

République Algérienne Démocratique et Populaire

Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la  
Recherche Scientifique

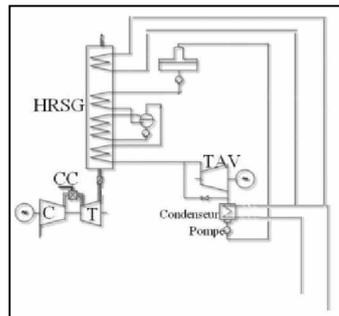


Ecole Nationale Polytechnique  
Département de Génie Mécanique

Mémoire du projet de fin d'études d'ingénieur

Thème

Etude d'un système de cogénération pour la production  
d'eau chaude. Dimensionnement d'un réseau de  
tuyauterie.



Présenté par :

Mr. ALLAOUI Zakarya

Proposé et dirigé par :

Dr. S.Larbi

Promotion : juin 2007

## **المخلص:**

يعد الاستعمال الجذري للطاقة, و المحافظة على المحيط ضد الغازات الصناعية من الأولويات خلال أي دراسة للإنجازات الصناعية. في هذا النطاق, يجري دراسة عملية تركيب الإنتاج المزدوج للطاقة على مستوى مصنع إنتاج الكهرباء بـ "الحامة", دراسة إمكانية الإنتاج المزدوج للطاقة من أجل المساعدة في أخذ القرار تتمثل في تقييم حاجيات المستعملين الأساسيين.

في هذا النطاق, و عبر هذه المذكرة الدراسية. نقدم طريقة لحساب القطر الاقتصادي لمحطة التسخين الجماعي.

**الكلمات المفتاحية:** الإنتاج المزدوج للطاقة, حساب القطر الاقتصادي, التسخين الجماعي.

## **Résumé :**

Les Problèmes liés à l'utilisation rationnelle de l'énergie et à la protection de l'environnement des gaz à effet de serre sont à prendre en considération dans tout design et toute conception de procédé. Dans ce contexte, on s'est intéressé à l'implantation d'un système de cogénération au niveau de la centrale thermique du HAMMA. Une étude concernant l'analyse de la pré faisabilité du procès de cogénération pour l'aide à la prise de décision selon la disponibilité des clients potentiels pour le chauffage urbain a été lancée. Ce rapport concerne le calcul optimal d'une installation de tuyauterie pour le chauffage urbain.

**Mots clefs:** Cogénération, chauffage urbain, réseau de chaleur, diamètre optimal, réseau de tuyauterie.

## **Summary:**

Combined heat-and-power (CHP) production is an increasingly important technology for its efficient utilization of primary-energy resources and for reducing CO<sub>2</sub>, and greenhouse gas emissions. The study of prefeasibility of cogeneration in order to assist the decision-making consists of the evaluation of the cogeneration potentials, according to the availability of the potential customers for the district heating. The objective of the present work is to develop a method of optimal design of a piping system for district heating.

**Key words:** Cogeneration, district heating, optimal design.

## REMERCIEMENTS:

*Je tiens à remercier, Mon promoteur, monsieur Salah LARBI  
Pour son aide, sa disponibilité. Sans lui le travail accompli et le  
savoir acquis n'auraient jamais été possible.*

*Merci aux membres du jury: Professeur M.A.Ait Ali,  
Monsieur B.Guergueb et Monsieur I.Boumeddane, d'avoir pris le  
temps et le soin de lire ce rapport.*

*Merci à tous les enseignants et à tous ceux qui ont contribué,  
de près ou de loin à ma formation.*

## Dédicaces

**A :**

La mémoire de ma tante et de ma grand-mère.

Ma mère pour son soutien et son réconfort ;

Mon père pour tout le bénéfice que j'ai tiré de ses conseils et de son expérience

Mes Frères : Beaubo, Fouad et Aymen

Mes Sœurs : Souhila, Mahbouba, Khawla

et la petite adorable Imène

Mes TANTES, COUSINES ET COUSINS.

Toute ma famille

**Mes amis** : Lotfi et sa Imène, Lalia, Lotfi SASSOKI, Amira, benu, Djalil, Merouane, Alilou, Hoo, Chawki , Yahia, Ahmed, Bazize et Mohammed

Et particulièrement A : Ma NiMaTi {

**Je dédie ce travail**

# NOMENCLATURE

$Q$	Flux (W)
$Q_v$	Débit volumique ( $m^3/s$ )
$\rho$	Masse volumique ( $kg/m^3$ )
$\mu$	viscosité dynamique (Pa.s)
$f$	coefficient de perte de charge
$\varepsilon / D$	Rugosité relative
$C_t$	Coût total à minimiser (\$)
$C_{hl}$	Coût du aux pertes calorifique(\$)
$C_{pe}$	Coût relatif aux dépenses en énergie de pompage (\$)
$C_{pp}$	Prix de revient des pompes et des conduites. (\$)
$C_m$	Coût de la maintenance et de la réparation (\$)
$D$	Diamètre extérieur (m)
$d$	Diamètre intérieur (m)

# Sommaire

## Introduction Générale

### Chapitre I. Généralités sur la cogénération

I.1 Historique .....	1
I.2 préambule .....	2
I.3 Définition .....	3
I.4 Différentes technologies de cogénération .....	4
I.4.1 Turbine à vapeur .....	5
I.4.2 Turbine à gaz .....	10
I.5 Cogénération en Europe .....	14
I.5.1 Les objectifs de la directive 2004/8/CE du parlement européen .....	15
I.5.2 Production et capacité en électricité et en chaleur issue de la cogénération .....	15

### Chapitre II. Réseau de chaleur

II.1 Généralités .....	19
II.2 Caractéristiques des installations de chauffage urbain. ....	20
II.2.1 Puissance à fournir .....	20
II.2.2 courbe de charge .....	20

II.2.3 Rendement instantané et rendement annuel .....	21
II.3 Aspect économique du chauffage urbain .....	22
II.3.1 chauffage urbain fermé ou ouvert .....	22
II.3.2 Prévisions du bilan financier .....	22
II.3.3 Facteur influençant les coûts d'énergie .....	24
II.4 Conception générale du réseau .....	25
II.4.1 différents types de réseaux .....	25
II.4.2 Point de livraison et puissance à fournir .....	28
II.4.3 tracé général du réseau .....	29

### Chapitre III. Etude thermique d'une conduite enterrée.

III.1 Préambule .....	31
III.2 Conduction de la chaleur.....	32
III.3 Cas d'une conduite enterrée .....	34

### Chapitre IV. Ecoulements dans les conduites

IV.1 Introduction .....	36
IV.2 Fluide compressible et fluide incompressible .....	37
IV.3 Conservation de la matière .....	37
IV.4 Conservation de l'énergie .....	37
IV.5 Ecoulement dans les conduites cylindriques longues .....	38
IV 5.1. Forme et régimes de l'écoulement .....	38
IV 5.2. Notions de charge et de perte de charge .....	39

IV 6. Calcul des pertes de charge dans les conduites longues .....	39
IV 6.1 Rugosité .....	39
IV 6.2 Calcul des pertes de charges linéaires .....	40
IV 6.3 calcul des Pertes de charge singulières .....	41

## Chapitre V. Présentation de la Méthodologie de calcul

V.1 Introduction .....	44
V.2 Dimensionnement d'une conduite (amenée-retour) .....	44
V.3 Effets de l'utilisateur .....	58

## Chapitre VI. Application au cas traité

VI.1 Présentation du site .....	63
VI.1.1 Tracé synoptique du réseau de distribution .....	63
VI.2 Estimation des besoins calorifiques des clients .....	64
VI.3 Détermination des diamètres .....	68
VI.4 Calorifugeage optimal d'une conduite.....	72

Conclusion Générale .....	73
---------------------------	----

# *INTRODUCTION GENERALE*

## **Introduction Générale**

La situation actuelle en termes de ressources énergétiques est critique, le stock mondial du combustible fossile diminue graduellement ; l'augmentation de la demande internationale en énergie a fixé des objectifs, ratifiés dans le protocole de Kyoto, tel que l'utilisation rationnelle de l'énergie, l'amélioration de l'efficacité des processus industriels et le passage vers des carburants moins polluants. L'objectif principal étant, la réduction des émissions de gaz à effet de serre.

Une des technologies prometteuses pour satisfaire les critères de meilleure efficacité énergétique et de moindres émissions de gaz à effet de serre est la cogénération, ou production combinée d'électricité et de chaleur (eau chaude ou vapeur). Dans plusieurs pays, les applications des systèmes de cogénération, dans les secteurs industriel et tertiaire se multiplient, soutenues par plusieurs motivations convergentes:

- § libéralisation du marché de l'électricité, favorisant l'émergence de la production décentralisée, indépendante ou non;
- § développement des marchés dans de nouveaux créneaux, pour les entreprises de services énergétiques (y compris les producteurs et les distributeurs d'électricité) ;
- § économies financières et énergétiques pour le consommateur ;
- § double avantage pour la collectivité (protection de l'environnement, préservation des stocks d'énergie fossile). [1]

La centrale thermoélectrique à cycle combiné est parmi les solutions de lutte contre la crise énergétique. Cette option a un rendement thermodynamique élevé et produit de faibles incidences sur l'environnement, une fois comparée aux cycles thermodynamiques traditionnels.

D'un autre coté, la thermodynamique stipule qu'il est impossible de convertir toute la chaleur en travail mécanique. Elle conditionne l'analyse du choix du meilleur système en termes de rendement thermodynamique. L'analyse énergétique

dans les cycles traditionnels prouve que les plus grandes déperditions d'énergie sont associées à la condensation.

Les processus réels doivent absolument satisfaire le deuxième principe. Dans ce cas, même le cycle combiné présente les processus de combustion ayant les plus grandes pertes d'exergie [2]. Ceci avait motivé plusieurs chercheurs et fabricants pour rapporter des améliorations en termes d'analyse d'exergie basée sur le deuxième principe de la thermodynamique selon lequel la transformation complète de la chaleur en travail est impossible [3]. L'exergie peut être définie comme étant le travail maximum procurable d'une forme donnée d'énergie en utilisant des paramètres environnementaux comme état de référence pour les systèmes de combustion recherchant l'utilisation qualitative maximale de ces équipements dans le cycle thermodynamique [4].

L'utilisation la plus répandue de la chaleur issue de la cogénération est dans le chauffage urbain, qui consiste à fournir un fluide chauffant pour des utilisateurs, par le biais d'un réseau de distribution.

Dans le cadre de l'étude de récupération de la chaleur thermique disponible dans les gaz d'échappement de la centrale thermique de HAMMA, on présente une méthode pour le calcul du diamètre économique d'un réseau de chauffage urbain. Le rapport est reparti en six chapitres. Dans le premier chapitre on présentera la cogénération, ses différentes technologies et l'exemple de son utilisation en Europe. Le deuxième chapitre est relatif aux réseaux de chaleurs et leurs aspects financiers. Le troisième chapitre est un rappel sur l'étude thermique des conduites enterrées. Le chapitre quatre est relatif aux écoulements dans les conduites. Dans le cinquième chapitre on présente la méthode de calcul appliquée dans le sixième chapitre.

## **Chapitre I**

# *GENERALITES SUR LA COGENERATION*

## **I.1 Historique :**

C'est dans l'industrie que la cogénération est née et a pris son essor ; les usines, dans leur grande majorité, ont besoin de force motrice pour faire tourner leurs machines et de vapeur pour leurs chauffages industriels et d'ateliers.

Il y a plus d'un siècle et demi, le charbon était pratiquement le seul combustible utilisé ; il était brûlé dans des chaudières donnant de la vapeur saturée à moyenne pression (10 à 20 bar) envoyée dans des machines à pistons, qui entraînaient, par des poulies et des courroies les machines utilisatrices, situées à proximité ; la vapeur détendue partait, par un réseau de tuyauteries, alimenter les différents besoins de l'usine.

Par la suite, les progrès ont été rapides : les pressions sont montées, atteignant 125 bars dans les très grandes installations ; on a découvert les avantages de la surchauffe ; les dynamos puis les alternateurs sont apparus et l'électricité a transporté la force motrice sur de grandes distances.

La machine à piston a été remplacée par la turbine à vapeur (TAV). Ce moteur est beaucoup plus économique. Il donne une vapeur propre dont les condensats peuvent être récupérés. Ce système, chaudière plus turbine à vapeur, s'est alors énormément développé dans l'industrie. Après la dernière guerre mondiale presque toutes les usines qui se sont reconstruites l'ont adopté.

Deux autres combustibles ont fait leur apparition par la suite, le fuel et le gaz naturel. Leurs qualités intrinsèques vont les amener à supplanter le charbon.

Dans le domaine des transports, le moteur à combustion interne ou moteur alternatif s'implante définitivement pour la traction automobile. Très rapidement on s'est mis à l'utiliser en groupe électrogène pour produire de l'électricité dans des lieux

éloignés des réseaux de distribution et pour pallier les interruptions de courant du réseau. On s'est vite rendu compte qu'il était facile d'utiliser la chaleur dégagée de ces moteurs pour des besoins classiques de chauffage.

Le troisième type de moteur, la turbine à gaz « à combustion », est le plus récent. Depuis une cinquantaine d'années, il a pris son essor dans l'aviation grâce à son faible poids et son encombrement. Ces qualités, jointes à une plus grande fiabilité, ont conduit à son utilisation aussi au sol en groupe électrogène, concurrentiellement aux moteurs alternatifs, et malgré un rendement nettement plus faible que ces derniers. On s'est aussi vite rendu compte que la récupération de ses chaleurs perdues est plus simple et donne plus de possibilités. Par ailleurs, la turbine à gaz a été l'objet de gros progrès techniques : en vingt cinq ans son rendement a doublé (de 17 à 34 %) et sa fiabilité aussi. Il s'en est suivi un développement rapide de ce type d'installation. [5]

## **I.2 Préambule :**

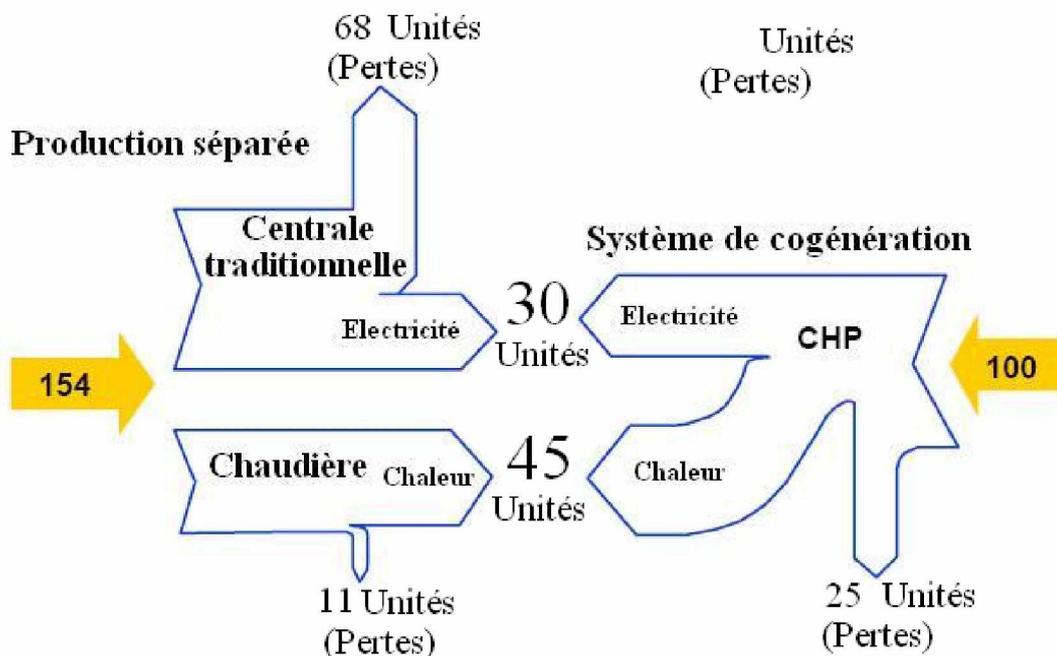
Le procédé de cogénération est constitué par l'ensemble des opérations nécessaires à la production simultanée d'énergie mécanique (électrique) et d'énergie thermique (chaleur utilisable), à partir d'une même source d'énergie primaire.

Par la récupération d'une partie de l'énergie thermique qui, dans la production traditionnelle limitée à l'énergie électrique, est libérée dans l'environnement, le processus de cogénération représente une utilisation plus rationnelle de l'énergie primaire.

Les installations ayant pour finalité la production d'énergie électrique, ont des rendements de conversion énergétique qui peuvent varier de 20% pour les installations les moins performantes, à environ 60% pour les cycles combinés les plus récents. 40 à 80% de l'énergie primaire utilisée est cédée sous forme de chaleur à l'environnement. Dans une installation de cogénération par contre, une partie de la chaleur disponible

dans les gaz d'échappement est récupérée pour d'autres usages. Grâce à ce procédé, le rendement de conversion peut atteindre 90% avec par conséquent une économie d'énergie primaire ainsi qu'une réduction des émissions polluantes et des coûts de production de l'énergie. [6]

Les différences entre les flux énergétiques dans les systèmes traditionnels de production séparée d'énergies électrique et thermique et les flux dans un système de cogénération sont représentées schématiquement dans la *figure I.1*.



*Figure I.1 : Comparaison : production séparée, cogénération [6]*

### I.3 Définition :

*La cogénération est la production simultanée d'énergie mécanique et de chaleur. L'énergie mécanique sert généralement à faire tourner un alternateur pour produire de l'électricité. La chaleur est récupérée pour l'utilisation généralement sous forme d'eau chaude ou de vapeur.*

Le vecteur cogénération peut être orienté suivant deux logiques distinctes, selon que l'objectif principal est la production d'électricité ou de la chaleur. Une première logique consiste à récupérer la chaleur des centrales électriques pour alimenter des processus industriels ou des équipements de chauffage urbain. C'est notamment le cas dans les pays dont la production électrique repose sur des centrales thermiques et qui ont développé massivement les réseaux de chaleur, par exemple en Europe centrale et du Nord. Une seconde logique consiste à orienter une partie de l'énergie produite dans des installations produisant de grandes quantités de chaleur pour obtenir une génération électrique d'appoint. C'est le cas, par exemple, dans des secteurs industriels à forts besoins thermiques comme la papeterie et dans des usines d'incinération d'ordures ménagères.

#### **I.4 Différentes technologies de cogénération :**

Les technologies utilisées pour la cogénération, dérivent substantiellement des technologies pour la production d'énergie électrique uniquement, généralement en utilisant des appareils de récupération d'énergie thermique en aval des moteurs (turbines à vapeur, turbines à gaz, moteurs à combustion interne etc. ...). Cela signifie, entre autre, que pour la même production d'énergie électrique, l'installation de cogénération demande de plus gros investissements unitaires et présente une plus grande complexité de gestion et d'exploitation que les installations qui n'utilisent pas la cogénération. Au niveau des installations, les technologies de cogénération sont classées sur la base du type de moteur utilisé. *La figure I.2* représente l'utilisation des différents types de moteurs en Europe. Chacune de ces technologies présente des rapports différents entre les quantités d'énergie électrique et de chaleur utile produites et les caractéristiques de souplesse de ces rapports très différenciées par rapport à la demande.

