r)$  est le profil des températures ;

$u_m$  est la vitesse moyenne .

Il est à noter que  $T_m$  est également variable selon la longueur de la conduite.

### 4.2.2 Problème de transfert de chaleur dans une conduite

En appliquant la loi de conservation d'énergie au volume de contrôle de la figure (4.5), on a :

$$dq + \dot{m}(c_v T_m + pv) - \left[ \dot{m}(c_v T_m + pv) + \dot{m} \frac{d}{dx} ((c_v T_m + pv) dx) \right] = 0$$

Ou

$$dq = \dot{m} d(c_v T_m + pv) \quad (4.6)$$

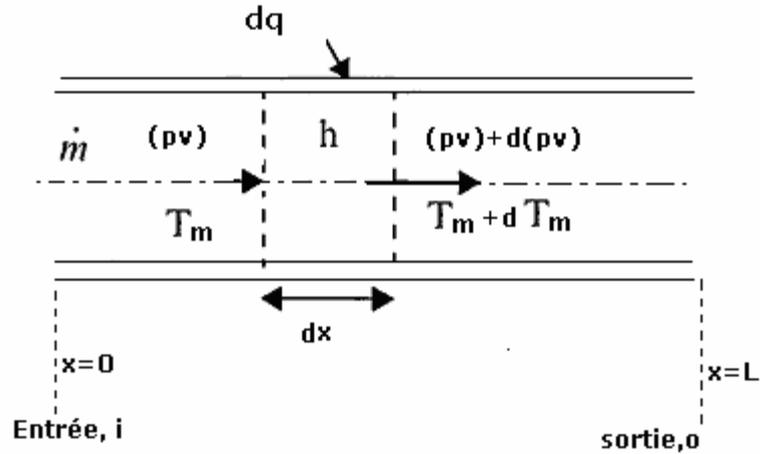


Figure 4.5 Bilan énergétique [10].

Pour un fluide incompressible  $d(pv)$  est insignifiant, de plus  $c_v \approx c_p$  :

$$d\dot{q} = \dot{m} c_p dT_m \quad (4.7)$$

Si on considère la conduite entière, la chaleur totale transmise :

$$\dot{q} = \dot{m} c_p (T_{m,o} - T_{m,i}) \quad (4.8)$$

Avec  $T_{m,i}, T_{m,o}$  sont les températures à l'entrée et la sortie de la conduite.

On pose :  $d\dot{q} = q_s'' P_e dx$  où  $P_e$  est le périmètre intérieur de la conduite .

L'équation (4.7) devient :

$$d\dot{q} = q_s'' P_e dx = \dot{m} c_p dT_m \quad (4.9)$$

Le flux de chaleur surfacique  $q_s''$  est proportionnel à la différence de température  $(T_s - T_m)$ .

$$h(T_s - T_m) P_e dx = \dot{m} c_p dT_m \quad (4.10)$$

$$\frac{dT_m}{dx} = \frac{P_e}{\dot{m} c_p} h(T_s - T_m) \quad (4.11)$$

L'intégration de l'équation (4.11) permet de trouver l'équation donnant la variation de  $T_m$  en fonction de  $x$ .  $T_s$  étant supposée constante.

$$\frac{T_s - T_m(x)}{T_s - T_{m,i}} = \exp\left(-\frac{P_e x \bar{h}}{m c_p}\right)$$

$$T_m(x) = T_s - \exp\left(-\frac{P_e x \bar{h}}{m c_p}\right) (T_s - T_{m,i}) \quad (4.12)$$

Où :  $\bar{h}$  est la valeur moyenne du coefficient de convection thermique  $h$  à l'intérieur de la conduite.

### 4.2.3 Coefficient de transfert pour une conduite enterrée

#### 4.2.3.1 Définition [19]

Dans le cas de la conduite enterrée, la température  $T_s$  n'est pas sur la surface intérieure de la conduite. Elle est la température d'équilibre du sol. Par conséquent,  $P_e \bar{h}$  doit être remplacé par le coefficient de transmission global  $\bar{U}$  qui prend en compte les résistances thermiques de convection et de conduction des différentes couches constituant la conduite (figure 4.5).

$$\bar{U} = \frac{\pi}{\frac{1}{h_i D_1} + \frac{1}{2k_A} \ln \frac{D_2}{D_1} + \frac{1}{2k_B} \ln \frac{D_3}{D_2} + \frac{1}{2k_C} \ln \frac{D_4}{D_3}} \quad (4.13)$$

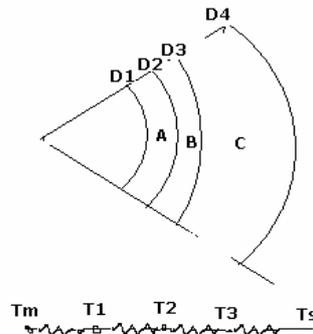


Figure 4.6 Schéma de calcul des résistances dans une conduite.

$\frac{D_2 - D_1}{2}$  est l'épaisseur de la conduite (A) de conductivité  $k_A$ .

$\frac{D_3 - D_2}{2}$  est l'épaisseur de la couche isolante (B) de conductivité  $k_B$ .

$\frac{D_4 - D_3}{2}$  est la distance pour laquelle la température du sol sera atteinte. Elle varie de 3 à 8 m selon la nature du sol et l'humidité.  $k_C$  est la conductivité du sol.[19]

### 4.2.3.2 Coefficient de transfert à l'intérieur du tube

Dans le cas où  $0,5 < Pr < 2000$  et  $10^4 < Re_D < 5 \cdot 10^6$  le nombre de Nusselt est donné par la corrélation de Petukhov et Kirillov : [9]

$$Nu_D = \frac{\left(\frac{f^*}{2}\right) Re_D Pr}{1,07 + 12,7 \left(\frac{f^*}{2}\right)^{1/2} \left(Pr^{2/3} - 1\right)} \quad (4.14)$$

$f^*$  est donné par

$$f^* = (1,58 \ln Re_D - 3,28)^{-2}$$

$Pr$  est le nombre de Prandlt.

Par définition du nombre de Nusselt :

$$Nu_D = \frac{\bar{h}_i D}{k_f} \quad (4.15)$$

Et  $k_f$  est la conductivité de l'eau circulant dans la conduite.

Les valeurs de  $\rho, \mu, k_f, Pr$  sont déterminées de la table donnant les propriétés de l'eau à la température :

$$\bar{T}_m = \frac{T_{m,i} + T_{m,o}}{2} \quad (4.16)$$

### 4.2.3.3 Évolution du coefficient de transmission

On étudie les variations du coefficient de transmission pour les propriétés suivantes :

- Matériau de la conduite est l'acier  $k_A = 41,0 \text{ W/m}^\circ\text{C}$  ;
- Isolant : polyuréthane (PUR)  $k_B = 0,026 \text{ W/m}^\circ\text{C}$  ;
- Distance pour laquelle la température du sol est en équilibre est 3m ;
- Conductivité du sol  $1,2 \text{ W/m}^\circ\text{C}$  ;
- Température du sol  $T_s = 15^\circ\text{C}$ .

#### 4.2.3.3.1 Variation en fonction de l'épaisseur de la couche isolante

Le graphe suivant montre l'effet de l'épaisseur de la couche isolante sur le coefficient de transmission de chaleur pour une conduite de diamètre intérieur 10cm et d'épaisseur 2mm. On remarque qu'il diminue rapidement pour l'augmentation de l'épaisseur de 0 à 0,04 m. Pour des épaisseur plus de 0,05 m le coefficient de transfert de chaleur est presque constant. Pour la suite des calculs, on prend l'épaisseur de la couche isolante 0,05 m.

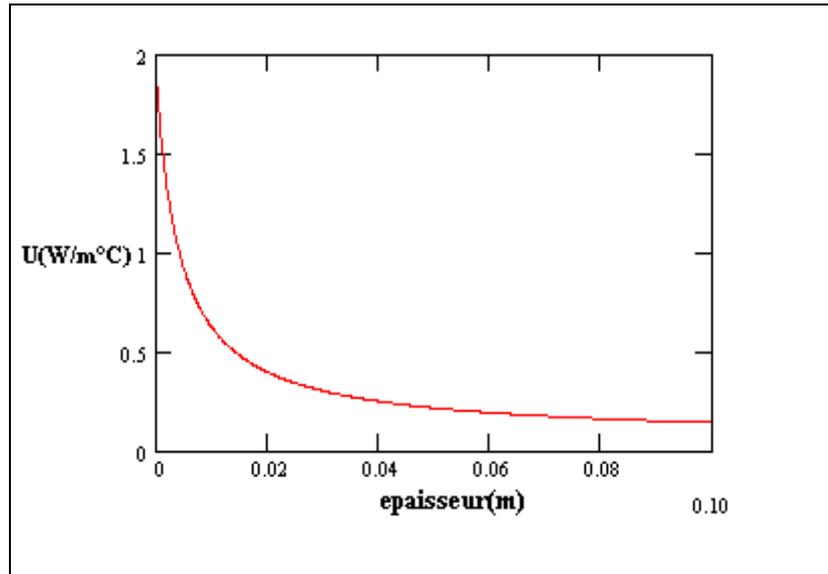


Figure 4.7 : Variation de  $U$  en fonction de l'épaisseur de la couche isolante ( $h_i = 8000 \text{ W/m}^2\text{°C}$ )

4.2.3.3.2 Variation en fonction du coefficient de transfert intérieur

Le coefficient de transfert de chaleur à l'intérieur de la conduite est fonction de la température et la vitesse de circulation de l'eau. La courbe de la figure (4.8) montre que la valeur de  $h_i$  n'a pas une influence significative sur le coefficient de transfert global  $U$ .

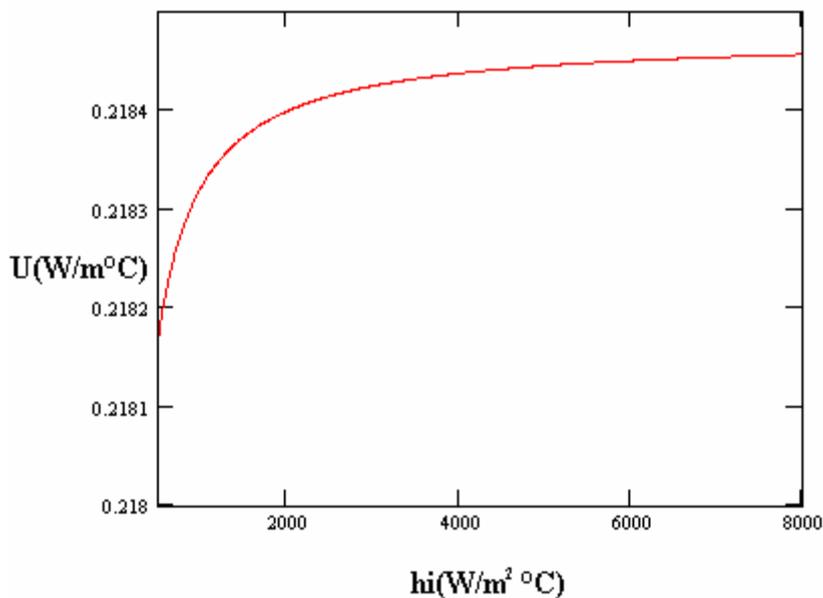


Figure 4.8 : Variation de  $U$  en fonction de  $h_i$  (épaisseur d'isolation = 0.05m)

#### 4.2.4 Les paramètres influençant les déperditions thermiques à travers la conduite

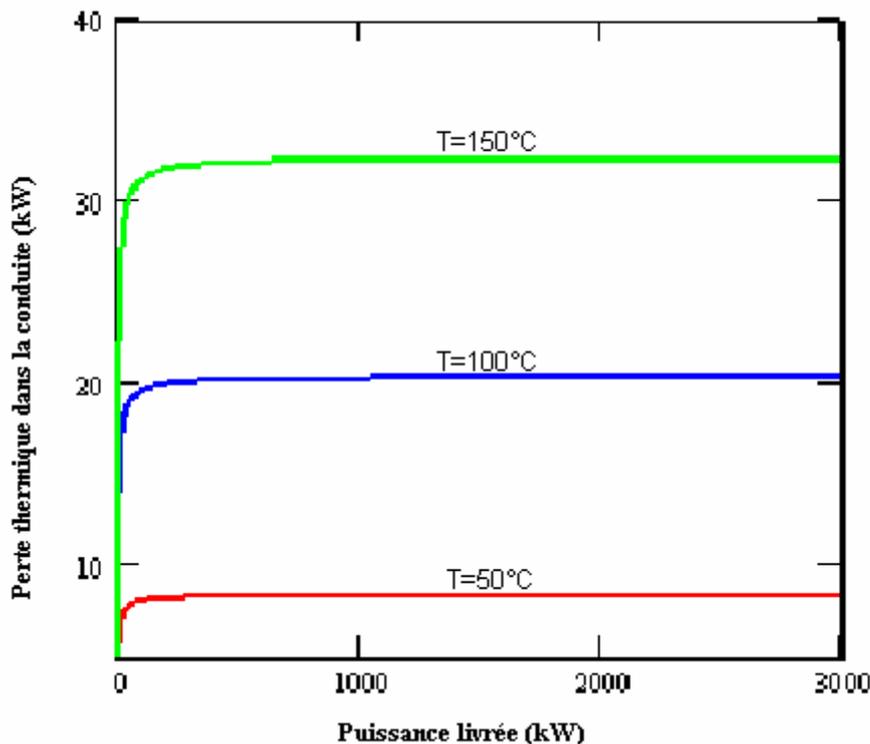
On a vu précédemment que le coefficient global de transfert thermique est presque indépendant de la température de l'eau à l'intérieur de la conduite. Il reste à voir l'effet de la variation de la puissance et la température de l'eau en circulation sur les pertes thermiques.

##### 4.2.4.1 Variation des pertes thermiques en fonction de la puissance livrée

Des équations (4.4),(4.8)et (4.12) on a l'équation qui donne la quantité de chaleur perdue en fonction de la puissance livrée ( $c_p$  étant pris constant ):

$$q_{perdue} = \frac{P}{\Delta T} \left( \left( 1 - \exp \left( - \frac{\bar{U} \cdot L}{P} \right) \right) (T_{m,i} - T_s) \right) \quad (4.17)$$

La figure (4.8) illustre l'effet du changement de la puissance livrée ainsi que la température de l'eau en circulation sur les pertes thermiques. On observe de faibles changements dans la valeur des pertes pour une grande plage de variation de la puissance. Cependant, la température de l'eau a une grande influence.



**Figure 4.9 :** Variation des pertes thermiques en fonction de la puissance pour différentes températures de l'eau ( $L=1100m$ ,  $U=0.218$ ,  $\Delta T = 30^\circ C$ ).

