

Laboratoire d'Analyse et de Synthèse des Systèmes Chimiques

Professeur G. Heyen

Département de Chimie Appliquée  
Faculté des Sciences Appliquées  
Université de Liège



# **Simulation et Aide au Dimensionnement des Chaudières de Récupération**

Marie-Noëlle Dumont

Travail présenté pour  
l'obtention du grade de Docteur  
en Sciences de l'Ingénieur

## **Summary**

Heat recovery steam generators (HRSG) play a very important role in combined cycle (CC) power plants, where steam is generated from a gas turbine exhaust and supplied at the appropriate pressure and temperature to steam turbines for further power generation. The power plants achieve an overall efficiency above 55% and are ideally suited for combined heat and power generation in utility systems.

The performance of energy conversion is improved by reducing exergy losses which implies reducing the temperature difference between the combustion gas and the steam cycle. Thus recent HRSG designs include up to three pressure levels with reheat in the steam cycle for maximum energy recovery and the use of high pressure, high temperature superheater and reheater in CC plants. Super critical boilers are also conceivable.

Since HRSG performance has a large impact on the overall efficiency of the CC power plant, an accurate simulation of the performance of the HRSG is necessary.

We present a steady state HRSG model to support design and rating simulations of vertical units. The simulation model, called FELVAL, divides the boiler in its rows. The row model can also be divided several times following the tube length, to better estimate the fumes temperature distribution across the hot gas path. Another model, called SUFVAL, carries out the design as well as the automatic generation of the FELVAL units and all the needed connections.

The log mean temperature difference (LMTD) method and the effectiveness-NTU ( $\epsilon$ -NTU) method are alternatively used to compute the overall heat transferred in each part of the HRSG. The problem of convergence of boiler models with more than one row in parallel is discussed. Good initialisation of the different variables is crucial to obtain convergence.

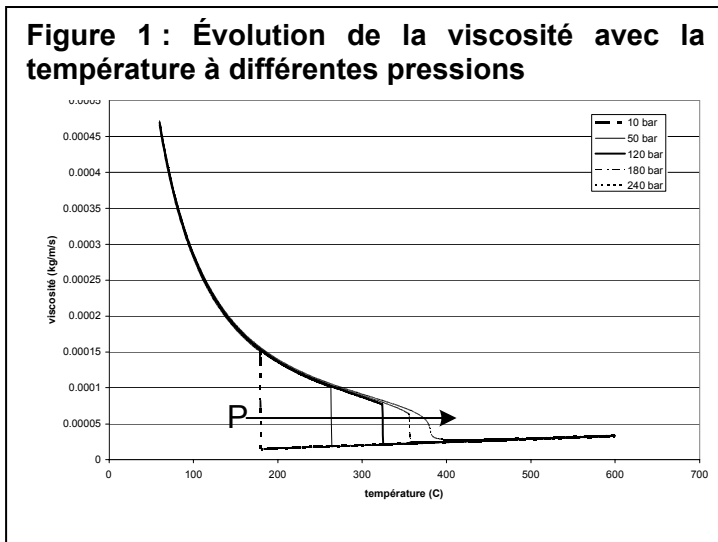
The models are tested on 2 references HRSG. The first one is an assisted circulation boiler that operates at 3 subcritical pressure levels. The second is a once through boiler able to operate above the critical pressure of water.

These new models were introduced into a commercial software of data reconciliation (VALI of Belsim sa) already used by the engineering and design departments of a HRSG manufacturer. They thus have a general-purpose package enabling them to make design, data reconciliation and simulation with the same software. Moreover, the use of FELVAL model will enable them to simulate any type of boiler and to obtain informations on the change of the temperatures inside the heat exchangers. This information is crucial for well monitoring closely the operation of a boiler, and better understanding its behaviour. This knowledge improvement allows to limit the overdesign and the safety margins and to reduce the investment costs.

## Objectifs et méthode

Cela fait plus de 30 ans que le LASSC (le Laboratoire d'Analyse et de Synthèse des Systèmes Chimiques) est spécialisé dans la modélisation et la conception de procédés. Au fil des années, plusieurs logiciels ont été mis au point, permettant l'évaluation de propriétés thermodynamiques, la simulation de procédés industriels complets, l'identification de paramètres physico-chimiques, la validation de mesures industrielles ou l'intégration énergétique d'un site. En 1986, le résultat des recherches du laboratoire a conduit à la création de la société Belsim sa qui commercialise le logiciel VALI. Plus récemment, le LASSC s'est intéressé aux algorithmes d'optimisation ainsi qu'à la simulation dynamique des procédés.

Le point de départ de cette thèse était de développer un outil de modélisation et de dimensionnement pour une chaudière à circulation forcée mono tubulaire super critique. Contrairement à une chaudière classique, il est rapidement apparu qu'une modélisation globale de l'échangeur était impossible puisque les parties « économiseur », « vaporiseur » et « surchauffeur » sont contiguës. Dans un même échangeur cohabitent toutes les phases par lesquelles passe l'eau pour devenir de la vapeur surchauffée.



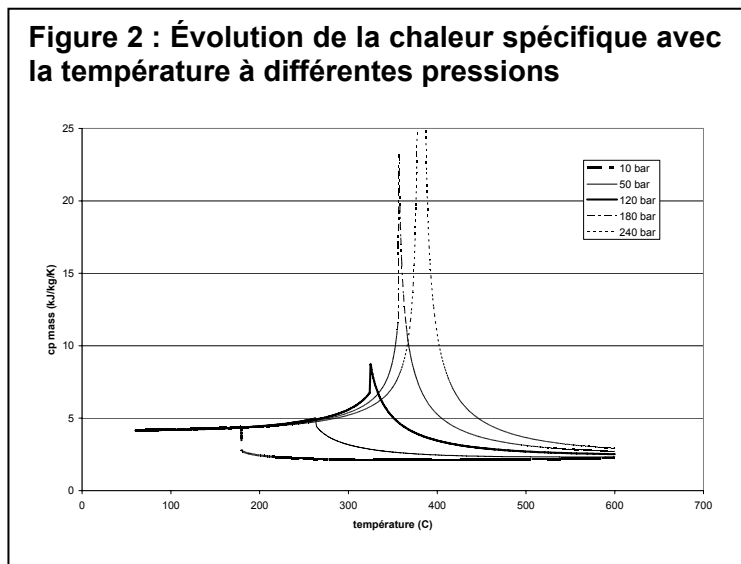
Entre l'entrée et la sortie de l'échangeur, les grandeurs caractéristiques de l'eau évoluent, comme le montrent les deux graphiques ci-contre. Ils représentent la viscosité et la chaleur spécifique à pression constante de l'eau entre 60°C et 600°C, les températures d'entrée et de sortie de l'échangeur mono tubulaire.

Quelles valeurs devrait-on choisir pour modéliser cet échangeur : celles d'entrée, de sortie, des valeurs moyennes ? Dans ces conditions, il est évident que la modélisation d'un échangeur mono tubulaire ne peut se faire que par

parties.

Quelle partie choisir ?

Après avoir analysé une chaudière mono tubulaire nappe par nappe, il est apparu que la partie maximale à modéliser ne pouvait être que la nappe de tubes. Il fallait en effet choisir un intervalle suffisamment court afin que les variations des propriétés physiques restent limitées tout en gardant un nombre de modules, nécessaires pour représenter l'ensemble de l'échangeur, raisonnable.



En continuant le même raisonnement, il fallait également disposer d'un outil qui nous permette de vérifier que, sur l'intervalle choisi, les valeurs moyennes entre l'entrée et la sortie de l'intervalle étaient suffisamment représentatives de l'échange de chaleur que nous voulions modéliser. Il fallait donc disposer d'un outil qui puisse, à son tour, modéliser le tube d'un échangeur mono tubulaire à l'aide d'un nombre suffisant d'intervalles.

La finalité de cette thèse avait évolué. Nous devions pouvoir modéliser un élément « triphasique » quelconque d'un échangeur mono tubulaire.

Pourquoi « triphasique » ? Car l'eau circulant dans le tube pouvait être aussi bien liquide, que vapeur, en cours de vaporisation ou super critique.

Pourquoi « quelconque » ? Car la longueur de l'élément n'est pas fixée à priori. Si sa longueur maximale correspond à la longueur d'un tube, sa longueur minimale dépendra uniquement de ce que veut représenter l'utilisateur.

Le module, nommé FELVAL, a donc été développé. Il a été créé suffisamment autonome pour pouvoir choisir en cours de résolution, les équations de détermination des coefficients d'échange de chaleur et de pertes de charge adaptés aux conditions moyennes de l'eau sur l'intervalle choisi.

Cependant, cette souplesse de conception a un prix : comme l'état thermodynamique de l'eau n'est pas connu à priori pour chaque élément de tube, et qu'il peut donc varier en cours de résolution du modèle, il était indispensable de mettre au point un algorithme de résolution particulièrement robuste associé à une stratégie élaborée d'initialisation des variables.

Le problème du nombre de modules à interconnecter les uns aux autres est ensuite apparu. Il fallait créer ces modules mais également leur donner un nom. Il fallait également créer les connections et déterminer comment les modules devaient être reliés les uns aux autres. Les connections entre les tubes dépendent principalement du nombre de nappes en parallèle au sein de l'échangeur. Selon les cas, la première nappe de tubes peut être reliée à la seconde nappe ou à la troisième ou encore à une autre. Tous les cas possibles ont dû être identifiés.

La création d'une procédure systématique semblait inévitable. Elle a été créée sous la forme d'un module indépendant, un « super module » nommé SUFVAL.

La seconde partie de cette thèse concernait le dimensionnement des échangeurs mono tubulaires. Elle a fait tout d'abord l'objet d'une procédure isolée. Il est cependant vite apparu qu'il était plus judicieux de l'intégrer, comme première étape facultative, au module « SUFVAL ». On peut ainsi, une fois le dimensionnement achevé, construire et simuler la chaudière mono tubulaire avec les modules FELVAL.

Afin de disposer d'une interface graphique conviviale, ces deux modules ont été intégrés au logiciel VALI de Belsim.

Dans une troisième partie, les procédures développées pour réaliser le dimensionnement d'une chaudière mono tubulaire tout comme les équations utilisées pour modéliser un élément quelconque de cette chaudière devaient être validés. Un prototype de chaudière à circulation forcée de CMI nous a servi de référence. Des essais de fonctionnement à 120 bar et 180 bar ont servi de base à la validation des modèles. Malheureusement, nous n'avons pas pu disposer d'essais de fonctionnement en conditions super critique. Cette partie de notre travail, bien que validée dans la littérature, restera donc purement théorique.

Bien que notre thèse s'articule autour de la modélisation d'un élément « triphasique » quelconque d'un échangeur mono tubulaire, rien n'empêche d'utiliser cet élément pour modéliser une partie d'une chaudière à circulation assistée. Cette particularité nous a permis de disposer pour la validation du module FELVAL d'un nombre beaucoup plus important de données de base. Une chaudière construite par CMI à Ankara a été totalement modélisée à l'aide de modules FELVAL. Nous avons ainsi pu constater que la modélisation des surchauffeurs apportait des informations fort appréciées des chaudiéristes.

Le travail développé dans cette thèse a servi de base à deux articles : « Mathematical modelling and design of an advanced once-through heat recovery steam generator” (Dumont M.N. and Heyen G. 2004) et “Row by row simulation of heat recovery steam generators : comparing different types of initialization as well as the LMTD and  $\epsilon$ -NTU simulation methods” (Dumont M.N. and Heyen G. 2007).

On peut conclure en soulignant que les études réalisées sur la modélisation des chaudières mono tubulaires ne sont pas très courantes. C’est certainement pourquoi « APPLIED THERMAL ENGINEERING » nous a déjà contactés à plusieurs reprises pour effectuer des review d’articles sur le sujet.

## ***Organisation du travail***

Ce travail est divisé en plusieurs chapitres et annexes. Les chapitres présentent le pourquoi et le comment de la thèse tandis que les annexes reprennent la description de l'ensemble des équations nécessaires à la modélisation d'une chaudière de récupération horizontale sous-critique ou supercritique, à circulation assistée ou à circulation forcée ainsi que les modes d'emploi complets des modèles développés. Une analyse bibliographique complète sur laquelle repose le développement de ce travail est également présentée.

### ***Chapitre I Introduction***

Ce chapitre présente les différents types de chaudières et comment celles-ci s'intègrent dans les différents cycles industriels. La géométrie des chaudières y est décrite et leurs principaux paramètres y sont expliqués.

### ***Chapitre II Position du problème***

Quelle était la nécessité de disposer d'un nouveau modèle pour modéliser les chaudières? Comment fonctionne un bureau de conception et comment ce nouveau modèle y sera-t-il exploité? Ce second chapitre pose les bases du problème et démontre l'utilité de cette thèse.

### ***Chapitre III Étude de la cohérence des chaudières***

La première étape dans le travail de l'ingénieur consiste souvent à réunir des données cohérentes qui serviront de base aux modèles à développer. L'outil de validation permettant d'obtenir ces données est décrit dans ce troisième chapitre. Les chaudières de référence permettant l'illustration de ce travail sont ensuite présentées.

### ***Chapitre IV Les modèles développés***

FELVAL et SUFVAL sont les deux modèles mathématiques développés dans cette thèse. Le chapitre 4 en décrit la structure et passe en revue les équations qui sont exploitées par ces modèles.

### ***Chapitre V Suivi de performance des chaudières***

Les nouveaux modèles ont été utilisés pour modéliser deux chaudières de référence. Les résultats obtenus sont analysés dans ce cinquième chapitre. Les stratégies développées pour initialiser les différentes et nombreuses variables y sont décrites. On trouve également une comparaison de l'efficacité des méthodes NTU et DTLM pour la modélisation des chaudières de récupération.