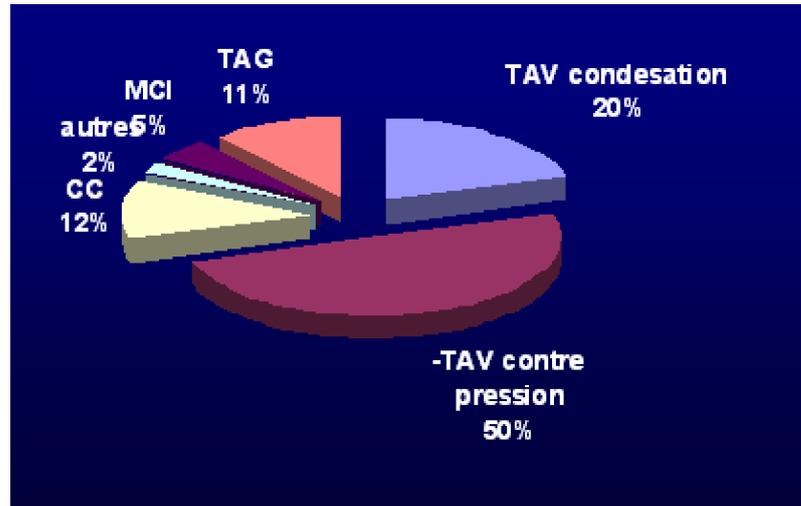


Figure I.2 : utilisation en Europe des différents moteurs. [7]

#### I.4.1 Turbine à vapeur :

D'un point de vue historique, la production thermoélectrique s'est développée avec le cycle thermodynamique de Rankine sur lequel sont basés les turbines à vapeur. Le cycle de Rankine le plus simple est constitué de quatre éléments fondamentaux : le générateur de vapeur, la turbine, le condenseur et la pompe (*Figure I.3*).

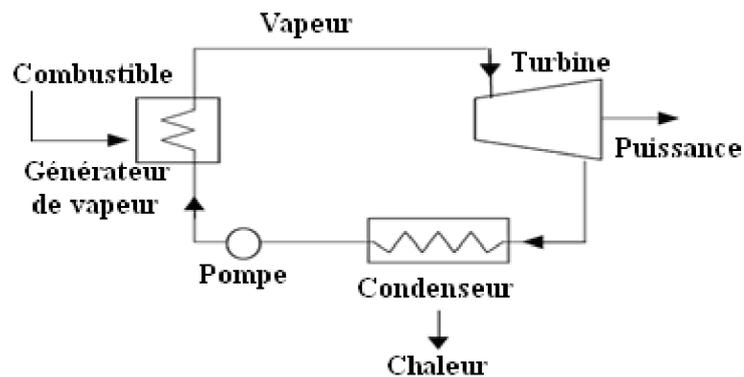
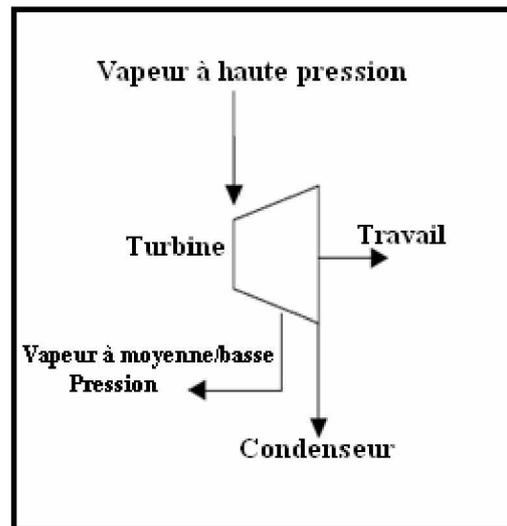
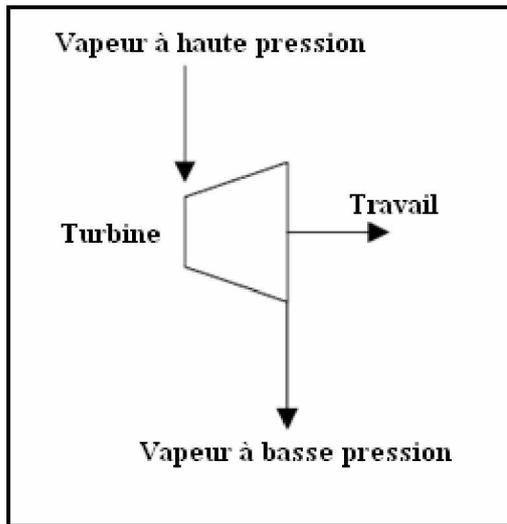


Figure I.3 : cycle de Rankine

Le générateur de vapeur est l'élément dans lequel s'effectue le processus de combustion et dans lequel la chaleur développée par la combustion est utilisée pour réchauffer, vaporiser et surchauffer la vapeur à haute pression. La turbine produit le travail utile qui est transformé généralement en énergie électrique, tandis que le condenseur est un échangeur de chaleur dans lequel la chaleur soustraite de la condensation de la vapeur est cédée à l'environnement, lorsqu'elle n'est pas récupérée. La pompe sert à fermer le cycle et à reporter le fluide condensé à la pression à laquelle il est introduit dans le générateur de vapeur. Dans ces installations, le rendement thermodynamique augmente, aussi bien en augmentant la température et la pression maximum de la vapeur qu'en diminuant la température de la source froide. Toutefois, si nous souhaitons utiliser une partie de la chaleur, rejetée autrement dans l'environnement, pour un processus industriel ou pour un réseau de chaleur, nous devons augmenter la température de condensation. Les processus industriels devant être approvisionnés en chaleur utile à température moyenne, récupèrent la chaleur par soutirage de la vapeur à différents stades de détente, cela provoque une réduction de la production d'énergie électrique mais augmente le rendement global de conversion de l'énergie primaire du combustible. On peut facilement comprendre que plus la température à laquelle s'effectue le soutirage est élevée, plus le rapport chaleur/force est important. Il existe deux types d'installations à vapeur utilisés pour la cogénération :

- installations de TAV à contre-pression, dans lesquelles la turbine à vapeur cède la vapeur dans le condenseur à une pression supérieure à la pression atmosphérique (*Figure I.4*).
- installations de TAV à condensation avec soutirage, dans lesquelles le prélèvement de vapeur pour des usages technologiques ou pour le chauffage est partiel et est effectué durant la phase de détente dans la turbine. (*Figure I.5*).



**Figure 1.4 : Installation à contre pression.**      **Figure 1.5 : Installation avec soutirage.**

Quand on doit fournir de la chaleur à une pression relativement faible, l'installation de TAV à contre pression est la plus convenable, dans ce type de configurations toute la vapeur s'écoule à travers la turbine et est évacuée à la pression demandée, par contre, si on doit fournir de la vapeur à des pressions plus importantes, on sera obligé d'effectuer des soutirages de la vapeur pendant sa détente, et cela va engendrer une diminution de l'énergie électrique produite.

Les TAV à condensation totale de la vapeur et favorisent la production de l'énergie électrique, en faisant passer toute la vapeur par la turbine, mais ceci entraîne une production limitée en énergie thermique, néanmoins, dans le cas de TAV à contre pression, le soutirage de la vapeur peut combler ce manque, donc le choix de la configuration idéal dépend de la demande en énergie ou plus explicitement, il dépend du rapport force/chaleur demandé.

Dans l'utilisation de la cogénération pour le chauffage urbain, le système de TAV à condensation peut fonctionner près ou même au-dessus de la pression atmosphérique, ceci assure que l'eau de chauffage pourra cueillir assez d'énergie thermique pour répondre aux besoins des utilisateurs, cependant, d'éventuels soutirages peuvent

s'avérer toujours nécessaire pour des demandes trop importantes, par exemple dans les pays d'Europe du nord.

La récupération de l'énergie thermique à partir des cycles de Rankine influence la production en énergie électrique de la centrale tandis que dans les moteurs à combustion interne (moteurs alternatifs et turbines à gaz) la récupération de la chaleur ne provoque pas la réduction de la production d'énergie électrique et permet d'utiliser une quantité de chaleur qui autrement serait perdue.



**Figure I.6 :** Centrale turbine à vapeur de 240 MW à cogénération (Alholmens Kraft Finlande), qui produit environ 100 MW pour le processus de l'usine de papier -UPMKymmene PIETARSAARI- et environ 60 MW pour le chauffage urbain de la ville de -Pietarsaari-. [8]

*Le tableau I.1* récapitule une comparaison entre des caractéristiques de fonctionnement pour des turbines à vapeur et pour les mêmes systèmes turbine à vapeur avec cogénération.

**Tableau I.1 : Comparaison : turbines à vapeur avec et sans cogénération.**[6]

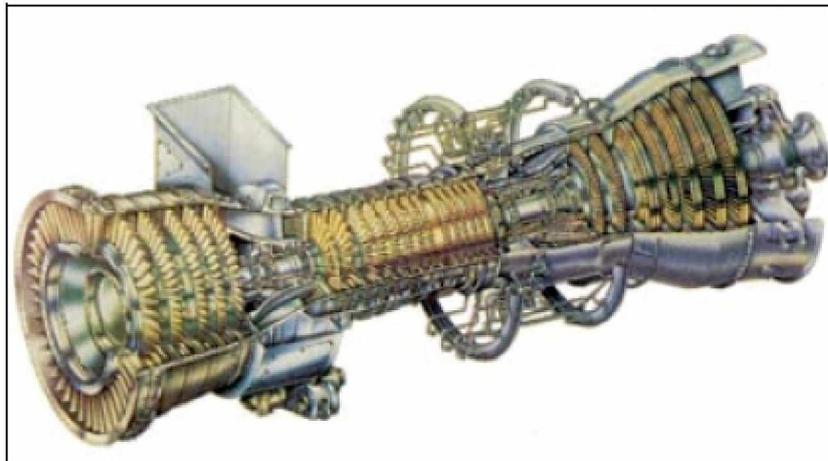
Caractéristiques : coûts et performances	Système 1	Système 2	Système 3
<b>Capacité électrique (KW)</b>	500	3000	15000
<b>Type de turbine utilisé</b>	Contre pression	Contre pression	Contre pression
<b>Coût des équipements (\$/KW)</b>	540	225	205
<b>Coût total de l'installation (\$/KW)</b>	918	385	349
<b>Rendement isentropique des turbines (%)</b>	50	70	80
<b>Rendement du système (transmission/alternateur) %</b>	94	94	97
<b>Débit de vapeur (lbs/hr)</b>	21500	126000	450000
<b>Pression d'entrée (psig)</b>	500	600	700
<b>Température à l'entrée (°F)</b>	550	575	650
<b>Pression de sortie</b>	50	150	150
<b>Température à la sortie (°F)</b>	298	366	366
<b>Paramètre du système congénéré</b>			
<b>Rendement de la chaudière %</b>	80	80	80
<b>Rendement électrique %</b>	6,4	6,9	9,3
<b>Consommation en carburant</b>	26,7	147,4	549,0
<b>Vapeur produite (MMBtu)</b>	19,6	107,0	386,6
<b>Vapeur produite KW</b>	5740	31352	113291
<b>Rendement total de la centrale à cogénération (%)</b>	79,6	79,5	79,7
<b>Rapport force/chaleur</b>	0,09	0,10	0,13
<b>Quantité de chaleur utile</b>	4515	4568	4388
<b>Rendement électrique effectif (%)</b>	75,6	75,1	77,8

#### I.4.2 turbine à gaz:

Les turbines à gaz (TAG) sont de création plus récente que les autres types de moteurs. Elles se sont surtout développées, en utilisation à poste fixe, dans les trois dernières décennies. Elles se construisent dans une gamme de puissance très large (25 kW - 200 MW).

*La Figure I.7* et *la Figure I.8* représentent respectivement une turbine à gaz de General electrics et une installation de cogénération à TAG.

Le système de turbine à gaz opère suivant le cycle thermodynamique dit cycle de Brayton. Dans le cycle de Brayton, de l'air atmosphérique est comprimé, chauffé, et puis détendu dans une turbine (*Figure I.9*), la puissance délivrée par cette turbine est généralement utilisé pour la production d'électricité.

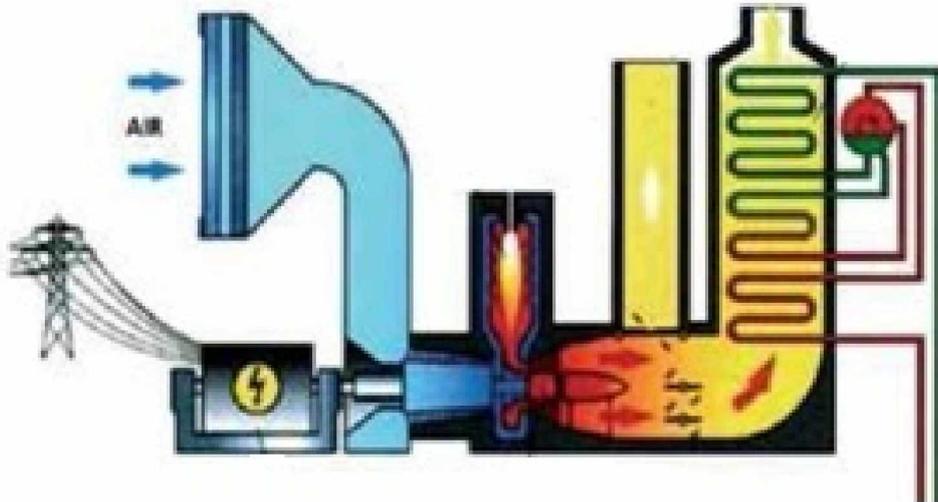


*Figure I.7 : Turbine à gaz LM6000 de General Electrics [8]*

Le rendement thermique du cycle Brayton est fonction du rapport de compression, de la température ambiante, de la température des gaz à l'entrée de la turbine, de l'efficacité du compresseur et de la turbine. Tous ces paramètres, avec les caractéristiques de conception internes de la turbine à gaz, s'étaient améliorés avec le

temps. Par conséquent de nouvelles machines plus efficaces que les plus anciennes de la même taille ont vu le jour. La conception d'une turbine à gaz est également sensiblement influencée par le but pour lequel on la prévoit.

*Le tableau I.2* donne un récapitulatif des caractéristiques de fonctionnement pour des systèmes de turbine à gaz avec cogénération, de puissance allant de 1 à 40 MW. Dans ce tableau les quantités de chaleur sont des caractéristiques de fabrication, l'énergie thermique disponible (pour la production de vapeur) a été calculée à partir des données sur les flux et les températures d'échappement. De la vapeur saturée à 137°C est obtenue sans l'utilisation de la post-combustion. Le rendement total est défini comme étant la somme de l'énergie électrique nette produite plus la vapeur produite pour les besoins thermiques d'usine divisés par le carburant consommé par le système. Des pressions plus élevées de vapeur peuvent être obtenues mais avec un rendement total légèrement inférieur. En utilisant la post-combustion on pourra augmenter la quantité de vapeur produite, et donc augmenter le rendement total.



*Figure I.8 : Installation de cogénération avec TAG.*

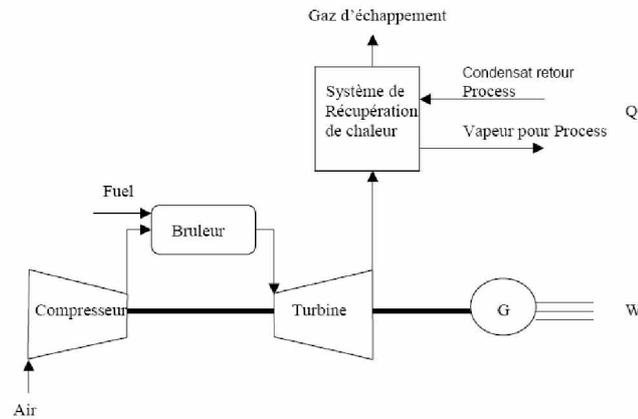


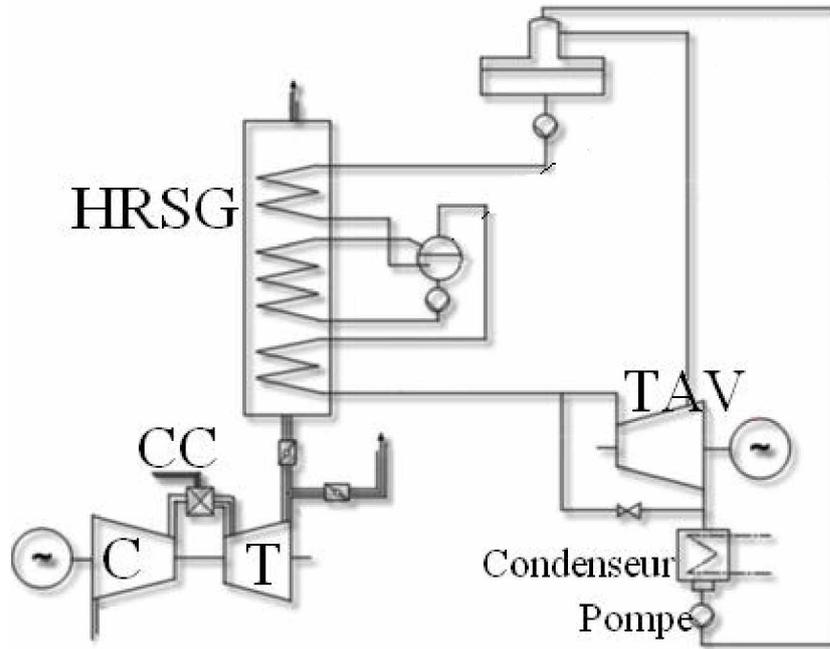
Figure I.9 : Schéma d'installation de cogénération avec TAG

Tableau I.2 : caractéristiques des installations de cogénération à turbine à gaz [6].

Caractéristiques des coûts et des performances	Système 1	Système 2	Système 3	Système 4	Système 5
Capacité électrique (KW)	1000	5000	10000	25000	40000
Coût total de l'installation (2000 \$/kW)	1780	1010	970	860	784
Rendement électrique (%),	21,9	27,1	29,0	34,3	37
Consommation en Carburant (MMBtu/hr)	15,6	62,9	117,7	248,6	368,8
Pression du carburant requise (psig)	95	160	250	340	435
Caractéristique des centrales à cogénération					
Débit des gaz d'échappement (1000lb/hr)	44	162	316	571	954
Température des gaz d'échappement (TAG) (°F)	950	950	915	950	854
Température à la sortie du générateur de vapeur	280	280	280	280	280
Vapeur obtenue (MM BTU/hr)	7.1	26,6	49,6	95,6	136,8
Vapeur obtenue (1000 lbs/hr)	6.7	25,0	46,6	89,8	128,5
Vapeur obtenue (KW équivalent)	2080	7800	14540	28020	40100
Rendement total de la centrale congénère (%), HHV	68	69	71	73	74
Rapport force/chaleur	0,48	0,64	0,69	0,89	1,0
Quantité de chaleur utile (Btu/KW)	6673	5947	5562	5164	4944
Rendement électrique effectif	51	57	61	66	69

Le tableau ci-dessus montre que le rendement thermodynamique augmente avec l'augmentation de la puissance de la turbine. L'augmentation du rendement entraîne la diminution, par unité d'énergie électrique obtenue, de la quantité de l'énergie thermique disponible pour la production de la vapeur, ce qui donne un rapport énergie électrique à énergie thermique du système de cogénération plus important

Depuis la fin des années soixante-dix, des installations à cycles combinés ont été développées ; elles présentent, en cascade, une turbine à gaz et un cycle de Rankine. Les gaz d'échappement des turbines à gaz génèrent de la vapeur qui alimente la turbine à vapeur (**Figure I.10**). En général, les installations à cycle combiné sont destinées uniquement à la production d'énergie électrique et représentent même l'une des solutions les plus efficaces, avec des rendements nominaux, pour les installations les plus grandes, d'environ 55% et avec des objectifs à moyen terme de 60%. La diffusion des cycles combinés entraîne une évolution radicale dans les modalités d'application de la cogénération, alors que dans les cycles à vapeur traditionnels avec turbines à contre pression, la production d'énergie thermique l'emporte sur la production d'énergie électrique, dans le cas des moteurs à combustion interne ou des turbines à gaz avec chaudière de récupération, ces productions sont relativement indépendantes et dans les installations à cycle combiné la production d'énergie électrique prédomine nettement.