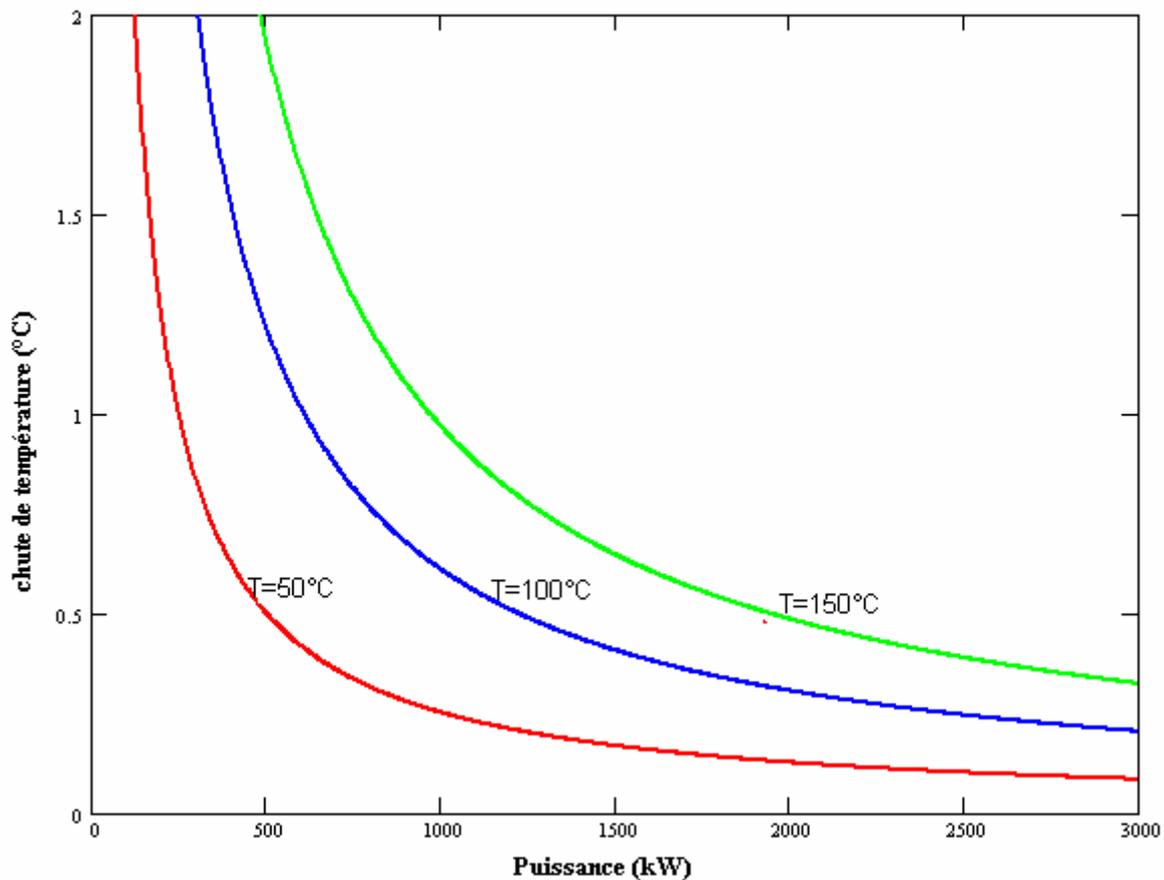
#### 4.2.4.2 Influence de la puissance sur la température d'arrivée

Il est intéressant de voir à présent quel effet a la variation de la puissance sur la chute de la température le long d'une conduite de longueur et de diamètre donnés.

La chute de température est donnée par l'équation :

$$DT = \left( 1 - \exp \left( - \frac{\bar{U} \cdot L}{m \cdot cp} \right) \right) (T_{m,i} - T_s) \quad (4.18)$$

Les courbes de la figure suivante montrent que la chute de température est importante pour des de faibles puissances. De plus, les grandes températures de l'eau connaissent des dégradations importantes. La température d'arrivée de l'eau est un paramètre imposé par le fonctionnement des équipements des clients. Donc il est obligatoire de dimensionner un système de distribution qui minimise les chutes de températures. Par exemple, si on veut limiter la chute de température à 1°C, pour une température de départ 150°C et un diamètre de la conduite fixé à 10 cm, la puissance doit être plus de 1000kW.



**Figure 4.10 :** Chute de température en fonction de la puissance livrée  $L=1100m$ ,  $U=0.218$ ,  $\Delta T = 30^\circ C$ ,  $D=10cm$ ).

### 4.3 La sous-station

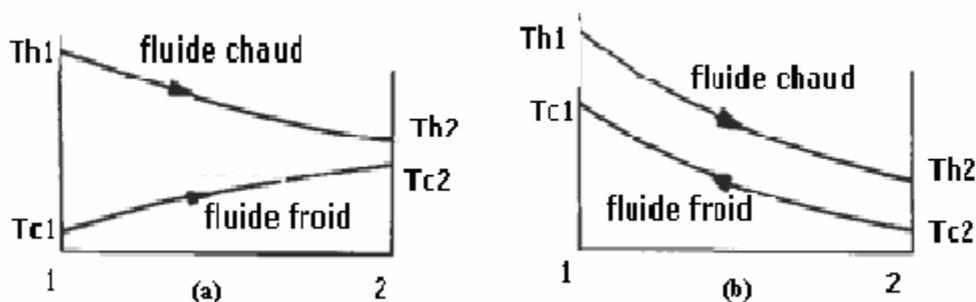
Une sous-station est l'endroit à partir duquel l'énergie transportée par le réseau de chauffage urbain est distribuée vers les installations du client. Cette sous-station fonctionne avec un ou plusieurs échangeurs de chaleur. Un dispositif automatique règle le débit d'eau chaude du circuit primaire passant par l'échangeur, selon la charge du client. L'avantage de séparer la boucle principale et les installations du client réside dans le fait que le réseau principal, qui est la propriété du fournisseur de chaleur, n'est pas affecté par les travaux effectués, les pertes de pression ou la longueur des tubes qui existent dans le bâtiment du client. L'un des principaux inconvénients de ce système est le coût élevé de l'installation. De plus l'échange de chaleur ne peut pas être effectué à la même température entre l'entrée du système principal et la sortie du système secondaire.

Pour optimiser le fonctionnement d'un réseau de chauffage urbain, il est nécessaire de maintenir le plus grand écart de température possible entre l'eau d'arrivée et l'eau de retour pour que le débit d'eau à faire circuler soit plus faible et l'énergie de pompage soit réduite. Les pertes thermiques sur le retour sont également minimisées quand l'écart de température est plus élevé. Cela implique que, pour une température d'alimentation constante, il faut avoir une faible température de retour, même en cas de diminution de la charge. Dans les systèmes de distribution à débit variable, on y parvient en réduisant le débit au moyen d'une vanne à deux voies. Au point de raccordement du client, la réduction de la charge est détectée par un dispositif de contrôle automatique grâce à l'augmentation de la température de retour. Les autres avantages de du maintien d'une faible température au retour sont d'assurer à la centrale des conditions de marche favorables et de permettre de sélectionner des échangeurs plus petits en sous-stations.

#### 4.3.1 Echangeur de la sous-station

##### 4.3.1.1 Choix d'échangeurs

Dans le cas d'un échangeur à écoulement parallèle, le fait d'opter pour un écart maximal de température dans le circuit primaire (côté fournisseur) pénalise la température de sortie dans le circuit secondaire (côté client). Car, comme le montre la figure (4.11.a),  $T_{c2}$  est toujours inférieure à  $T_{h2}$ . Par contre, un échangeur à contre courant permet d'avoir un bon écart de température désiré tout en assurant une température assez élevée pour l'installation secondaire ( $T_{c1} > T_{h2}$ ) (figure(4.11.b)).



**Figure 4.11** Profile des températures au sein d'un échangeur à (a) courant parallèle et (b) échangeur à contre courant.

### 4.3.1.2 Dimensionnement de l'échangeur

On dimensionne un échangeur permettant de fournir de la chaleur pendant la charge maximale. La puissance transmise est donnée par :

$$Q = (UA)\Delta T_m$$

Donc 
$$(UA) = \frac{Q}{\Delta T_m} \quad (4.19)$$

Avec  $A$  surface d'échange ;

Et

$$\Delta T_m = \frac{(T_{h1} - T_{c1}) - (T_{h2} - T_{c2})}{\ln\left(\frac{(T_{h1} - T_{c1})}{(T_{h2} - T_{c2})}\right)} \quad (4.20)$$

## Chapitre 5

# Description et étude et d'une machine frigorifique à absorption.

Les machines frigorifiques, dont l'objectif est de produire du froid en assurant à un milieu une température inférieure à la température de son environnement, comprennent un générateur thermodynamique associé à un moteur. Ce moteur peut être soit extérieur à la machine pour les générateurs dithermes, soit intégré dans celle-ci pour les machines trithermes. Ce dernier type permet de produire du froid à partir de l'énergie calorifique, généralement moins noble que l'énergie électrique.

Tous les systèmes trithermes utilisent une source de chaleur « motrice » dont la température est supérieure à celle des deux autres milieux. Grâce à la chute de température de la source de chaleur, on récolte un effet moteur utilisé pour évacuer de la chaleur de la source froide vers l'environnement. Plusieurs procédés trithermes sont actuellement développés. On peut citer notamment :

- les machines à adsorption solide,
- les machines à éjection ;
- les machines à absorption liquide.

Ce dernier procédé est le plus développé et le plus commercialisé dans le domaine de la climatisation.

### 5.1 Historique

L'idée de produire du froid à partir de la chaleur ne date pas d'aujourd'hui. En 1810, l'écossais John Leslie (1766-1832) a étudié le phénomène de production du froid par évaporation d'eau et fixation de la vapeur formée par l'acide sulfurique concentré (absorption). La première machine opérant au couple ammoniac/eau a vu le jour vers 1860 avec F.P.E Carré. Dès 1938, le couple frigorigène : eau/absorbant bromure de lithium fut proposé par les sociétés CARRIER SERVEL INC, aux Etats Unis. Ce couple est toujours utilisé dans les machines modernes.

Ces machines ont connues un grand essor, ces dernières décennies, grâce à certaines caractéristiques :[11]

- elles n'utilisent pas des fluides frigorifiques à base de CFC nuisibles pour la couche d'ozone ;
- la consommation d'énergie électrique d'une machine à absorption ne représente qu'une faible fraction (5 à 10%) de celle nécessaire pour le fonctionnement d'une machine à compression ;
- elles fonctionnent à l'énergie thermique : ce qui les rend particulièrement intéressantes sur le plan énergétique, car la chaleur nécessaire au fonctionnement peut être couverte par les rejets thermiques ou l'énergie solaire.

Cette dernière caractéristique est la raison qui nous laisse opter pour ce type de machine afin de répondre aux besoins de climatisation.

5.2 Système à absorption à générateur « simple effet »

La figure (5.1) représente schématiquement une telle machine qui suit le cycle de Carré. Les divers éléments de la machine sont placés sur un plan comportant, en abscisse, une échelle de température et, en ordonnée, une échelle de pression.

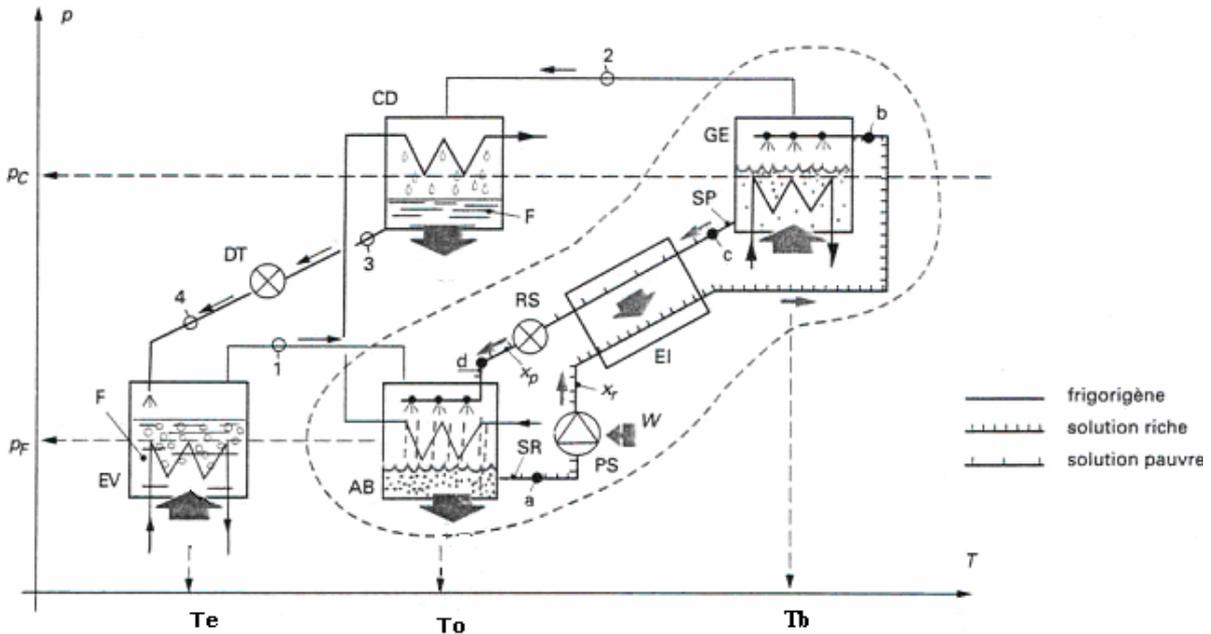


Figure 5.1 : Système thermofrigorifique à absorption. [7]

5.2.1 Les composants de la machine frigorifique à absorption

Les machines frigorifiques à absorption possèdent un ensemble d'éléments communs avec les machines à compression qui sont le condenseur, la vanne de détente et l'évaporateur. Par contre, la compression est réalisée par l'ensemble : absorbeur, échangeur de chaleur et bouilleur.

5.2.2 Le générateur de vapeur (bouilleur)

La solution riche en frigorigène dans le générateur GE y reçoit la quantité de chaleur  $Q_B$  à une température  $T_B$ , ce qui provoque la vaporisation d'une partie du frigorigène dissous dans la solution. On parle alors de désorption. En sortie de bouilleur, on obtient de la vapeur de frigorigène (2) et une solution appauvrie en frigorigène (c). Cet organe effectue donc une séparation.

5.2.3 Le condenseur

C'est la température  $T_o$  du fluide caloporteur alimentant le condenseur qui fixe la température de condensation et donc la pression dans l'ensemble bouilleur/condenseur. La

condensation du frigorigène nécessite le rejet de la chaleur de condensation  $Q_c$  à la température  $T_o$ .