### ***Chapitre VI Design des chaudières***

Ce sixième chapitre concerne le dimensionnement des chaudières de récupération. Un exemple de dimensionnement d'une chaudière à circulation forcée y est développé et les résultats obtenus avec le modèle SUFVAL sont présentés.

### ***Chapitre VII Conclusion***

Ce dernier chapitre est consacré à la synthèse de l'étude.

### ***Annexe I***

#### ***Calcul des surfaces de tubes ailettes***

Cette annexe est une compilation du calcul des différentes surfaces autour d'un tube à ailettes, nécessaires notamment pour déterminer les coefficients de transfert sur les différentes nappes d'une chaudière de récupération.

### ***Annexe II***

#### ***Quelques définitions***

Les principaux nombres adimensionnels ainsi que les propriétés physiques et leurs unités sont rappelés dans cette annexe.

### ***Annexe III***

#### ***Généralités sur les pertes de charge.***

Toutes les équations utilisées pour la modélisation de l'écoulement des fluides dans une chaudière de récupération sont reprises dans cette annexe. Une application au cas particulier des chaudières y est également détaillée.

### ***Annexe IV***

#### ***Généralité sur les transferts de chaleur***

Toutes les équations utilisées pour la modélisation du transfert de chaleur dans une chaudière de récupération sont décrites. Le calcul des performances des échangeurs de chaleur y est également résumé.

### ***Annexe V***

#### ***Manuel d'utilisation de FELVAL et de SUFVAL***

Cette annexe est une copie du manuel d'utilisation des modèles développés dans le cadre de cette thèse et intégrés au sein du logiciel VALI (Belsim sa)

### ***Annexe VI***

#### ***Bibliographie***

L'étude bibliographique qui a mené à la rédaction de cette thèse est entièrement reprise dans cette dernière annexe.

## Nomenclature

a	diffusivité thermique ( $m^2/s$ )
A	surface
	$A_b$ surface du tube nu ( $m^2/m$ )
	$A_{fo}$ surface des ailettes ( $m^2/m$ )
	$A_i$ surface interne du tube ( $m^2/m$ )
	$A_n$ surface de passage pour la fumée ( $m^2$ )
	$A_o$ surface externe totale du tube ( $A_{po} + A_{fo}$ ) ( $m^2/m$ )
	$A_{po}$ surface externe nette du tube –sans les ailettes( $m^2/m$ )
	$A_w$ surface moyenne de la paroi du tube ( $m^2/m$ )
$C_p$	chaleur spécifique à pression constante ( $J/kg/K$ )
d	diamètre
	$d_f$ diamètre des ailettes (m)
	$d_o$ diamètre du tube (m)
e	épaisseur de la paroi (m)
G	flux massique ( $kg/m^2/s$ )
$h_c$	coefficient moyen de convection extérieur ( $W/m^2/K$ )
$h_i$	coefficient moyen de convection intérieur ( $W/m^2/K$ )
$h_r$	coefficient de radiation ( $W/m^2/K$ )
j	nombre de Colburn
k <sub>ext</sub>	coefficient correctif
l	longueur (m)
$l_f$	hauteur de l'ailette (m)
LMTD ( $\Delta TLM$ )	différence logarithmique de température
nelem	nombre de tubes dans une nappe
N <sub>r</sub> ou n <sub>row</sub>	nombre de rangées de tubes
n <sub>tp</sub>	nombre de tubes en parallèle dans un échangeur
pl ou lp	pas longitudinal (m)
pt ou tp	pas transversal (m)
Q	chaleur totale échangée (W)
R	résistance ( $W/m^2/K$ ) <sup>-1</sup>
	$R_f$ résistance due à l'encrassement interne
	$R_{fo}$ résistance due à l'encrassement extérieur
	$R_{eo}$ résistance extérieure totale basée sur la surface extérieure totale
	$R_{io}$ résistance intérieure totale basée sur la surface extérieure totale
	$R_{to}$ résistance totale basée sur la surface extérieure totale
	$R_{wo}$ résistance totale du tube basée sur la surface extérieure totale
$s_f$	espacement entre deux ailettes (m)
$t_f$	épaisseur moyenne de l'ailette (m)
T	température (K)
	$T_b$ température du mélange
	$T_o$ température moyenne des fumées
	$T_i$ température moyenne intérieure
	$T_f$ température au bout de l'ailette
	$T_s$ température moyenne des ailettes
	$T_w$ température moyenne de la paroi du tube
u	vitesse du fluide (m/s)
	$u_L$ vitesse de la phase liquide
	$u_G$ vitesse de la phase gazeuse
$U_o$	coefficient d'échange global ( $W/m^2/K$ )
w	vitesse du fluide (m/s)



$W_s$	largeur du segment d'ailettes (pour les ailettes crantées) (m)
$z$	hauteur (m)

### **Symboles grecs**

$\alpha_{app}$	coefficient d'échange externe apparent tenant compte de l'efficacité des ailettes ( $W/m^2/K$ )
$\alpha_e$	coefficient d'échange externe ( $W/m^2/K$ )
$\alpha_i$	coefficient d'échange interne ( $W/m^2/K$ )
$\alpha_{conv}$	coefficient d'échange intérieur lors de l'ébullition « de type convectif » d'un corps pur ( $W/m^2/K$ )
$\alpha_{nucl}$	coefficient d'échange intérieur lors de l'ébullition « de type nucléaire » d'un corps pur ( $W/m^2/K$ )
$\gamma_r$	facteur de radiation externe
$\lambda$	conductivité thermique ( $W/m/K$ )
$\rho$	masse volumique ( $kg/m^3$ )
$\nu$	viscosité cinématique = $\eta/\rho$ ( $m^2/s$ )
$\eta$ ou $\mu$	viscosité dynamique (Pa.s) ou ( $kg/m/s$ )
$\eta_{ail}$	efficacité de l'ailette

### **Principaux indices**

b, e, o	extérieur
i	intérieur
f ou ail	ailette
fo	encrassement extérieur
fi	encrassement intérieur
c	convection
r	radiation
in-line	arrangement des tubes en ligne
stag	arrangement des tubes en quinconce
lam	laminaire
turb	turbulent

## **Table des matières**

SUMMARY .....	1
OBJECTIFS ET MÉTHODE .....	1
ORGANISATION DU TRAVAIL .....	4
<b>CHAPITRE I. LES CHAUDIÈRES.....</b>	
INTRODUCTION.....	I.2
LES CHAUDIÈRES À CIRCULATION NATURELLE.....	I.3
LES CHAUDIÈRES À CIRCULATION ASSISTÉE.....	I.5
LES CHAUDIÈRES À CIRCULATION FORCÉE.....	I.6
LES CHAUDIÈRES DANS UN CYCLE TGV.....	I.7
<i>Chaudière 1P (180 bar)</i> .....	I.8
<i>Chaudière 2P (180 bar et 15 bar)</i> .....	I.9
GÉOMÉTRIE D'UNE CHAUDIÈRE DE RÉCUPÉRATION VERTICALE.....	I.10
UTILISATION INDUSTRIELLE.....	I.12
<i>Le cycle TGV</i> .....	I.12
<i>La cogénération</i> .....	I.13
<i>Le repowering</i> .....	I.14
CAPACITÉS DU MARCHÉ.....	I.15
<b>CHAPITRE II. POSITION DU PROBLÈME .....</b>	
COMPÉTITIVITÉ DES FABRICANTS DE CHAUDIÈRE.....	II.2
FONCTIONNEMENT D'UN BUREAU DE CONCEPTION.....	II.3
<i>Le dimensionnement « thermodynamique »</i> .....	II.3
<i>Le dimensionnement « géométrique »</i> .....	II.4
<i>Le dimensionnement final</i> .....	II.4
<i>Le calcul des allures</i> .....	II.4
L'OBJECTIF DE CE TRAVAIL.....	II.5
UTILITÉ D'UNE UNITÉ DE TYPE FELVAL AU SEIN D'UN BUREAU DE CONCEPTION.....	II.6
<b>CHAPITRE III. ÉTUDE DE LA COHÉRENCE DES CHAUDIÈRES.....</b>	
LA VALIDATION DES MESURES.....	III.2
MÉTHODES DE VALIDATION.....	III.2
AVANTAGES DE LA VALIDATION.....	III.5
LOGICIEL DE VALIDATION.....	III.5
LA VALIDATION D'UNE CHAUDIÈRE DE RÉCUPÉRATION.....	III.7
<i>Les mesures disponibles</i> .....	III.7
<i>Les équations utilisées</i> .....	III.7
LES CHAUDIÈRES DE RÉFÉRENCE.....	III.9
<i>Ankara</i> .....	III.10
<i>OTB</i> .....	III.13
<b>CHAPITRE IV. LES MODÈLES DÉVELOPPÉS .....</b>	
FELVAL ET SUFVAL.....	IV.2
ÉQUATIONS UTILISÉES.....	IV.7
<i>Calcul de U</i> .....	IV.7
<i>Calcul de A</i> .....	IV.8
<i>Calcul de DTLM</i> .....	IV.8
<i>Calcul de <math>\Delta P_i</math></i> .....	IV.11
<b>CHAPITRE V. SUIVI DE PERFORMANCE DES CHAUDIÈRES .....</b>	
STRATÉGIES D'INITIALISATION.....	V.2
MODÉLISATION DES CHAUDIÈRES DE RÉFÉRENCE.....	V.5
<i>Chaudière d'Ankara</i> .....	V.5
<i>Chaudière OTB</i> .....	V.12
COMPARAISON LMTD-NUT.....	V.16
<i>Conclusions</i> .....	V.17
<b>CHAPITRE VI. DESIGN DES CHAUDIÈRES.....</b>	
DIMENSIONNEMENT D'UNE CHAUDIÈRE DE RÉCUPÉRATION À CIRCULATION ASSISTÉE.....	VI.2

DIMENSIONNEMENT D'UNE CHAUDIÈRE À CIRCULATION FORCÉE .....	VI.5
EXEMPLE DE DIMENSIONNEMENT D'UNE CHAUDIÈRE À CIRCULATION FORCÉE .....	VI.6
<b>CHAPITRE VII. CONCLUSIONS .....</b>	
<b>ANNEXE I. CALCUL DES SURFACES DE TUBES AILETTÉS .....</b>	
<b>ANNEXE II. QUELQUES DÉFINITIONS .....</b>	
1 LES PRINCIPAUX NOMBRES SANS DIMENSION .....	AII-2
1.1. <i>Nusselt</i> .....	AII-2
1.2. <i>Reynolds</i> .....	AII-2
1.3. <i>Prandl</i> .....	AII-2
1.4. <i>Colburn</i> .....	AII-2
1.5. <i>Froude</i> .....	AII-2
2 ÉCOULEMENT DIPHASIQUE DANS UN TUBE : FRACTION SÈCHE ET RAPPORT DES DÉBITS MASSIQUES....	AII-3
3 LE RAPPORT DES VITESSES, LA VITESSE DE GLISSEMENT ET LA VITESSE DE « DÉRIVE » .....	AII-3
4 FRACTION VOLUMIQUE DE VIDE ET FRACTION VOLUMIQUE DE LIQUIDE .....	AII-3
5 LES ÉQUATIONS DE CONTINUITÉ DE PHASE .....	AII-4
6 LES VITESSES SUPERFICIELLES .....	AII-4
7 LE RAPPORT DES DÉBITS VOLUMIQUES .....	AII-4
8 VITESSE GAZEUSE, LIQUIDE ET HOMOGENÈME .....	AII-4
9 DENSITÉ ET VOLUME SPÉCIFIQUE D'UN MÉLANGE .....	AII-5
10 LES PROPRIÉTÉS PHYSIQUES ET LEURS UNITÉS .....	AII-5
11 CONSTANTES PHYSIQUES .....	AII-6
12 RELATION ENTRE LES UNITÉS DE BASE ET LES UNITÉS DÉRIVÉES.....	AII-6
12.1. <i>Pression</i> .....	AII-6
12.2. <i>Viscosité dynamique</i> .....	AII-6
12.3. <i>Viscosité cinématique</i> .....	AII-6
<b>ANNEXE III. GÉNÉRALITÉS SUR LES PERTES DE CHARGES. APPLICATION AU CAS PARTICULIER DE LA CHAUDIÈRE DE RÉCUPÉRATION. ....</b>	
1 GÉNÉRALITÉS .....	AIII-2
1.1. <i>Propriétés des fluides</i> .....	AIII-2
1.2. <i>Hydrostatique</i> .....	AIII-2
1.3. <i>Cinématique</i> .....	AIII-2
1.4. <i>Écoulement des fluides</i> .....	AIII-2
1.5. <i>Écoulement permanent des fluides parfaits</i> .....	AIII-2
1.6. <i>Écoulement permanent des fluides réels</i> .....	AIII-3
1.7. <i>Écoulement dans une conduite</i> .....	AIII-3
2 CALCUL DES PERTES DE CHARGE .....	AIII-4
3 PERTE DE CHARGE EXTERNE .....	AIII-4
4 PERTES DE CHARGES INTERNES .....	AIII-6
4.1. <i>Perte de charge continue</i> .....	AIII-6
4.2. <i>Pertes de charges locales</i> .....	AIII-23
5 APPLICATION DES PERTES DE CHARGE AUX DIFFÉRENTS ÉLÉMENTS D'UNE CHAUDIÈRE .....	AIII-27
<b>ANNEXE IV. GÉNÉRALITÉS SUR LES TRANSFERTS DE CHALEUR. APPLICATION AU CAS PARTICULIER DE LA CHAUDIÈRE DE RÉCUPÉRATION. ....</b>	
1 RAPPEL DE TRANSFERT DE CHALEUR .....	AIV-2
2 TRANSFERT DE CHALEUR DANS UNE CHAUDIÈRE DE RÉCUPÉRATION .....	AIV-3
3 ÉVALUATION DU COEFFICIENT D'ÉCHANGE DE CHALEUR INTERNE.....	AIV-5
3.1. <i>Écoulement mono-phasique</i> .....	AIV-5
3.2. <i>Écoulement di-phasique</i> .....	AIV-6
3.3. <i>Écoulement super critique</i> .....	AIV-10
4 ÉVALUATION DU COEFFICIENT D'ÉCHANGE DE CHALEUR EXTERNE .....	AIV-13
4.1. <i>Coefficient de convection</i> .....	AIV-13
4.2. <i>Coefficient de radiation interne des gaz</i> .....	AIV-19
4.3. <i>Évaluation du rendement de l'ailette</i> .....	AIV-21
4.4. <i>Estimation de la température du tube, des températures maximum et moyenne de l'ailette.</i> ..	AIV-23
5 CALCUL DES PERFORMANCES DES ÉCHANGEURS DANS UNE CHAUDIÈRE DE RÉCUPÉRATION .....	AIV-25
6 MÉTHODES DE DIMENSIONNEMENT .....	AIV-26
6.1. <i>L'écart de température logarithmique moyen</i> .....	AIV-26