*Figure I.10 : Installation à cycle combiné*

### **I.5 Cogénération en Europe :**

Le livre vert sur la sécurité d'approvisionnement énergétique de l'Union Européenne publié en 2000, souligna le besoin de limiter la dépendance énergétique de l'Union Européenne et de réduire les émissions de gaz à effet de serre. Cependant, les émissions de dioxyde de carbone (CO<sub>2</sub>) de l'Union Européenne sont actuellement en augmentation, ce qui crée des difficultés face aux engagements du protocole de Kyoto.

La production d'électricité par cogénération a représenté 11% de la production totale d'électricité de l'Union Européenne en 1998. Si la part de la cogénération dans la production d'électricité augmentait jusqu'à atteindre 18%, des économies d'énergie pourraient représenter de l'ordre de 3 à 4% de la consommation brute totale de l'Union Européenne. La cogénération économise de l'énergie et améliore la sécurité de l'approvisionnement. D'importants potentiels de cogénération sont inexploités dans les états membres de l'UE [9].

### **I.5.1 Les objectifs de la directive 2004/8/CE du parlement européen, [6] :**

Le potentiel de la cogénération en vue d'économiser l'énergie est actuellement sous-utilisé dans les états membre de l'UE, une directive du Parlement européen a été lancée, elle date du 11 février 2004 (2004/8/CE - JO L52 du 21.02.2004) et vise à faciliter l'installation et la mise en service de centrales électriques de cogénération afin d'économiser de l'énergie et de lutter contre le changement climatique.

L'objectif de la directive est d'établir un cadre commun transparent afin de promouvoir et de faciliter l'installation de centrales de cogénération là où une demande de chaleur utile existe ou est prévue. Cet objectif général est reparti en deux volets spécifiques :

- **à court terme**, la directive devrait permettre de conforter les installations de cogénération existantes et de promouvoir de nouvelles centrales ;
- **à moyen et à long terme**, la directive devrait créer le cadre nécessaire pour qu'une cogénération à haut rendement visant à réduire les émissions de CO<sub>2</sub> et d'autres substances, contribue au développement durable.

Actuellement, il existe déjà dans certains états membres de l'UE, des exemples de développements réglementaires, tels qu'en Belgique (certificats verts et quotas de cogénération), en Espagne (nouveau décret sur la vente de l'électricité issue de la cogénération) ou en Allemagne (nouvelle loi sur la cogénération).

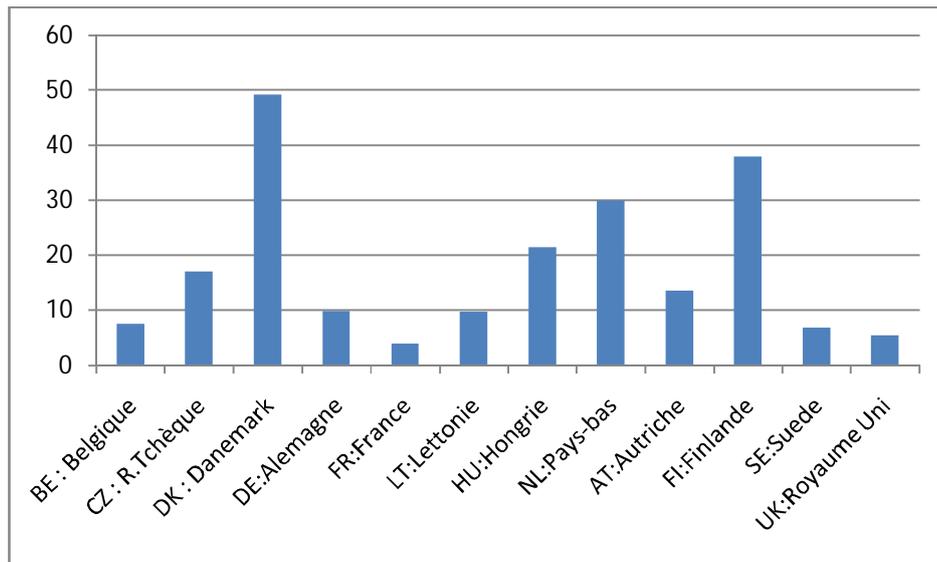
### **I.5.2 Production et capacité en électricité et en chaleur issue de la cogénération :**

En 2002, la production d'électricité par cogénération de l'Union européenne était de 299,9 TWh, ce qui correspond à 9.9% de la production totale d'électricité.

L'Allemagne, les Pays-Bas et la Finlande sont les producteurs les plus importants avec 40% de la production totale de l'UE, seul l'Allemagne produit plus de 56 TWh d'électricité par cogénération. Au Danemark presque 50% de la production électrique est issue de la cogénération. [10]

*Le tableau I.3 et la figure I.11*, représentent la capacité et la production en électricité issue de la cogénération de quelques pays.

La production totale de la chaleur par cogénération en 2002, était de 2 844 PJ (790 TWh), *le tableau I.4* représente la production et la capacité en chaleur issue de la cogénération dans quelque pays européens.



*Figure I.11 : Production d'électricité de cogénération.* [10]

**Tableau I.3 : électricité issue de la cogénération dans les pays EU [10]**

Production d'électricité par cogénération (GWh)	BE	CZ	DK	DE	FR	LT	HU	NL	AT	FI	SE	UK
Par : Cycle Combiné	176	854	3827	10594	0	0	1032	16298	2579	8640	198	11713
Turbine à vapeur (à contre pression)	2261	4471	2303	30868	6009	153	1226	1246	2617	13183	8522	1359
Turbine à vapeur (à condensation)	316	7418	7610	0	1206	1573	156	828	2993	5175	1101	2797
Turbine à gaz	2990	102	1496	7641	11101	0	1981	5230	13	131	110	2988
Moteur a combustion interne	427	219	4055	2463	4262	0	345	5070	320	134	45	2020
Autres	0	0	0	4663	0	0	0	0	0	0	14	0
Production totale par cogénération	6170	13064	19291	56228	22578	1726	4741	28673	8521	28448	9990	20877
Pourcentage de la production totale des pays	7.5	17.1	49.1	9.8	4.0	9.7	21.5	29.9	13.6	38.0	6.8	5.4
<b>Capacité en électricité issue de la cogénération</b>												
Cycle Combiné	75	487	1096	2719	0	0	324	3785	704	1528	121	1982
Turbine à vapeur (à contre pression)	513	1284	815	19056	1833	40	513	298	519	2788	2406	318
Turbine à vapeur (à condensation)	226	3196	2184	0	350	2439	148	231	1608	1127	608	2998
Turbine à gaz	461	71	310	2066	2801	0	347	902	5	313	41	491
Moteur a combustion interne	169	64	993	729	1512	0	103	1522	66	56	26	470
Autres	0	0	0	1875	0	0	0	0	0	0	14	0

Tableau I.4 : chaleur issue de la cogénération [10]

Production de chaleur par cogénération (TJ)	BE	CZ	DK	DE	FR	LT	HU	NL	AT	FI	SE	UK
Cycle Combiné	821	4405	15739	45564	0	0	5516	88155	12299	35717	2198	56187
Turbine à vapeur (à contre pression)	25897	75627	34113	391653	161871	3396	27997	38041	40556	193242	102433	23668
Turbine à vapeur (à condensation)	5097	72343	42514	0	22380	12096	2445	12159	28369	37759	10198	36520
Turbine à gaz	13995	697	9636	56860	61627	0	9601	56146	99	7066	1876	21214
Moteur a combustion interne	2142	1872	20660	13824	17549	0	2139	26616	1796	520	206	10425
Autres	0	0	0	36844	0	0	0	0	0	0	35	0
Production totale de chaleur par cogénération	47954	154944	122661	544744	263426	15492	47698	221118	83119	274304	116946	148014
Capacité en chaleur issue de la cogénération												
Cycle Combiné	127	683	1155	4456	0	0	305	6941	1013	1682	153	2555
Turbine à vapeur (à contre pression)	2488	9753	2626	34677	14776	275	2975	2481	2591	10408	5711	1362
Turbine à vapeur (à condensation)	780	10178	4825	0	1833	2026	379	1019	2217	2632	1556	2046
Turbine à gaz	615	99	607	3858	4570	0	556	3278	9	569	65	1095
Moteur a combustion interne	232	203	1392	1526	1786	0	126	2281	117	74	29	678
Autres	0	0	0	4142	0	0	0	0	0	0	14	0
Totale	4243	20916	10605	48659	22965	2301	4341	16000	5946	15365	7527	7736

## **Chapitre II**

# *RESEAU DE CHALEUR*

## II.1 Généralités

On désigne sous le nom de chauffage urbain, la distribution d'eau chaude et ou de vapeur à un certain nombre d'immeubles d'une ville, d'un quartier ou d'un ensemble immobilier : cette distribution se fait par un fluide chauffant (eau chaude, eau surchauffée, vapeur ou fluide thermique) circulant dans un réseau de tuyauteries. On a depuis quelques années tendance à désigner ces installations par le terme réseaux de chaleur, mais il est préférable de réserver ce nom au réseau proprement dit, c'est-à-dire aux tuyauteries de transport du fluide chauffant qui relie la source de chaleur aux sous-stations (points de livraison de la chaleur aux usagers).

La chaleur ainsi distribuée est destinée à divers usages :

- chauffage des locaux d'habitation ou industriels avec ou sans conditionnement d'air ;
- chauffage d'eau sanitaire ;
- utilisation purement industrielle.

L'installation comporte essentiellement :

- ◆ une source de chaleur qui sert à réchauffer le fluide chauffant par un combustible ou une autre source d'énergie (telle que : la cogénération, source géothermique) ;
- ◆ un réseau de distribution par lequel le fluide transporte la chaleur aux usagers ;
- ◆ des sous-stations chez ces usagers, qui servent de réservoir ou alors, dans le cas des températures élevées des fluides primaires, ce fluide primaire réchauffe un fluide secondaire qui circule dans les surfaces de chauffe des locaux (en général, de l'eau chaude) ainsi que l'eau sanitaire.

La quantité d'énergie thermique distribué par les réseaux de chaleur est très variable, de quelques centaines de kilowatts (par exemple, pour desservir plusieurs immeubles ou ateliers) jusqu'aux installations de chauffage urbain de plusieurs centaines de mégawatts desservant un ou plusieurs quartiers d'une ville.

## II.2 Caractéristiques des installations de chauffage urbain

### II.2.1 Puissance à fournir au réseau de distribution :

À un instant donné, la puissance à fournir par la source au réseau est donnée par :

$$\dot{Q} = \sum \dot{q}_n + \dot{p}$$

Avec  $\dot{q}_n$  : la puissance fournie à l'un des n usagers du réseau,

$\dot{p}$  : Pertes dans le réseau de distribution.

Du fait de l'importance du réseau, le terme  $\dot{p}$  est élevé et représente une part importante de la puissance  $\dot{Q}$ .

### II.2.2 Courbe de charge :

Un réseau de chaleur alimente généralement les installations de chauffage de locaux, qui se caractérisent par une grande variation de la puissance nécessaire, liée à la température extérieure.

La courbe de charge est celle qui donne, en fonction du temps, la puissance  $Q$  à fournir au réseau : c'est une courbe en cloche avec un maximum dans la période des températures extérieures minimales (*figure II.1*).

On peut aussi représenter la charge variable sous forme de courbe dite des débits échelonnés qui donne, pour un pourcentage déterminé de la puissance maximale installée, le nombre d'heures pendant lesquelles cette puissance a été fournie (*figure II.2*).

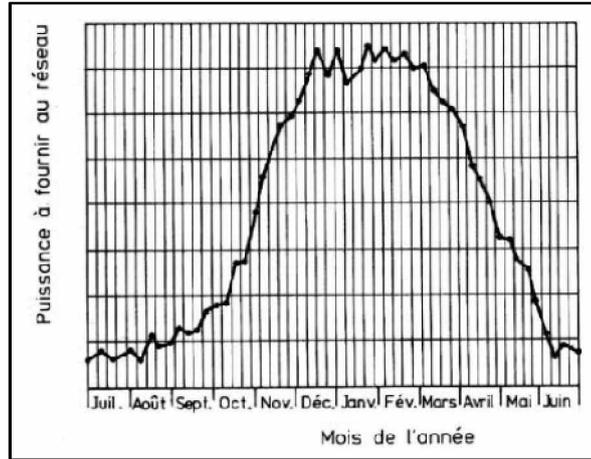


Figure II.1 : courbe de charge d'un réseau de chaleur [11]

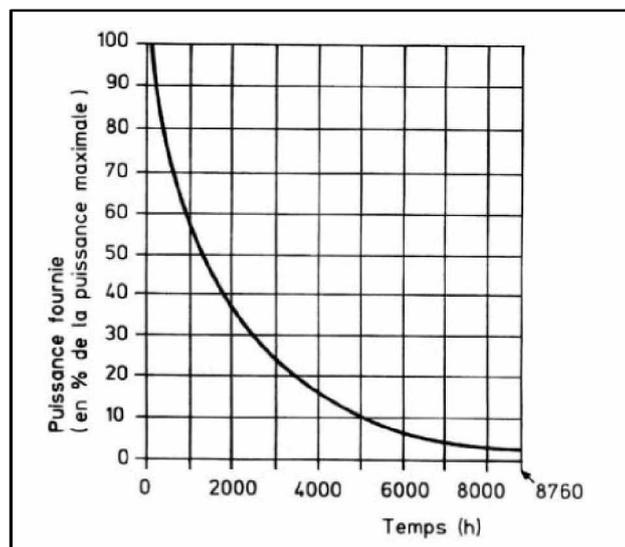


Figure II.2 : Courbe des débits échelonnés d'un réseau de chaleur [11]

**II.2.3 Rendement instantané, rendement moyen annuel de l'installation :**

On appelle rendement instantané, à un instant déterminé, le rapport de la puissance fournie aux usagers à celle fournie au réseau :

$$r = \frac{\sum \dot{q}}{\sum \dot{q} + \dot{p}}$$

Le rendement moyen annuel est donné par :

$$R_r = \frac{\text{consommations des usagers}}{\text{consommations usagers} + \text{pertes annuelles du reseau}}$$

### **II.3 Aspect économique du chauffage urbain**

#### **II.3.1 Chauffage urbain fermé ou ouvert :**

On peut distinguer, économiquement, deux types de réseaux de chauffage urbain.

§ **Le chauffage urbain fermé** : ce mode de chauffage étant imposé aux usagers, il s'agit alors d'un monopole. C'est le cas dans les grands ensembles immobiliers. Dans ce cas, l'installation est conçue pour des clients potentiels bien déterminés. La rentabilité d'un tel projet peut donc être calculée avec précision avant sa réalisation.

§ **Le chauffage urbain ouvert** : l'alimentation des abonnés par le réseau est libre. La demande en énergie thermique n'est donc pas assez connue et les réalisations peuvent être loin des prévisions. De plus, le chauffage urbain étant en concurrence avec les installations individuelles (chaufferies d'immeubles, installations domestiques de pavillons et d'appartements), ce qui exige pour le chauffage urbain de rester toujours compétitif pour que les demandes soient toujours satisfaites.

#### **II.3.2 Prévisions du Bilan financier :**

Contrairement aux installations de chauffage individuelles, les usagers de l'installation de chauffage urbain sont très nombreux et ne peuvent pas contrôler la conception, la réalisation, l'exploitation et l'entretien des installations, qui sont par ailleurs intimement liés. On établit donc entre les clients et un concessionnaire un contrat global de longue durée portant sur les frais d'installation et d'exploitation du réseau ; la difficulté consiste à déterminer les conditions de ce contrat, ce qui exige au préalable une étude économique très poussée.

Comme pour tout réseau (gaz, eau, etc.), les réseaux de chaleur nécessitent des investissements importants qui ne seront remboursés qu'au fur et à mesure de l'augmentation du nombre des clients. Un bilan doit donc être soigneusement établi préalablement à toute décision de réalisation du projet, qui, pour être viable, doit être rentable. Compte tenu des sommes considérables mises en jeu le bilan doit se faire :

§ sur l'ensemble, investissements et exploitation, y compris l'entretien ;

§ annuellement ;

§ à long terme (sur une durée minimale de 20 à 30 ans nécessaire pour compenser les installations coûteuses dont la durée de vie est au moins de cet ordre).

La donnée de base du bilan sera le recensement des usagers potentiels et l'estimation des alimentations en nombre, situation géographique et puissance, à effectuer chaque année. [13]

Les principales parties de l'équation des bilans financiers sont :

**∨ en dépense :**

- les investissements ;
- les bénéfices de remboursement des prêts ;
- les dépenses de réalisation de l'installation.
- les frais généraux et de gestion ;
- les avances de trésorerie vis-à-vis de l'État (TVA, taxes diverses, etc.);
- les provisions et bénéfices ;

Les dépenses de réalisation comprennent :

1. les dépenses d'énergie, en tenant compte de la quantité à délivrer en sous-station, des pertes en ligne et du rendement moyen industriel des générateurs.
2. les dépenses diverses (électricité, matières consommables).

3. les frais de main d'œuvre, y compris l'entretien courant.
4. les frais de gros entretien.

✓ **en recettes :**

- les apports, emprunts et subventions éventuelles ;
- le produit des excédents de trésorerie (utilisation temporaire des sommes provenant des subventions ou des emprunts avant réalisation complète des investissements) ;
- les taxes de raccordement ;
- les ventes de chaleur (facturation périodique).

### **II.3.3 Facteurs influençant les coûts d'énergie**

#### **II.3.3.1 Financements**

Les installations de chauffage urbain sont, le plus souvent, au moins aussi coûteuses qu'aurait été l'ensemble des installations individuelles que l'installation de chauffage urbain remplace (ou va remplacer) et, compte tenu des frais financiers, le poste-investissement est plus élevé dans le cas du chauffage urbain que dans les autres modes de chauffage.

#### **II.3.3.2 Coûts de fonctionnement :**

##### **§ Coût d'énergie :**

Contrairement au coût de financement, les coûts d'exploitation, en particulier en termes de coût d'énergie primaire, sont plus faibles qu'avec les autres types de chauffage. En effet, les sources de chaleur dans le chauffage urbain permettent soit d'utiliser des combustibles moins chers, soit de brûler des déchets ou de récupérer des calories perdues dans les rejets industriels.

Il ne faut pas négliger les pertes au niveau des réseaux de distributions qui sont loin d'être négligeables. Elles dépendent des dimensions du réseau et de l'efficacité du calorifugeage ; cette efficacité est influencée par le vieillissement et les incidents.

### § Coût d'utilisations diverses :

Il s'agit de la main d'œuvre, de l'électricité et des matières consommables. Il est fonction du type et de l'importance des installations.

### § Frais d'entretien

On distingue le petit entretien (entretien courant, remplacement des pièces d'usure, etc.) de l'entretien considérable. En effet, pour les contrats de longue durée (25 à 30 ans au moins, qui correspond en moyenne à la durée de vie des installations), on adopte généralement une proportion de 3 à 4 % du coût total des installations pour les entretiens annuels. [14]

## II.4 Conception générale du réseau

Le réseau de distribution transporte le fluide chauffant de sa source jusqu'aux utilisateurs. Ses tronçons étant les artères vitales de la distribution de chaleur, sa conception et sa réalisation doivent assurer la sécurité de son utilisation. D'autant plus que, généralement, il est très étendu, enterré et relativement inaccessible, donc difficile à surveiller.

Il ne faut perdre de vue, qu'il s'agit d'un réseau chaud et à pression relativement importante, les phénomènes de dilatation et de pertes thermiques, sont très envisageables ; les problèmes qui se posent sont donc différents de ceux des tuyauteries de fluides divers et d'eau froide en particulier.

### II.4.1 Différents types de réseaux

Les réseaux peuvent se différencier suivant le nombre de tubes, le mode d'installation des tuyauteries et le schéma général.

#### ◆ Nombre de tubes

Il dépend du fluide chauffant :

- dans le cas de vapeur avec condensat non récupéré, il y a un seul tube ;
- si le condensat est récupéré, il y a deux tubes, le tube de retour du condensat étant toutefois de diamètre plus faible que celui de vapeur ;
- dans le cas d'eau chaude ou d'eau surchauffée, il y a deux tubes de même diamètre.