#### 5.2.4 L'évaporateur

A la sortie du condenseur (3), le liquide subit un laminage à travers le détendeur (DT), puis s'évapore en prenant la chaleur  $Q_E$  au fluide à refroidir. La température d'évaporation, et par suite la pression dans l'ensemble évaporateur/absorbeur est fixée par la température de la source froide  $T_E$ .

#### 5.2.5 L'absorbeur [7]

La vapeur issue de l'évaporateur (1) y rencontre la solution appauvrie provenant du générateur (bouilleur) (d). Elle se dissout dans cette solution, provoquant l'enrichissement de la solution. On parle alors d'absorption. La chaleur  $Q_A$  dégagée par cette transformation exothermique est évacuée par un fluide caloporteur à la température  $T_o$ . En sortie d'absorbeur (a), on obtient ainsi une solution enrichie en frigorigène. Ce composant effectue donc une opération de mélangeage.

La différence de pression entre l'ensemble absorbeur/évaporateur (BP) et bouilleur/condenseur (HP) nécessite en outre :

- La présence d'une pompe sur le circuit de la solution riche (en frigorigène).
- La présence d'un détendeur sur le circuit de solution pauvre (en frigorigène).

#### 5.2.6 Echangeur de chaleur

Cet échangeur régénérateur est disposé entre le bouilleur et l'absorbeur. Il assure l'échange de chaleur entre la solution pauvre (chaude) et la solution riche (froide). L'intérêt de cet échangeur est de réduire la consommation d'eau froide pour le refroidissement de l'absorbeur et la consommation de chaleur pour le chauffage du bouilleur.

### 5.3 Adaptation du cycle de Carré au couple eau-bromure de lithium

Pour les besoins en climatisation, on a adapté le cycle à absorption de Carré au couple (frigorigène) eau / bromure de lithium (absorbant). La figure (5.2) représente le schéma d'une machine frigorifique à absorption eau-bromure de lithium sous sa forme la plus simple.

Elle comporte, dans un corps cylindrique divisé en deux parties par une cloison horizontale :

#### 5.3.1 Un espace supérieur

Il y règne la haute pression  $p_c$  du cycle. Il renferme deux cellules séparées par une cloison verticale :

- le générateur de vapeur  $GE$  où, par chauffage, on extrait la vapeur d'eau de la solution riche (solution diluée) qui entre en (3). Il en sort, en (5), une solution pauvre en eau (solution concentrée),
- le condenseur,  $CD$ , où cette vapeur se liquéfie sur la surface externe d'un échangeur thermique parcouru intérieurement par l'eau de refroidissement. L'eau liquide formée est alors introduite dans la partie basse par un orifice de détente  $DT$ .

5.3.2 Un espace inférieur

Il est plus vaste que le premier ; de plus, il y règne une basse pression du cycle  $p_F$ . Cette partie renferme :

- l'évaporateur  $EV$  : un échangeur thermique placé dans une cuve largement ouverte en haut, est arrosé en permanence par l'eau (frigorigène) qui se vaporise sur sa surface extérieure. Il est parcouru intérieurement par « l'eau glacée » (fluide frigoporteur) de l'installation de climatisation. L'arrosage de l'évaporateur est assuré par la pompe  $PAEV$ ,
- l'absorbeur,  $AB$ , refroidi intérieurement par une circulation d'eau et qui est arrosé en permanence par la solution absorbante déplacée par la pompe  $PAAB$ .

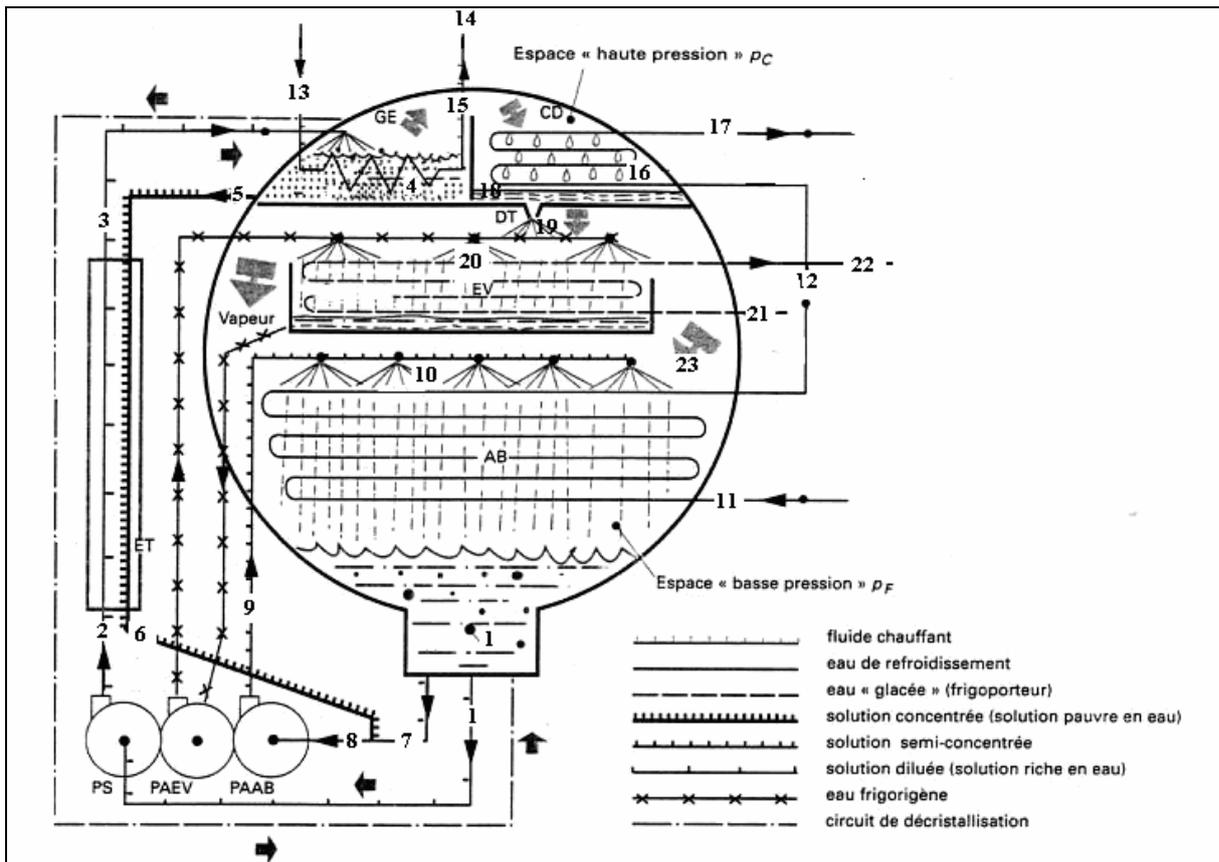


Figure 5.2 Schéma d'une machine frigorifique à absorption pour le couple eau-bromure de lithium [7].

La solution enrichie en frigorigène dans l'absorbeur (solution diluée) est transportée par la pompe de solution PS de la soute qui suit l'absorbeur sous la basse pression  $p_F$  vers le générateur GE, de haute pression  $p_c$ . La solution riche (diluée) traverse l'échangeur thermique ET où elle s'échauffe grâce à la chaleur cédée par la solution pauvre (concentrée) qui s'y refroidit. Sur le circuit de retour de la solution concentrée un dispositif convenable assure aussi le maintien de la différence de pression entre  $p_c$  et  $p_F$  comme le fait le régulateur RS de la figure (5.1).

Il est à noter que dans le domaine des températures rencontrées dans le générateur, l'absorbant, le bromure de lithium, n'est pas volatil, par suite la vapeur issue du chauffage est

de la vapeur d'eau pure. De plus, la solution pauvre en eau (concentrée), sortant de *ET* en (6), n'arrose pas directement l'absorbeur. On la dilue avec de la solution riche (diluée) qui provient de l'absorbeur, en (7), avant de l'admettre, en (8), dans la pompe d'arrosage de l'absorbeur PAAB. Finalement, un tube dit de « de décristallisation » relie la soute de l'absorbeur et le générateur.

#### 5.4 Couple frigorigène-absorbant

Les machines frigorifiques à absorption liquide fonctionnent grâce à la faculté de certains liquides d'absorber (réaction exothermique) et de désorber une vapeur (réaction endothermique).

Le fluide frigorigène doit avoir une excellente stabilité chimique, une chaleur latente de vaporisation élevée, une faible viscosité et une conductivité thermique élevée. Il doit être non toxique tout en restant ininflammable et non corrosif.

L'absorbant, de son côté, doit avoir lui aussi une bonne stabilité chimique et ne pas donner lieu à des phénomènes de cristallisation. De plus, sa tension de vapeur doit être très faible de même que sa capacité thermique. Cependant, son coefficient de conductivité thermique doit être élevé.

##### 5.4.1 Description sommaire du mélange eau-bromure de lithium [15]

Les machines frigorifiques à absorption développées pour la climatisation emploient la technologie eau/Bromure de Lithium ; l'eau étant le réfrigérant. La recherche a montré que le bromure de lithium est de grande affinité avec l'eau. De plus, il s'évapore à une température très élevée, comparée à celle d'évaporation de l'eau.

L'eau existe en abondance dans la nature. En production de froid, son utilisation est limitée en température, car son point triple est à 0°C. Dans la pratique il devient difficile de descendre en dessous de 2°C. Néanmoins toutes les applications du domaine du rafraîchissement (> 5°C) lui sont parfaitement accessibles. La particularité de l'eau dans la production de froid par absorption est la suivante : dans une technologie Eau / Bromure de lithium, elle est le fluide frigorigène. Alors que dans la technologie Ammoniac / eau (autre couple utilisé dans les machines à absorption), elle joue le rôle d'absorbant. Et là, ce ne sont plus ses caractéristiques thermiques qui sont utilisées mais son affinité avec l'ammoniac.

Le bromure de lithium est un sel utilisé dans les machines à absorption en solution aqueuse. Il est incombustible et non explosif. Il ne présente aucun danger pour l'homme et la nature. Néanmoins, il faut éviter de le mettre en contact avec des acides forts, du brome pourrait se former.

##### 5.4.2 Diagramme d'Oldham

A l'équilibre liquide-vapeur, le système LiBr-eau est divariant (règle de phase de Gibbs :  $V = C + 2 - \Phi = 2$  car le nombre de constituants et le nombre de phases sont tous les deux égaux à 2), donc il suffit de spécifier deux variables intensives pour déterminer complètement l'état du système. [16]

Le diagramme d'Oldham constitue un diagramme d'équilibre de la solution LiBr-eau en coordonnées ( $\log P$ ,  $T$ ,  $C$ ). La température en abscisse est celle de la solution liquide et la pression portée en ordonnées est celle de la vapeur en équilibre avec la solution. Dans ce

diagramme, sont présentées des courbes isoconcentration dans la solution liquide. On peut s'apercevoir que ce diagramme est limité, vers la droite, par la courbe de cristallisation des hydrates de LiBr. Les solutions qui évoluent dans les machines utilisant ce couple ne doivent évidemment jamais atteindre cette limite sous peine de voir apparaître la phase solide entraînant le bouchage du circuit.

### 5.4.3 Diagramme de Merkel

Pour calculer les divers éléments d'un système frigorifique à absorption, il est nécessaire d'avoir recours aux grandeurs énergétiques comme l'enthalpie. Le diagramme d'Oldham donne toutes les informations pour le bilan de matière mais ne donne pas d'information pour le bilan d'énergie. Le diagramme enthalpie massique-concentration des mélanges liquides en frigorigène, proposé par Merkel répond à cette attente. Il donne, à différentes températures, l'enthalpie massique de la solution en fonction de la concentration. Le diagramme dont le schéma est représenté dans la figure (5.4) comporte les courbes suivantes :

- Des courbes isobares en forme de selle.
- Des isothermes des mélanges liquides, également en forme de selle.

Pour calculer les bilans, il faut de plus connaître les propriétés de l'eau pure, ces propriétés sont obtenues soit à partir des tables soit à partir des diagrammes.

## 5.5 Etude de la machine à absorption à simple effet

### 5.5.1 Etude sommaire du cycle [12]

#### 5.5.1.1 Cycle à deux sources de chaleur avec échange de travail mécanique

Considérons une machine cyclique de production de froid échangeant de la chaleur avec deux sources de chaleur et du travail avec l'extérieur ; l'application du premier principe et du deuxième principe s'écrit :

$$\dot{Q}_{sc} + \dot{Q}_{sf} + W = 0 \quad (5.1)$$

$$\frac{\dot{Q}_{sc}}{T_{sc}} + \frac{\dot{Q}_{sf}}{T_{sf}} + \Delta_i S = 0 \quad (5.2)$$

Pour caractériser, d'un point de vue thermodynamique, un système de production de froid, on définit un coefficient de performance (COP) donnée par le rapport entre la quantité de froid produite (ou de chaleur prélevée à la source froide) et l'énergie fournie au système .

$$COP = \frac{\dot{Q}_{sf}}{W} = \frac{T_{sf}}{T_{sc} - T_{sf}} \left( 1 - \frac{T_{sc} \Delta_i S}{W} \right) \quad (5.3)$$

#### 5.5.1.2 Cycle de Carnot de réfrigération avec deux sources de chaleur

Un cycle de Carnot est constitué de deux évolutions isothermes réversibles et de deux évolutions adiabatiques également réversibles. Le coefficient de performance dans ce cas sera donné par l'équation (5.3) avec  $\Delta_i S = 0$

$$(COP)_c = \frac{\dot{Q}_{sf}}{W} = \frac{T_{sf}}{T_{sc} - T_{sf}} \quad (5.4)$$

### 5.5.1.3 Cycle à trois sources de chaleur sans échange de travail mécanique

L'introduction du travail mécanique dans le cycle précédent vient pour satisfaire le second principe thermodynamique. L'introduction d'une troisième source de chaleur peut remplacer le travail mécanique à cet effet. En appliquant le premier et le deuxième principe thermodynamiques :

$$\dot{Q}_{sc} + \dot{Q}_{int} + \dot{Q}_{sf} = 0 \quad (5)$$

$$\frac{\dot{Q}_{sc}}{T_{sc}} + \frac{\dot{Q}_{int}}{T_{int}} + \frac{\dot{Q}_{sf}}{T_{sf}} + \Delta_i S = 0 \quad (5.6)$$

$T_{int}$  est la température intermédiaire entre la température de la source froide  $T_{sf}$  et la température de la source chaude  $T_{sc}$ .