6.2. *Le nombre d'unités de transfert* ..... AIV-27

**ANNEXE V. ÉTUDE BIBLIOGRAPHIQUE** .....

1	CHAUDIÈRES DE RÉCUPÉRATION .....	AV-2
2	CYCLES COMBINÉS .....	AV-3
3	TRANSFERT DE CHALEUR.....	AV-4
4	PERTES DE CHARGE .....	AV-5
5	TURBINES À GAZ.....	AV-6

## **Chapitre I. Les chaudières**

**Chaudière** n. f. Organe de chauffage d'un liquide transporteur de chaleur ou de production de vapeur énergétique.

## 1 Introduction

Il existe deux grands groupes de chaudières : les chaudières de récupération qui permettent de valoriser l'énergie thermique d'un fluide chaud qui doit être refroidi et les chaudières à combustion, dans lesquelles un combustible est brûlé de manière à transférer l'énergie nécessaire.

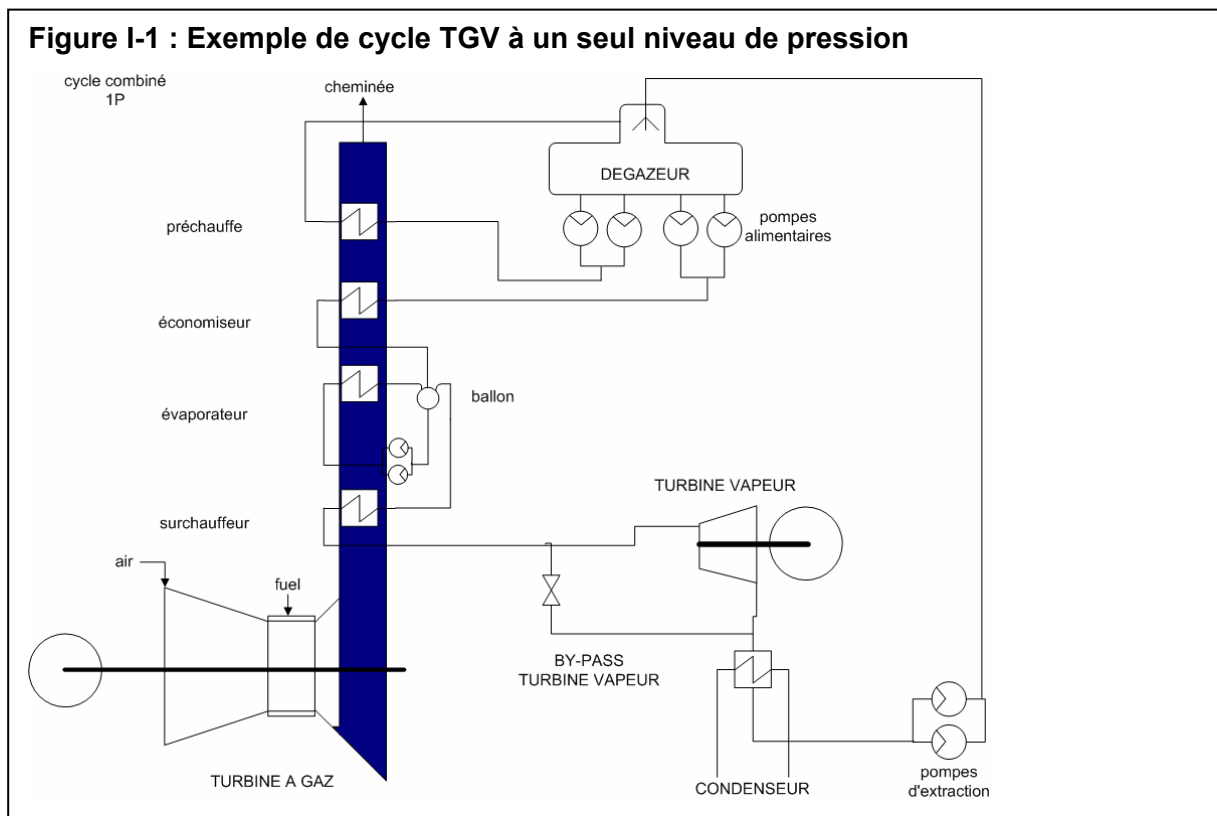
Les chaudières à combustion sont conçues en fonction des caractéristiques du fluide caloporteur ou du fluide à vaporiser, ainsi que de celles du combustible à brûler.

Les chaudières de récupération ont, elles aussi, des caractéristiques très variées, dictées par les processus industriels auxquelles elles sont associées. Elles produisent soit de la vapeur de chauffe, utilisée en d'autres points de l'installation qui nécessitent un apport de chaleur, soit de la vapeur énergétique, dont la détente dans des turbines permet d'entraîner certaines machines, telles que des compresseurs, des pompes ou alors des alternateurs connectés à un transformateur pour la production d'électricité.

Nous étudierons plus particulièrement les chaudières de récupération dans un cycle combiné couramment appelé cycle TGV (turbine gaz/vapeur), illustré à la figure I-1. La chaleur contenue dans l'échappement de la turbine à gaz ( $560^{\circ}\text{C}$ - $640^{\circ}\text{C}$ ) est utilisée par un cycle thermodynamique mettant en œuvre une turbine à vapeur.

Ce type de centrale présente un rendement net actuellement proche de 55%. La technologie TGV constitue un excellent moyen de production de l'électricité et est amenée à jouer un rôle important dans les années futures.

Les chaudières de récupération peuvent être horizontales ou verticales. Nous nous intéresserons plus particulièrement aux chaudières verticales construites par la société CMI (Seraing Belgique) puisqu'elles vont servir au développement des différents exemples de ce travail.



Dans ces chaudières l'eau est réchauffée puis vaporisée et surchauffée dans des tubes horizontaux.

Même s'il est possible de concevoir des cycles thermodynamiques basés sur différents fluides, les chaudières classiques utilisent exclusivement de l'eau liquide qu'elles réchauffent jusqu'à la température de saturation puis qu'elles vaporisent sous forme de vapeur saturée. Très généralement, elles surchauffent ensuite cette vapeur, c'est-à-dire qu'elles en élèvent la température au-dessus de sa température de saturation. La vapeur ainsi produite peut également constituer un fluide caloporteur ; elle est alors générée à une pression telle que sa température de condensation corresponde au niveau de température requis par les organes d'utilisations ; on ne la surchauffe que légèrement, uniquement pour limiter les condensations parasites dans les conduites de transport et de distribution.

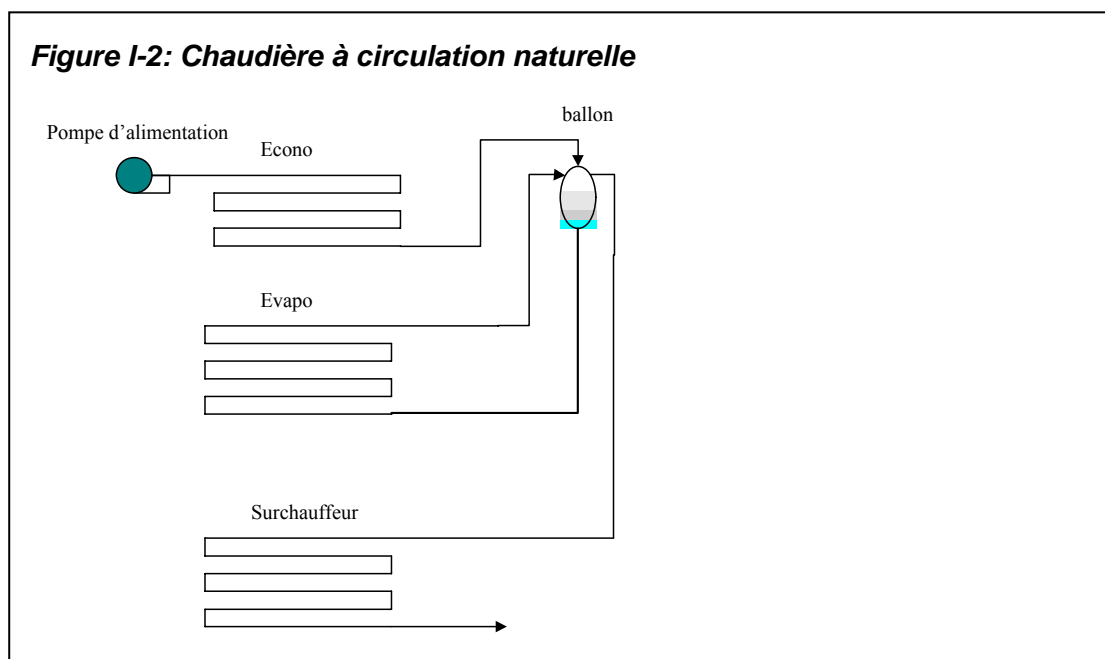
Mais, plus généralement, cette vapeur est utilisée comme fluide énergétique, dans un cycle fermé de production d'énergie. Dans ce cas, on cherche à optimiser les pressions et à obtenir les températures de surchauffe les plus élevées possibles dans un contexte économique et technique raisonnable. Les rendements des cycles énergétiques auxquels elles sont associées sont, en effet, des fonctions de ces deux paramètres.

## 2 Les chaudières à circulation naturelle

Dans les chaudières à circulation naturelle, la circulation du fluide dans l'évaporateur est assurée par la différence de densité entre l'eau qui descend du ballon et le mélange eau vapeur qui remonte vers le ballon (voir Figure I-2). La circulation naturelle est d'autant meilleure que la différence de hauteur entre le ballon et les tubes est grande. Dans le ballon, il y a séparation des phases : la phase vapeur est envoyée vers une éventuelle surchauffe tandis que l'eau à la base du ballon est renvoyée vers l'évaporateur.

La chaudière à un niveau de pression peut donc être divisée en trois zones bien distinctes :

- L'économiseur : l'eau liquide est réchauffée jusqu'à la température d'approche qui se situe à quelques degrés sous la saturation. Cette différence de température est une sécurité pour ne pas avoir de vaporisation à l'intérieur de tubes ;
- L'évaporateur : l'eau reprise à la base du ballon est partiellement vaporisée puis renvoyée dans le ballon ;
- Le surchauffeur : la vapeur est soutirée en haut du ballon et est surchauffée jusqu'à la température de consigne. Généralement, la température à la sortie du

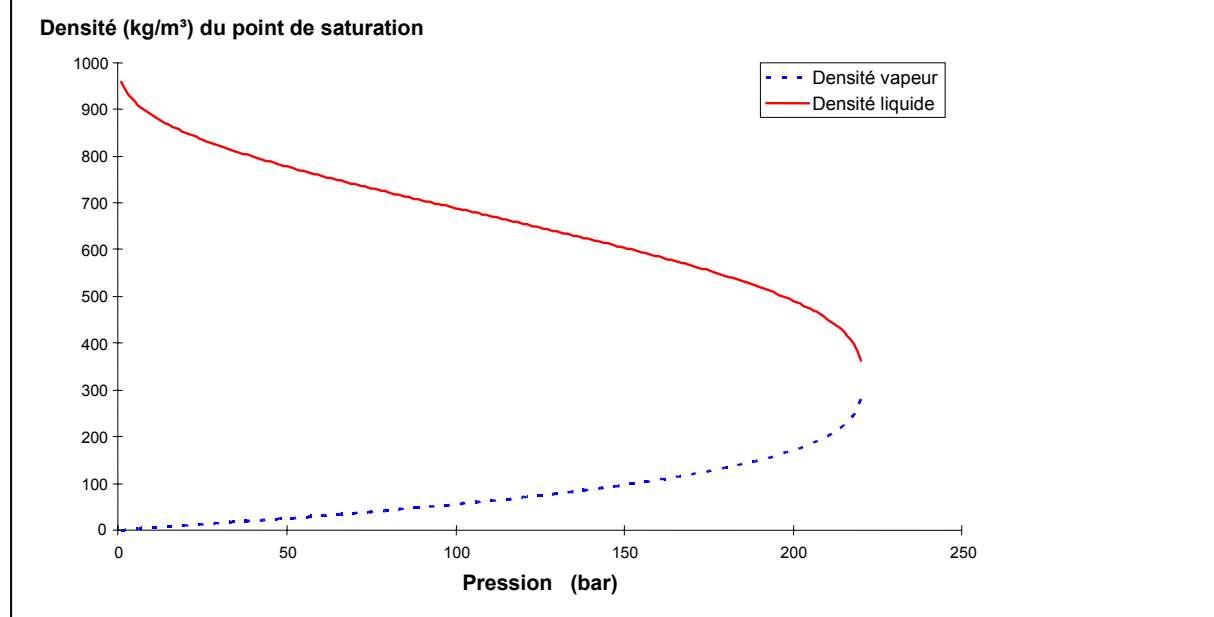




surchauffeur est régulée par une désurchauffe, ce qui permet un contrôle plus facile en cas de modification des conditions de fonctionnement de la source de fluide chaud (par exemple une turbine à gaz).