Il peut éventuellement y avoir des réseaux d'eau surchauffée à trois tubes, un aller et un retour pour le fonctionnement en hiver à pleine puissance, et un aller de diamètre réduit afin de diminuer les pertes thermiques (proportionnelles à la surface des tubes) lors du fonctionnement à faible puissance.

Toutefois, le coût supplémentaire entraîné par ce troisième tuyau n'est forcément pas rentable, les régimes de fonctionnement permettent, le plus souvent, à elles seules de réduire de façon convenable l'importance relative des pertes dans les conduites en été (baisse de température du fluide chauffant, fonctionnement intermittent).

Si la production d'eau chaude sanitaire est centralisée, sa distribution nécessite deux tubes supplémentaires, et l'on doit alors réaliser en général un réseau à quatre tubes.

L'encombrement du réseau est évidemment différent suivant les cas, mais les problèmes qui se posent sont les mêmes quel que soit le nombre de tubes. Par la suite, il ne sera pratiquement question que des réseaux à deux tubes de même diamètre.

#### ◆ Mode d'installation des tuyauteries

Il est très variable, dans la conception générale d'abord, dans les détails d'installation ensuite. Il y a pratiquement trois façons d'installer la tuyauterie, qui déterminent les données techniques du problème :

- en élévation à l'intérieur (dans les bâtiments ou en galerie technique accessible) ;
- en élévation à l'extérieur (le long des bâtiments ou sur des poteaux) ;
- dans le sol : dans ce cas les tuyauteries peuvent être simplement enterrées ou installées dans des caniveaux non visitables.

### ◆ Schéma général d'un réseau

Il est différent suivant qu'il s'agit d'un réseau ramifié ou d'un réseau maillé.

La plupart des réseaux de chaleur sont des réseaux ramifiés, dans lesquels chaque sous-station est alimentée à partir de la source suivant un parcours unique. En cas d'incident en un point, un nombre plus ou moins important de sous-stations peuvent être privées de chaleur sans secours possible : ces incidents de réseau sont relativement rares, mais c'est un inconvénient. Pour y remédier, on peut concevoir des réseaux dits maillés dans lesquels les sous-stations peuvent être alimentées suivant plusieurs parcours possibles, ce qui réduit les conséquences d'un incident : il suffit en effet d'isoler par des vannes prévues à cet effet la partie intéressée et les sous-stations privées de chaleur sont seulement celles branchées directement sur ce tronçon. Ces réseaux sont évidemment plus coûteux. En pratique, on rencontre des réseaux ramifiés et des réseaux mixtes, avec un certain nombre de mailles principales (*figure II.5*).

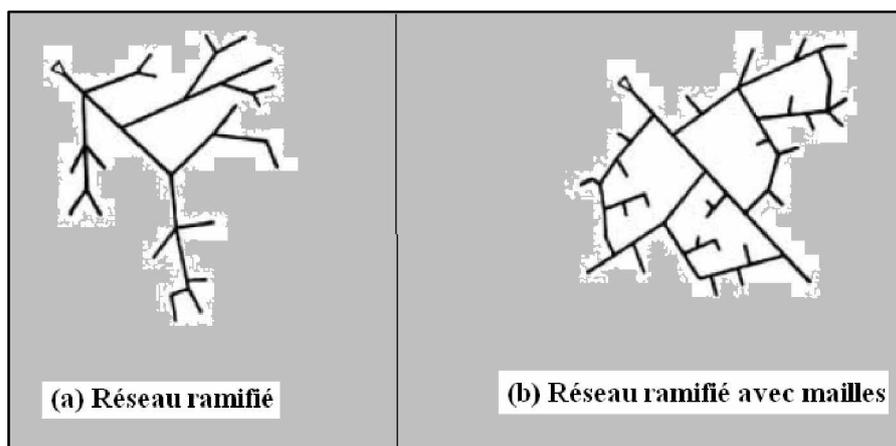


Figure II.5 schéma général d'un réseau.

### **II.4.2 Points de livraison de la chaleur et puissances à fournir :**

Une des études nécessaires aux réseaux de chaleur est de déterminer les points d'alimentation et les puissances à fournir.

Les points de livraison, à partir desquels on alimente les consommateurs, sont déterminés en principe par ces usagers eux-mêmes. Dans le cas des locaux d'habitation, il s'agit des différents immeubles ou éventuellement groupes d'immeubles appartenant au même propriétaire.

Dans le cas de chauffage industriel, il y a un point de livraison par usine à partir duquel le consommateur pourvoit sa distribution qui peut être complexe, avec utilisation directe, totale ou partielle du fluide chauffant.

Le concessionnaire du réseau a lui aussi son mot à dire dans l'emplacement des points de livraison, compte tenu de la position des collecteurs généraux du réseau une étude objective du problème est à faire, compte tenu des impératifs techniques et économiques.

Les puissances à fournir peuvent, elles aussi, être proposées par les utilisateurs qui, sur ce point aussi, doivent collaborer avec le concessionnaire, par exemple, en remplissant avec le plus de précisions possibles un questionnaire qui sera établi par ce dernier. Ce questionnaire porte sur les différents modes d'utilisation de la chaleur, les températures de fluide chauffant nécessaires, le calcul des puissances à fournir, les surpuissances éventuelles demandées par rapport aux besoins en régime continu.

Dans le cas de locaux d'habitation, on précisera les déperditions des locaux, les pertes thermiques de l'installation de chauffage, la surpuissance éventuelle que l'on demande, la puissance nécessaire pour le réchauffage de l'eau chaude sanitaire ; le mode de préparation de l'eau chaude sanitaire sera nécessairement important. La puissance à fournir sera la somme des besoins.

Il faut évidemment ne pas sous-estimer les besoins, sous peine de ne pas pouvoir les satisfaire par la suite, mais il faut aussi se garder de les surestimer en prenant des marges de toutes parts et en série, car cela conduit à surdimensionner le réseau, ce qui coûte inutilement en installation comme en exploitation (du fait de l'augmentation des pertes thermiques). L'attention de l'utilisateur doit être attirée sur le fait que ce surdimensionnement lui coûte des frais de raccordement (proportionnels à la puissance) inutiles et risque d'entraîner un mauvais fonctionnement des appareils de régulation.

Pour tenir compte en pratique des pertes thermiques dans les conduites dans le calcul des réseaux de tuyauteries, on prévoit généralement une augmentation de la puissance à fournir, ce qui conduit à majorer les débits d'un certain pourcentage, de l'ordre de 5 % en moyenne, fonction évidemment de l'efficacité du calorifugeage et du réseau lui même. La vérification a posteriori de ce pourcentage devra être faite en calculant les pertes de toutes les conduites du réseau.

#### **II.4.3 Tracé général du réseau**

Les points de livraison et les puissances à fournir étant déterminés, on fait un premier schéma général du réseau, avec la puissance à transporter dans les différents tronçons. Ce schéma devra dériver du tracé envisagé, compte tenu, dans le cas de réseau urbain, des voies publiques à emprunter et aussi, dans une certaine mesure, du prospectus d'alimentation des utilisateurs.

Le but à atteindre est d'avoir le réseau le moins long possible au stade définitif, mais il ne faut toutefois pas perdre de vue le problème des frais financiers : par exemple, il peut être plus économique d'alimenter par deux tronçons de réseau différents deux groupes d'utilisateurs dont l'un à échéance lointaine, plutôt que par un tronçon unique de longueur totale inférieure mais qui entraînera une dépense initiale beaucoup plus importante, et par là même des frais financiers plus élevés.

Il peut donc y avoir intérêt à regrouper plusieurs petits utilisateurs voisins, de puissances unitaires conforme, sur une même sous-station produisant le fluide chauffant qui alimentera les utilisateurs. Ce fluide pourra être soit directement

le fluide secondaire (par exemple, eau à 70-90 °C) (comme dans le cas du chauffage), soit éventuellement un fluide intermédiaire appelé fluide tertiaire. Ce fluide tertiaire alimente des sous-stations secondaires propres à chaque utilisateur, qui produisent, par exemple par mélange, l'eau sanitaire.

## Chapitre III

# *ASPECT THERMIQUE DES CONDUITES ENTERREES*

### III.1 Préambule :

Les deux notions fondamentales en transferts thermiques sont la température et la chaleur. Le langage courant introduit souvent une confusion entre elles.

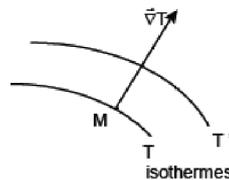
- **Notion de Température :**

C'est une **variable d'état** qui caractérise le degré d'agitation des particules de la matière. Elle résulte donc de la détermination d'une moyenne et, de ce fait, il est impossible en toute rigueur de définir la température en un point géométrique.

- **Gradient thermique**

La dérivabilité de la fonction  $T$  permet de définir en chaque point  $M$  et à chaque instant  $t$ , un vecteur gradient de température  $\vec{\nabla}T$ , normal en  $M$  à la surface isotherme, et dont les composantes sont en coordonnées cartésiennes :

$$\left( \frac{\partial T}{\partial x}, \frac{\partial T}{\partial y}, \frac{\partial T}{\partial z} \right)$$



*Figure III.1 : Gradient de température*

- **Notion de Chaleur :**

C'est une forme d'énergie au même titre que le travail d'un système de forces au cours d'un déplacement. On ne peut donc pas parler de la "chaleur d'un corps", ni même de la "chaleur contenue dans un corps", car la prise en compte d'une quantité de chaleur  $Q$  implique une situation évolutive. Il s'agit forcément d'un échange d'énergie entre plusieurs corps (ou entre plusieurs domaines d'un même corps) au cours d'un laps de temps déterminé.

Si, entre deux instants  $t$  et  $t'$ , l'interaction étudiée s'accompagne d'un échange de chaleur  $\delta Q$ , On appelle la quantité  $\frac{\delta Q}{t-t'}$ , flux thermique moyen et, par un passage à la limite, on peut définir :

- un flux (**une puissance**) thermique instantanée en Watts [W],
- une densité de flux thermique (flux par unité de surface) [W/m<sup>2</sup>].

### § Exemple de relations température chaleur

#### Chauffage d'un corps homogène :

Si l'on fournit une quantité de chaleur,  $\delta Q$ , à un corps monophasique homogène de masse,  $m$  [kg], on sait que, toute autre grandeur d'état restant constante, sa température s'élève. Si le corps se trouve initialement à une température uniforme  $T_0$  et si on attend que la température redevienne uniforme, soit  $T_f = T_0 + dT$ , on peut poser :  $\delta Q = m.c.dT$ .

### III.2 Conduction thermique :

C'est le processus de transmission de chaleur provoqué par la différence de température de deux milieux matériels, les zones chaudes cédant de la chaleur à celles qui le sont moins. Pour quantifier le flux de chaleur transmis par la conduction, on a recours à l'équation dite de Fourier :

$$\dot{Q} = -k.A.\frac{dT}{dx} \quad \text{III.1}$$

Avec  $\dot{Q}$  : flux de chaleur (W)

$k$  : Conduction thermique « caractéristique du milieu ». (W/m.K)

$A$  : surface de passage du flux de chaleur. (m<sup>2</sup>)

◆ Cas d'un cylindre creux :

Considérons le cas d'un cylindre creux (*figure III.2*). Appliquons l'équation de Fourier :

$$q = -k.A.\frac{dT}{dr}$$

Avec :  $A = 2\pi rl$

Par intégration, on aura :

$$\int_{r_1}^{r_2} \dot{Q} \frac{dr}{r} = \int_{T_1}^{T_2} -2\pi k l dT$$

$$\Rightarrow \dot{Q} \ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right) = -2\pi k l (T_1 - T_2)$$

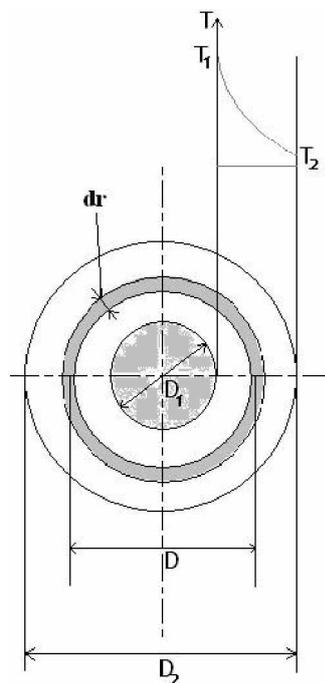


Figure III.2 Cylindre creux

Donc finalement :

$$\dot{Q} = \frac{(T_1 - T_2)}{\frac{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{2\pi k l}} \quad \text{III.2}$$

$$\Rightarrow \dot{Q} = \frac{(T_1 - T_2)}{R}$$

$$\text{Avec : } R = \frac{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{2\pi k l} \quad \text{III.3}$$

R : étant la résistance thermique conductive.

### III.3 cas d'une conduite enterrée :

Considérons la conduite enterrée donnée par (la figure III.3) :

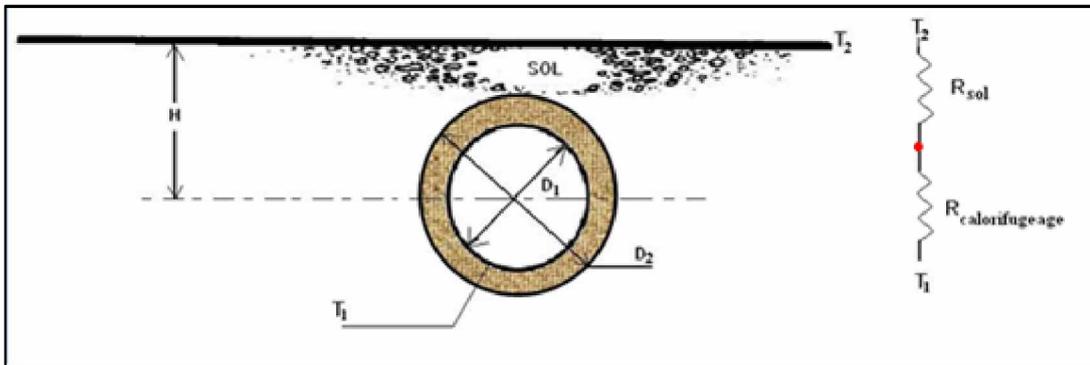


Figure III.3 : conduite enterrée

Le flux de chaleur total transféré est donné par :

$$\dot{Q} = \frac{T_1 - T_2}{R_{total}} \quad \text{III.4}$$

Telle que :  $R_{total} = R_{sol} + R_{calorifugeage}$

De l'équation III.3, on tire :  $R_{calorifugeage} = \frac{\ln\left(\frac{D_2}{D_1}\right)}{2\pi k_{cal} l}$

Pour calculer  $R_{sol}$  on introduit la notion de facteur de forme  $s$ , donné par :

$$R_{sol} = \frac{1}{s k_{sol}} \quad \text{III.5}$$

Dans notre cas [15] :  $s = \frac{2\pi L}{\ln\left(\frac{4H}{D_2}\right)}$  III.6

$$\Rightarrow R_{sol} = \frac{\ln\left(\frac{4H}{D_2}\right)}{2\pi L k_{sol}} \quad \text{III.7}$$

$$\text{Donc : } R_{total} = \frac{\ln\left(\frac{4H}{D_2}\right)}{2\pi k_{sol}l} + \frac{\ln\left(\frac{D_2}{D_1}\right)}{2\pi k_{cal}l} = \frac{\frac{k_{cal}}{k_{sol}} \ln\left(\frac{4H}{D_2}\right) + \ln\left(\frac{D_2}{D_1}\right)}{2\pi k_{cal}l}$$

$$\text{Finalement, on aura : } R_{total} = \frac{\ln\left[\left(\frac{4H}{D_2}\right)^{\frac{k_{cal}}{k_{sol}}} \left(\frac{D_2}{D_1}\right)\right]}{2\pi l k_{cal}}$$

III.8

## Chapitre IV

# *ASPECT DES ECOULEMENTS DANS LES CONDUITES*

### IV 1. Introduction :

Les conditions d'écoulement des fluides dans les tuyauteries, avec ou sans échange de chaleur, dépendent tout à la fois des paramètres géométriques et dynamiques (dimensions des tuyaux, pressions, etc.) et des propriétés des fluides qui y circulent. Parmi ces propriétés, certaines concernent l'écoulement lui-même (masse volumique  $\rho$ , viscosité dynamique  $\mu$ ), d'autres interviennent dans les transferts de chaleur (capacité thermique massique à pression constante  $C_p$ , conductivité thermique  $\lambda$ , nombre de Prandtl,  $Pr = \frac{\mu.C_p}{\lambda}$ ), La figure VI.1, donne les caractéristiques de l'eau liquide en fonction de la température

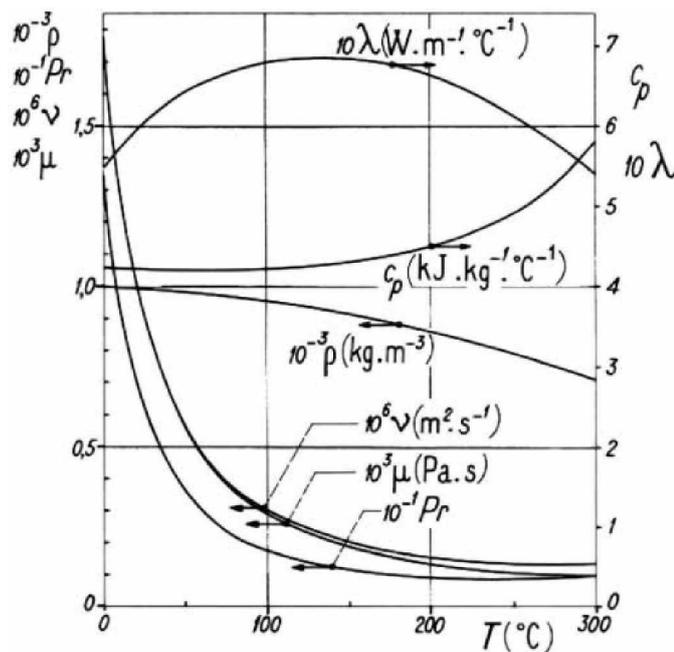


Figure VI.1 : Propriétés d l'eau liquide en fonction de la température

Dans le cas des sections non circulaires, on utilise, généralement, le diamètre hydraulique :  $D_h = 4R_h = 4 \frac{S}{\chi}$  .

Avec : S et  $\chi$  respectivement la surface et le périmètre de la section et  $R_h$  : Rayon hydraulique

### IV 2. Fluides compressibles et fluides incompressibles :

Un fluide incompressible est un fluide dont la masse volumique est constante. Un fluide compressible est un fluide pour lequel il faut tenir compte des variations de la masse volumique avec la température et la pression. Dans ce chapitre et les chapitres qui suivent, on s'intéresse uniquement à des fluides qui seront assimilés à des fluides incompressibles.

### IV 3. Conservation de la matière d'un liquide :

Le débit d'un liquide est le volume (débit volumique) de liquide traversant une section donnée d'une canalisation pendant une unité de temps. Le débit  $Q$  ( $m^3/s$ ), la vitesse moyenne du liquide  $V_m$  et la section  $S$  de la canalisation sont reliés par la relation :  $Q_v = V_m S$

Le débit volumique d'un liquide est identique en tous points d'une canalisation. Si la canalisation présente des différences de diamètre, seul la vitesse va varier. Elle augmente quand la section diminue et vis versa.

### IV 4. Conservation de l'énergie (Equation de Bernoulli):

Si on considère une canalisation d'un point A à un point B comportant une pompe et plusieurs singularités, le liquide circulant à l'intérieur étant un fluide réel, il y a automatiquement des pertes de charge. Si on veut exprimer une conservation d'énergie, en notant par  $J_{A \rightarrow B}$ , le terme de perte de charge (en mètre), le terme  $H_{mt}$  représente le gain en énergie apporté par la pompe (en mètre) on aura :

$$H_B = H_A - J_{A \rightarrow B} + H_{mt}$$

$$\frac{p_B}{\rho g} + z_B + \frac{v_B^2}{2g} = \frac{p_A}{\rho g} + z_A + \frac{v_A^2}{2g} + H_{mt} - J_{A \rightarrow B}$$

$$p_B + \rho g z_B + \frac{\rho v_B^2}{2} = p_A + \rho g z_A + \frac{\rho v_A^2}{2} + \rho g H_{mt} - \rho g J_{A \rightarrow B}$$

L'équation ci-dessus est celle de Bernoulli avec perte de charge.