La combinaison des deux équations précédentes nous donne :

$$\frac{\dot{Q}_{sc}}{T_{sc}} - \frac{\dot{Q}_{sc} + \dot{Q}_{sf}}{T_{int}} + \frac{\dot{Q}_{sf}}{T_{sf}} + \Delta_i S = 0 \quad (5.7)$$

Le coefficient de performance d'un tel cycle est :

$$COP = \frac{\dot{Q}_{sf}}{\dot{Q}_{sc}} = \frac{1 - \frac{T_{int}}{T_{sc}}}{\frac{T_{int}}{T_{sf}} - 1} - \frac{T_{int} \Delta_i S}{\left(\frac{T_{int}}{T_{sf}} - 1\right) \dot{Q}_{sc}} \quad (5.8)$$

### 5.5.1.4 Cycle de Carnot tritherme de production de froid

On appelle cycle de Carnot tritherme de production de froid, un cycle réversible échangeant de chaleur avec trois sources extérieures de chaleur. Le COP du cycle tritherme de Carnot s'obtient à partir de l'équation (5.8), avec  $\Delta_i S = 0$  :

$$(COP)_c = \frac{\dot{Q}_{sf}}{\dot{Q}_{sc}} = \frac{1 - \frac{T_{int}}{T_{sc}}}{\frac{T_{int}}{T_{sf}} - 1} \quad (5.9)$$

$\dot{Q}_{sc}, \dot{Q}_{int}, \dot{Q}_{sf}$  sont respectivement, les puissances échangées avec la source chaude, l'environnement et la source froide à des températures  $T_{sc}, T_{int}, T_{sf}$

### 5.5.1.5 Le rendement exergetique

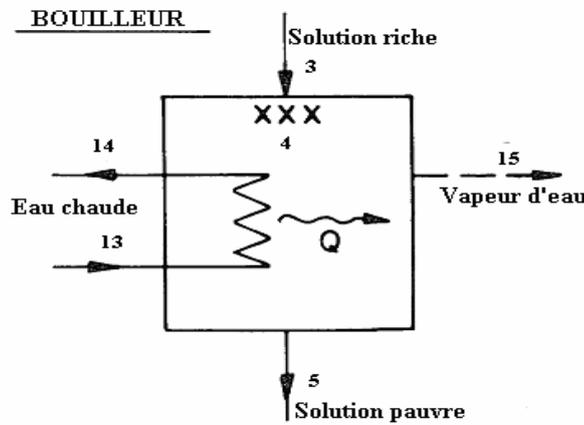
On défini le rendement exergetique comme étant : [12 ]

$$\eta_{ex} = \frac{COP}{(COP)_c} \tag{5.10}$$

**5.5.2 Etude énergétique**

L'étude consiste à déterminer les grandeurs thermodynamique de l'installation schématisée dans la figure (5.2). Durant les calculs, on ne prend pas en considération les pertes de charges et les déperditions thermiques.

**5.5.2.1 Bouilleur**



- Bilan énergétique :

$$\dot{Q}_B = \dot{m}_{15} h_{15} + \dot{m}_5 h_5 - \dot{m}_3 h_3 \tag{5.11}$$

$$\dot{Q}_B = \dot{m}_{13}(h_{13} - h_{14}) \tag{5.12}$$

- Conservation de la masse totale :

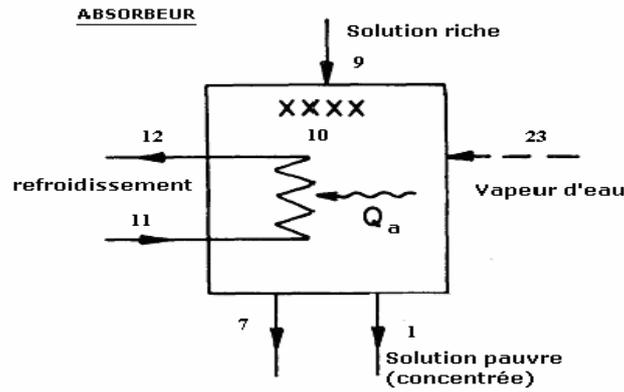
$$\dot{m}_3 = \dot{m}_{15} + \dot{m}_5 \tag{5.13}$$

- Conservation de la masse de l'absorbât (eau) :

$$\dot{m}_3 C_3 = \dot{m}_5 C_5 + \dot{m}_{15} \tag{5.14}$$

C étant le rapport de la masse d'eau sur la masse de la solution (teneur en frigorigène).

**5.5.2.2 Absorbeur**



- Bilan énergétique :

$$\dot{Q}_A = \dot{m}_9 h_9 + \dot{m}_{23} h_{23} - (\dot{m}_1 + \dot{m}_7) h_1 \quad (5.15)$$

$$\dot{Q}_A = \dot{m}_{11} (h_{12} - h_{11}) \quad (5.16)$$

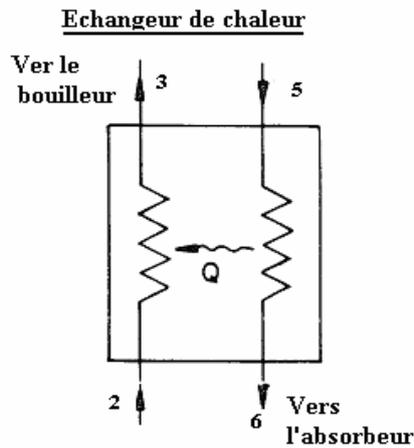
- Conservation de la masse totale :

$$\dot{m}_9 + \dot{m}_{23} = \dot{m}_1 + \dot{m}_7 \quad (5.17)$$

- Conservation de la masse de l'absorbât (eau) :

$$\dot{m}_{23} + \dot{m}_9 C_9 = (\dot{m}_1 + \dot{m}_7) C_1 \quad (5.18)$$

### 5.5.2.3 Echangeur de chaleur- régénérateur



- Bilan énergétique :

$$\dot{Q}_R = \dot{m}_3 (h_3 - h_2) \quad (5.19)$$

$$\dot{Q}_R = \dot{m}_5 (h_5 - h_6) \quad (5.20)$$

- Efficacité : [3]

$$\varepsilon_R = \frac{T_6 - T_5}{T_2 - T_5} \quad (5.21)$$

### 5.5.2.4 Mélangeur

On applique le bilan de masse et le bilan énergétique :

Bilan énergétique :

$$\dot{m}_8 h_8 = \dot{m}_6 h_6 + \dot{m}_7 h_7 \quad (5.22)$$

Conservation de la masse totale :

$$\dot{m}_8 = \dot{m}_6 + \dot{m}_7 \quad (5.23)$$

Conservation de la masse de l'absorbât (eau) :

$$\dot{m}_8 C_8 = \dot{m}_6 C_6 + \dot{m}_7 C_7 \quad (5.24)$$

### 5.5.2.5 Pompes de solution

$$\dot{W}_P = \dot{m}_1 (h_2 - h_1) \quad (5.25)$$

On a la relation de Maxwell [11] :

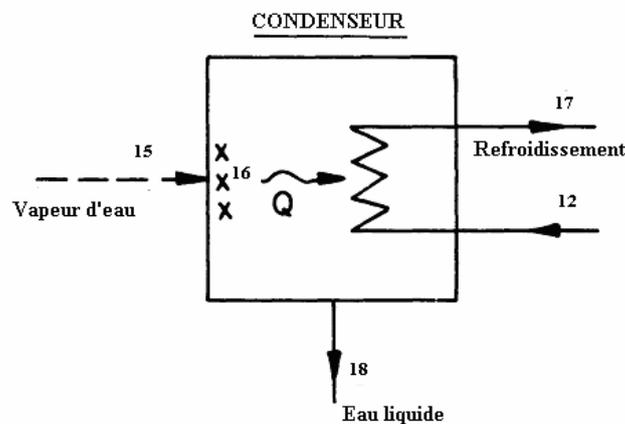
$$dh = Tds + vdp$$

Tenant du fait que la compression est isentropique et que le liquide est incompressible :

$$h_2 - h_1 = v(P_2 - P_1)$$

Avec  $v$  est la masse volumique de la solution.

### 5.5.2.6 Condenseur



- Bilan énergétique :

$$\dot{Q}_C = \dot{m}_{15}(h_{15} - h_{18}) \quad (5.26)$$

$$\dot{Q}_C = \dot{m}_{12}(h_{17} - h_{12}) \quad (5.27)$$

- Conservation de la masse:

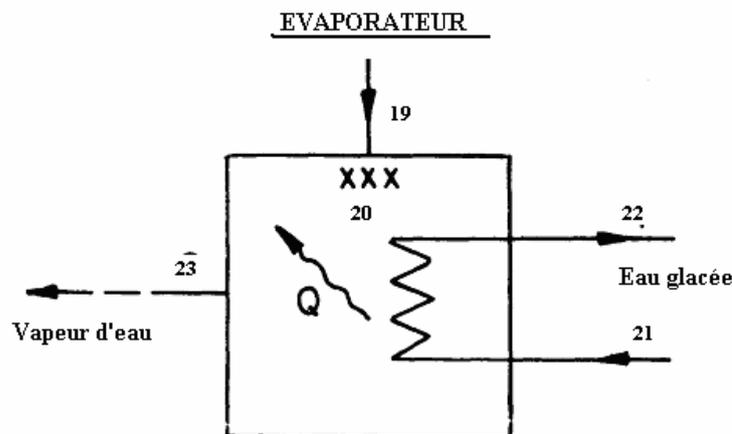
$$\dot{m}_{15} = \dot{m}_{18} \quad (5.28)$$

### 5.5.2.7 Détendeur

Détente adiabatique :

$$h_{19} = h_{18} \quad (5.29)$$

### 5.5.2.8 Evaporateur



- Bilan énergétique :

$$\dot{Q}_E = \dot{m}_{19}(h_{23} - h_{19}) \quad (5.30)$$

$$\dot{Q}_C = \dot{m}_{21}(h_{21} - h_{22}) \quad (5.31)$$

### 5.5.2.9 Coefficient de performance

On reprend la définition du coefficient de performance :

$$COP = \frac{\dot{Q}_E}{\dot{Q}_B + \dot{W}_P} \quad (5.32)$$

Des équations (5.29) et (5.30), on a

$$\dot{Q}_E = \dot{m}_{15}(h_{23} - h_{18}) \quad (5.33)$$

En résolvant le système d'équations constitué de (5.13) et (5.14)

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_{15} + \dot{m}_5 \quad \text{et} \quad \dot{m}_3 C_3 = \dot{m}_5 C_5 + \dot{m}_{15}$$

On aura :

$$\dot{m}_3 = \left( \frac{1 - C_5}{C_3 - C_5} \right) \dot{m}_{15} \quad (5.34)$$

$$\dot{m}_5 = \left( \frac{1 - C_3}{C_3 - C_5} \right) \dot{m}_{15} \quad (5.35)$$

Avec  $\dot{m}_{15}$  est la débit massique de la vapeur d'eau à la sortie du bouilleur.

On a, à partir des équations (5.19) et (5.20)

$$\begin{aligned} \dot{m}_3(h_3 - h_2) &= \dot{m}_5(h_5 - h_6) \\ h_3 &= h_2 + \frac{\dot{m}_5(h_5 - h_6)}{\dot{m}_3} \\ h_3 &= h_2 + \left( \frac{1 - C_3}{1 - C_5} \right) (h_5 - h_6) \end{aligned} \quad (5.36)$$

En remplaçant les expressions des débits dans l'équation (5.11), on aura l'équation donnant la puissance échangée dans le bouilleur :

$$\dot{Q}_B = \frac{\dot{m}_{15}}{C_3 - C_5} [(C_3 - C_5)h_{15} + (1 - C_3)h_5 - ((1 - C_5)h_2 + (1 - C_3)(h_5 - h_6))] \quad (5.37)$$

Le travail de la pompe est :

$$\begin{aligned} \dot{W}_P &= \dot{m}_3(h_2 - h_1) \\ \dot{W}_P &= \left( \frac{1 - C_5}{C_3 - C_5} \right) \dot{m}_{15} (h_2 - h_1) \end{aligned} \quad (5.38)$$

L'expression finale du coefficient de performance est :

$$COP = \frac{(h_{23} - h_{18})}{h_{15} + \left( \frac{1 - C_3}{C_3 - C_5} \right) h_5 - \left( \frac{1 - C_5}{C_3 - C_5} \right) h_3 + \left( \frac{1 - C_5}{C_3 - C_5} \right) (h_2 - h_1)}$$

$$COP = \frac{(C_3 - C_5)(h_{23} - h_{18})}{(C_3 - C_5)h_{15} + (1 - C_3)h_6 - (1 - C_5)h_1} \quad (5.39)$$

**5.5.3 Exemple de calcul numérique**

On se propose de déterminer les grandeurs thermodynamiques d'un système de production d'eau froide à absorption. Les calculs sont fait à l'aide des corrélations [annexe B] Pour simplifier les calculs, on pose les hypothèses suivantes :

- Le régime de fonctionnement est permanent ;
- Les pertes de charges et les déperditions thermiques sont négligées.
- Dans le condenseur, le réfrigérant se condense en liquide saturé, tandis que dans l'évaporateur le réfrigérant se vaporise en vapeur saturée ;
- Les solutions quittant le bouilleur et l'absorbeur ont des mêmes températures que le bouilleur et l'absorbeur, de plus elles sont en équilibre thermodynamique.