La différence de densité entre les phases vapeur et liquide à saturation décroît quand la pression augmente (voir Figure I-3). C'est pourquoi on ne rencontre pas de chaudière à circulation naturelle à très haute pression (rarement au-delà de 145 bar).

**Figure I-3 : Évolution de la densité de l'eau liquide et vapeur avec la pression de saturation**



Les chaudières à circulation naturelle n'ayant pas de pompe de circulation à l'évaporateur, présentent l'avantage d'une faible consommation électrique et de coûts de maintenance limités.

### 3 Les chaudières à circulation assistée

Lorsque la pression de la vapeur augmente, le tirage naturel dans les tubes de l'évaporateur devient insuffisant. Une pompe de circulation est alors introduite dans la boucle de vaporisation pour vaincre les pertes de charge du mélange eau vapeur à déplacer (voir

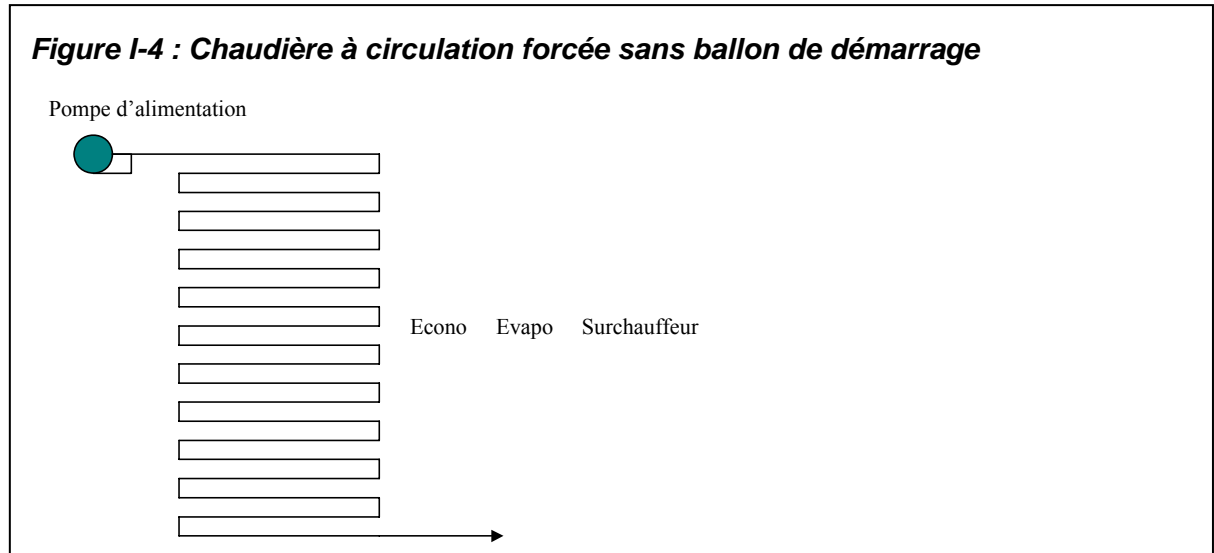
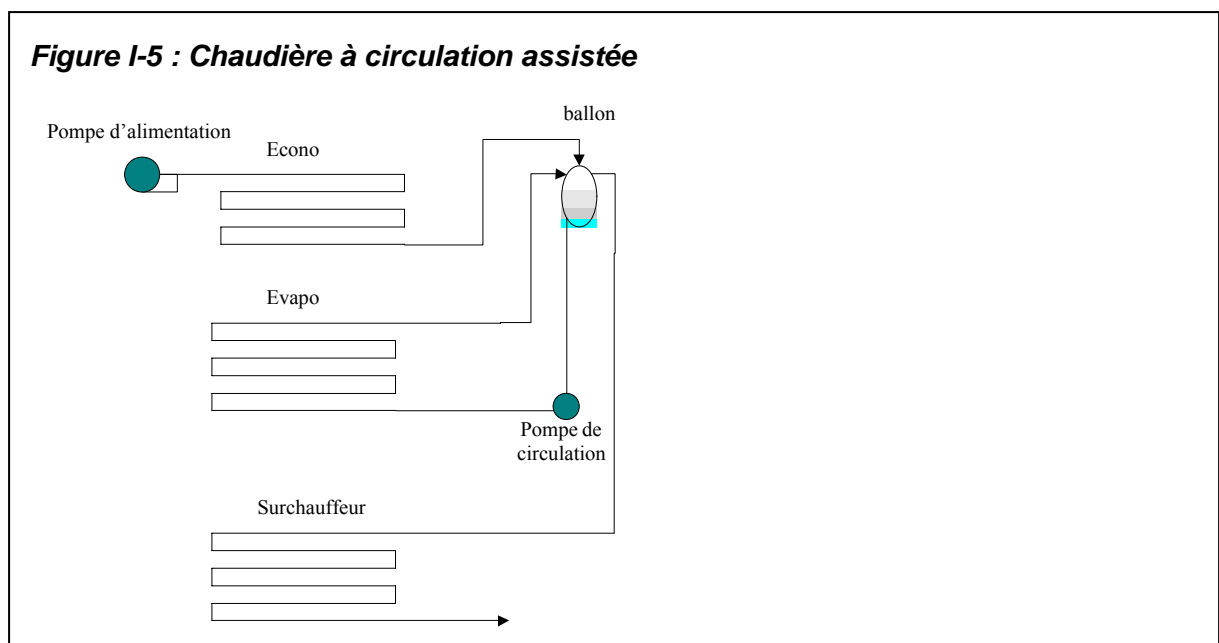


Figure I-5).

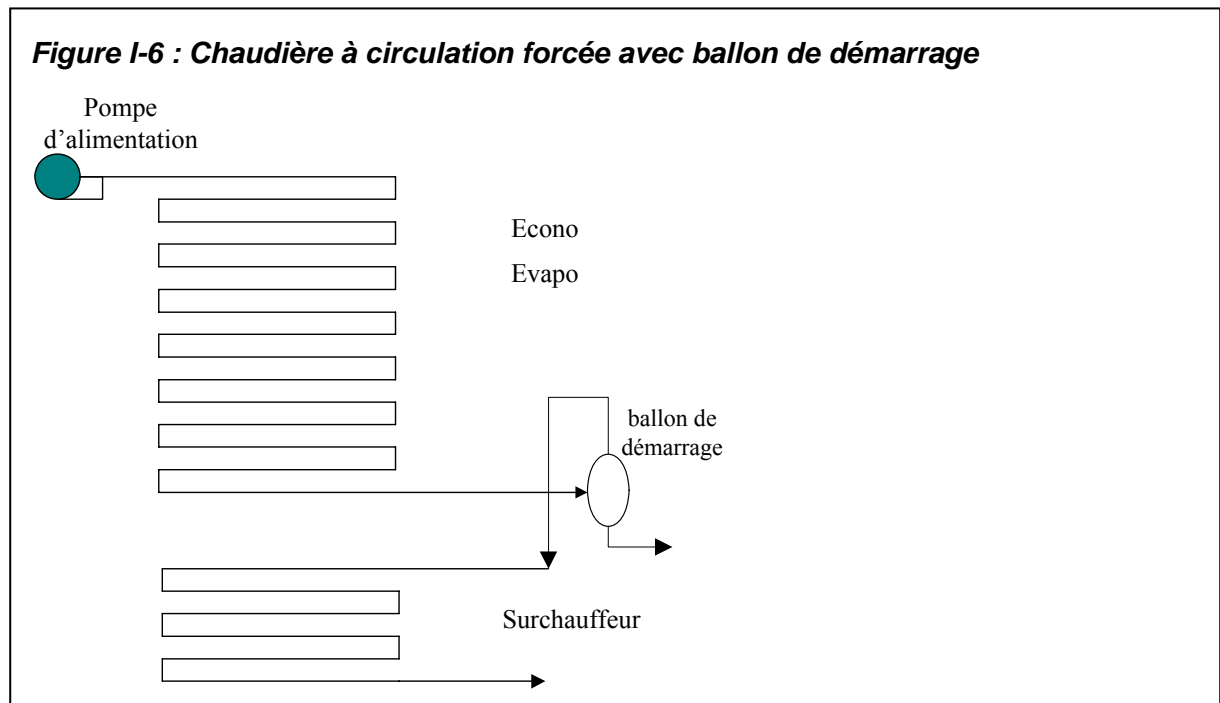
C'est un schéma couramment rencontré pour des pressions comprises entre 100 et 180 bar. Pour des pressions supérieures, on rencontrera des chaudières à circulation forcée.



#### 4 Les chaudières à circulation forcée

Les chaudières les plus modernes peuvent être à vaporisation totale (once-through boiler en anglais): elles ne comportent théoriquement plus de réservoir matérialisant la séparation eau vapeur (voir Figure I-4) et sont constituées d'un grand nombre de tubes parallèles à l'intérieur desquels l'eau se réchauffe, se vaporise, et se surchauffe en un seul passage.

Une chaudière à circulation forcée diffère d'une chaudière classique, à circulation naturelle ou assistée, de par le nombre d'éléments qui la composent. En effet, une chaudière classique comprend un économiseur, un vaporiseur avec ballon de séparation et un surchauffeur. Dans une chaudière à circulation forcée, on ne peut plus faire la différence entre l'économiseur et le vaporiseur, et s'il subsiste un ballon de séparation, non seulement sa taille est fortement réduite, mais en plus, son utilité est principalement limitée à la phase de démarrage de la chaudière, pendant laquelle l'eau soutirée à la base du ballon est renvoyée vers le dégazeur, le surchauffeur n'étant opérationnel que lorsque le débit de vapeur sortant du ballon est suffisant (voir Figure I-6).



## 5 Les chaudières dans un cycle TGV

Dans un cycle combiné, les chaudières de récupération doivent être conçues de manière à satisfaire à plusieurs objectifs :

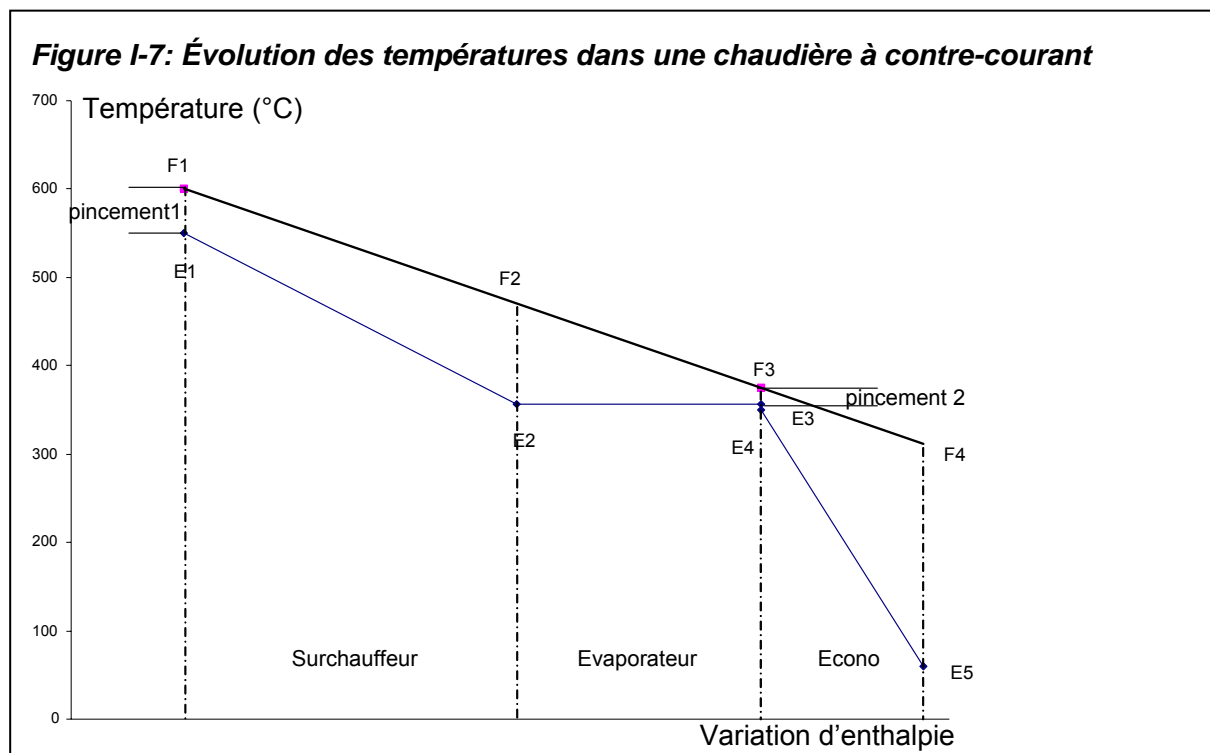
- réduire les irréversibilités de transfert de chaleur,
- accroître l'efficacité du transfert de chaleur,
- minimiser la perte par enthalpie restante des fumées rejetées à la cheminée,
- permettre le réglage de la température de sortie de la vapeur surchauffée à l'entrée de la turbine à vapeur,
- pouvoir être rapidement démarrée pour ne pas perturber le cycle combiné,
- présenter une perte de charge limitée côté fumée pour limiter la contre-pression à l'échappement de la turbine à gaz, ce qui en réduirait le rendement.