## IV 5. Écoulement dans les conduites cylindriques longues

### IV 5.1. Forme et régimes de l'écoulement

Suivant l'importance des forces de viscosité par rapport aux forces d'inertie de l'écoulement, on observe plusieurs régimes possibles. Ce rapport de forces est caractérisé par le nombre de Reynolds:

$$\text{Re} = \frac{\rho V D}{\mu}$$

Avec : V : vitesse caractéristique de l'écoulement (souvent la vitesse moyenne dans la section),

D : dimension caractéristique de la section transversale (diamètre pour une conduite de section circulaire).

Ce nombre est d'autant plus grand que les forces de viscosité sont moins d'importantes par rapport aux forces d'inertie.

Lorsque Re est inférieur à une valeur limite de l'ordre de 2 000, l'écoulement est dit laminaire, c'est-à-dire sans turbulence. Dans les conditions industrielles, pour  $\text{Re} > 2\,500$ , le régime est turbulent, c'est-à-dire que les forces de viscosité ne sont plus suffisantes pour empêcher les inévitables perturbations d'engendrer une multitude de petits tourbillons qui se superposent à l'écoulement global.

Le profil des vitesses dans une section est une parabole pour les régimes laminaires ( $V_m = 0,5V_{\max}$ ) ; tandis que, pour le régime turbulent, le profil montre un aplatissement au centre de la canalisation ( $V_m = 0,8V_{\max}$ ).

### IV 5.2. Notions de charge et de perte de charge

On utilise couramment en hydraulique la notion de charge, qui représente l'énergie mécanique totale des particules fluides par unité de poids ; elle a les

dimensions d'une longueur. Cette énergie peut aussi s'exprimer en unité de pression (énergie par unité de volume) :

- Unité de hauteur :  $\frac{p}{\rho g} + z + \frac{v^2}{2g} = \frac{p_g}{\rho g} + \frac{v^2}{2g} = h$
- Unité de pression :  $p + \rho g z + \frac{\rho v^2}{2} = p_g + \frac{\rho v^2}{2}$

On définit aussi les termes : **Pression statique** :  $P$  ; **Pression dynamique** :

$$\frac{1}{2} \rho \cdot v^2 ; \text{ Pression motrice} : p + \rho g z ; \text{ Hauteur piézométrique} : \frac{p}{\rho g} + z .$$

## IV 6. Calcul des pertes de charge dans les conduites longues :

### IV 6.1 Rugosité :

Généralement, les pertes de charge sont liées aux contraintes de frottement à la paroi de la conduite, elles dépendent non seulement des paramètres de l'écoulement, mais de l'état de surface (plus ou moins lisse ou rugueux) de cette paroi. On qualifie ordinairement cet état de surface par une seule dimension géométrique  $\epsilon$ , qui est d'un ordre de grandeur comparable à la hauteur géométrique moyenne des aspérités de cette paroi.

Un raisonnement fondé sur l'analyse dimensionnelle [16] montre que la perte de charge  $\Delta h$  dans une conduite de longueur  $L$  peut se mettre sous la forme :

$$\Delta h = f \frac{L}{D} \frac{v_m^2}{2g}$$

Avec :  $f$  coefficient de perte de charge, qui dépend de deux facteurs

$$\text{adimensionnels : } f = F \left( \text{Re}, \frac{\epsilon}{D} \right)$$

Avec :  $\text{Re}$  : nombre de Reynolds caractérisant l'écoulement,

$$\frac{\epsilon}{D} : \text{Rugosité relative de la paroi.}$$

**IV 6.2 Calcul des pertes de charges linéaires :****§ Écoulements laminaires :**

Pour les écoulements laminaires ( $Re < 2\,000$  à  $2\,500$ ), le coefficient de pertes de charge  $f$  dépend du seul nombre de Reynolds  $Re$  (formule de Hagen-Poiseuille) :

$$f = \frac{64}{Re}$$

**§ Écoulements turbulents hydrauliquement lisses :**

Pour des nombres de Reynolds supérieurs au seuil précédent, mais inférieurs à une valeur de l'ordre de  $10^5$ , les contraintes de frottement à la paroi ne dépendent pratiquement pas de la rugosité : l'écoulement est dit hydrauliquement lisse, et le coefficient  $f$  est donné par la formule de Blasius :

$$f = 0,316 \cdot Re^{-1/4} = \frac{1}{\sqrt[4]{100 Re}}$$

Pour les nombres de Reynolds supérieurs,  $f$  est donné par la formule de Karman-Nikuradze :

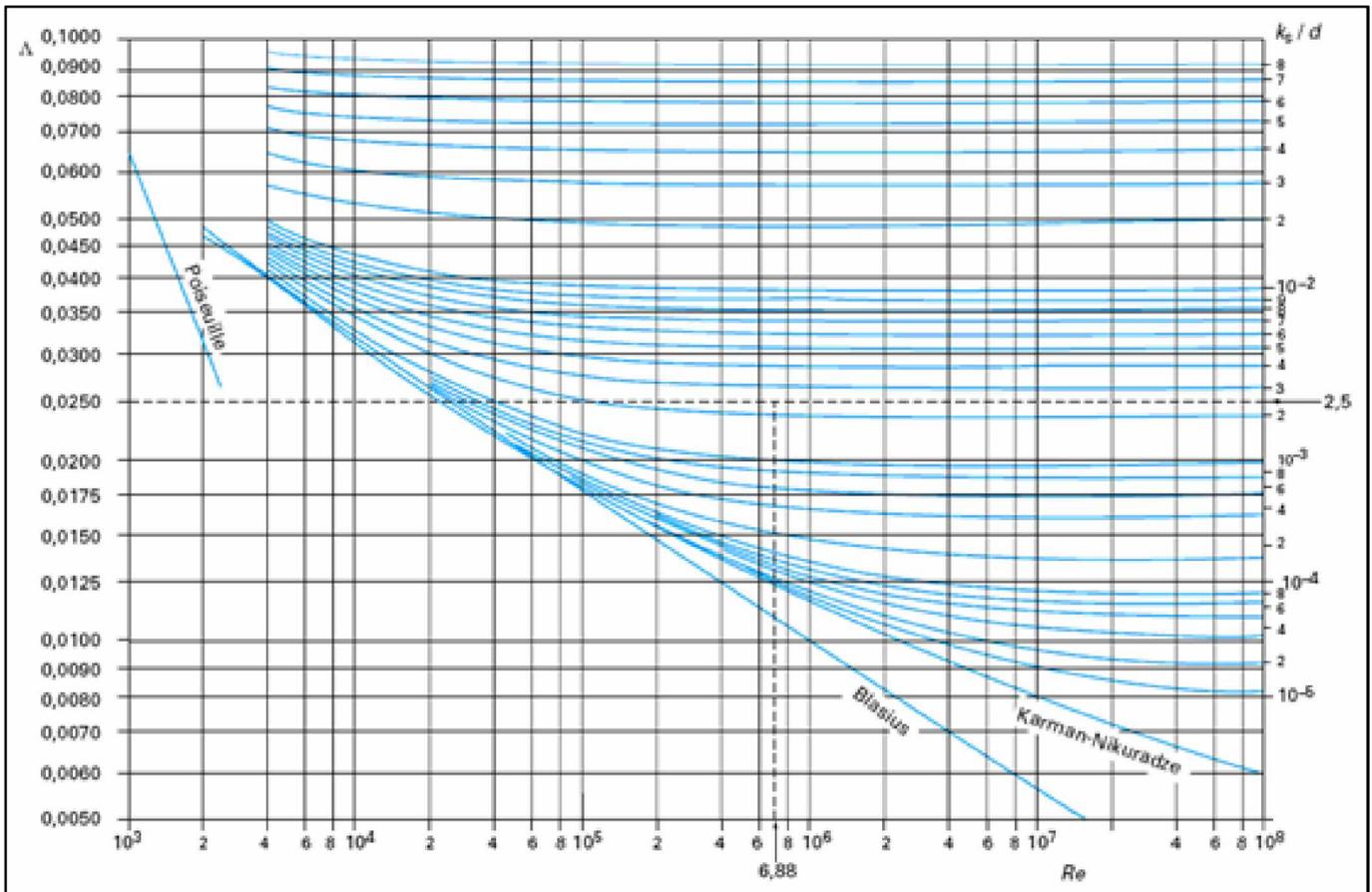
$$\frac{1}{\sqrt{f}} = 2 \ln(Re \sqrt{f}) - 0,8$$

**§ Écoulements turbulents complètement rugueux :**

Dans les conduites rugueuses, pour des nombres de Reynolds suffisamment élevés (la limite dépendant de la rugosité), le coefficient  $f$  ne dépend plus que de la rugosité (formule de Karman-Prandtl) :

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \ln \left( \frac{\varepsilon}{D} \right) + 1,14$$

Pour évaluer les pertes de charge dans une conduite industrielle, il est commode d'utiliser un diagramme, appelé, **diagramme de Moody**, qui permet de regrouper l'ensemble des régimes. Les variables utilisés sont  $f$ ,  $Re$ , et  $\varepsilon / D$  (voir **Figure VI.2**)



**Figure VI.2 : Diagramme de Moody donnant le coefficient de perte de charge  $f$  en fonction de  $Re$  et la rugosité relative «  $\varepsilon / D$  »**

#### IV 6.3 calcul des Pertes de charge singulières

Lorsque l'écoulement d'un fluide traverse un organe ou une singularité de la conduite où sa vitesse change rapidement de direction et/ou de grandeur, il s'ensuit une perte de charge supplémentaire. On met en évidence expérimentalement cette perte en relevant la ligne piézométrique le long de la conduite (**figure VI.3**) et en extrapolant les lignes de pression des conduites longues en amont et en aval de

l'accident, ce qui permet de considérer cette perte de charge, dite singulière, comme localisée.

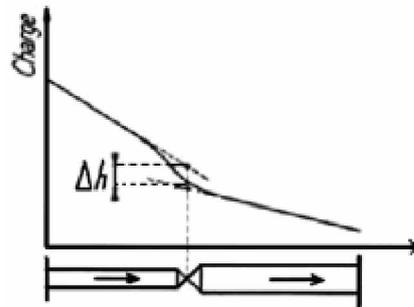
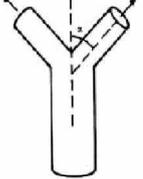
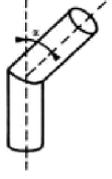
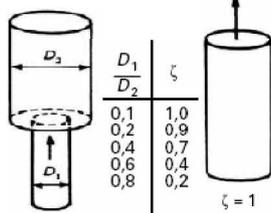
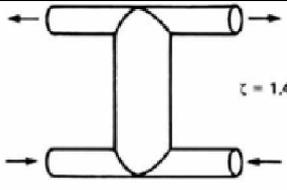
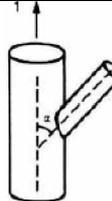
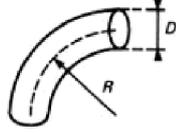
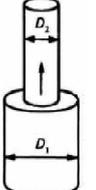


Figure VI.3 : Définition d'une perte de charge singulière.

Les pertes de charge singulières sont très généralement proportionnelles à la pression cinétique  $\frac{\rho v^2}{2}$ , donc au carré de la vitesse :  $\Delta p_g = \frac{\zeta \rho v^2}{2}$

Le coefficient de proportionnalité  $\zeta$  est caractéristique de la singularité. Le **tableau VI.1** donne quelques singularités utilisées en pratique [17].

Tableau VI.1 : Exemple de singularités

 <table border="1" data-bbox="430 1187 542 1366"> <thead> <tr> <th><math>\alpha</math></th> <th><math>\zeta</math></th> </tr> </thead> <tbody> <tr><td>15°</td><td>0,1</td></tr> <tr><td>30°</td><td>0,3</td></tr> <tr><td>45°</td><td>0,7</td></tr> <tr><td>60°</td><td>1,0</td></tr> <tr><td>90°</td><td>1,4</td></tr> </tbody> </table> <p>Bifurcation à bords vifs</p>	$\alpha$	$\zeta$	15°	0,1	30°	0,3	45°	0,7	60°	1,0	90°	1,4	 <table border="1" data-bbox="750 1187 861 1366"> <thead> <tr> <th><math>\alpha</math></th> <th><math>\zeta</math></th> </tr> </thead> <tbody> <tr><td>15°</td><td>0,1</td></tr> <tr><td>30°</td><td>0,2</td></tr> <tr><td>45°</td><td>0,5</td></tr> <tr><td>60°</td><td>0,7</td></tr> <tr><td>90°</td><td>1,3</td></tr> </tbody> </table> <p>Coude à angle vif</p>	$\alpha$	$\zeta$	15°	0,1	30°	0,2	45°	0,5	60°	0,7	90°	1,3	 <table border="1" data-bbox="1061 1220 1141 1400"> <thead> <tr> <th><math>\frac{D_1}{D_2}</math></th> <th><math>\zeta</math></th> </tr> </thead> <tbody> <tr><td>0,1</td><td>1,0</td></tr> <tr><td>0,2</td><td>0,9</td></tr> <tr><td>0,4</td><td>0,7</td></tr> <tr><td>0,6</td><td>0,4</td></tr> <tr><td>0,8</td><td>0,2</td></tr> </tbody> </table> <p>Elargissement brusque <math>\zeta = 1</math></p>	$\frac{D_1}{D_2}$	$\zeta$	0,1	1,0	0,2	0,9	0,4	0,7	0,6	0,4	0,8	0,2
$\alpha$	$\zeta$																																					
15°	0,1																																					
30°	0,3																																					
45°	0,7																																					
60°	1,0																																					
90°	1,4																																					
$\alpha$	$\zeta$																																					
15°	0,1																																					
30°	0,2																																					
45°	0,5																																					
60°	0,7																																					
90°	1,3																																					
$\frac{D_1}{D_2}$	$\zeta$																																					
0,1	1,0																																					
0,2	0,9																																					
0,4	0,7																																					
0,6	0,4																																					
0,8	0,2																																					
 <p><math>\zeta = 1,4</math></p> <p>Double T</p>	 <table border="1" data-bbox="790 1467 901 1668"> <thead> <tr> <th><math>\alpha</math></th> <th><math>\zeta_2</math></th> </tr> </thead> <tbody> <tr><td>15°</td><td>0,1</td></tr> <tr><td>30°</td><td>0,3</td></tr> <tr><td>45°</td><td>0,5</td></tr> <tr><td>60°</td><td>0,7</td></tr> <tr><td>90°</td><td>1,3</td></tr> </tbody> </table> <p><math>\zeta_1 = 0</math></p> <p>Dérivation latérale</p>	$\alpha$	$\zeta_2$	15°	0,1	30°	0,3	45°	0,5	60°	0,7	90°	1,3	 <table border="1" data-bbox="1157 1467 1284 1646"> <thead> <tr> <th><math>\frac{R}{D}</math></th> <th><math>\zeta</math></th> </tr> </thead> <tbody> <tr><td>0,5</td><td>0,90</td></tr> <tr><td>0,75</td><td>0,45</td></tr> <tr><td>1,0</td><td>0,35</td></tr> <tr><td>1,5</td><td>0,25</td></tr> <tr><td>2</td><td>0,20</td></tr> </tbody> </table> <p>Coude arrondi (angle droit)</p>	$\frac{R}{D}$	$\zeta$	0,5	0,90	0,75	0,45	1,0	0,35	1,5	0,25	2	0,20												
$\alpha$	$\zeta_2$																																					
15°	0,1																																					
30°	0,3																																					
45°	0,5																																					
60°	0,7																																					
90°	1,3																																					
$\frac{R}{D}$	$\zeta$																																					
0,5	0,90																																					
0,75	0,45																																					
1,0	0,35																																					
1,5	0,25																																					
2	0,20																																					
 <table border="1" data-bbox="430 1780 542 1937"> <thead> <tr> <th><math>\frac{D_2}{D_1}</math></th> <th><math>\zeta</math></th> </tr> </thead> <tbody> <tr><td>0,1</td><td>0,6</td></tr> <tr><td>0,2</td><td>0,5</td></tr> <tr><td>0,4</td><td>0,4</td></tr> <tr><td>0,6</td><td>0,3</td></tr> <tr><td>0,8</td><td>0,2</td></tr> </tbody> </table> <p>Rétrécissement brusque</p>	$\frac{D_2}{D_1}$	$\zeta$	0,1	0,6	0,2	0,5	0,4	0,4	0,6	0,3	0,8	0,2																										
$\frac{D_2}{D_1}$	$\zeta$																																					
0,1	0,6																																					
0,2	0,5																																					
0,4	0,4																																					
0,6	0,3																																					
0,8	0,2																																					

D'autres abaques fournissent la valeur des coefficients  $\zeta$  en fonction du type de singularité et des caractéristiques de cette singularité. Une expression de ces pertes de charge est possible avec le nombre de diamètres  $N$  définis par une singularité

$$N = \frac{L_{eq}}{D} . [18]$$

La perte de charge dans le cas d'un circuit hydraulique est donnée par l'expression suivante si on utilise les longueurs équivalentes de canalisation :

$$J = f \frac{(L + L_{eq})}{D} \cdot \frac{V^2}{2g}$$

## Chapitre V

# *PRESENTATION DE LA METHODOLOGIE DE CALCUL*

### V.1 Introduction :

Le choix du diamètre d'un réseau de conduite doit être adapté aux conditions de l'écoulement destiné à le parcourir. Dans certains cas, des limites, supérieure et/ou inférieure, de la vitesse du fluide sont imposées par des conditions physiques. C'est en général le cas si l'écoulement est diphasique : ainsi un liquide chargé de sable ne doit pas couler trop lentement (vitesse minimale de l'ordre de 0,30 à 0,60 m/s) pour éviter les dépôts; un écoulement trop rapide, à l'opposé, risque de provoquer une usure rapide de la conduite (vitesse maximale de l'ordre de 4 à 5 m/s) ; de même les écoulements liquide/gaz doivent-ils respecter certaines vitesses si l'on désire conserver une configuration d'écoulement imposée[19].

Dans d'autres cas, le choix du diamètre de la conduite, résulte d'un optimum économique. Choisir un diamètre plus grand se traduit par une dépense initiale (investissement) plus élevée, et par une perte de charge plus faible, donc par des dépenses d'énergie (fonctionnement) moins élevées, et vice versa. Un compromis entre les cas est donc nécessaire pour trouver le diamètre optimal d'une installation.

### V.2 Dimensionnement d'un tronçon de conduite (amenée et retour) :

Pour dimensionner une conduite d'(amenée et retour), on considère tous les coûts qui dépendent du diamètre et on minimise le coût total par rapport au diamètre. Le coût à minimiser est pris sur une durée de vie de l'installation en prenant des facteurs d'actualisation des prix.

Le **coût total** est donnée par :

$$C_t = C_{hl} + C_{pe} + C_{pp} + C_m \quad (V.1)$$

Avec :  $C_t$  : Coût total à minimiser.

$C_{hl}$  : Coût dû aux pertes calorifiques.

$C_{pe}$  : Coût relatif aux dépenses en énergie de pompage.

$C_{pp}$  : Prix de revient des pompes et des conduites.

$C_m$  : Coût de la maintenance et de la réparation.

On cherche une expression pour chaque terme :

ü **Coût dû aux pertes calorifiques :**

La forme de base de  $C_i$  est de la forme :

$$C_{hl} = PVF_h \int_{année} C_h Q_{hl} dt \quad (\$). \quad (V.2)$$

Avec :  $PVF_h$  : facteur d'actualisation du prix de la chaleur.