Le tableau suivant résume les températures de calcul pour l'exemple considéré [7] :

Eléments	Températures caractéristiques
Bouilleur	$T_{13}=135^{\circ}C$ $T_{13}=120^{\circ}C$ $T_5=103^{\circ}C$
Condenseur	$T_{12}=35^{\circ}C$ $T_{17}=40^{\circ}C$ $T_{16}=45^{\circ}C$
Evaporateur	$T_{21}=7^{\circ}C$ $T_{22}=12^{\circ}C$ $T_{20}=3^{\circ}C$
Absorbeur	$T_{11}=29^{\circ}C$ $T_{12}=35^{\circ}C$ $T_{10}=41^{\circ}C$ $T_{10}=47^{\circ}C$
Echangeur de chaleur	$T_6=57^{\circ}C$ $T_3=80^{\circ}C$

• **Condenseur**

$$T_{16} = T_{18} = 45^{\circ}C$$

$$P_{16} = P_{eqH_2O}(T = 45^{\circ}C) = 9,59 \text{ kPa}$$

En (18) l'eau est liquide :

$$h_{18} = h_{liq}(P = 9,59kPa) = 188,39 \text{ kJ / kg}$$

• **Evaporateur**

L'évaporation se fait à température constante  $T_{20}= 3^{\circ}C$

$$P_{20} = P_{eq_{H_2O}}(T = 3^\circ C) = 0,76 \text{ kPa}$$

En (23), on y trouve de la vapeur d'eau saturée :

$$h_{23} = h_{vap}(T = 3^\circ C) = 2506.11 \text{ kJ / kg}$$

• **Absorbeur**

Proportion de l'eau de la solution qui sort de l'absorbeur (solution diluée)

$$C_1 = C_{eq_{LiBr}}(T = 41^\circ C \text{ et } P = 0.76 \text{ kPa}) = 0.410 \quad \text{kg}_{eau} / \text{kg}_{solution}$$

La concentration en de la solution qui entre à l'absorbeur

$$C_{10} = C_{eq_{LiBr}}(T = 47^\circ C \text{ et } P = 0.76 \text{ kPa}) = 0.378 \text{ kg}_{eau} / \text{kg}_{solution}$$

L'enthalpie de la solution en (1) :

$$h_1 = h_{LiBr}(T = 41^\circ C; C_1 = 0.410 \text{ kg}_{eau} / \text{kg}_{solution}) = 111.75 \text{ kJ / kg}_{solution}$$

• **Bouilleur**

Température de la vapeur dans le générateur :

$$T_4 = T_{eq_{LiBr}}(C = 0.41 \text{ et } P = 9,6 \text{ kPa}) = 91^\circ C$$

Proportion de l'eau dans la solution qui sort du générateur (concentrée) :

$$C_5 = C_{eq_{LiBr}}(T = 103^\circ C \text{ et } P = 9,59 \text{ kPa}) = 0.350 \text{ kg}_{eau} / \text{kg}_{solution}$$

Enthalpie de la solution en (5) :

$$h_5 = h_{LiBr}(T = 103^\circ C; C_3 = 0.35 \text{ kg}_{eau} / \text{kg}_{solution}) = 258.66 \text{ kJ / kg}_{solution}$$

La vapeur en (15) est surchauffée :

$$h_{15} = h_{H_{20}}(T = 91^\circ C; P = 9,59 \text{ kPa}) = 2668,55 \text{ kJ / kg}_{solution}$$

• **Pompe**

$$h_2 = h_1 + v(P_2 - P_1)$$

$$v = v(T = 41^\circ C, C_1 = 0.41) = 5.91 \times 10^{-4} \text{ m}^3 / \text{kg}_{solution}$$

$$h_2 = 111.76 \text{ kJ / kg}$$

• **Echangeur de chaleur**

$$h_6 = h_{LiBr}(T = 57^\circ C; C_6 = 0.350 \text{ kg}_{eau} / \text{kg}_{solution}) = 176.01 \text{ kJ / kg}_{solution}$$

$$h_3 = h_2 + \left( \frac{1 - C_3}{1 - C_5} \right) (h_5 - h_6)$$

$$h_3 = 111.76 + \left( \frac{1 - 0.41}{1 - 0.35} \right) (258.66 - 176.01) = 186.78 \text{ kJ / kg}_{solution}$$

Les figures suivantes schématisent l'évolution du cycle sur le diagramme d'Oldham et le diagramme de Merkel :

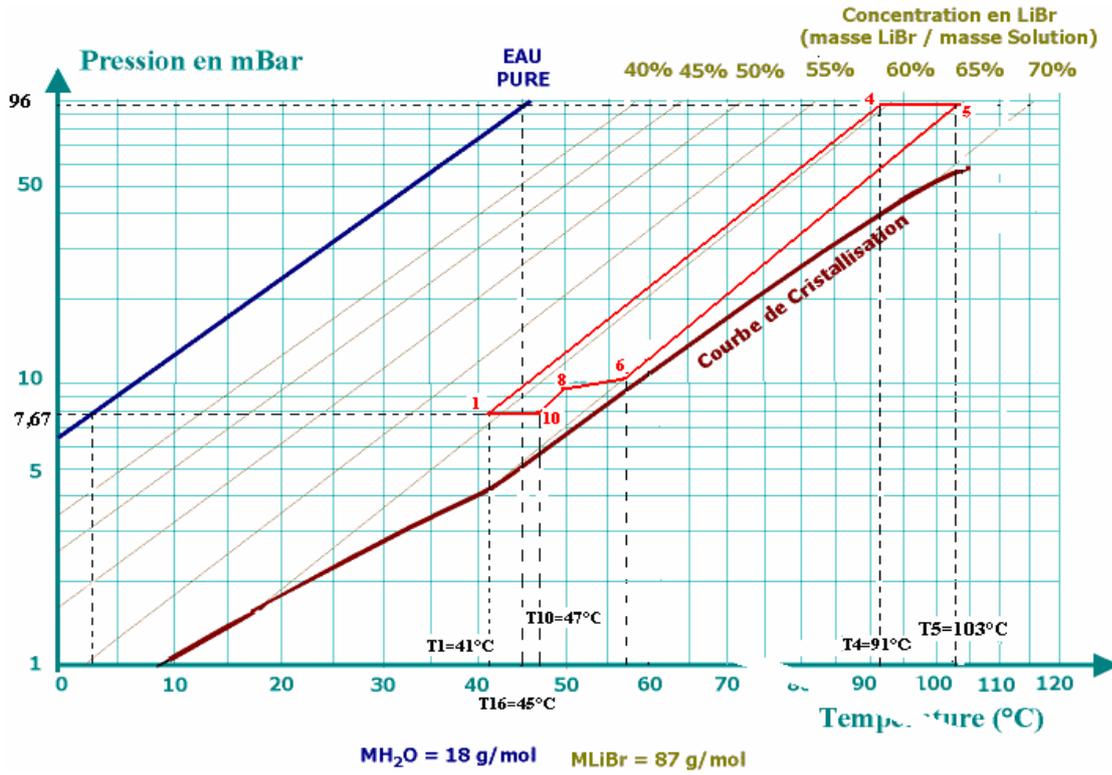


Figure 5.3 : Diagramme d'Oldham

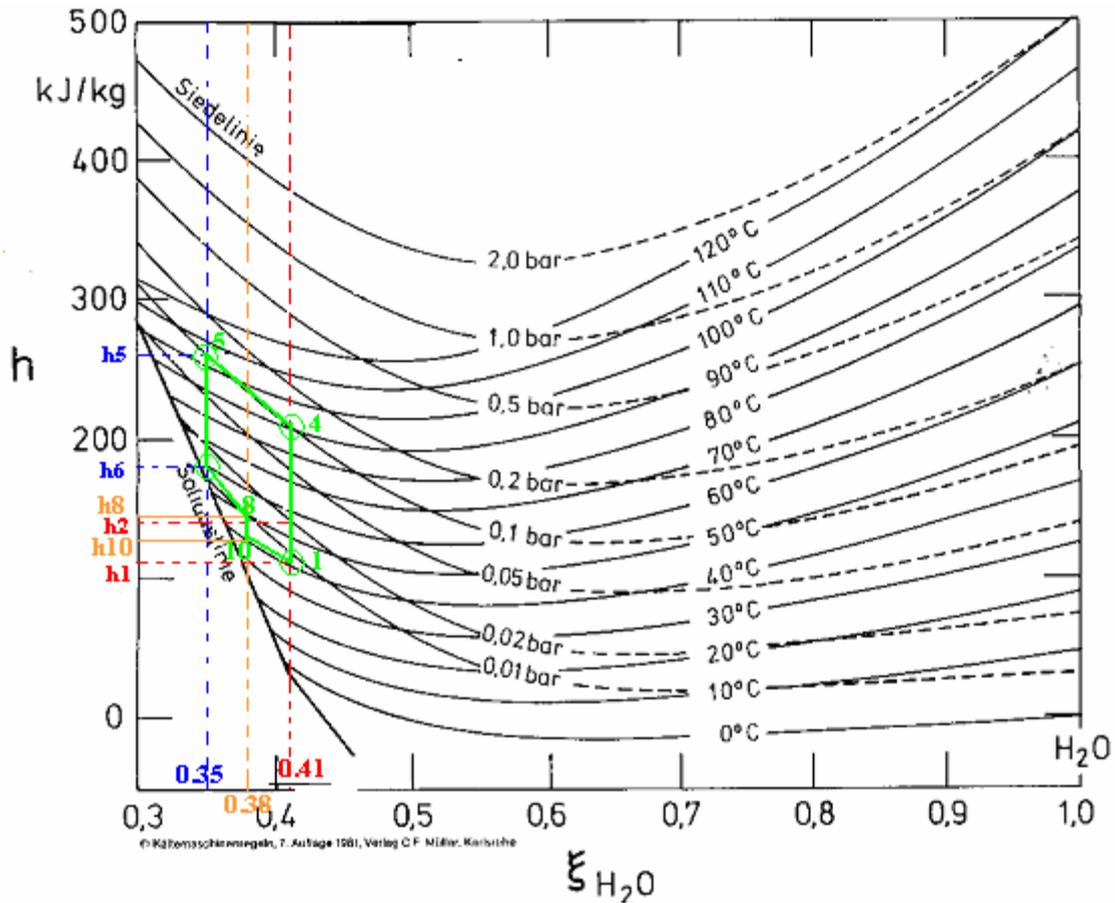


Figure 5.4 : Diagramme de Merkel.[15]

- **Le coefficient de performance** : de l'équation (5.39)

$$COP = 0.73$$

Les machines à absorption simple effet (eau chaude) que met CARRIER sur le marché ont un COP = 0,71 proche du résultat obtenue dans le cas de l'étude précédente.

## 5.6 Comparaison entre les machines à absorption et les machines à compression mécanique de vapeur : [12]

Une comparaison de deux systèmes de production de froid, l'un à absorption et l'autre à compression de vapeur, basé sur le COP n'a pas grand sens, puisque les sources d'énergie diffèrent.

### 5.6.1 Comparaison à base du rendement exergetique

- **Le rendement du cycle à absorption**

On peut considérer que les températures internes du fonctionnement de l'exemple précédent:

3°C la température de la source froide ;  
 91°C la température de la source chaude ;  
 45°C pour la température de l'environnement.

D'après l'équation (5.9)

$$(COP)_c = \frac{1 - \frac{318.15}{364.15}}{\frac{318.15}{276.15} - 1} = \frac{0.13}{0.15} = 0.83$$

Et ,donc :

$$\eta_{ex} = \frac{0,73}{0,83} = 0,88$$

- **Le rendement du cycle à compression de vapeur :**

On calcul le  $(COP)_c$  dans les mêmes conditions :

$$(COP)_c = \frac{276,15}{318,15 - 276,15} = 6,58$$

On prend, comme exemple d'illustration, la machine à compression mécanique de vapeur modèle 30HXC de Carrier, qui présente un COP de 4,54 : [12]

$$\eta_{ex} = \frac{4,54}{6,58} = 0,69$$

On ne peut pas conclure que le système à absorption est le plus efficace à partir de cet exemple, car comme il a été expliqué précédemment, les caractéristiques de la machine considérée ne représentent pas des données réelles. Néanmoins, il est à noter que le rendement des deux machines sont de même ordre de grandeur.

### 6.1 Comparaison économique

La comparaison suivante ne prend en compte que le coût de fonctionnement.

Introduisant :

$$C_{comp} = \frac{Q_f}{COP_{comp}} k_{elec}$$

et

$$C_{abs} = \frac{Q_f}{COP_{abs}} k_{ch}$$

$C_{com}$  et  $C_{abs}$  sont les coût de fonctionnement dus aux consommations énergétiques dans les deux cas.

$k_{elec}$  et  $k_{ch}$  représentent le coût au  $kWh$ , respectivement de l'énergie électrique et de l'énergie calorifique (eau chaude). La condition pour que l'absorption soit intéressante d'un point de vue du coût de fonctionnement :

$$\begin{aligned} \frac{C_{abs}}{C_{comp}} &= \frac{k_{ch}}{k_{elec}} \frac{COP_{comp}}{COP_{abs}} < 1 \\ \frac{COP_{abs}}{COP_{comp}} &> \frac{k_{ch}}{k_{elec}} \\ \frac{k_{ch}}{k_{elec}} &< 0,16 \end{aligned} \quad (5.40)$$

Selon l'exemple précédent, les machines à absorption ne seraient intéressantes, du point de vue coût de fonctionnement, que si le prix de la chaleur de fonctionnement est un sixième du prix de l'électricité. Cependant, le coût de la puissance mécanique (électrique) et de la puissance thermique mettent en jeu des investissements  $\$/kWh$  différents, dont il convient de tenir compte.

## Chapitre 6

# Dimensionnement de l'installation et calcul des consommations.

Cette partie constitue une application numérique sur une installation simplifiée. Elle comporte :

- Une conduite d'alimentation en eau chaude ;
- Une sous-station (échangeur) ;
- Un groupe de production « d'eau glacée » ;
- Un échangeur pour production l'eau chaude sanitaire.

### 6.1. Conduite d'eau du réseau principal

Pour minimiser les pertes de charge, on choisit une conduite en acier (carbone-manganèse  $k=41,0 \text{ W/m}^\circ\text{C}$ ) de diamètre extérieur nominal DN100 (4 in Schedule 40).[14] :

- Diamètre extérieur  $D_2= 114,3 \text{ mm}$ .
- Diamètre intérieur  $D_1= 102,3 \text{ mm}$ .

On suppose une couche isolante en polyuréthane d'épaisseur 5cm (PUR,  $k=0,026 \text{ W/m}^\circ\text{C}$ ). Le coefficient de transfert global sera, dans ce cas :

$$U=0.233 \text{ W/m}^\circ\text{C}$$

### 6.2. Groupe de production d'eau glacée

La production de l'eau « glacée » est assurée par un système à absorption. La demande de climatisation est maximale en Juillet aux environs de  $18^{\text{h}}$ . Pour le dimensionnement on calcule la charge en cette période de la journée pour une température de  $35^\circ\text{C}$ .