Afin de rencontrer ces objectifs, certaines méthodes sont systématiquement utilisées :

- déterminer les niveaux de pression et organiser la circulation générale de façon à minimiser la différence de température entre les fumées et l'eau/vapeur à réchauffer,
- adopter pour chaque échangeur la circulation à contre-courant,
- utiliser un réchauffeur d'air lorsque le cycle le permet (pas de TG)

Considérons une chaudière de récupération composée d'un économiseur, d'un évaporateur et d'un surchauffeur. Si l'eau et les fumées circulent à contre-courant, la différence minimum de température entre les fumées et l'eau définira le point de pincement du procédé.

Deux points de pincement apparaissent dans une chaudière de récupération à simple pression (voir Figure I-7): un point de pincement à la sortie du surchauffeur (F1, E1) et un point de pincement à l'évaporateur (F3, E3). Le point de pincement définit la limite de récupération correspondant à l'énergie maximum récupérable dans les fumées. La connaissance des enthalpies des fumées aux points F1 et F3 permet de déterminer l'énergie disponible tandis que les enthalpies de l'eau aux points E1 et E4 permettent de déterminer le débit de vapeur pouvant être généré dans cette chaudière.



$$\text{Débit}_{\text{vapeur}} = \frac{\text{Débit}_{\text{fumée}} (H_{F1} - H_{F3}) - \text{pertes}}{(H_{E1} - H_{E4})}$$

Par définition, l'échange de chaleur est réversible lorsque les courbes de température se superposent. En pratique, c'est impossible car même en imaginant des surfaces d'échange infinies, il subsisterait un palier pour la vaporisation de l'eau. On peut visualiser les irréversibilités du procédé en représentant l'évolution de la variation d'enthalpie en fonction du facteur de Carnot  $(T - T^0)/T$  (voir Figure I-8 et Figure I-9). Sur ce diagramme, l'aire comprise entre une courbe et l'horizontale à  $T_0$  (15°C) représente l'exergie disponible. L'aire comprise entre la courbe de refroidissement de la fumée et la courbe d'échauffement de l'eau représente l'exergie perdue par échange irréversible. Les poches d'irréversibilité peuvent être réduites en effectuant la vaporisation à différents niveaux de pression. Le nombre de niveaux de pression restera cependant souvent limité à 3 pour garder une structure économiquement rentable.

A titre indicatif, nous allons évaluer les pertes exergétiques dans une chaudière à un seul niveau de pression (180 bar) et les comparer aux pertes dans une chaudière à deux niveaux de pressions (15 bar et 180 bar). La composition des fumées est la suivante :

Composition des fumées (% poids)	
O2	16.92
N2	75.53
CO2	3.61
H2O	2.7
Ar	1.24

Les données thermodynamiques sont calculées à partir du modèle IAPWS (Wagner W. 1998) pour l'eau et PTC4 (ANSI/ASME 1981) pour les fumées.

### 5.1. Chaudière 1P (180 bar)

Pour pouvoir produire 1 kg de vapeur HP surchauffée à 540°C, en acceptant un point de pincement de 18°C à l'évaporateur il faut 6.69 kg de fumées à 600°C. Ces fumées ressortent à la cheminée à 151°C. Les profils de température sont représentés à la Figure I-8.

Eau(180 bar)				Fumée		
T (°C)	état	H(kJ/kg)	S (kJ/K/kg)	T (°C)	H(kJ/kg)	S (kJ/K/kg)
15	liquide	80.05	0.22146	151	128.37	0.58875
357	liquide	1732	3.85221	600	622.76	1.3688
357	vapeur	2509	5.10579			
540	vapeur	3389.5	6.3733			

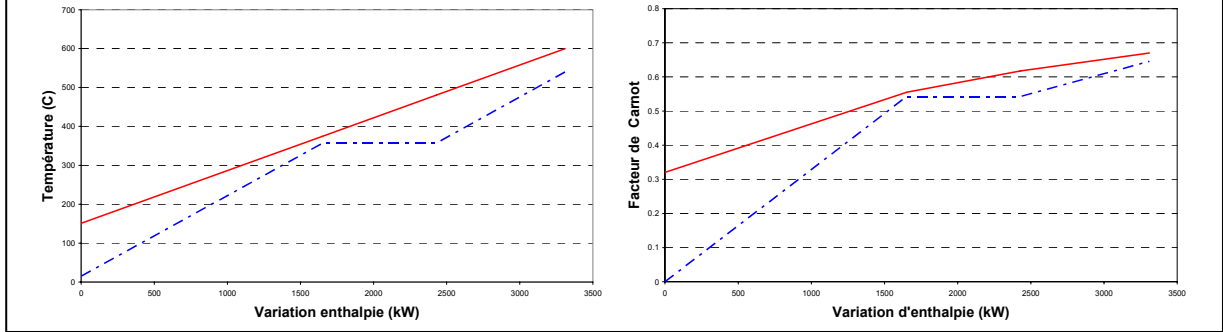
En fixant  $T_0=288.15$  K, on calcule :

- l'exergie perdue par la fumée :  $E_1 = \Delta H - T_0 \Delta S = 1804.8$  kJ
- l'exergie reçue par l'eau :  $E_2 = 1536.8$  kJ

On en déduit la perte d'exergie due à l'irréversibilité de l'échange

$$\Delta E = E_1 - E_2 = 268 \text{ kJ, soit } 14.8\% \text{ de } E_1$$

**Figure I-8: Chaudière à 1 niveau de pression**



L'analyse de la Figure I-8 (facteur de Carnot en ordonnée) montre qu'on pourrait réduire les pertes en insérant la production d'une nouvelle quantité de vapeur sous la température de saturation de la vapeur HP. Cette vapeur doit donc être à une pression inférieure et peut être surchauffée jusque  $T < T^{\text{sat,HP}}$ .

## 5.2. Chaudière 2P (180 bar et 15 bar)

L'ajout d'un second niveau de pression permet de diminuer la température des fumées à la cheminée à 100°C (la température à la cheminée ne peut pas être trop basse pour éviter tout risque de condensation acide, source de dégradation dans la cheminée). On voit qu'un second point de pincement apparaît au vaporiseur BP.

### Eau(15 bar)

T (°C)	état	H(kJ/kg)	S (kJ/K/kg)
15	liquide	64.41	0.22424
198	liquide	844.71	2.31466
198	vapeur	2790.99	6.443
330	vapeur	3104.39	7.03233

### Fumée

T (°C)	H(kJ/kg)	S (kJ/K/kg)
100	76.46	0.45039
600	622.76	1.3688

En gardant une production de vapeur HP de 1kg ainsi qu'une quantité de fumée de 6.69 kg, on peut produire 0.114 kg de vapeur BP supplémentaire.

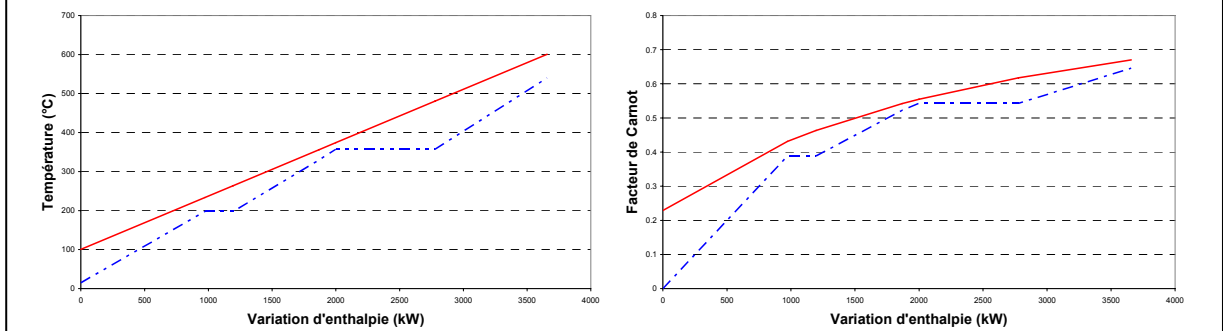
En fixant toujours  $T_0=288.15$  K, on peut calculer l'exergie:

- pour la fumée :  $E_1 = \Delta H - T_0 \Delta S = 1885.4$  kJ
- pour l'eau :  $E_2 = 1536.8$  kJ (HP) + 123.2 kJ (BP) = 1660 kJ

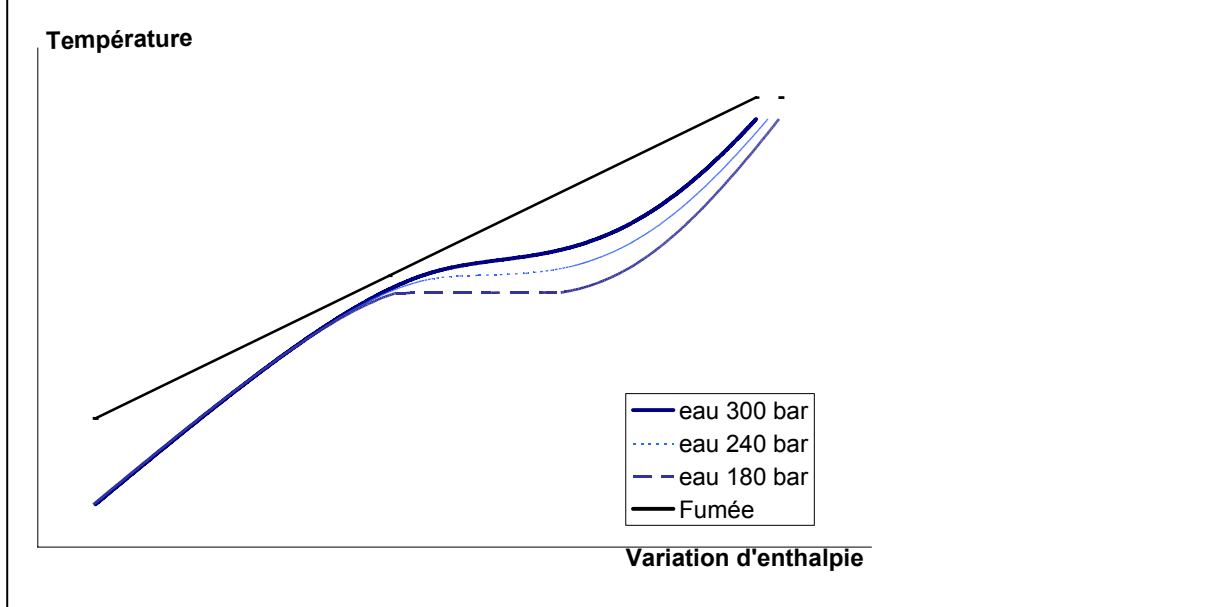
On en déduit la perte d'exergie due à l'irréversibilité de l'échange

$$\Delta E = E_1 - E_2 = 225.4 \text{ kJ, soit } 11.95\% \text{ de } E_1$$

**Figure I-9 : Chaudière à 2 niveaux de pression**



**Figure I-10 : Évolution de la température de l'eau dans la chaudière en fonction de la pression**



En ajoutant un niveau de pression on a donc réduit les pertes d'irréversibilité de presque 3%.

On peut également réduire les irréversibilités dans une chaudière de récupération en produisant de la vapeur supercritique ( $P > 220.64$  bar). Le palier de vaporisation s'atténue et on constate une meilleure concordance entre les courbes des fluides chauds et froids.

En pratique, ce sont les irréversibilités de l'ensemble du cycle TGV qu'il faudra réduire, en ce compris les irréversibilités dues à la détente de la vapeur dans les turbines. Cela se fera notamment en ajoutant une resurchauffe de la vapeur à la sortie de la turbine haute pression.

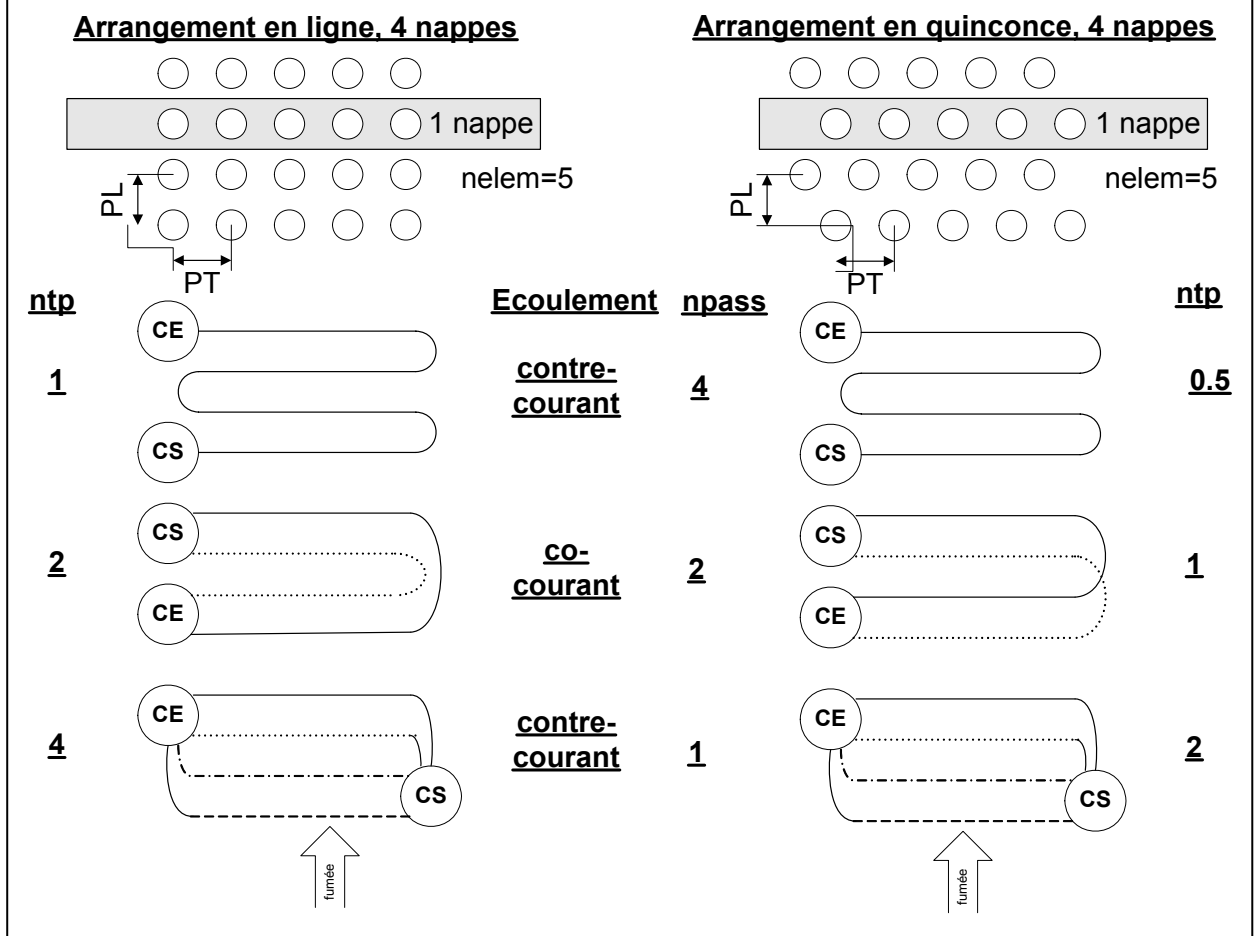
## **6 Géométrie d'une chaudière de récupération verticale**

La chaudière verticale, quelle que soit sa configuration, est constituée de plusieurs échangeurs de chaleur. Ces échangeurs comprennent un collecteur d'entrée, une série de tubes (le plus souvent ailetés pour augmenter l'échange thermique) et un collecteur de sortie.