$C_h$  : Coût de la chaleur.

$Q_{hl}$  : Flux de chaleur perdu.

Le facteur  $PVF_h$  prend en considération la variation de la valeur de  $Q_{hl}$  le long de l'année, ainsi que son évolution le long de la durée de vie (dû à la détérioration de calorifugeage). donc on ne va pas en prendre compte dans l'expression et considérer que  $Q_{hl}$  est constante dans le temps.

L'expression de  $Q_{hl}$  est donnée par III.4 comme suit :

$$Q_{hl} = \frac{T_o - T_{sol}}{R_{tot}} \quad (V.3)$$

Avec :  $T_o$  : Température de la conduite,

$T_{sol}$  : Température moyenne du sol,

$R_{tot}$  : Résistance totale donnée par III.8 tel que:

$$R_{total} = \frac{\ln \left[ \left( \frac{4H}{D} \right)^{\frac{k_{cal}}{k_{sol}}} \left( \frac{D}{d} \right) \right]}{2\pi k_{cal} l}. \quad (V.4)$$

En remplaçant dans l'équation V.2, On obtient :

$$C_{hl} = \frac{I_1}{\ln\left(\frac{A_{10}}{d}\right)} \quad (\$) \quad (V.5)$$

$$\text{Avec : } I_1 = PVF_h L 4\pi k_{cal} \left( \int C_h T_{avg} dt - A_t C_h T_m \right) \quad (\$)$$

$$A_{10} = D \left( \frac{4H_p}{D} \right)^\gamma \quad \text{avec: } \gamma = \frac{k_{cal}}{k_{sol}}$$

$$\text{Et : } T_{avg} = \frac{T_s + T_r}{2}$$

$T_m$  : Température moyenne du sol,

$T_r$  : Température de retour,

$T_s$  : Température d'alimentation,

$A_t$  : Nombre d'heurs par an (8760).

#### Ü Coût de l'énergie de pompage :

Ce coût représente la consommation des pompes en énergie électrique, une partie de cette énergie est perdue à cause de l'inefficacité mécanique des pompes. L'énergie requise par les frottements est convertie en chaleur, cette énergie calorifique est prise comme énergie utilisée vu qu'elle est transmise vers le fluide caloporteur ; l'expression du coût de l'énergie de pompage s'écrit :

$$C_{pe} = PVF_e \int_{année} C_e PP_a dt - PVF_h \int_{année} C_h PP_f dt \quad (\$) \quad (V.6)$$

Avec :  $PVF_e$  : facteur d'actualisation du prix d'électricité,

$C_e$  : Coût d'électricité (\$/Wh),

$PP_a$  : Puissance des pompes (W),

$PP_f$  : Puissance requise par les frottements (W),

Le premier terme de cette équation représentant le coût de l'énergie consommée par les pompes, tandis que le deuxième représente le coût de l'énergie du frottement transformée en énergie calorifique transmise au fluide.

La puissance de frottement est donnée par [18] :

$$PP_f = \frac{8}{\pi^2} f \frac{L}{d} \frac{\dot{m}}{\rho^2 d^4} = 2(2/\pi)^2 f L \rho^{-2} (\dot{m})^3 d^{-5} \quad (\text{V.7})$$

Le rendement de la pompe est donné par :

$$\eta = \frac{PP_f}{PP_a} \quad (\text{V.8})$$

$$\Rightarrow PP_a = \frac{PP_f}{\eta} \quad (\text{V.9})$$

Dans le cas des réseaux de distribution fermés, la différence d'altitude n'affecte pas la puissance de pompage, par contre cette différence entraîne des changements des niveaux de pression à travers le réseau, d'autres contraintes imposent des limites au niveau des pressions.

Pour poursuivre les calculs on aura besoin d'une expression explicite du rendement, on admet que ceci peut être exprimé en fonction d'une fraction du débit maximal [20] tel que :

$$\eta = A_\eta (\dot{m}/\rho)(\rho_d/\dot{m}_d) \quad (\text{V.10})$$

Avec :  $A_\eta$  : coefficient empirique

$\dot{m}_d$  : Débit massique maximal (kg/s)

$\rho_d$  : Masse volumique dans les conditions maximales (kg/m<sup>3</sup>)

En remplaçant  $PP_a$  et  $PP_f$  dans (V.6) on obtient :

$$C_{pe} = d^{-5} A_{11} \int_{\text{année}} \left( \frac{C_e \rho \dot{m}_d}{A_\eta \dot{m} \rho_d} - \frac{PVF_h}{PVF_e} C_h \right) A_8 (\dot{m})^3 f dt \quad (\text{V.11})$$

$$\text{Avec : } A_{11} = (4/\pi)^2 PVF_e L \text{ et } A_8 = (\rho_s^{-2} + \rho_r^{-2})/2$$

Il reste à trouver une expression pour le coefficient de frottement  $f$ . Une expression en fonction des groupes adimensionnels, obtenue en interpolant à partir du diagramme de MOODY donne la valeur de  $f$  comme suit [12] :

$$f = a(\varepsilon / d)^b \text{Re}^c \quad (\text{V.12})$$

Une méthode utilisant la conversion en variables logarithmique et la courbe des moindres-carrés, donne des valeurs pour les constantes d'interpolation :  $a, b$  et  $c$ .

$a, b$ , et  $c$  sont données sur des plages de variation de la température  $T$ , de la vitesse  $v$  et du diamètre  $d$ .

Par exemple pour :  $50 \leq T \leq 130$  °C

$0,5 \leq v \leq 4,5$  m/s

$0,05 \leq d \leq 0,770$  m

On a :  $a = 0,119$ ,  $b = 0,152$  et  $c = -0,0568$

En remplaçant l'expression de  $\text{Re}$  dans la formule donnant  $f$  on obtient :

$$f = a(4/\mu\pi)^c \varepsilon^b d^{-(b+c)} (\dot{m})^c \quad (\text{V.13})$$

Avec  $\mu$  : la viscosité dynamique.

L'expression du coût sera ainsi :

$$C_{pe} = I_2 d^{-(5+b+c)} \text{ (\$)} \quad (\text{V.14})$$

$$\text{Avec : } I_2 = A_{12} \int_{\text{année}} \left( \frac{C_e \dot{m}_d \rho}{A_\eta \dot{m} \rho_d} - \frac{PVF_h}{PVF_e} C_h \right) A_7 (\dot{m})^{3+c} dt \quad (\text{V.15})$$

$$A_7 = \frac{[(\rho^{-2} \mu^{-c})_s + (\rho^{-2} \mu^{-c})_r]}{2}$$

$$\text{Et } A_{12} = a(4/\pi)^{2+c} \epsilon^b PVF_e L$$

### Ü Coût des conduites et des pompes :

En général, le coût des pompes dans une installation est donnée en deux termes, tel que :

$$C_{pompes} = A_1 n_p + A_2 (\dot{m}_d / \rho_d) \Delta P_d \text{ (\$)} \quad (\text{V.16})$$

Avec :  $A_1$  : Constante empirique (\$/pompes),

$A_2$  : Constante empirique (\$/W),

$n_p$  : Nombre de pompes,

$\Delta P_d$  : Pertes de charge totale de l'installation au régime maximal de fonctionnement données par :

$$\Delta P_d = a \epsilon^b (4/\pi)^{2+c} A_6 (\dot{m}_d)^{2+c} L d^{-(5+b+c)} \quad (\text{V.17})$$

$$\text{Où : } A_6 = \frac{(\rho^{-1} \mu^{-c})_{d,s} + (\rho^{-1} \mu^{-c})_{d,r}}{2} \text{ (m}^{3+c} \text{s}^c \text{/kg}^{1+c}) \quad (\text{V.18})$$

Le coût des pompes est alors :

$$C_{pompes} = A_1 n_p + A_3 d^{-(5+b+c)} \quad (\text{V.19})$$

$$\text{Avec : } A_5 = A_2 a \varepsilon^b (4/\pi)^{2+c} A_{7,d} (m_d)^{3+c} L$$

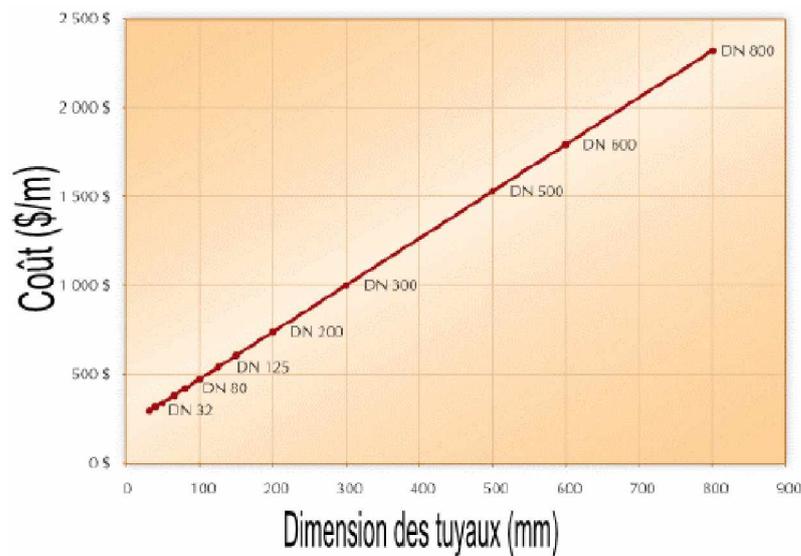
$A_{7,d} : A_7$  évaluée aux condition max.

Pour le coût des conduites, il est fonction linéaire du diamètre et de la longueur tel que :

$$C_{pipes} = (A_3 + A_4 d)L$$

$$\text{Avec : } \begin{cases} A_3 : \text{constante empirique (\$/m)} \\ A_4 : \text{constante empirique (\$/m}^2 \end{cases}$$

Les constantes  $A_3$  et  $A_4$  sont obtenue à partir de la courbe donnée par *la figure V.1* :



*Figure V.1 ; prix typique pour les tuyaux de distribution de chaleur [13]*

En prenant les points (300mm, 1000\$) et (500mm, 1500\$), on obtient l'équation suivante pour les prix des conduites :

$$C_{pipes} = (250 + 2,5 \cdot 10^3 \cdot d)L \quad (\$) \quad (\text{V.20})$$

**Ü Coût de maintenance et de réparation**

Ce coût est généralement donné en pourcentage du coût initial d'investissement :

$$C_m = PVF_m A_m C_{pp} \tag{V.21}$$

Avec :  $A_m$  : pourcentage annuel fixant le coût de maintenance du coût initial.

$PVF_m$  : Facteur d'actualisation des prix de la maintenance et de la réparation.

**Ü Le Coût total :**

La somme des coûts donne :

$$C_t = \frac{I_1}{\ln\left(\frac{A_{10}}{d}\right)} + I_2 d^{-(5+b+c)} + A_1 n_p + A_5 d^{-(5+b+c)} + A_3 L + A_4 L d + PVF_m A_m [A_1 n_p + A_5 d^{-(5+b+c)} + A_3 L + A_4 L d] \tag{V.22}$$

D'où :

$$C_t = \frac{I_1}{\ln\left(\frac{A_{10}}{d}\right)} + [I_2 + A_5(1 + PVF_m A_m)] d^{-(5+b+c)} + [(1 + PVF_m A_m) A_4 L] d + (A_1 n_p + A_3 L)(1 + PVF_m A_m) \tag{V.23}$$

On définit la fonction :

$$C_{t'} = C_t - [(A_1 n_p + A_3 L)(1 + PVF_m A_m)] \tag{V.24}$$

$$\Rightarrow C_{t'} = \frac{I_1}{\ln\left(\frac{A_{10}}{d}\right)} + I_3 d^{-(5+b+c)} + A_9 d \tag{V.25}$$

$$\text{Avec : } \begin{aligned} I_3 &= I_2 + (1 + PVF_m A_m) A_5 \\ A_9 &= (1 + PVF_m A_m) A_4 L \end{aligned}$$

Le terme  $\left[ (A_1 n_p + A_3 L)(1 + PVF_m A_m) \right]$  ne dépend pas du diamètre de la conduite  $d$ , donc pour minimiser  $C_t$  par rapport à  $d$  il suffit de trouver un minimum pour  $C_t$ .

On néglige initialement le terme exprimant le coût des pertes calorifiques. Puisque le terme  $\frac{I_1}{\ln\left(\frac{A_{10}}{d}\right)}$  est toujours positif, On a fixé une limite inférieure pour

l'expression de  $C_t$  quelque soit la valeur du diamètre  $d$ .

$$I_3 d^{-(5+b+c)} + A_9 d \text{ p } \frac{I_1}{\ln\left(\frac{A_{10}}{d}\right)} + I_3 d^{-(5+b+c)} + A_9 d \quad (\text{V.26})$$

En procédant ainsi, on est sûr qu'aucune valeur du diamètre ne donnera une valeur  $C_t$  moindre à celle obtenue en négligeant le coût des pertes calorifiques,

$C_t$  Devient donc :

$$C_t = I_3 d^{-(5+b+c)} + A_9 d$$

En le dérivant par rapport à  $d$  et en annulant, on trouve :

$$d = \left[ (5+b+c) \left( \frac{I_3}{A_9} \right) \right]^{\left[ \frac{1}{6+b+c} \right]} \quad (\text{V.27})$$

Cette valeur de diamètre correspond à une valeur minimal de  $C_t$ .

Pour prendre en considération le terme  $\frac{I_1}{\ln(\frac{A_{10}}{d})}$ , On doit trouver la valeur de  $A_{10}$

$$A_{10} = D_0 \left( \frac{4H_p}{D_0} \right)^\gamma = (D_0^{1-\gamma})(4H_p)^\gamma$$

$$\text{Avec } D_0 = d + 2\Delta x_i \quad (\text{V.28})$$

$$\text{Donc : } A_{10} = (d^{1-\gamma} + (2\Delta x_i)^{1-\gamma})(4H_p)^\gamma$$

La valeur  $\Delta x_i$  du calorifugeage dépend de la valeur du diamètre, pour notre cas on va se fixer une valeur hypothétique acceptable. Un optimum économique de calorifugeage est obtenu en considérant le coût dû aux pertes calorifique et le coût du calorifugeage.

Une variation de 0,025 à 1 m de la valeur de  $\Delta x_i$  entraîne un changement de 2% dans la valeur final de  $d$  [23].

En remplaçant la valeur de  $A_{10}$  dans l'expression de  $C_{t'}$  on obtient :

$$C_{t'} = \frac{I_1}{\ln\left(\frac{(d^{1-\gamma} + (2\Delta x_i)^{1-\gamma})(4H_p)^\gamma}{d}\right)} + I_3 d^{-(5+b+c)} + A_9 d \quad (\text{V.28})$$

$$\Rightarrow C_{t'} = \frac{I_1}{\ln\left[(4H_p)^\gamma (d^{-\gamma} + (2\Delta x_i)^{1-\gamma} d^{-1})\right]} + I_3 d^{-(5+b+c)} + A_9 d \quad (\text{V.29})$$

Pour trouver la valeur minimale, on calcul  $\frac{\partial C_{t'}}{\partial d}$

$$\frac{\partial C_{t'}}{\partial d} = \frac{\partial}{\partial d} \left( \frac{I_1}{\ln\left[(4H_p)^\gamma (d^{-\gamma} + (2\Delta x_i)^{1-\gamma} d^{-1})\right]} + I_3 d^{-(5+b+c)} + A_9 d \right)$$

$$\begin{aligned}
 &= I_1 \frac{\partial}{\partial d} \left( \frac{1}{\ln \left[ (4H_p)^\gamma (d^{-\gamma} + (2\Delta x_i)^{1-\gamma} d^{-1}) \right]} \right) + I_3 \frac{\partial}{\partial d} (d^{-(5+b+c)}) + A_9 \\
 &= \left\{ \frac{I_1}{d \left( \ln \left[ (4H_p)^\gamma (d^{-\gamma} + (2\Delta x_i)^{1-\gamma} d^{-1}) \right] \right)^2} \right\} \left\{ 1 - \frac{1-\gamma}{1 + (2\Delta x_i)^{1-\gamma} d^{\gamma-1}} \right\} - (5+b+c) I_3 d^{-(6+b+c)} + A_9
 \end{aligned}$$

Donc :

$$\begin{aligned}
 \frac{\partial C_{i'}}{\partial d} = & \left\{ \frac{I_1}{d \left( \ln \left[ (4H_p)^\gamma (d^{-\gamma} + (2\Delta x_i)^{1-\gamma} d^{-1}) \right] \right)^2} \right\} \left\{ 1 - \frac{1-\gamma}{1 + (2\Delta x_i)^{1-\gamma} d^{\gamma-1}} \right\} \\
 & - (5+b+c) I_3 d^{-(6+b+c)} + A_9 \tag{V.30}
 \end{aligned}$$

d Optimal vérifie alors :

$$\begin{aligned}
 \left\{ \frac{I_1}{d \left( \ln \left[ (4H_p)^\gamma (d^{-\gamma} + (2\Delta x_i)^{1-\gamma} d^{-1}) \right] \right)^2} \right\} \left\{ 1 - \frac{1-\gamma}{1 + (2\Delta x_i)^{1-\gamma} d^{\gamma-1}} \right\} \\
 - (5+b+c) I_3 d^{-(6+b+c)} + A_9 = 0 \tag{V.31}
 \end{aligned}$$

L'équation (V.31) ne peut pas être résolue explicitement, on procède alors par itérations, en prenant comme valeur initiale le diamètre donné par (V.27) obtenu en négligeant le coût des pertes calorifique.

### Quelques Hypothèses économiques :

Dans l'analyse qu'on vient de présenter, plusieurs expressions sont fonctions des constantes empiriques qui sont, généralement, données par les constructeurs. Pour notre cas on prend l'expression V.20 pour les conduites :

$$C_{pipes} = (250 + 2,5 \cdot 10^3 \cdot d)L \text{ (\$)} \quad (V.32)$$

Pour le coût des pompes, les constantes sont données par [24]:

$$C_{pompes} = 1060n_p + 0,0242 \frac{\Delta P_d \dot{m}_d}{\rho_d} \text{ (\$)} \quad (V.33)$$

Les facteurs d'actualisation des coûts d'énergie électrique, de chaleur et de maintenance (PVF), prennent en compte les changements des prix de revient, d'énergie électrique, de la main d'œuvre et des équipements.

On admet que le facteur d'actualisation des prix, est donné par [25] :

$$PVF = \frac{1 - (1+i)^{-n}}{i} \quad (V.34)$$

Avec :  $i$  : taux d'intérêt annuel.

$n$  : durée de vie de l'installation.

On prend pour  $C_e$  et  $C_h$  les valeurs suivantes

$$C_e = 10^{-4} \text{ \$/Wh}$$

$$C_h = 5 \cdot 10^{-5} \text{ \$/Wh}.$$

Ce qui correspond à  $C_e = 7,5 \text{ DA/KWh}$

$$C_h = 3,75 \text{ DA/KWh}.$$

On admet un taux annuel de 2% du coût total de l'installation pour la maintenance [23].

Dans les systèmes de chauffage urbain, la demande en chaleur varie afin de répondre aux besoins des clients. Pour faire face à cette variation de la demande on peut faire varier la température d'alimentation ou le débit du fluide caloporteur utilisé, dans notre cas on considère une température d'alimentation constante et une variation de débit d'alimentation.