Si on suppose que les pertes dans la centrale de traitement d'air et les conduites représentent 20%, on aura la puissance que doit produire le groupe :

$$\dot{Q}_E = \frac{1051}{0,8} = 1314 \text{ kW}$$

Pour répondre aux besoins de climatisation, on choisit un système à absorption simple effet de TRANE (model 420) de capacité 1402 kW qui présente un coefficient de performance  $COP=0,64$ . Dans les conditions nominales de fonctionnement l'eau chaude entre à  $130^\circ\text{C}$  et en sort à  $115^\circ\text{C}$ . [13]

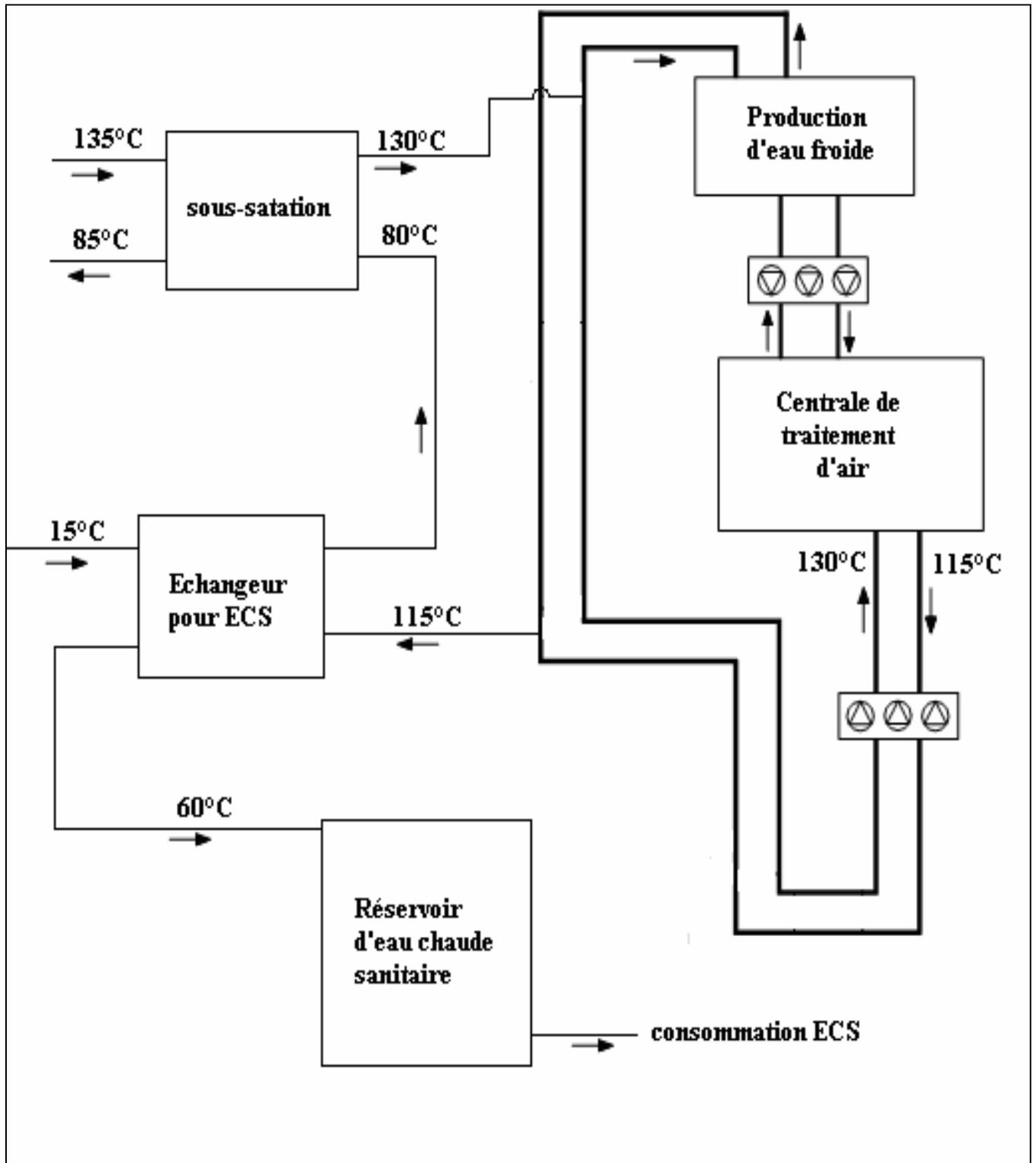


Figure 6.1 Schéma d'un exemple d'installation.

### 6.3. Charge maximale

La puissance maximale est la somme de la puissance maximale pour climatisation et la puissance nécessaire pour l'eau chaude sanitaire.

$$P_{\max} = 2050 + 140 = 2190 \text{ kW}$$

### 6.4. Echangeur de la sous station

On dimensionne l'échangeur pour les conditions nominales suivantes :

- Température de l'eau à l'arrivée : 135°C
- Température de retour : 85°C
- Température d'alimentation de l'installation du client : 130°C
- Température de retour de l'installation : 80°C
- Puissance maximale 2190 kW.

$$(UA) = 303.6 \text{ kW} / ^\circ\text{C}$$

### 6.5. Echangeur de l'eau chaude sanitaire

Les conditions de fonctionnement de l'échangeur de l'ECS :

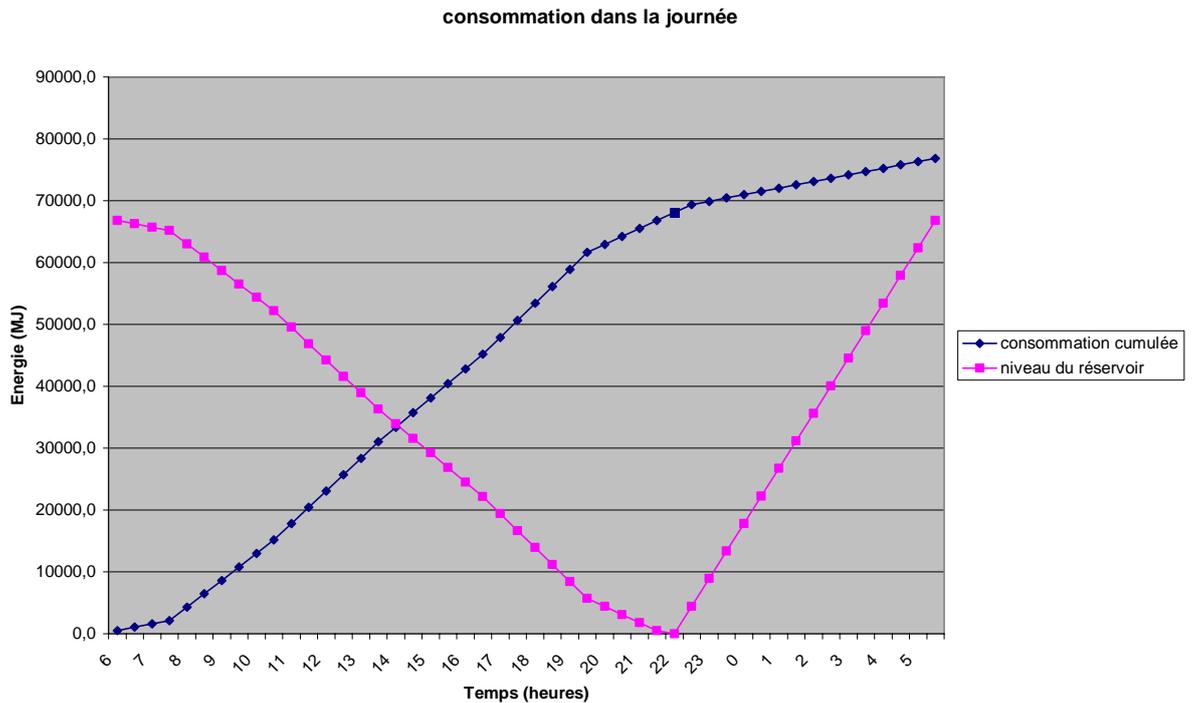
- Alimentation à partir du réseau d'eau publique  $T=15^\circ\text{C}$  ;
- Production d'eau chaude à  $60^\circ\text{C}$  ;
- Température d'entrée d'eau chaude  $115^\circ\text{C}$  ;
- Température de sortie de l'eau chaude  $80^\circ\text{C}$ .
- Puissance de production 140kW.

$$(UA) = 2.34 \text{ kW} / ^\circ\text{C}$$

### 6.6. Contribution de l'hôtel au dimensionnement du réservoir de la station

Pour favoriser la production d'électricité pendant la journée, la production de l'eau chaude se fait pendant la nuit (22<sup>h</sup> à 6<sup>h</sup>). Pour répondre aux besoins de la clientèle pendant la journée, un réservoir de stockage s'avère nécessaire. Pour savoir la contribution de l'hôtel Sofitel au dimensionnement du dit réservoir, il faut dresser un bilan de consommation total d'une journée la plus chargée.

Le pic de la consommation est enregistré pour le mois de Juillet (climatisation). On reprend le profil de distribution de la charge en ce mois en incluant la consommation d'eau chaude sanitaire.



**Figure 6.2** Besoins d'énergie durant toute la journée.

L'énergie à stocker est celle consommée de 6<sup>h</sup> à 22<sup>h</sup> :

$$E_{stock} = 66797,9 \text{ MJ} = 18555 \text{ kWh.}$$

## 6.7. Consommation annuelle

La consommation annuelle est : **3404034 kWh** répartie comme suit :

- **1 366 042 kWh** pour la climatisation ;
- **811 592 kWh** pour le chauffage ;
- **1 226 400 kWh** pour l'eau chaude sanitaire.

## 6.8. Pertes de charges et les pertes thermiques

- L'énergie de pompage : **1830 kWh<sub>elec.</sub>**

(On suppose que le rendement de la pompe est 0.75 et le rendement du moteur électrique entraînant la pompe est 0.95)

L'énergie perdue dans la conduite **380829 kWh**.

## 6.9. Discussion

La chute de température maximale résultant de cette application ne dépasse pas 5°C. Cette chute de température aura une influence sur la performance du groupe de production de froid. Cependant, les grandes chutes de températures sont enregistrées pendant les faibles charges, donc, cela ne cause pas beaucoup de pertes.

La chaleur perdue par le transport de l'eau constitue 11% de l'énergie totale. Cette valeur est de même ordre de grandeur que les valeurs données dans la littérature (10 à 15%).

On peut juger que l'énergie de pompage est faible. En fait, elle ne représente que le travail nécessaire pour vaincre les frottements dans la conduite et les dénivellations éventuelles.

La perte de charges maximale est de l'ordre de 180 Pa/m. Elle est relativement loin de la valeur maximale à ne pas dépasser (400 Pa/m). Cela est dû au fait que le diamètre de la conduite est surdimensionné. [14]

## Conclusion Générale

Le but de ce travail est d'étudier, de point de vu technique, la possibilité d'intégration de l'Hôtel Sofitel à un réseau d'eau chaude urbain. Pour cela, il a été question d'évaluer la charge thermique et les besoins en eau chaude sanitaire ; puis le dimensionnement des équipements permettant de satisfaire ces besoins à partir d'eau chaude produite au niveau de la centrale thermique du Hamma .

Pour la première partie, l'approche de calcul est basée sur l'hypothèse d'existence d'une fonction linéaire qui exprime la charge thermique du bâtiment en fonction de la température de l'air extérieur. De plus, l'hôtel est représenté par un édifice, de base carrée, conservant les données architecturales. Les coefficients du polynôme exprimant la charge (puissance) sont calculés en fonction du nombre des occupants et les caractéristiques architecturales du bâtiment. L'énergie totale consommée est obtenue en sommant toutes les énergies partielles consommées pendant les périodes d'occurrence de chaque température. Cette approche est déduite de la méthode dite binaire modifiée de l'ASHRAE.

L'estimation de la consommation en eau chaude sanitaire est basée sur une étude statistique faite par l'ADEME qui prend en compte le nombre de chambres occupées et la classe de l'hôtel. Le nombre d'occupants est déduit du nombre des clients qu'enregistre la société mère et le nombre de chambres que compte l'Hôtel Sofitel.

Le travail consiste aussi à proposer une fourniture et à étudier son comportement en fonction des différents paramètres. La centrale de traitement d'air est alimentée en eau chaude soutirée directement de l'installation et en eau froide produite par une machine à absorption. Vu la nouveauté que constitue, le système à absorption est l'objet d'une description physique et thermodynamique détaillée.

En fin, un bilan énergétique global est fait pour calculer les besoins en eau chaude et comptabiliser les diverses pertes.

Une étude purement énergétique ne constitue pas, en elle seule, un argument suffisant pour convaincre les clients d'opter pour une telle option. En fait, il sera nécessaire de produire une étude détaillée mettant en œuvre des offres chiffrées relatives aux équipements et aux services d'entretien afin de convaincre une clientèle éventuelle des avantages économiques que pourrait procurer une telle solution comparativement à la production locale d'énergie thermique aux besoins de l'établissement.

## Références bibliographiques

1. **Ministère de l'Energie et des Mines.** "Bilan du secteur de l'énergie et des mines 2000-2005 ", [www.men-algerie.org](http://www.men-algerie.org) .
2. **Document de Sonelgaz.** "Etude de faisabilité de la cogénération à la centrale thermique du Hamma".
3. **Michel Pluviose** "Conversion d'énergie par turbomachine", Elipses Edition, Paris 2005
4. **Centre D'aide A La Décision Sur Les Energies Propres.** "Analyse de projets de pompes à chaleur géothermique". [www.retscreen.net](http://www.retscreen.net)
5. **Ministère des Transports, Office National De la Météorologie.** "Atlas climatologique national, recueil de données de la station Dar El-Beida 1975-1984".
6. **Agence française De l'Environnement et de la Maîtrise d'Energie.** "Eau Chaude Solaire : manuel pour la conception, le dimensionnement et la réalisation des installations collectives". Avril 2002.
7. **Maxime DUMINIL.** " Machines frigorifiques, Calcul d'un système à absorption" Techniques de l'Ingénieur, traité Génie énergétique.
8. **J. Edward Pope.** "Rules of thumb for mechanical engineers", Gulf Publishing Company, Houston Texas, 1997.
9. **Sadik Kakaç, Hongtan Liu.** "Heat exchangers: selection, rating and thermal design", CRC Press, Florida, 1998.
10. **Incropera, Frank P, Dewitt, David P** "Fundamentals of heat and mass transfer", 2<sup>e</sup> Edition, John Willey& Sons 1985.
11. **Nizzar Ben Ezzine, Ali Snoussi et Ahmed Bellagi.** "Optimisation du fonctionnement des machines frigorifiques à absorption à double effet".JITH 2003,Alger 2003
12. **Francis Meunier, Paul Rivet, Marie-France Terrier** "Froid industriel ", Dunod, Paris, 2005.
13. **Société Trane** "Single-stage hot water or steam-fired Absorption Water Chillers", Août 2005. <http://www.trane.com>.
14. **F.C.McQuiston, Jerald D.Parker** "Heating, Ventilating, and air conditioning: analysis and design", John Wiley & Sons 1988 New York.

15. **Jean Castaing-Lasvignottes** "Aspects thermodynamique et technico-économiques des systèmes à absorption liquide". <http://jc.castaing.free.fr>
16. **Gordon j. Van Wylen, Richard E. Sontag** "Thermodynamique appliquée", Editions du Renouveau Pédagogique, Ottawa, Canada, 1981.
17. **G. Porcher** "Cours de climatisation : bases du calcul des installations de climatisation", Collection Chaud-Froid-Plomberie 1993.
18. **Patrice BRAUD** " Eau chaude sanitaire", Techniques de l'Ingénieur, traité Génie énergétique.
19. **Jean DANCKAERT** "Isolation thermique industrielle", Techniques de l'ingénieur, traité Génie énergétique.