On définira complètement un élément de chaudière en donnant (voir figure I-11):

- la direction d'écoulement de l'eau par rapport aux fumées : co-courant ou contre-courant. Pour être exact, il faudrait parler de courant croisé puisque les fumées s'écoulent perpendiculairement aux tubes. On parlera cependant de contre-courant lorsque les fumées rencontrent d'abord les tubes issus du collecteur de sortie (CS) de l'élément et de co-courant lorsqu'elles rencontrent d'abord le collecteur d'entrée (CE);
- le nombre de nappes de tubes (nrow), une nappe étant l'ensemble des tubes situés dans un même plan et disposés perpendiculairement à la direction des fumées;
- le nombre de tubes dans une nappe (nelem);
- l'arrangement des tubes : en file ou en quinconce ;

**Figure I-11 : Géométrie de la chaudière de récupération**



- le nombre de passes de tubes (npass), le nombre de passes indique dans combien de nappes le fluide froid circule lors de son passage d'un collecteur à l'autre;
- le nombre de tubes en parallèle (ntp), c'est-à-dire le nombre de tubes faisant partie de la même passe et situés dans le même plan vertical. Il faut remarquer que le calcul du nombre de tubes en parallèle n'est pas identique selon l'arrangement des tubes dans le faisceau.

Si les tubes sont en ligne, on a logiquement  $ntp = \frac{nrow}{npass}$

Si les tubes sont en quinconce, on a  $ntp = \frac{1}{2} * \frac{nrow}{npass}$

C'est pourquoi quand il y a autant de rangées que de passes, le nombre de tubes en parallèle est de 0.5 lorsque les tubes sont arrangés en quinconce.

- l'écartement des tubes dans le sens de l'écoulement des fumées, défini comme le pas longitudinal (PL) ;
- l'écartement des tubes dans le sens perpendiculaire à l'écoulement des fumées, défini comme le pas transversal (PT) ;
- le diamètre, l'épaisseur et la longueur des tubes ainsi que le type de métal utilisé ;
- le nombre d'ailettes par mètre de tube ainsi que le type, le diamètre et l'épaisseur de celles-ci.

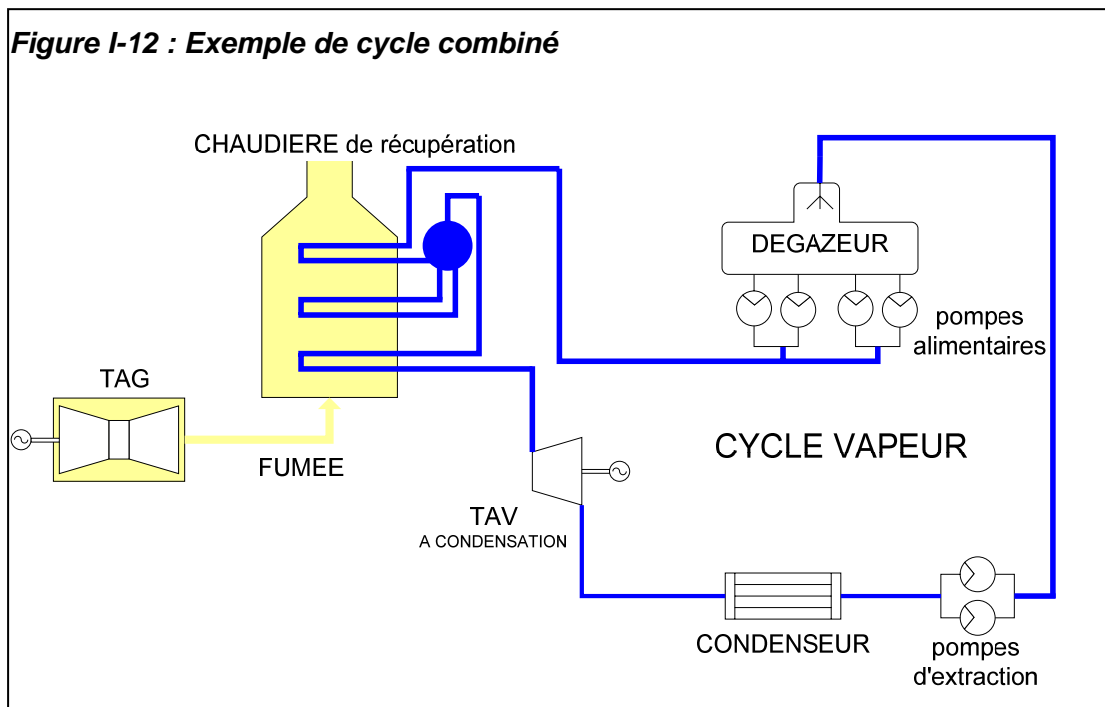


## 7 Utilisation industrielle

### 7.1. Le cycle TGV

Aujourd'hui, les nouvelles centrales pour la production d'électricité sont fréquemment de type TGV (cycle combiné ou centrale turbine gaz/vapeur). Ce sont des cycles qui, comme leur nom l'indique, combinent une turbine gaz avec une turbine à vapeur (à condensation). La température élevée des fumées à la sortie de la turbine à gaz permet de vaporiser et surchauffer l'eau entrant dans le cycle vapeur. La chaudière de récupération constitue physiquement l'interface entre la turbine à gaz et la turbine à vapeur.

Chaque chaudière est unique. Elle est directement tributaire des performances et contraintes de la TAG, ainsi que du cycle vapeur choisi par les concepteurs de la centrale. Le choix final est fait en évaluant le rapport coût/bénéfice des différentes possibilités. La solution à trois niveaux de pression est plus intéressante du point de vue énergétique mais représente un investissement supplémentaire par rapport à celle à deux niveaux de pression étant donné la présence d'un évaporateur supplémentaire qui est un appareil assez coûteux. Il y a donc un compromis à trouver.

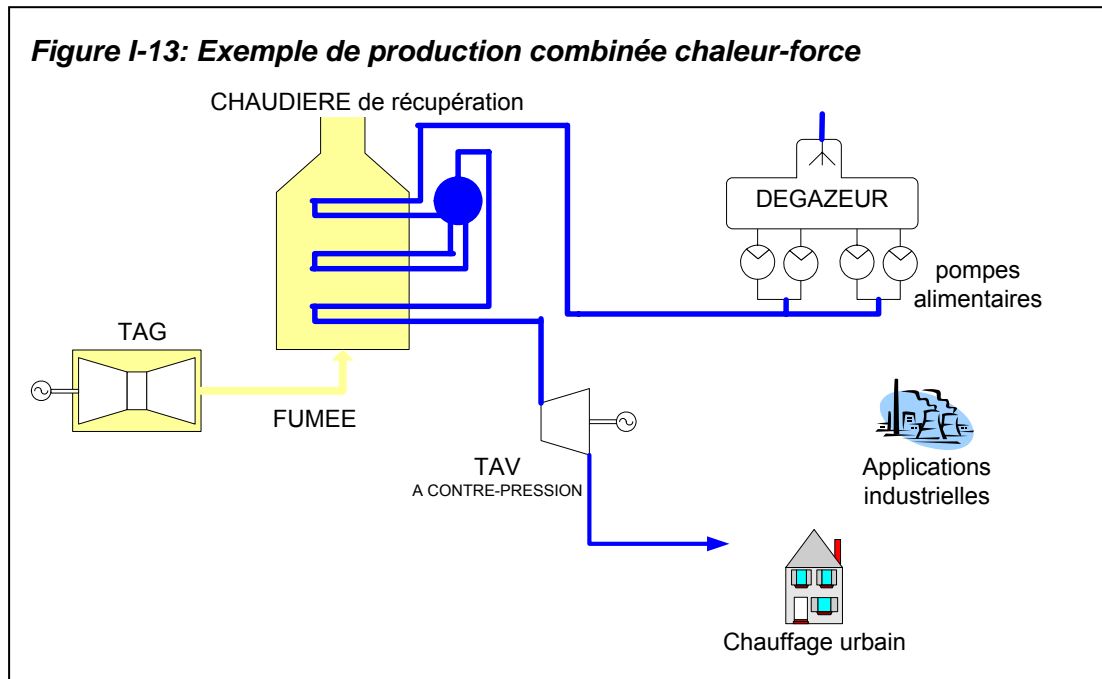


Le rendement d'une centrale classique est compris entre 38% et 45% selon la taille de l'installation et le nombre de soutirages vapeur. Le rendement des turbines à gaz, qui influence directement la rentabilité de la production d'électricité, se situe entre 35% et 40%, l'émission de CO<sub>2</sub> étant moins de la moitié de l'émission d'une centrale à charbon classique de puissance équivalente. Dans une centrale TGV, les rendements des turbines gaz et vapeur ne sont pas aussi élevés que dans les cycles simples, mais leur combinaison donne tout de même un rendement d'environ 55 %. La baisse du rendement du cycle vapeur est due à la moins bonne qualité de la vapeur (produite dans une chaudière de récupération à la place d'un générateur de vapeur où les fumées sont plus chaudes) ainsi qu'à la simplification du cycle vapeur (suppression de nombreux soutirages intermédiaires lors de la détente de la vapeur) Quant à la baisse du rendement de la turbine à gaz, elle est due à la haute température des gaz en fin de détente, nécessaire pour assurer un échange thermique suffisant dans la chaudière de récupération et à la contrepression induite par la chaudière.

Dans la chaudière de récupération d'un cycle combiné, l'échange de chaleur se fait principalement par convection, contrairement au transfert de chaleur dans un générateur de vapeur de centrale thermique classique qui se fait non seulement par convection mais surtout par rayonnement.

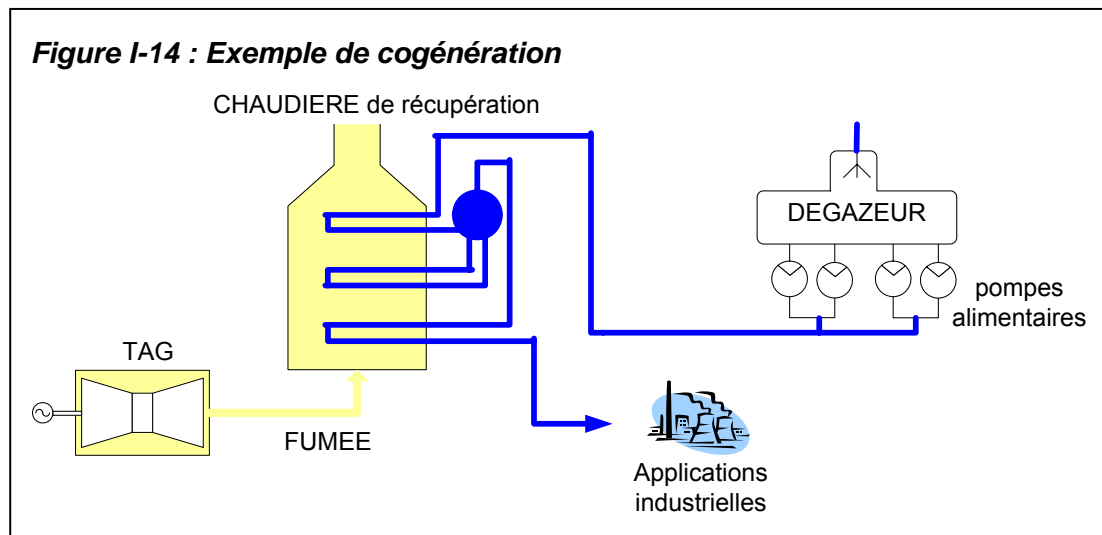
## 7.2. La cogénération

La cogénération consiste à produire de la vapeur nécessaire à un processus industriel en utilisant les gaz d'échappement d'une turbine ou d'un moteur à gaz, en lieu et place d'une chaudière classique comme on en rencontre sur la plupart des sites industriels. Dans son principe, une cogénération au gaz est un cycle combiné (TGV) où on a supprimé la turbine à vapeur (voir Figure I-14).