La demande maximale en énergie thermique est évaluée en utilisant le logiciel **RETScreen** [22]. La demande maximale dépend généralement :

- des conditions climatiques extérieures, qui sont données par le logiciel en se connectant à la base des données météorologiques, on identifie la station météorologique la plus proche. On sélectionne **ALGERIE** dans la case **PAYS** et **ALGER PORT** dans la case **STATION**, on obtient automatiquement les degrés-jours mensuels de chauffage à 18°C.
- des infrastructures à chauffer : elle dépend en grande partie de la surface de chauffe du local mais aussi des caractéristiques des matériaux de construction, de la disposition et des caractéristiques des portes et des fenêtres, ... etc. Dans la case, **case de référence**, du logiciel on sélectionne les possibilités qui nous intéressent : « nombre d'immeubles ; chaleur pour procédés ou pour chauffage.. »

Pour assurer les besoins instantanés des clients, le rapport de la charge actuel requise à la charge maximale varie sinusoïdalement d'un minimum de 10 à 25% à une valeur de 100% le long de l'année [26]. La valeur minimale de la demande de pointe sert généralement à l'utilisation de l'eau chaude sanitaire et couvre les pertes calorifiques dans les conduites.

La quantité du débit d'alimentation instantané  $\frac{\dot{m}}{\dot{m}_d}$  est donc de la forme :

$$\frac{\dot{m}}{\dot{m}_d} = cste_1 + \left[ cste_2 \cos \frac{2\pi t}{periode} \right] \quad (V.35)$$

Avec :  $cste_1$  : Moyenne (tel que :  $cste_1 = \frac{\left( \frac{\dot{m}}{\dot{m}_d} \right)_{\max} + \left( \frac{\dot{m}}{\dot{m}_d} \right)_{\min}}{2}$ ),

$cste_2$  : Amplitude (tel que :  $cste_2 = \frac{\left( \frac{\dot{m}}{\dot{m}_d} \right)_{\max} - \left( \frac{\dot{m}}{\dot{m}_d} \right)_{\min}}{2}$ )

et

$periode$  : Nombre d'heurs par année (8760 heurs).

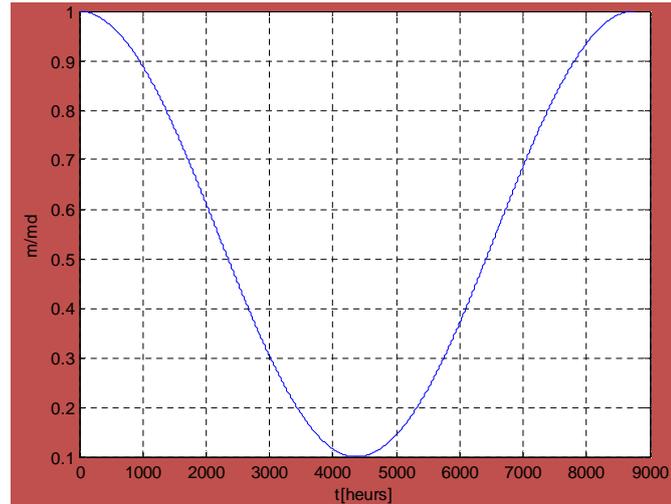
Avec une demande minimale de 25% de la charge maximale on obtient :

$$cste_1 = \frac{1+0,25}{2} = 0,625$$

$$cste_2 = \frac{1-0,25}{2} = 0,375$$

$$\text{Donc : } \frac{\dot{m}}{\dot{m}_d} = 0,625 + \left[ 0,375 \cos \frac{2\pi t}{8760} \right] \dots\dots\dots (V.36)$$

Ce rapport est représenté sur la **figure V.2** Ci-dessous :

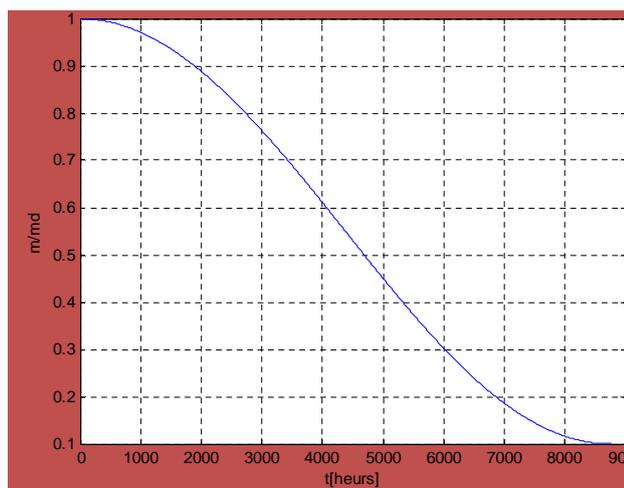


**Figure V.2 : courbe de charge.**

Dans le cas d'une courbe de charge paire autour du point  $\frac{\text{periode}}{2}$ , [23] l'équation donnant la courbe des débits échelonnés est de la même forme que l'équation donnant le rapport des débits instantané avec deux fois la période, tel que :

$$\frac{\dot{m}}{m_d} = 0,625 + \left[ 0,375 \cos \frac{2\pi t}{17520} \right] \quad (\text{V.37})$$

Cette fonction est représentée sur *la figure V.3*



**Figure V.3 : courbe des débits échelonnés**

On définit  $t_u$  le temps équivalent de fonctionnement à pleine charge :

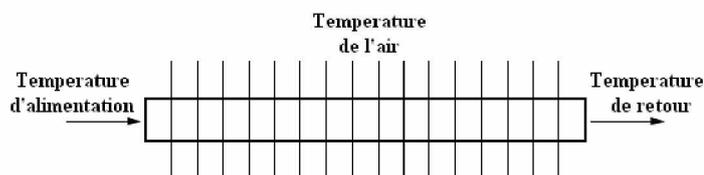
$$t_u = \int_0^{8760} \left[ cste_1 + cste_2 \cos\left(\frac{2\pi t}{8760}\right) \right] dt \quad (\text{Heurs}) \quad (\text{V.38})$$

Cette caractéristique pourra nous être utile, pour évaluer les performances d'un réseau de chauffage urbain.

### V.3 Effets de l'utilisateur :

Dans un système de chauffage urbain, les besoins calorifiques des clients imposent une température d'alimentation à un certain débit de fluide chauffant, la température de retour du fluide par contre est définie par les équipements du chauffage chez le client. Dans le cas du dimensionnement d'un tronçon de conduite, une température de retour moins importante implique une différence de température  $\Delta T_{s,r}$  plus importante, donc un débit moins important et probablement un diamètre plus économique. Dans cette partie on cherchera une expression qui donne l'expression de la température de retour.

Pour avoir une expression explicite de la température de retour, on considère le cas le plus simple d'équipement d'échange de chaleur chez le client où le fluide chauffant primaire passe directement par les surfaces de chauffe des échangeurs (*figure V.5*)



*Figure V.5: Schéma d'un radiateur de chauffage.*

**Expression de  $T_r$  [27] :**

Pour évaluer les performances des échangeurs on considère l'équation empirique, tel que :

$$\frac{q}{q_d} = \left[ \frac{(T_{ml})}{(T_{ml})_d} \right]^{n_1} \quad (\text{V.39})$$

Avec :

$$T_{ml} = \frac{(T_s - T_{ao}) - (T_r - T_{ai})}{\ln(T_s - T_{ao}) - \ln(T_r - T_{ai})} \quad (\text{V.40})$$

$n_1$  : Coefficients empirique.

L'utilisation de la température moyenne logarithmique ne donne pas une expression explicite de la température de retour  $T_r$ , on va analyser l'utilisation de la température moyenne arithmétique et de la température moyenne géométrique pour évaluer les performances des échangeurs.

Dans le modèle de la TMA (température moyenne arithmétique) :

$$T_{ma} = \frac{(T_s - T_a) + (T_r - T_a)}{2} \quad (\text{V.41})$$

L'utilisation de la TMA comme approximation de la TML nous permet d'avoir une expression explicite de  $T_r$ . L'inconvénient de cette approximation est que l'erreur qui en découle peut être considérablement importante dans certain cas de fonctionnement.

La température moyenne géométrique par contre se traduit par une erreur plus acceptable, elle est donnée par :

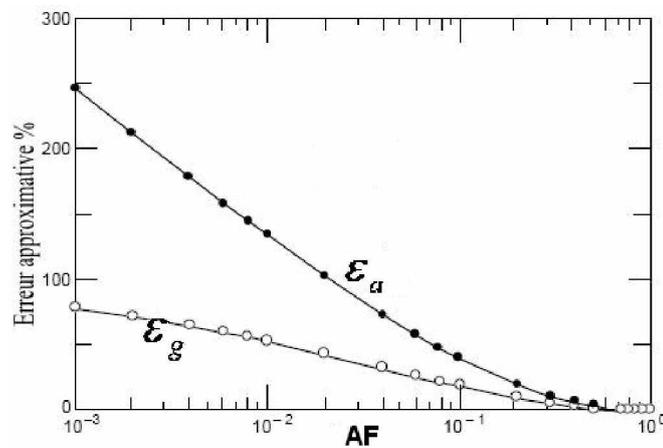
$$T_{mg} = (T_s - T_a)^{1/2} (T_r - T_a)^{1/2} \quad (\text{V.42})$$

On définit le rapport,  $AF = \frac{T_r - T_a}{T_s - T_a}$  afin d'établir une étude comparative entre

les erreurs relatives de l'approximation  $\varepsilon_a$  et  $\varepsilon_g$  tel que :

$$\varepsilon_a = \frac{T_{ma}}{T_{ml}} - 1 \quad \text{et} \quad \varepsilon_g = \frac{T_{mg}}{T_{ml}} - 1$$

La **figure V.6** donne la variation de  $\varepsilon_a$  et de  $\varepsilon_g$  dans la plage de variation :  
 $0 < AF < 1$



**Figure V.6 : l'erreur de l'utilisation de la TMA et de la TMG comme approximation de la TML en fonction de AF [28]**

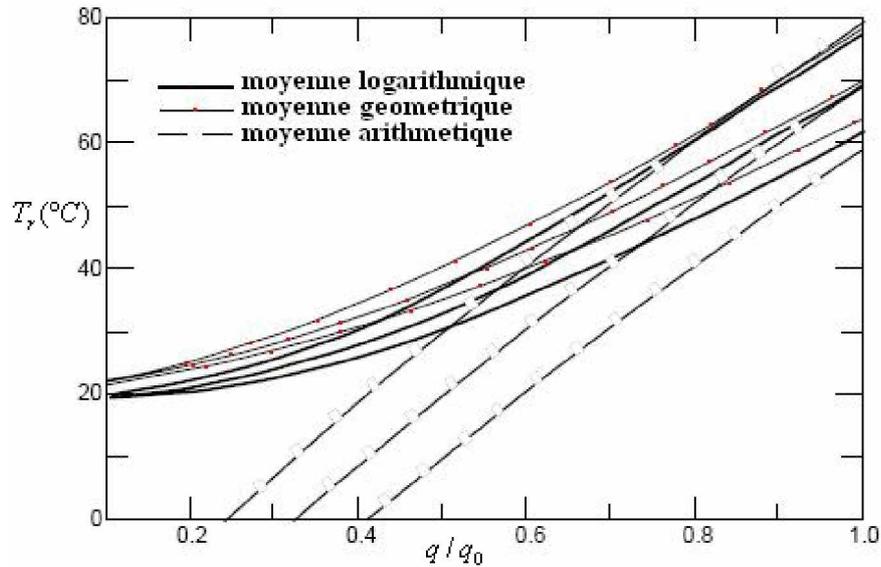
L'utilisation de cette approximation dans l'équation (V.39) donne :

$$\frac{q}{q_d} = \left[ \frac{(T_{mg})}{(T_{mg})_d} \right]^{n_1} \quad (\text{V.43})$$

La température de retour est donc donnée par :

$$(T_r) = T_a + \left[ (T_s - T_a)^{-1} (T_{mg})_d^2 (q/q_d)^{2/n_1} \right] \quad (\text{V.44})$$

La comparaison des trois expressions de la température de retour en utilisant la TML, la TMG et la TMA est illustrée dans la **figure (V.7)** :



**Figure V.7 : Variation de la température de retour des modèles TMA, TMG et TML pour 3 valeurs de la température d'alimentation  $T_s= 80^\circ\text{c}$ ,  $T_s= 90^\circ\text{C}$  et  $T_s=100^\circ\text{C}$  [23].**

En considérant l'échangeur comme volume de contrôle on aura :

$$q = \dot{m} C_p (T_s - T_r) \tag{V.45}$$

Avec  $C_p$  : chaleur massique spécifique de l'eau à pression constante.

$$\text{Donc : } \frac{\dot{m}}{\dot{m}_d} = \frac{q}{q_d} \frac{(T_s - T_r)_d}{(T_s - T_r)} \tag{V.46}$$

Pour le développement de l'équation (V.31) donnant le diamètre de la conduite on avait considéré une température de retour constante, maintenant que l'expression de  $T_r$  est connue, on la substitue dans les différentes expressions.

Le changement de la température de retour entraîne un changement de la valeur de l'intégrale  $I_1$ , en substituant l'équation (V.44) dans la valeur de  $I_1$ , on obtient :

$$I_1 = A_{16} \left\{ \left( \frac{T_s + T_a}{2} - T_m \right) A_t + \frac{(T_{mg})_0^2}{2(T_s - T_a)} \int_0^{8760} \left( cste_3 + cste_4 \cos\left(\frac{2\pi t}{8760}\right) \right)^{2/n_1} dt \right\} \tag{V.47}$$

Avec :  $A_{16} = PVF_h LC_h 4\pi k_i$  ( $\$/[^\circ\text{C hr}]$ )

## Chapitre VI

# *APPLICATION AU CAS TRAITE*

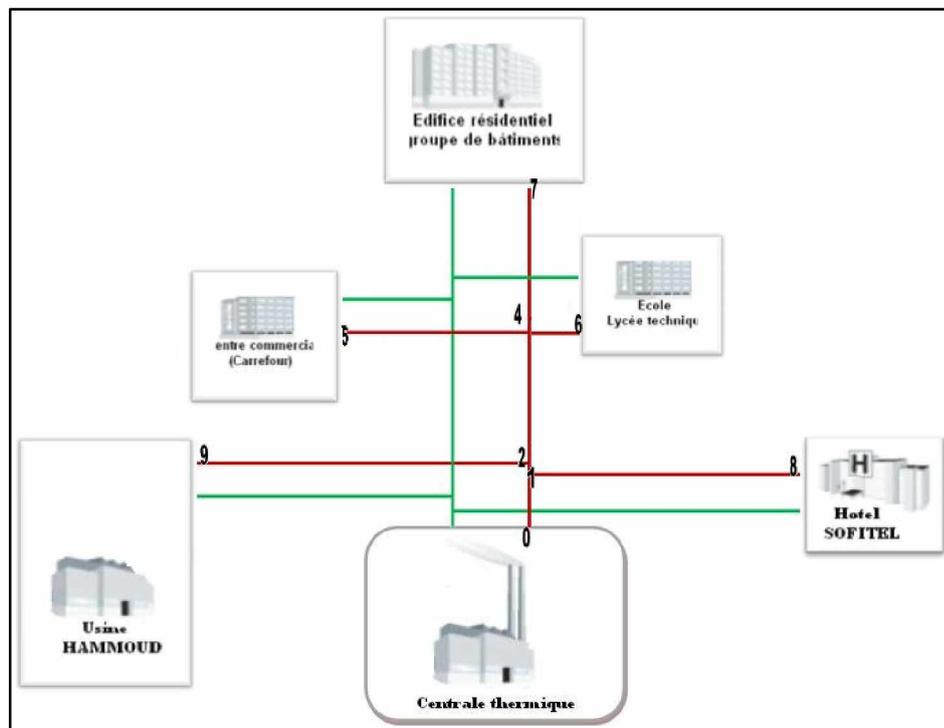
### VI.1 Présentation du site :

Une étude technico-économique a été lancée par le CREDEC, sur la préfaisabilité de la récupération de l'énergie thermique disponible dans les gaz d'échappement de la centrale thermique (2 fois 240 MWe) du HAMMA. Afin de choisir la configuration optimale pour la récupération de l'énergie. On s'est présenté les différents clients potentiels choisis pour la fourniture d'eau chaude.

Les clients les plus proches de l'usine sont : La société HAMMOUD BOUALEM, l'hôtel SOFITEL, le centre commercial CARREFOUR et le lycée technique de Ruisseau.

#### VI.1.1 Tracé synoptique de réseau de distribution :

La conception du réseau de distribution nécessite une étude d'optimisation suivant le plan du site, la priorité des clients, la nature des fluides chauffants... etc. La *figure VI.1* ci-dessous montre un schéma synoptique du réseau de distribution pour les clients potentiels :



*Figure VI.1 : Schéma synoptique du réseau de distribution*

**VI.2 Estimation des besoins calorifiques des clients :****Ø HAMMOUD BOUALEM**

Actuellement, l'usine HAMMOUD BOUALEM utilise deux chaudières ; l'évolution de la consommation en GN le long d'une année est donnée par le tableau VI.1 ci-après :

**Tableau VI.1 : Consommation en GN de l'usine HAMMOUD BOUALLEM**

Mois	Consommation GN en m <sup>3</sup> /mois	Consommation GN en m <sup>3</sup> /h	Puissance thermique en kW, en prenant PCI=45,044 kJ/m <sup>3</sup>
Janvier	31 459	42,284	529,06
Février	48 439	72,082	939,44
Mars	32 034	43,056	538,73
Avril	28 750	39,931	499,63
Mai	44 235	59,456	743,93
Juin	35 000	48,611	608,23
Juillet	40 283	54,144	677,46
Août	43 857	58,948	737,57
Septembre	49 702	69,031	863,73
Octobre	49 702	66,804	835,87
Novembre	49 741	69,085	864,41
Décembre	34 920	46,935	587,26

On admet une température d'alimentation de 100°C et une température de retour de 70°C pour le cas maximum de fonctionnement « la température de retour instantanée étant définie par les modèles des consommateurs »,

Considérons l'échangeur de chaleur comme volume contrôle, on obtient :

$$\dot{Q}_d = \dot{m}_d C_p \Delta T$$

$$\Rightarrow \dot{m}_d = \frac{\dot{Q}_d}{C_p \Delta T}$$

Pour le cas de HAMMOUD BOUALLEM la demande maximale est de 939,44kW au mois de février. Elle correspond à un débit de :

$$\dot{m}_d = 7.51 \text{kg} / \text{s}$$

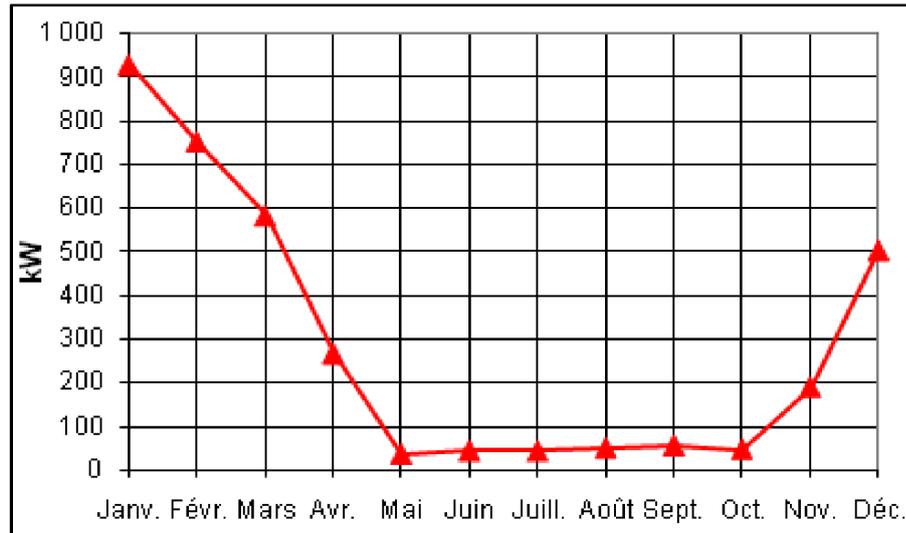
Afin de répondre aux pertes dans les conduites et satisfaire le passage, régime transitoire-régime permanent, on prévoit une majoration de 10% [29]

On obtient donc :

$$\dot{m}_d = 8,26 \text{kg} / \text{s}$$

#### Ø L'hôtel SOFITEL :

Pour estimer les besoins de l'hôtel nous avons utilisé le logiciel **RETSscreen international**. On admet une surface de chauffe de 35000m<sup>2</sup> qui est l'équivalent de 1000 chambres de 35m<sup>2</sup> chacune, une utilisation de 20% pour l'eau chaude sanitaire. Les données météorologiques du site étant données par la base de données en ligne du logiciel, On obtient les besoins calorifiques mensuels sur la *figure V.10* ci-dessous :



**Figure VI.2 : besoins calorifiques de l'hôtel SOFITEL**

La demande maximale est de 928kW. Elle correspond à un débit d'eau chaude de :

$$\dot{m}_d = 7,42 \text{ kg / s}$$

Avec une majoration de 10%, On obtient :  $\dot{m}_d = 8,16 \text{ kg / s}$ .