## Annexe A

# Charges thermiques de l'Hôtel.

### A.1. Détermination des coefficients de transfert de chaleur

Le coefficient de transfert de chaleur des parois opaques est déterminé à partir de la formule suivante :

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_e} + \sum_i \frac{e_i}{\lambda_i} + \frac{1}{h_i}}$$

Où  $\sum_i \frac{e_i}{\lambda_i}$  représente la somme des résistances thermiques de conduction des différentes couches des matériaux constituant la paroi.

$e_i$  représente l'épaisseur de la couche du matériau  $i$ .

$\lambda_i$  représente la conductivité thermique du matériau  $i$ .

$\frac{1}{h_e}$ ,  $\frac{1}{h_i}$  représentent, respectivement, les résistances thermiques interne et externe de la paroi.

Le mur extérieur est supposé composé d'un doublage en briques, d'une lame d'air et d'enduit sur les deux faces :

- Brique creuse d'épaisseur  $e = 10$  cm et  $\lambda = 0.5$  W/m°C

$$\frac{e}{\lambda} = \frac{0.10}{0.5} = 0.2 \text{ m}^2 \text{ °C/W}$$

- Lamelle d'air d'épaisseur  $e = 10$  cm,  $r = 0.16$  m<sup>2</sup> °C/W
- Enduit intérieur en plâtre  $e = 2$  cm et  $\lambda = 0.35$  W/°C

$$\frac{e}{\lambda} = \frac{0.02}{0.35} = 0.057 \text{ m}^2 \text{ °C/W}$$

- Enduit extérieur mortier de ciment  $e = 2$  cm et  $\lambda = 1.4$  W/m°C

$$\frac{e}{\lambda} = \frac{0.02}{1.4} = 0.014 \text{ m}^2 \text{ °C/W}$$

- Résistances superficielles :

$$\frac{1}{h_i} = 0.11 \text{ m}^2 \text{ }^\circ\text{C/W} ; \quad \frac{1}{h_e} = 0.06 \text{ m}^2 \text{ }^\circ\text{C/W}$$

D'où

$$U_{mur} = \frac{1}{0.11 + (2 \times 0.2 + 0.16 + 0.057 + 0.014) + 0.06} = 1.25 \text{ W/m}^2\text{ }^\circ\text{C}$$

Le plafond est constitué de trois éléments qui sont les hourdis, les poutrelles, une couche de béton (de résistance thermique  $0.15 \text{ m}^2\text{ }^\circ\text{C/W}$ ) et une plaque de polystyrène de conductivité thermique  $\lambda_p = 0.046 \text{ W/m}^2\text{ }^\circ\text{C}$  et d'épaisseur  $e = 2.5 \text{ cm}$ .

$$\frac{e_p}{\lambda_p} = 0.543 \text{ m}^2 \text{ }^\circ\text{C/W}$$

- Enduit plâtre  $r_p = 0.057 \text{ m}^2\text{ }^\circ\text{C/W}$
- Résistances thermiques superficielles

$$\frac{1}{h_e} = \frac{1}{h_i} = 0.06 \text{ m}^2 \text{ }^\circ\text{C/W}$$

Cela donne le coefficient de transmission de chaleur pour le plafond :

$$U_{plaf} = \frac{1}{0.09 + 0.15 + 0.057 + 0.09 + 0.543} = 1.075 \text{ W/m}^2\text{ }^\circ\text{C}$$

Pour les fenêtres, on suppose qu'elles sont à base de vitre et d'un rideau :

$$U_{fen} = 4.35 \text{ m}^2\text{ }^\circ\text{C/W}$$

## A.2. Coefficients représentant les pertes et les gains thermiques

	Pertes par transmission		Gain solaire (par les vitres)	
	$c_0$ (kW) Eq. (2.7)	$c_1$ (kW/°C) Eq. (2.8)	$c_0$ (kW) Eq. (2.13)	$c_1$ (kW/°C) Eq. (2.14)
0H	-604	26	0	0
3H	-604	26	0	0
6H	-604	26	0	0
9H	-604	26	10	8.6
12H	-604	26	10	8.6
15H	-604	26	10	8.6
18H	-604	26	10	8.6
21H	-604	26	0	0

	Nombre d'occupant (clients et employés)	surface à éclairer (m <sup>2</sup> )	gains internes sensibles et latents $c_0$ (kW) Eq. (2.20), Eq. (2.32)	charge en air frais (sensible)		charge en air frais (latente) pour $T_e > 10^\circ\text{C}$		
				$c_0$ (kW) Eq. (2.23)	$c_1$ (kW/°C) Eq. (2.24)	$c_0$ (kW) Eq. (2.29)	$c_1$ (kW/°C) Eq. (2.30)	$c_2$ (kW/(°C) <sup>2</sup> ) Eq. (2.31)
0H	200	10000	80	-55.2	2.4	7.7	-3.1	0.1
3H	200	10000	80	-55.2	2.4	7.7	-3.1	0.1
6H	200	10000	80	-55.2	2.4	7.7	-3.1	0.1
9H	120	15000	93	-32.2	1.4	4.5	-1.8	0.1
12H	300 (déjeuner)	15000	120	-82.8	3.6	11.6	-4.6	0.2
15H	120	15000	93	-32.2	1.4	4.5	-1.8	0.1
18H	300 (dîner)	50000	295	-82.8	3.6	11.6	-4.6	0.2
21H	200	50000	280	-55.2	2.4	7.7	-3.1	0.1

**Tableau A.1** Coefficients représentant les pertes et les gains.

### A.3. Répartition de la charge au cours de la journée

Les tableaux suivants (de A-2.1 jusqu' à A-2.16) montrent les puissances et les consommations (31 jours) pour chaque tranche de 3 heures de la journée selon les températures extérieures données par l'Office Nationale de La Météorologie pour les mois de Janvier et Juillet.[5]

JANVIER												
	[0 <sup>h</sup> ]											
température (°C)	0	2.5	5	7.5	10	12.5	15	17.5	20	22.5	25	27.5
fréquence d'occurrence	0	5	67	71	77	54	22	11	3	0	0	0
charge de chauffage	-	508.2	437.2	366.2	308.5	239.6	169.5	98.1	25.5	-	-	-
charge moyenne de chauffage	320.7 kW											
consommation de chauffage(93heures)	29823.2 kWh											
charge de climatisation	0											

**Tableau A-2.1** Charge en mois de Janvier à 0h

JANVIER												
	[3 <sup>h</sup> ]											
température (°C)	0	2.5	5	7.5	10	12.5	15	17.5	20	22.5	25	27.5
fréquence d'occurrence	0	29	64	72	68	50	16	8	3	0	0	0
charge de chauffage	-	508.2	437.2	366.2	308.5	239.6	169.5	98.1	25.5	-	-	-
charge moyenne de chauffage	340 k W											
consommation de chauffage (93heures)	31684.9 kWh											
charge de climatisation	0											

**Tableau A-2.2** Charge en mois de Janvier à 3h

JANVIER												
	[6 <sup>h</sup> ]											
température (°C)	0	2.5	5	7.5	10	12.5	15	17.5	20	22.5	25	27.5
fréquence d'occurrence	2	47	57	68	67	46	16	5	2	0	0	0
charge de chauffage	579.2	508.2	437.2	366.2	308.5	239.6	169.5	98.1	25.5	-	-	-
charge moyenne de chauffage	354.2 kW											
consommation de chauffage (93heures)	32943.1 kWh											
charge de climatisation	0											

**Tableau A-2.3** Charge en mois de Janvier à 6h

JANVIER [9 <sup>h</sup> ]												
température (°C)	0	2.5	5	7.5	10	12.5	15	17.5	20	22.5	25	27.5
fréquence d'occurrence	0	0	9	51	102	85	44	15	4	0	0	0
charge de chauffage	-	-	353.2	263.2	176.7	85.6	non	non	non	non	non	non
charge moyenne de chauffage	169.6 kW											
consommation de chauffage (74.1 heures)	12570.4 kWh											
charge de climatisation	non	non	non	non	non	non	2.3	95.9	190.8	-	-	-
charge moyenne de climatisation	36.6 kW											
consommation de climatisation (18.9heures)	690.9 kWh											

**Tableau A-2.4 Charge en mois de Janvier à 9h**

JANVIER [12 <sup>h</sup> ]												
température (°C)	0	2.5	5	7.5	10	12.5	15	17.5	20	22.5	25	27.5
fréquence d'occurrence	0	0	1	2	12	33	84	112	47	17	2	0
charge de chauffage	-	-	365.8	270	189.2	94.0	non	non	non	non	non	non
charge moyenne de chauffage	130.8 kW											
consommation de chauffage (14.4 heures)	1883.5 kWh											
charge de climatisation	non	non	non	non	non	non	3.8	104.1	206.8	228.1	419.8	530.1
charge moyenne de climatisation	100.8 kW											
consommation de climatisation (78.6heures)	7924.6 kWh											

**Tableau A-2.5 Charge en mois de Janvier à 12h**

JANVIER [15 <sup>h</sup> ]												
température (°C)	0	2.5	5	7.5	10	12.5	15	17.5	20	22.5	25	27.5
fréquence d'occurrence	0	0	1	2	11	40	80	120	37	15	3	1
charge de chauffage	-	-	353.2	263.2	176.7	85.6	non	non	non	non	non	non
charge moyenne de chauffage	115.7 kW											
consommation de chauffage (16.2 heures)	1874.2 kWh											
charge de climatisation	non	non	non	non	non	non	6.8	100.4	195.3	291.4	388.8	487.4
charge moyenne de climatisation	100.9 kW											
consommation de climatisation (76.8 heures)	7752.9 kWh											

**Tableau A-2.6 Charge en mois de Janvier à 15h**

JANVIER							[18 <sup>h</sup> ]					
température (°C)	0	2.5	5	7.5	10	12.5	15	17.5	20	22.5	25	27.5
fréquence d'occurrence	0	0	1	8	56	142	70	29	4	0	0	0
charge de chauffage	-	-	190	94.5	14.2	non	non	non	non	-	-	-
charge moyenne de chauffage	26.8 kW											
consommation de chauffage (19.5 heures)	522.4 kWh											
charge de climatisation	non	non	non	non	non	81.1	178.8	279.1	381.8	-	-	-
charge moyenne de climatisation	137.4 kW											
consommation de climatisation (73.5 heures)	10096.0 kWh											

**Tableau A-2.7** Charge en mois de Janvier à 16H

JANVIER							[21 <sup>h</sup> ]					
température (°C)	0	2.5	5	7.5	10	12.5	15	17.5	20	22.5	25	27.5
fréquence d'occurrence	0	0	16	77	95	87	20	13	2	0	0	0
charge de chauffage	-	-	237.2	166.2	108.5	39.6	non	non	non	-	-	-
charge moyenne de chauffage	110.3 kW											
consommation de chauffage (82.5 heures)	9103.6 kWh											
charge de climatisation	-	-	non	non	non	non	30.5	100.2	280.9	-	-	-
charge moyenne de climatisation	70.7 kW											
consommation de climatisation (10.5heures)	742.3 kWh											

**Tableau A-2.8** Charge en mois de Janvier à 21h.

JUILLET													[0 <sup>h</sup> ]	
température (°C)	12.5	15	17.5	20	22.5	25	27.5	30	32.5	35	37.5	40	42.5	45
fréquence d'occurrence	0	2	31	95	125	41	6	4	0	5	0	1	0	0
charge de chauffage	-	169.5	98.1	63.5	non	non	non	non	non	non	non	non	-	-
charge moyenne de chauffage	73.5 kW													
consommation de chauffage (38.4heures)	2823.8 kWh													
charge de climatisation	-	non	non	non	40.4	123.5	199.9	277.5	356.4	463.5	517.9	600.5	-	-
charge moyenne de climatisation	84.3 kW													
consommation de climatisation (54.6heures)	4602.3 kWh													

**Tableau A-2.9** Charge en mois de Juillet à 0h.

JUILLET														[3 <sup>h</sup> ]
température (°C)	12.5	15	17.5	20	22.5	25	27.5	30	32.5	35	37.5	40	42.5	45
fréquence d'occurrence	1	16	56	111	78	32	7	4	1	1	3	0	0	0
charge de chauffage	239.6	169.5	98.1	63.5	non	non	non	non	non	non	non	-	-	-
charge moyenne de chauffage	84.2 kW													
consommation de chauffage (55.2heures)	4648.1 kWh													
charge de climatisation	non	non	non	non	40.4	123.5	199.9	277.5	356.4	463.5	517.9	-	-	-
charge moyenne de climatisation	95.1 kW													
consommation de climatisation (37.8heures)	3595.8 kWh													

Tableau A-2.10 Charge en mois de Juillet à 3 h.

JUILLET														[6 <sup>h</sup> ]
température (°C)	12.5	15	17.5	20	22.5	25	27.5	30	32.5	35	37.5	40	42.5	45
fréquence d'occurrence	0	7	44	99	106	36	7	5	2	2	2	0	0	0
charge de chauffage	-	169.5	98.1	63.5	non	non	non	non	non	non	non	non	non	non
charge moyenne de chauffage	78.6 kW													
consommation de chauffage (45heures)	3536.8 kWh													
charge de climatisation	-	non	non	non	40.4	123.5	199.9	277.5	356.4	463.5	517.9	-	-	-
charge moyenne de climatisation	88.7 kW													
consommation de climatisation (48heures)	4257.2 kWh													

Tableau A-2.11 Charge en mois de Juillet à 6h

JUILLET														[9 <sup>h</sup> ]
température (°C)	12.5	15	17.5	20	22.5	25	27.5	30	32.5	35	37.5	40	42.5	45
fréquence d'occurrence	0	0	0	1	6	67	110	68	36	9	7	5	1	0
charge de chauffage	0													
charge de climatisation	-	-	-	195.3	291.4	388	487.4	587.3	688.4	790.8	894.4	999.3	1105.4	-
charge moyenne de climatisation	534.7 kW													
consommation de climatisation (93heures)	49725.7 kWh													

Tableau A-2.12 Charge en mois de Juillet à 9h.