La cogénération a du sens sur le plan énergétique uniquement si la chaleur produite est utilisée à bon escient. Si on ne valorise pas la chaleur produite par une installation de cogénération, on obtient une unité de production d'électricité avec un rendement inférieur à celui des centrales TGV actuelles.

En cogénération, la chaudière de récupération est l'interface entre la turbine à gaz et le

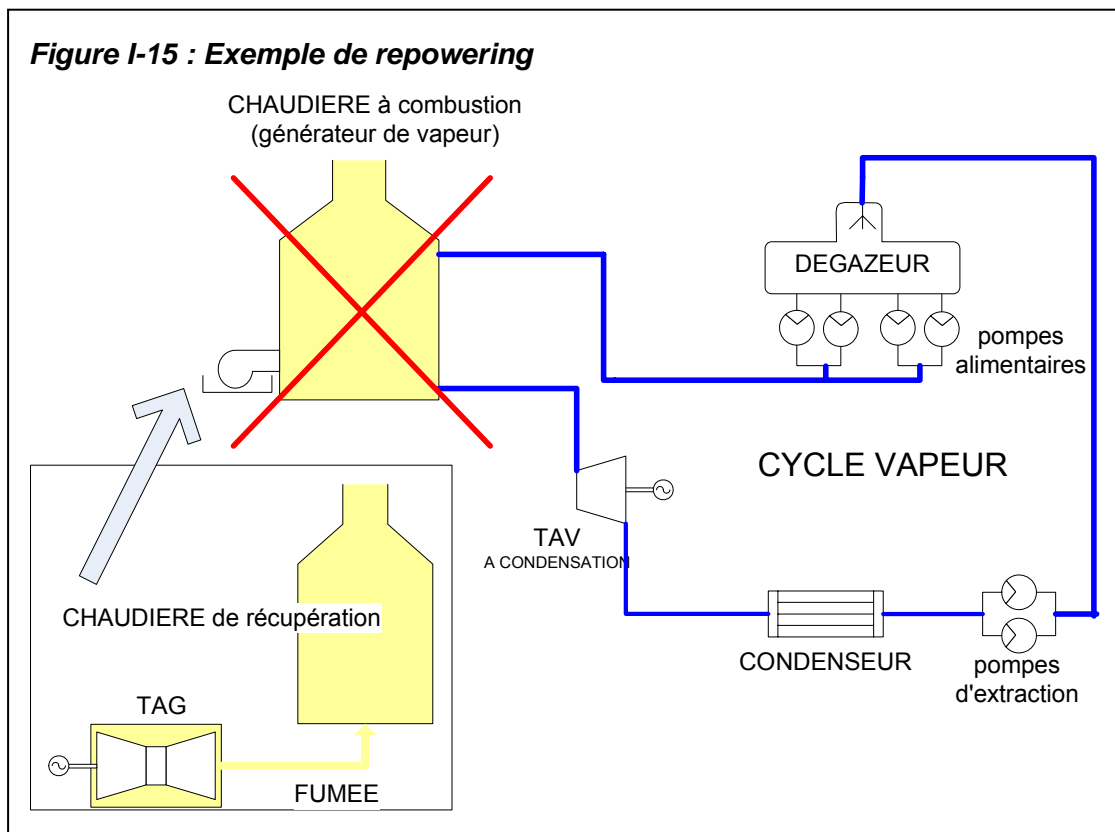


consommateur de chaleur.

Un cycle combiné dont on soutire une partie de la vapeur de la turbine à vapeur peut aussi être considéré comme de la cogénération, on parlera également de production combinée chaleur-force. Dans ce cas, la turbine à vapeur sera à contre-pression car la vapeur à la sortie de la turbine n'est pas condensée mais déviée vers un réseau vapeur en vue d'application thermique industrielle ou urbaine (chauffage urbain) (voir Figure I-13). Auparavant, on pouvait également rencontrer ces unités de chauffage urbain sans TAG (par exemple dans l'unité qui était exploitée par INTERVAPEUR à Verviers)

### 7.3. Le repowering

Le repowering se présente comme une manière efficace d'améliorer les performances d'une centrale classique existante (cycle à vapeur seul) en y greffant un cycle gaz. On obtient donc un cycle combiné (TGV) dont le rendement est bien plus élevé que le rendement d'une centrale classique tout en profitant des installations existantes (turbine à vapeur, condenseur, tour de refroidissement,...). Le coût du repowering est donc modéré comparé au coût d'une installation TGV neuve. Lors d'un repowering, la chaudière à combustion est remplacée par une chaudière de récupération puisqu'il s'agit d'utiliser l'enthalpie disponible à la sortie de la turbine à gaz en lieu et place du générateur de vapeur.



Certains schémas envisagent d'utiliser l'effluent d'une TAG comme comburant préchauffé pour une chaudière à combustion classique, qui devient alors une unité de postcombustion. Cette alternative ne permet plus d'utiliser de préchauffeur d'air. Elle se complète bien par une installation de chauffage urbain, où la chaleur à bas potentiel qui serait utilisée par le préchauffeur d'air classique, peut être employée pour la production d'eau chaude.

## **8 Capacités du marché**

Deux paramètres importants interviennent dans le marché des chaudières de récupération :  
la consommation électrique augmente ;

les accords de Kyoto, qui engagent les pays signataires à réduire leurs émissions de gaz à effet de serre.

Puisque la consommation électrique croît, le parc électrique va devoir être agrandi. En Belgique, il va peut-être falloir remplacer les centrales nucléaires qui devraient être progressivement arrêtées à l'horizon 2015. Pour des raisons essentiellement économiques, les cycles présentant les meilleurs rendements seront choisis. Il s'agit des cycles TGV pour la production centralisée d'électricité tandis que la cogénération apparaît comme une solution alternative économiquement intéressante à la production centralisée, pourvu bien entendu qu'existent des besoins de chaleur à proximité. La production d'électricité à partir des énergies renouvelables serait écologiquement plus intéressante, mais elles ne peuvent en aucun cas assurer la production de base de l'électricité en Belgique.

Afin de réduire les émissions de gaz à effet de serre, les centrales thermiques classiques au charbon, grandes productrices de ce type de gaz, devront être adaptées. La dépollution poussée des fumées est une solution fort coûteuse. Le repowering ou le remplacement des centrales par des TGV pourraient être envisagé, mais ces solutions impliquent une modification du combustible, ce qui n'est pas toujours possible. La centrale IGCC est une centrale à cycle combiné qui, au lieu de brûler du gaz naturel, brûle du gaz de synthèse (CO + H<sub>2</sub>). Celui-ci est obtenu à partir de la gazéification du charbon. Le gaz brut issu du gazéifieur est composé d'un certain nombre de constituants polluants qui doivent être éliminés avant l'admission du gaz dans la turbine à gaz. L'IGCC permet donc de garder le charbon comme combustible tout réduisant fortement la pollution atmosphérique.

Quelle que soit la technologie choisie, une chaudière de récupération sera nécessaire à l'arrière de la turbine à gaz.

C'est dans ce contexte que le sujet de cette thèse a été choisi. Une meilleure maîtrise de la modélisation interne des chaudières (maîtrise du processus de dimensionnement des surfaces d'échange pour des échanges thermiques non-standards : circulation forcée, super critique, etc) est nécessaire. Elle permet une meilleure prédiction des performances de la chaudière ainsi qu'une meilleure prédiction des données mécaniques de conception ( $P_{\text{design}}$ ,  $T_{\text{design}}$ ). La chaudière pourra ainsi profiter de façon optimale de l'enthalpie des fumées de la turbine à gaz pour produire de la vapeur de bonne « qualité » pour le cycle à vapeur. Cela optimisera également le rendement global du cycle.

## **Chapitre II. Position du problème**

## **1 Compétitivité des fabricants de chaudière**

Pour qu'une chaudière soit compétitive elle doit, au risque de formuler une lapalissade, coûter le moins cher possible tout en assurant le service exigé. Réduire les coûts doit se faire à toutes les étapes de la conception de la chaudière.

### **1. Minimiser les surfaces d'échange**

La surface d'échange nécessaire est calculée lors du dimensionnement de la chaudière. Cette surface doit être minimale sans pénaliser le rendement de la turbine à gaz (en augmentant la perte de charge côté fumée), tout en générant les débits de vapeur requis et en assurant une température de surchauffe de la vapeur optimale (correspondant à la température optimale d'entrée dans la turbine à vapeur).

### **2. Choisir les matériaux les mieux adaptés aux gammes de températures et de pressions rencontrées**

Des modèles de simulation sont utilisés pour déterminer les conditions opératoires dans la chaudière de récupération et déterminer les points chauds. Les matériaux sont choisis en tenant compte du résultat de ces modèles dans toutes les situations envisagées par le client (différentes allures).

### **3. Choisir au mieux les marges de sécurité**

Lorsqu'une nouvelle chaudière est livrée, son fonctionnement à charge nominale (correspondant généralement au rendement maximum de la turbine à gaz) ainsi qu'à diverses charges partielles doit être garanti. Le fabricant va prendre des « marges » de sécurité sur la construction de la chaudière de manière à toujours être certain que les performances garanties seront respectées.

Pour maîtriser le coût de fabrication d'une chaudière de récupération, il est donc nécessaire de calculer de manière la plus précise possible les conditions opératoires en tout point de la chaudière.

Plus le modèle représentant la chaudière de récupération sera précis, plus les marges pourront être choisies petites et plus la compétitivité du fabricant sera grande.

## 2 Fonctionnement d'un bureau de conception

Lors de la commande d'une nouvelle chaudière, le bureau de conception va être chargé de la conception de celle-ci. Les performances de la turbine à gaz ainsi que les caractéristiques des vapeurs produites (débit, température, pression, etc.) sont donnés par le client. Un encombrement maximum de la chaudière au sol peut également être imposé.

La conception de la chaudière va se faire en plusieurs étapes :

- un dimensionnement « thermodynamique »
- un dimensionnement « géométrique »
- le dimensionnement final

La chaudière ainsi conçue devra satisfaire à des contraintes d'allure imposées par le client. Le bureau de conception sera également chargé de l'évaluation des allures principales ainsi que des performances de la chaudière. Ces performances devront être garanties par le fabricant lors de la vente.

### 2.1. Le dimensionnement « thermodynamique »

La composition des fumées sera soit connue, soit calculée. En choisissant un modèle thermodynamique adapté, les caractéristiques des fumées (capacité calorifique, viscosité, conductibilité, volume) pourront être calculées. Pour l'eau/vapeur, un modèle thermodynamique expressément dédié à l'eau sera choisi et les caractéristiques du fluide seront également calculées.

Il faudra tout d'abord, s'assurer que l'enthalpie disponible dans les fumées est suffisante pour produire la vapeur demandée. Si on admet un rendement de l'échange  $\eta_{\text{échange}}$  inférieur à 1, prenant en compte les pertes à l'ambiance admises par le constructeur, on doit avoir :

$$Q_{\text{fumée}} * \eta_{\text{échange}} = Q_{\text{vapeur}}$$

Il faut ensuite vérifier que la récupération de la chaleur contenue dans les fumées est possible. Pour ce faire, il faut que la température des fumées soit toujours supérieure à la température de la vapeur, et ce, en tout point de la chaudière. La disposition des échangeurs dans le flux de fumée est connue (elle a été calculée lors d'un calcul d'optimisation du cycle combiné). Si des points de pincement apparaissent sur certains échangeurs, deux possibilités peuvent être envisagées : modifier les paramètres de la vapeur (débit et/ou température) ou utiliser une postcombustion. Une postcombustion relève la température des fumées en brûlant une quantité supplémentaire de gaz naturel au moyen de l'oxygène résiduel contenu dans les fumées. Le débit ainsi que les caractéristiques des fumées après la postcombustion devront être recalculés.

Dans une chaudière de récupération, l'échange de chaleur s'effectue principalement par convection, il dépend des propriétés de transport des fluides en contact (coefficients de transfert de chaleur) et de la conductivité thermique du métal constituant la séparation entre les fluides. Pour chaque échangeur, le bilan thermique peut s'écrire :

$$Q_i = U_i * A_i * DTLM_i$$

avec  $Q_i$ , la puissance thermique (kW)

$A_i$ , la surface d'échange (m<sup>2</sup>)

$U_i$ , le coefficient d'échange global (kW/m<sup>2</sup>/K)

$DTLM_i$ , la différence logarithmique de température entre l'entrée et la sortie de l'échangeur

Ou encore :

$$\frac{Q_i}{DTLM_i} = U_i * A_i$$

Le premier terme de cette équation est totalement connu puisque les bilans énergétiques ont été réalisés sur chaque zone identifiée. Il reste donc à déterminer  $U_i$  pour connaître la surface d'échange nécessaire sur chacune des zones.

## 2.2. Le dimensionnement « géométrique »

Les coefficients de transfert de chaleur dépendent non seulement du type de fluide et des conditions opératoires mais également de la géométrie de l'échangeur de chaleur. Il sera donc nécessaire de faire une hypothèse sur la géométrie de l'échangeur pour calculer le coefficient de transfert. Cette hypothèse devra être validée à la fin du calcul.

Il faudra faire également une hypothèse sur le nombre d'éléments constituant une nappe de l'échangeur. Les échanges de chaleur dans la chaudière étant de type convectif, il y a intérêt à avoir une vitesse de fumées et donc un nombre de Reynolds élevé pour obtenir un bon coefficient de transfert. Le nombre d'éléments doit donc être le plus petit possible. Cette hypothèse sera confirmée en calculant la perte de charge côté fumée. Si cette perte de charge est supérieure à une limite préalablement fixée par le client, le nombre d'éléments dans la nappe devra être augmenté.

Il faut finalement déterminer quel sera le nombre de tubes en parallèle dans l'échangeur. Ce nombre de tubes va dépendre de la perte de charge admise côté eau. Pour ce faire on part du nombre de tubes en parallèle minimum, on calcule la perte de charge et on la compare à une limite fixée par le client. Tant que la perte de charge n'est pas inférieure à cette limite, on ajoute 0.5 tube en parallèle et on recommence le calcul.