#### Ø Edifice résidentiel :

On considère un groupe de bâtiments contenant 1000 appartements de 80 m<sup>2</sup> avec toujours 20% de la demande pour l'utilisation en eau chaude sanitaire, le logiciel donne une demande maximale de 2121 kW.

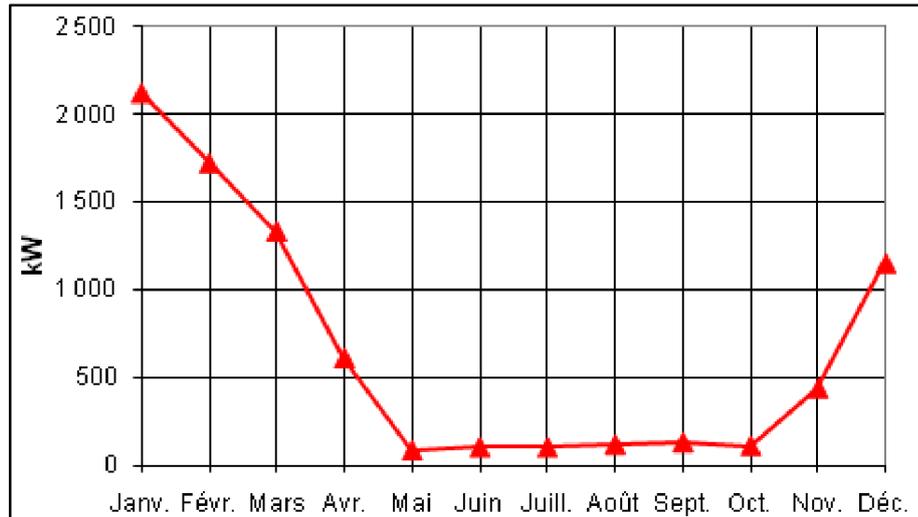


Figure VI.3 : besoins calorifiques de la résidence.

On obtient :  $m_d = 18,65kg / s$

Ø Centre commercial et Lycée technique :

Afin de faciliter les calculs, on prend les mêmes besoins pour le lycée et le centre commercial avec 1500 m<sup>2</sup> de surface de chauffe et 15% pour l'utilisation en eau chaude sanitaire, on obtient :

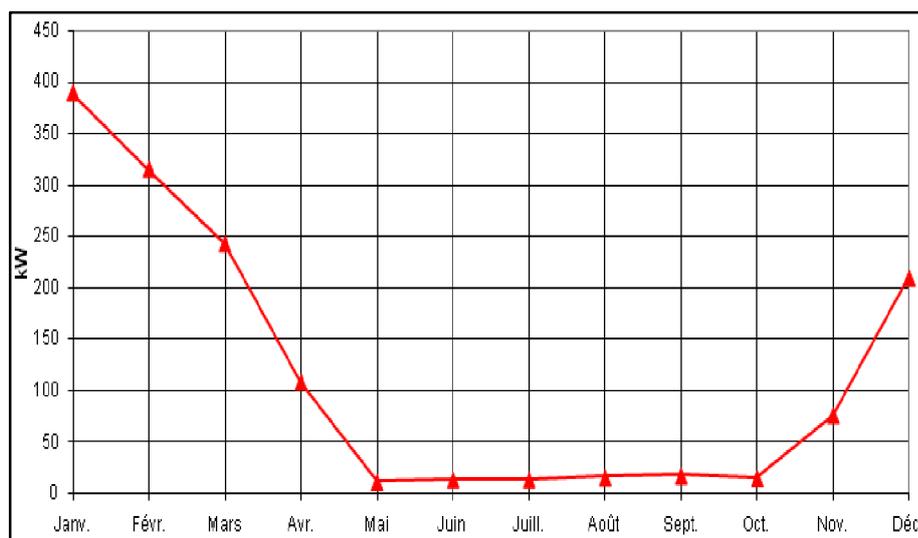


Figure VI.4 : besoins calorifiques du centre commercial et du lycée.

Ce qui donne une demande maximale de 389kW,

Donc :  $\dot{m}_d = 3,42 \text{ kg / s}$

### VI.3 Détermination du diamètre :

Les débits maximaux et les longueurs, caractérisant les conduites d'amenée et de retour de chaque utilisateur sont récapitulés dans le tableau VI.2 ci-dessous :

**Tableau VI.2 : longueurs et débits max des différents tronçons**

Tronçon de conduite	Longueur(m)	Débit max (kg/s)
(4,5) et (4,6)	50	3,42
(4,7)	100	19
(1,8)	100	8,16
(2,9)	100	8,26
(2,4)	200	25,84
(1,2)	20	34,2
(0,1)	10	42,26

Pour trouver les différents diamètres des conduites mentionné ci-dessus, on fixe les valeurs suivantes :

$$\begin{array}{l}
 A_m = 2\% \\
 A_\eta = 0,9 \\
 A_1 = 1060 \text{ \$/pompe et } A_2 = 0,242 \text{ \$/W} \quad [15] \\
 A_3 = 250 \text{ \$/m et } A_4 = 2,5 \cdot 10^3 \text{ \$/m}^2 \\
 cste_1 = 0,625 \text{ et } cste_2 = 0,375 \\
 T_m = 6,4^\circ\text{C et } k_i = 0,030 \text{ W/m}\cdot^\circ\text{C} \\
 k_s = 1,3 \text{ W/m}\cdot^\circ\text{C} ; \gamma = k_i / k_s = 0,03 / 1,3 = 0,023 \\
 H_p = 1\text{m} \\
 x_i = 0,05\text{m} \quad \text{et} \quad \varepsilon = 5 \cdot 10^{-5} \text{m}
 \end{array}
 \left. \begin{array}{l}
 a = 0,119 \\
 b = 0,152 \\
 c = -0,0568 \\
 T_s = 100^\circ\text{C} \\
 (T_r)_d = 70^\circ\text{C} \text{ (} T_r \text{ est définie par V.44)} \\
 C_e = 10^{-4} \text{ \$ / Wh et } C_h = 5 \cdot 10^{-5} \text{ \$ / Wh} \\
 PVF_e = PVF_h = PVF_m = PVF \\
 \text{On prend } i=10\% \text{ et } n=25\text{ans} \\
 \text{l'équation V.34 donne } PVF = 9,08
 \end{array} \right\} [21]$$

Avant de commencer la résolution de l'équation V.31 on va d'abord chercher une solution initiale, en résolvant l'équation V.27 et puis trouver par itérations la solution de V.31.

Puisque le diamètre d'une conduite est indépendant de sa longueur « voir équation (V.31) », les tronçons (4,5) et (4,6) auront le même diamètre.

Le **tableau VI.3** est ainsi établi pour le calcul des diamètres :

**Tableau VI.3 : Valeurs obtenues des diamètres des différents tronçons**

Tronçon	Débit max (kg/s)	$l_1/L$	$l_3/L$	d (m) initial	d (m)
(4,5) et (4,6)	3,42	90,81	$5,25 \cdot 10^{-4}$	0,102	0,096
(4,7)	19	90,81	0,0816	0,233	0,225
(1,8)	8,16	90,81	0,0068	0,155	0,135
(2,9)	8,26	90,81	0,00703	0,156	0,135
(2,4)	25,84	90,81	0,2017	0,271	0,263
(1,2)	34,2	90,81	0,4604	0,310	0,298
(0,1)	42,26	90,81	0,8582	0,343	0,322

Pour sélectionner le diamètre optimal normalisé on doit comparer le coût total engendré par la valeur normalisé supérieure et inférieure à la valeur du diamètre trouvée par les calculs ; les valeurs normalisées des diamètres sont données par *le tableau V.4.*

**Tableau VI.4 : diamètres standards selon DIN 2448 [29]**

Diamètre nominal (mm)	Diamètre intérieur (mm)
DIN 2448	
80	082,5
100	100,8
125	125,0
150	150,0
175	182,9
200	204,0
250	257,0
300	306,8
350	356,8

Le tableau VI.5 présente la comparaison :

**Tableau VI.5 : Sélection du diamètre économique.**

tronçon	d (m)	coût \$/m			
		Pertes en chaleur $\frac{I_1}{\ln\left(\frac{A_{10}}{d}\right)}$	Initial $2,5 \cdot 10^3 d + A_5 d$	Pompage $I_3 d^{-(5+b+c)}$	Total \$/m
	0,082	102,708	200,10	109,78	422,3
(4,5) et	0,096	113,648	222,56	63,77	406,8
(4,6)	0,108	122,831	250,03	35,22	415,399

Le diamètre sélectionné est ainsi  $d=0,108$  m

Les figures VI.5 et VI.6 ci-dessous, montrent respectivement une photo de conduite pré-isolée et la technique de son enfouissement dans le sol.



**Figure VI.5 : Photo des conduites pré-isolées**



**Figure VI.6 : enfouissement d'une conduite**

#### VI.4 Choix du calorifugeage optimal d'une conduite enterrée

Dans le cas d'une conduite enterrée le flux de chaleur perdu est donné par l'équation III.4 ; il est évident que  $Q$  est minimal quand  $R_{tot}$  est maximale.

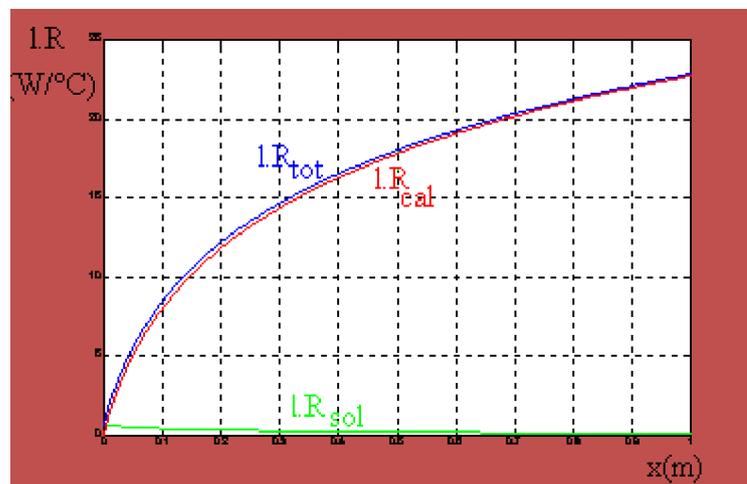
Le calorifugeage critique est alors, celui qui maximise  $R$  en fonction de  $x$  :

$$R_{tot} = \frac{\ln\left(\frac{4H}{D}\right)}{2\pi k_{sol}l} + \frac{\ln\left(\frac{D}{d}\right)}{2\pi k_{cal}l}$$

Dans le cas de la conduite (4,5) :

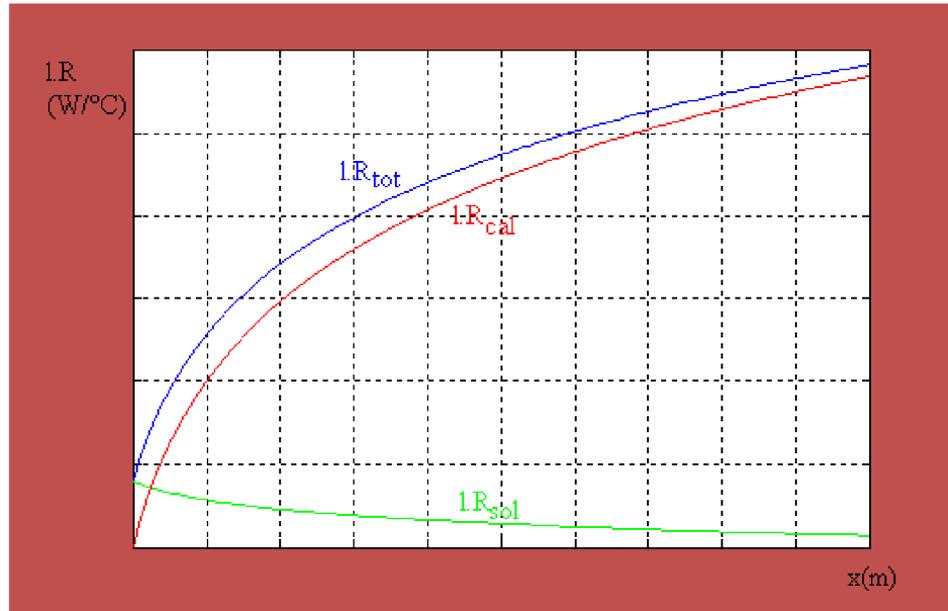
$$l.R_{tot} = \frac{\ln\left(\frac{4}{0,108 + 2x}\right)}{2\pi \cdot 1,3} + \frac{\ln\left(\frac{0,108 + 2x}{0,108}\right)}{2\pi \cdot 0,03}$$

La figure VI.7 représente l'évolution de  $R_{tot}$  en fonction du calorifugeage :



**Figure VI.7 : Evolution de la résistance thermique en fonction du calorifugeage**

A titre explicatif, Pour des valeurs de  $R_{sol}$  et  $R_{cal}$  respectivement : 0,52 et 0,06  $W/m \cdot ^\circ C$ , on obtient :



**Figure VI.8 : Evolution de la resistance thermique en fonction du calorifugeage pour des valeurs de  $R_{sol}$  et  $R_{cal}$  respectivement : 0,52 et 0,06 W/m.°C**

On remarque une contribution nettement plus importante du terme relatif à la résistance thermique du sol,

Pour le choix du calorifugeage, on doit tenir compte de son prix, il serait plus judicieux de prendre des valeurs moindres. Pour des pertes de pourcentage acceptable en plus.

# *CONCLUSION GENERALE*

L'utilisation de l'eau chaude issue de la cogénération dans les systèmes de chauffage urbain par canalisation présente une solution pour les problèmes liés à l'utilisation raisonnable de l'énergie et la protection de l'environnement des gaz à effet de serre, l'énergie est récupérée des gaz d'échappement des centrales thermiques, qui, autrement, est perdue dans l'atmosphère

Le chauffage urbain par canalisation a été appliqué dans plusieurs petites villes aux états unis, spécialement dans les zones industrielles. Ce procédé de chauffage a été adapté par la suite dans plusieurs pays. Aux Etats Unis, on estime environ 10 000 km de canalisations en place pour l'alimentation en chauffage, le département d'état à la défense en est le plus grand utilisateur de cette technologie. [30]

Dans ce contexte, cette présente étude, s'intéresse au dimensionnement du réseau de tuyauterie, le travail consiste à la détermination des diamètres des canalisations ainsi que l'épaisseur d'isolation thermique optimale correspondante, permettant d'assurer les moindres coûts de revient et d'investissement et le transport d'énergie avec les moins de déperditions calorifiques et avec de faibles pertes de charge possibles dans les conduites, ce qui conduit bien évidemment à de faibles coûts de revient et d'investissement. Néanmoins ces investissements peuvent paraître un peu élevés au début, leur amortissement est faible compte tenu de la rentabilité du système à long terme.

La faisabilité de la conversion de la centrale TAG de HAMMA, en une centrale à cogénération nécessite une étude de dimensionnement compte tenue de l'importance de potentiel énergétique perdu. La température actuelle de sortie des gaz d'échappement est de l'ordre de 575°C et le débit massique est de l'ordre de 620 kg/s par unité. La réduction des gaz à effet de serre recommande de réduire cette température à environ 90°C ce qui correspond à un éventuel échange de 367 MW ; pour d'autres contraintes de constructions, la récupération total de cette énergie est loin d'être réalisable.

Une récupération de l'ordre de 297MW semble raisonnable, de ce fait, et de point de vue économique, il serait plus rentable de penser à une production supplémentaire en énergie électrique surtout que la consommation en électricité ne cesse d'accroître, reste à évaluer les différentes alternatives selon des critères de :

- § **Moindres coûts de revient** : la meilleure alternative doit correspondre au prix d'investissement et d'exploitation les moins coûteux, un moindre coût d'exploitation est plus important, car dans tout système, existe des limites de coût d'exploitation au-delà desquels l'amortissement des prix d'investissement devient impossible.
- § **Fiabilité** : la production en chaleur devra répondre aux besoins, ainsi les sociétés de service en auront confiance,
- § **Adaptation aux régimes de fonctionnement** : la centrale doit s'adapter aux besoins thermiques et électriques, en sélectionnant l'ensemble des configurations envisageables, et sélectionner la plus rentable

## Référence bibliographique

- [1] **Institut de l'énergie et de la francophonie (IEPF)**. La cogénération-trigénération.
- [2] **EDUCOGEN**. A GUIDE TO COGENERATION. March 2001.
- [3] **Utgikar PS, Dubey SP**. Thermo economic analysis of gas turbine cogeneration plant. 1995.
- [4] **Jose´ Luz Silveiraa**, Combined cycle versus one thousand diesel power plants; article 11 (2007), pages : 524–535 Science directe. NOV 2004
- [5] **ADEME**. Fiche OX “mini et micro cogénération” 12-08-02,
- [6] **U.S Environmental Protection Agency (EPA)**. Combined Heat and Power Partnership. Catalogue of CHP Technologies.
- [7] **Thermya®**. La cogénération en Europe.
- [8] **Wood energy journal**. n°1/2003
- [8] **S.Candelier**. Centrale de cogénération, exemple d’approfondissement.
- [9] **Journal officiel de l’union européenne**. 21/02/2004
- [10] **Jan DANKO, Pekka LOSONEN**. Statistics in focus.
- [11] **Technique de l’ingénieur**. Chauffage à eau chaude sous pression. B2 425
- [13] **G.A. Engelsson**. District heating/Cogeneration application studies.
- [14] **Ronald E.Sunbderg**. Methods and cost estimates for converting existing building to hot water district heating.
- [15] **F.P. Incropera, D.P. De Witt Wiley**. Fundamentals of Heat and Mass Transfer.
- [16] **R.COMOLET**. Analyse dimensionnelle et théorie des maquettes.
- [17] **Quillet**. Encyclopédie pratique de la construction et du bâtiment. (1968).

- [18] **H.Bennour**, Cours turbomachine 4<sup>ème</sup> année. 2005-2006
- [19] **A.DUPONT**. Hydraulique urbaine. Eyrolles (1969).
- [20] **Phetteplace**. Heat losses from the Fort Wainwright heat distribution system. USA Cold Regions Research and Engineering Laboratory, Special Report 81-14. (1981)
- [21] **Jeppson, R.W.** Analysis of Flow in Pipe Networks. Ann Arbor, Michigan: Ann Arbor Science. (1976)
- [22] **Centre d'aide à la décision sur les énergies propres**. Le manuel de l'utilisateur, logiciel **RETScreen**<sup>®</sup> Modèle de cogénération.
- [23] **Phetteplace, G.E.** Transient analysis of heat transmission systems. (1981)
- [24] **R. S. Means Co.** Mechanical Cost Data, 1987.
- [25] **CRC Press, Inc.** Standard Mathematical Tables, 28th Edition. (1987)
- [26] **Werner, S.E.** The Heat Load in District Heating Systems. (1984)
- [27] **Bøhm, B.** Energy-economy of Danish district heating systems: A technical and economic analysis. (1988)
- [28] **Soumerai, H.** Practical Thermodynamic Tools for Heat Exchanger Design Engineers. (1987)
- [29] **H.RIETSCHEL**. Traité de chauffage et de climatisation. Dunod. 1970