JUILLET														[12 <sup>h</sup> ]
température (°C)	12.5	15	17.5	20	22.5	25	27.5	30	32.5	35	37.5	40	42.5	45
fréquence d'occurrence	0	0	0	0	2	11	76	111	69	26	8	6	0	1
charge de chauffage	0													
charge de climatisation	-	-	-	-	312.8	419.8	530.1	642.8	758.1	875.8	996.1	1118.8	1244.1	1371.8
charge moyenne de climatisation	671.0 kW													
consommation de climatisation (93heures)	62404.5 kWh													

Tableau A-2.13 Charge en mois de Juillet à 12h.

JUILLET														[15 <sup>h</sup> ]
température (°C)	12.5	15	17.5	20	22.5	25	27.5	30	32.5	35	37.5	40	42.5	45
fréquence d'occurrence	0	0	0	0	0	28	91	95	60	24	10	1	1	0
charge moyenne de chauffage	0													
charge de climatisation	non	non	-	-	-	388.8	487.4	587.3	688.4	790.8	894.4	999.3	1105.4	-
charge moyenne de climatisation	588.3 kW													
consommation de climatisation (93heures)	54709.6 kWh													

**Tableau A-2.14** Charge en mois de Juillet à 15h.

JUILLET														[18 <sup>h</sup> ]
température (°C)	12.5	15	17.5	20	22.5	25	27.5	30	32.5	35	37.5	40	42.5	45
fréquence d'occurrence	0	0	0	0	22	104	100	52	24	7	0	1	0	0
charge moyenne de chauffage	0													
charge de climatisation	non	non	-	-	487	594.8	705.1	817.8	933.1	<b>1050.8</b>	1171.1	1293.8	-	-
charge moyenne de climatisation	698.9 kW													
consommation de climatisation (93heures)	64995.8 kWh													

**Tableau A-2.15** Charge en mois de Juillet à 18h.

JUILLET														[21 <sup>h</sup> ]
température (°C)	12.5	15	17.5	20	22.5	25	27.5	30	32.5	35	37.5	40	42.5	45
fréquence d'occurrence	0	0	0	31	138	108	27	4	2	0	0	0	0	0
charge moyenne de chauffage	0													
charge de climatisation	-	-	-	174.5	248.4	323.5	399.9	477.5	556.4	-	-	-	-	-
charge moyenne de climatisation	285.3 kW													
consommation de climatisation (93heures)	26534.0 kWh													

**Tableau A-2.16** Charge en mois de Juillet à 21h.

## Annexe B [15]

## Calcul des propriétés de l'eau et Eau/bromure de Lithium.

Calcul de la pression d'équilibre de l'eau pure :  $P_{eq}(T_C)$

$$T_C \quad [^{\circ}\text{C}]$$

$$P \quad [\text{kPa}]$$

$$T_K = T_C + 273.15$$

$$\tau = 1 - \frac{T_K}{647.14}$$

$$\alpha = \frac{647.14}{T_K} \left( -7.85823 \cdot \tau + 1.83991 \cdot \tau^{1.5} - 11.781 \cdot \tau^3 + 22.6705 \cdot \tau^{3.5} - 15.9393 \cdot \tau^4 + 1.77516 \cdot \tau^{7.5} \right)$$

$$P_{eq} = 22064 \cdot e^{\alpha}$$

Calcul de l'enthalpie de l'eau liquide saturée en fonction de la température :  $H_{liq}(T_C)$

$$T_C \quad [^{\circ}\text{C}]$$

$$H_{liq} \quad [\text{kJ/kg}]$$

$$T_K = T_C + 273.15$$

$$\tau = 1 - \frac{T_K}{647.14}$$

$$\theta = \frac{T_K}{647.14}$$

$$\alpha = \frac{647.14}{T_K} \left( -7.85823 \cdot \tau + 1.83991 \cdot \tau^{1.5} - 11.781 \cdot \tau^3 + 22.6705 \cdot \tau^{3.5} - 15.9393 \cdot \tau^4 + 1.77516 \cdot \tau^{7.5} \right)$$

$$\theta = \frac{T_K}{647.14}$$

$$\alpha = \frac{647.14}{T_K} \left( -7.85823 \cdot \tau + 1.83991 \cdot \tau^{1.5} - 11.781 \cdot \tau^3 + 22.6705 \cdot \tau^{3.5} - 15.9393 \cdot \tau^4 + 1.77516 \cdot \tau^{7.5} \right)$$

$$P = 22064000 \cdot e^\alpha$$

$$\beta = \frac{-P}{T_K} \left( \alpha - 7.85823 + 1.5 * 1.83991 \cdot \tau^{0.5} - 3 * 11.781 \cdot \tau^2 + 3.5 * 22.6705 \cdot \tau^{2.5} - 4 * 15.9393 \cdot \tau^3 + 7.5 * 1.77516 \cdot \tau^{6.5} \right)$$

$$\gamma = 322 * \left( 1 + 1.99206 \cdot \tau^{\frac{1}{3}} + 1.10123 \cdot \tau^{\frac{2}{3}} - 5.12506 \cdot 10^{-1} \cdot \tau^{\frac{5}{3}} - 1.75263 \cdot \tau^{\frac{16}{3}} - 45.4485 \cdot \tau^{\frac{43}{3}} - 6.75615 \cdot 10^5 \cdot \tau^{\frac{110}{3}} \right)$$

$$\delta = 1000 * \left( -1135.481614639 - 5.71756 \cdot 10^{-8} \cdot \theta^{-19} + 2689.81 \cdot \theta + 129.889 \cdot \theta^{4.5} - 137.181 \cdot \theta^5 + 9.68874 \cdot 10^{-1} \cdot \theta^{54.5} \right)$$

$$\psi = \delta + \frac{T_K}{\gamma} \cdot \beta$$

$$H_{liq} = \frac{\psi}{1000}$$

Calcul de l'enthalpie de l'eau vapeur saturée en fonction de la température :  $H_{vap}(T_c)$

$$T_c \quad [^{\circ}C]$$

$$H_{vap} \quad [kJ/kg]$$

$$T_K = T_c + 273.15$$

$$\tau = 1 - \frac{T_K}{647.14}$$

$$\theta = \frac{T_K}{647.14}$$

$$\alpha = \frac{647.14}{T_K} \left( -7.85823 \cdot \tau + 1.83991 \cdot \tau^{1.5} - 11.781 \cdot \tau^3 + 22.6705 \cdot \tau^{3.5} - 15.9393 \cdot \tau^4 + 1.77516 \cdot \tau^{7.5} \right)$$

$$P = 22064000 \cdot e^\alpha$$

$$\beta = \frac{-P}{T_K} \left( \alpha - 7.85823 + 1.5 * 1.83991 \cdot \tau^{0.5} - 3 * 11.781 \cdot \tau^2 + 3.5 * 22.6705 \cdot \tau^{2.5} - 4 * 15.9393 \cdot \tau^3 + 7.5 * 1.77516 \cdot \tau^{6.5} \right)$$

$$\gamma = 322 * e^{\left( -2.02957 \cdot \tau^{\frac{1}{5}} - 2.68781 \cdot \tau^{\frac{2}{5}} - 5.38107 \cdot \tau^{\frac{4}{5}} - 17.3151 \cdot \tau^3 - 44.6384 \cdot \tau^{\frac{37}{5}} - 64.3486 \cdot \tau^{\frac{21}{5}} \right)}$$

$$\delta = 1000 * \left( -1135.481614639 - 5.71756 \cdot 10^{-8} \cdot \theta^{-19} + 2689.81 \cdot \theta + 129.889 \cdot \theta^{4.5} - 137.181 \cdot \theta^5 + 9.68874 \cdot 10^{-1} \cdot \theta^{54.5} \right)$$

$$\psi = \delta + \frac{T_K}{\gamma} \cdot \beta$$

$$H_{\text{vap}} = \frac{\psi}{1000}$$

Calcul de l'enthalpie de la vapeur d'eau surchauffée en fonction de la pression et de la température :  $H_{surch}(P, T)$

$$H_{surch} \quad [\text{kJ/kg}]$$

$$P \quad [\text{kPa}]$$

$$T \quad [^{\circ}\text{C}]$$

$$T_1 = T_{eq}(P)$$

$$h_1 = H_{vap}(T)$$

$$T_2 = T + 273.15$$

$$T_3 = T_1 + 273.15$$

$$PP = \frac{P}{1000}$$

$$A_0 = 2.041210 \cdot 10^{-3} - 4.040021 \cdot 10^{-1} \cdot PP - 4.809500 \cdot 10^{-1} \cdot PP^2$$

$$A_1 = 1.610693 + 5.472051 \cdot 10^{-2} \cdot PP + 7.5175370 \cdot 10^{-4} \cdot PP^2$$

$$A_2 = 3.383117 \cdot 10^{-4} - 1.975736 \cdot 10^{-5} \cdot PP - 2.874090 \cdot 10^{-7} \cdot PP^2$$

$$A_3 = 1.707820 \cdot 10^{-3} - 1.6994196 \cdot 10^{-1} \cdot T_3 + 6.2746295 \cdot 10^{-2} \cdot T_3^2 - 1.0284259 \cdot 10^{-4} \cdot T_3^3 + 6.4561298 \cdot 10^{-8} \cdot T_3^4$$

$$cp = A_1 + A_2 \cdot (T_2 + T_3) + A_3 \cdot \frac{T_3 - T_2}{T_2 - T_3} \cdot \frac{1 - e^{-45}}{T_2 - T_3}$$

$$H_{surch} = h_1 + cp \cdot (T_2 - T_3)$$

Calcul de la pression d'équilibre du mélange  $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$  en fonction de  $T$  et  $X$  :  $P_{eq,liBr}(T, X)$

$$P_{eq,liBr} \quad [\text{kPa}]$$

$$X \quad [\%]$$

$$T \quad [^{\circ}\text{C}]$$

$$AA = 1 + \sum_{i=1}^{10} AA_i \cdot X^i$$

$$BB = 0 + \sum_{i=1}^{10} BB_i \cdot X^i$$

$$\tau_{H} = \frac{T - BB}{AA}$$

$$P_{eq,liBr} = P_{eq}^{\text{H}_2\text{O}}(\tau_{H})$$

$AA_1$	- 0.00068242821	$BB_1$	+ 0.16634856
$AA_2$	+ 0.0005873619	$BB_2$	- 0.055338169
$AA_3$	- 0.00010278186	$BB_3$	+ 0.011228336
$AA_4$	+ 0.0000093032374	$BB_4$	- 0.001102839
$AA_5$	- 0.0000004822394	$BB_5$	+ 0.000062109464
$AA_6$	+ 0.000000015189038	$BB_6$	- 0.0000021112567
$AA_7$	- 2.9412863.10 <sup>-10</sup>	$BB_7$	+ 0.000000043851901
$AA_8$	+ 3.4100528.10 <sup>-12</sup>	$BB_8$	- 5.4098115.10 <sup>-10</sup>
$AA_9$	- 2.167148.10 <sup>-14</sup>	$BB_9$	+ 3.6266742.10 <sup>-12</sup>
$AA_{10}$	+ 5.7995604.10 <sup>-17</sup>	$BB_{10}$	- 1.0153059.10 <sup>-14</sup>

Calcul de la température d'équilibre du mélange H<sub>2</sub>O/LiBr en fonction de P et X : T<sub>eqLiBr</sub>(P, X)

T <sub>eqLiBr</sub>	[°C]
X	[%]
P	[kPa]

$$AA = 1 + \sum_{i=1}^{10} AA_i * X^i$$

$$BB = 0 + \sum_{i=1}^{10} BB_i * X^i$$

$$\tau_C = T_{eq}^{H_2O}(P)$$

$$T_{eqLiBr} = BB + AA * \tau_C$$

Calcul de l'enthalpie du mélange H<sub>2</sub>O/LiBr en fonction de T et X : H<sub>LiBr</sub>(T, X)

H <sub>LiBr</sub>	[kJ/kg]
X	[%]
T	[°C]

$$H_1 = 0.5086682481 \cdot 10^3 - 0.1862407335 \cdot 10^2 * T + 0.9859458321 \cdot 10^{-1} * T^2 - 0.2509791095 \cdot 10^{-4} * T^3 + 0.4158007710 \cdot 10^{-7} * T^4$$

$$C_1 = -0.1021608631 \cdot 10^4 + 0.3687726426 \cdot 10^2 * T - 0.1860514100 * T^2 - 0.7512766773 \cdot 10^{-5} * T^3$$

$$C_2 = -0.5333082110 \cdot 10^3 + 0.4028472553 \cdot 10^2 * T - 0.1911981148 * T^2$$

$$C_3 = 0.4836280661 \cdot 10^3 + 0.3991418127 \cdot 10^2 * T - 0.1992131652 * T^2$$

$$C_4 = 0.1155132809 \cdot 10^4 + 0.3335722311 \cdot 10^2 * T - 0.1782584073 * T^2$$

$$C_5 = 0.6406219484 \cdot 10^3 + 0.1310318363 \cdot 10^2 * T - 0.7751011421 \cdot 10^{-1} * T^2$$

$$X_1 = X/100;$$

$$DX_1 = 2 * X_1 - 1$$

$$DX_2 = 2 * X_2 - 1$$

$$D_{Li} = (C_1 + C_2 * DX_1 + C_3 * DX_1^2 + C_4 * DX_1^3 + C_5 * DX_1^4) * X_2 * (1 - X_2)$$

$$H_{LiBr} = X_1 * H_1 + (1 - X_1) * H_{H_2O}(T) + D_{Li}$$

Calcul de la densité du mélange H<sub>2</sub>O/LiBr en fonction de T et X : d<sub>LiBr</sub>(T, X)

T [°C]

X [%]

d<sub>LiBr</sub> [g/l]

$$d_{\text{LiBr}} = \frac{1145.36 + 4.7084 * X + 0.137479 * X^2}{1000} - (33.3393 + 0.571749 * X) * \frac{(T + 273.15)}{100000}$$

Calcul de la température de cristallisation du mélange H<sub>2</sub>O/LiBr en fonction de X : T<sub>cristLiBr</sub>(X)

T<sub>cristLiBr</sub> [°C]

X [%]

Domaine de validité	T <sub>cristLiBr</sub>
X < 0	0
0 < X < 20	- 0.1 * X - 2.5.10 <sup>-2</sup> * X <sup>2</sup>
20 < X < 39.2	- 24.804347826087 + 2.43369565217391 * X - 0.0896739130434783 * X <sup>2</sup>
39.2 < X < 49.2	- 434.48275862069 + 15.3685385878489 * X - 0.15303776683087 * X <sup>2</sup>
49.2 < X < 57.37	-1286.15172413793 + 41.6625287356322 * X - 0.335632183908046 * X <sup>2</sup>
57.37 < X < 65.16	-1336.1 + 39.043 * X - 0.2748 * X <sup>2</sup>
65.16 < X < 70	-6266.7 + 175.74 * X - 1.2114 * X <sup>2</sup>