Il faut enfin vérifier que la stabilité de l'écoulement est assurée dans les vaporiseurs.

## 2.3. Le dimensionnement final

A partir des résultats de la première partie, l'ingénieur de conception va réaliser un schéma d'écoulement. Le dimensionnement réalisé précédemment ne fait pas encore apparaître les matériaux utilisés ni les liaisons entre les différents échangeurs. Or, pour chaque circuit, il peut y avoir des pompes alimentaires, des vannes de sortie des différents éléments. Il faut ajouter la tuyauterie de liaison, les collecteurs à l'entrée et à la sortie de chaque échangeur, le ballon et les pompes de circulation sur chaque circuit évaporateur. Il faudra choisir les matériaux en fonction de la température et de la pression, confirmer les diamètres des tubes, calculer les épaisseurs, etc.

Ces calculs permettront une estimation du prix de la chaudière.

## 2.4. Le calcul des allures

Quand tous les paramètres géométriques de la chaudière sont fixés, il est possible de déterminer les performances de la chaudière, c'est-à-dire les caractéristiques de la vapeur (débit, température et pression) en tout point de fonctionnement autre que le point de dimensionnement.

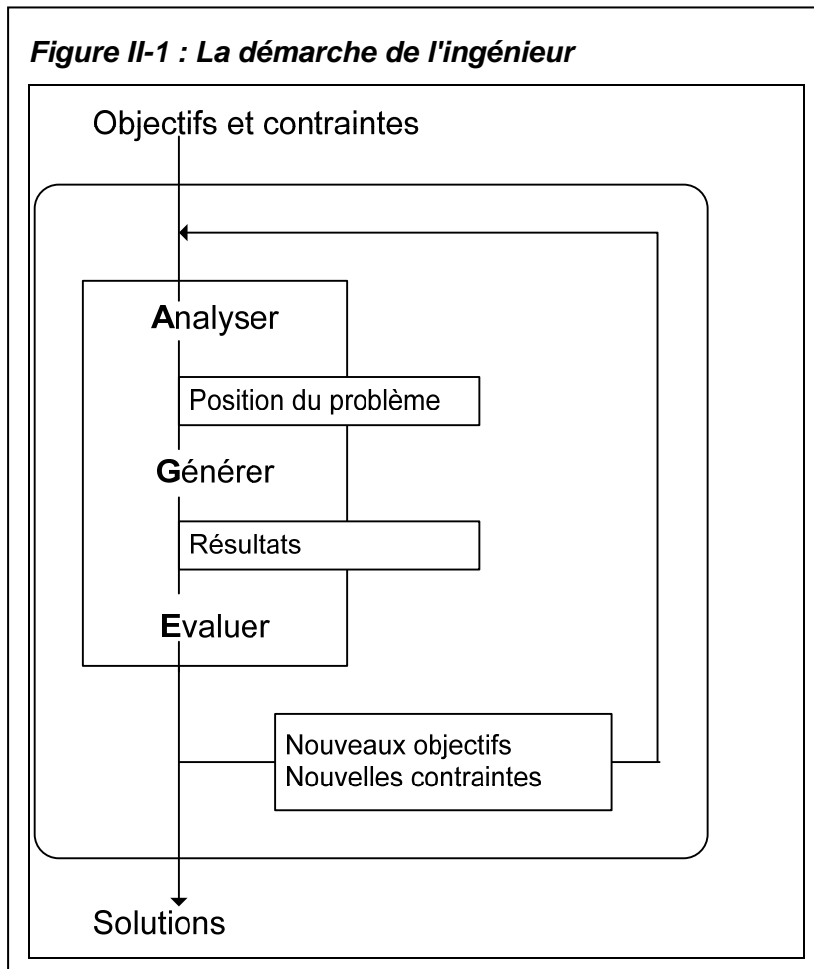
Les calculs d'allure consistent à prédire au moyen du modèle de simulation les performances de la chaudière de dimensions fixées, pour différents régimes de fonctionnement de la TAG (les débit, composition et température des gaz d'échappement sont fournis par la client).



### 3 L'objectif de ce travail

Des études précédentes menées au sein du LASSC ont mis en évidence que pour trouver une solution à un problème posé, l'ingénieur doit appliquer une procédure itérative qui comporte trois étapes principales (processus immuable indépendant des études du LASSC) :

- Analyser les objectifs et les contraintes, c'est définir le problème
- Générer des résultats
- Évaluer les résultats obtenus pour estimer s'ils constituent une solution au problème posé



Dans le cadre de cette thèse, il nous était demandé de pouvoir modéliser le comportement des chaudières à circulation forcée construites par CMI. Nous avons donc commencé par traiter les mesures disponibles au moyen d'un logiciel de validation et mis au point des modèles mathématiques pour générer des résultats. La nécessité de pouvoir modéliser toute une série de variantes a mis rapidement en évidence la nécessité d'intégrer directement l'outil de validation au module développé. De plus l'étape préliminaire à la construction de toute chaudière étant le design de celle-ci, il nous a paru évident qu'une stratégie de design devait être intégrée à l'ensemble. L'analyse des solutions a mis en évidence que les résultats obtenus étaient non seulement intéressants pour les chaudières à circulation forcée mais pourraient être généralisés à d'autres types de chaudières. Le module de calcul a donc été une nouvelle fois amélioré afin de pouvoir convenir à tous les types de chaudières verticales.

Nous voyons donc clairement apparaître la nécessité de disposer d'un modèle polyvalent combiné à un logiciel commercial de validation des mesures. Cette thèse s'articule autour de la création d'une unité permettant le calcul de n'importe quelle partie de tube à l'intérieur d'un échangeur d'une chaudière de récupération. Ses caractéristiques seront décrites en détail dans une autre partie de ce travail. Cette unité a été créée à l'intérieur du logiciel de validation VALI (Belsim sa) et porte le nom de FELVAL. De manière à simplifier au maximum l'utilisation de ce nouveau modèle, nous avons également créé un « super modèle » qui automatise la création des différentes unités FELVAL nécessaires à la représentation complète des différentes nappes qui composent un échangeur de chaleur dans une chaudière de récupération ainsi que la création des connexions nécessaires pour lier les différentes unités entre elles. Ce « super modèle » porte le nom de SUFVAL.

#### **4 Utilité d'une unité de type FELVAL au sein d'un bureau de conception**

Le grand avantage de FELVAL par rapport aux outils disponibles sur le marché concerne sa souplesse d'utilisation : n'importe quelle section d'un élément de la chaudière peut être modélisée, ce qui permet à l'utilisateur de vérifier l'état des fluides en présence en tout point de la chaudière. Cette propriété est particulièrement intéressante lors de la modélisation des surchauffeurs et resurchauffeurs (problème des points chauds).

Il permet au bureau de conception de visualiser l'évolution de la différence de température entre les fluides en tout point de l'échangeur et d'ainsi choisir la température de design en fonction du tube le plus chaud.

Lorsqu'il y a une postcombustion, l'échangeur le plus proche du brûleur va pouvoir être également modélisé de manière plus détaillée et on pourra vérifier l'effet d'une surchauffe locale d'une partie de la première nappe de tubes sur le débit de vapeur dans cette nappe ainsi que sur la température finale à la sortie du surchauffeur. On pourra ainsi modifier le design pour obtenir un débit uniforme dans tous les tubes en parallèle.

Dans des chaudières existantes, lorsque des mesures permettent d'établir une cartographie des températures de fumée, on va utiliser FELVAL pour recalculer la répartition des températures et des débits de vapeur sur les différents tubes. Cela permettra de mettre en évidence d'éventuelles surchauffes locales et d'évaluer l'efficacité du design utilisé. Des facteurs de correction pourront être ajustés pour améliorer la précision du modèle, en vue du dimensionnement futur d'autres chaudières (meilleure répartition des débits entre les différents tubes et températures des tubes plus homogènes).

On utilisera également FELVAL pour modéliser l'impact des effets de bord (by-pass préférentiel des fumées le long de la paroi) sur la température des tubes.

Dans les chaudières horizontales, un problème de modélisation apparaît dans le vaporiseur. En effet, si le liquide est bien saturé à la sortie du ballon, ce n'est plus le cas 20 ou 25 m plus bas à l'entrée du tube de vaporisation. Mais les modèles mathématiques disponibles font l'hypothèse que le liquide est toujours saturé à l'entrée du vaporiseur. FELVAL ne fait pas ce type d'hypothèse et va pouvoir être utilisé pour modéliser les tubes du vaporiseur en les découpant en autant de sections que nécessaire pour avoir une bonne idée de l'évolution des températures et des pressions le long du tube, ce qui est particulièrement important puisque le point de pincement des chaudières de récupération se situe toujours au niveau du vaporiseur.

Actuellement, le modèle FELVAL est utilisé au cours de la réalisation des commandes de nouvelles chaudières verticales au sein de la société CMI.

## **Chapitre III. Étude de la cohérence des chaudières**

## 1 La validation des mesures

Sur un procédé industriel, des capteurs de mesure sont installés à des endroits stratégiques (alimentation, production, ...) afin d'aider à la conduite de l'installation. Ces mesures d'usine ainsi que les analyses faites en laboratoire ne sont jamais sans erreur. Même l'installation et l'entretien soigneux du matériel ne peuvent pas complètement éliminer toute incertitude.

L'ensemble de ces erreurs, aussi minimales soient-elles, ne permettent pas d'établir un bilan cohérent d'une installation. L'idée de base de la validation (Heyen G., Kalitventzeff B. et al. 2006) est de corriger chaque mesure, aussi peu que possible, afin de vérifier toute une série de contraintes (bilan de matière, d'énergie, équilibre de phase, etc.). Les données validées étant cohérentes, il va être possible de les comparer aux valeurs obtenues avec un modèle mathématique représentant le procédé et d'ajuster les paramètres de ce dernier si nécessaire.

La validation est donc l'étape initiale indispensable à l'étude de tout procédé.

## 2 Méthodes de validation

Les variables décrivant l'état d'un procédé sont reliées entre elles par des contraintes fondamentales qui doivent toujours être vérifiées : bilans de matière, bilans énergétiques, quelques contraintes d'équilibre.

La validation est une méthode qui emploie des lois de redondance et de conservation de l'information pour corriger des mesures et pour les convertir en connaissances précises et fiables.

Chaque mesure,  $y_i$ , est corrigée aussi légèrement que possible de telle manière que les mesures corrigées,  $y_i^*$ , respectent les contraintes du processus. La précision connue de toutes les sondes de mesure est exploitée au travers d'un écart standard  $\sigma_i$ , de sorte que des données obtenues à partir des sondes les plus fiables soient moins corrigées que les autres.

Des variables non mesurées,  $x_i$ , peuvent également être calculées au moyen de certaines contraintes. La validation permet donc d'accéder aux variables importantes mais pas directement mesurables, telles que la conversion dans un réacteur ou l'encrassement dans un échangeur. Des outils d'analyse de sensibilité peuvent également évaluer l'interdépendance entre toutes les données.

La validation revient donc à minimiser une somme pondérée de carrés de résidu :

$$\left\{ \min \sum_i \left( \frac{y_i^* - y_i}{\sigma_i} \right)^2 \right\}$$

Soumis à un ensemble de contraintes (de bilan) qui lient toutes les variables du procédé entre elles :

$$\{ F(y_i^*, x_i) = 0 \}.$$

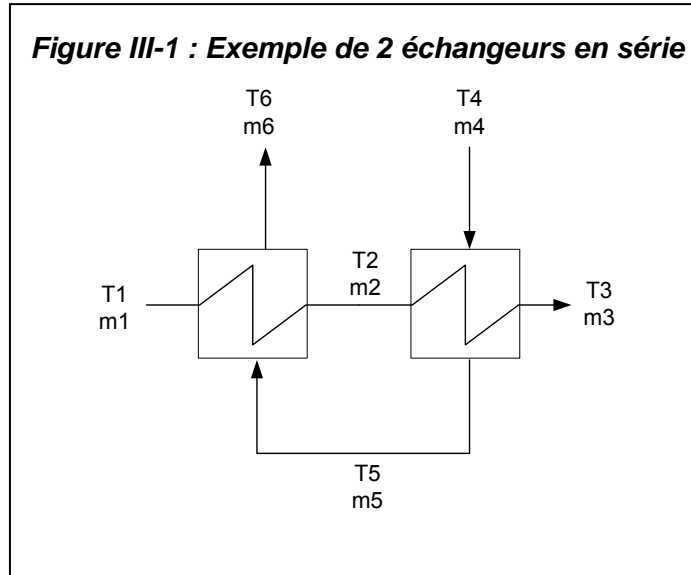
Si on dispose de l'optimiseur adéquat, on peut également ajouter des contraintes d'inégalité sur les valeurs des variables :

$$\{ G(y_i^*, x_i) > 0 \}$$

Par exemple, ces contraintes peuvent assurer qu'un débit reste toujours positif, ou qu'une température est comprise entre  $T_{\min}$  et  $T_{\max}$ .

Il est évident, que pour que la validation d'un procédé puisse se faire, il faut disposer d'un nombre suffisant de mesures pour en déduire les variables non mesurées : on dit qu'il doit y

**Figure III-1 : Exemple de 2 échangeurs en série**



avoir redondance. S'il y a trop peu de mesures, le système ne sera pas calculable. S'il y a autant de mesures qu'il y a de degrés de liberté dans le modèle, le système sera juste calculable et l'incohérence des mesures, s'il y en a une, ne sera pas détectable. S'il y a une redondance des mesures, le système sera validable.

Dans la pratique, toutes les variables d'un procédé ne sont pas mesurées. Le modèle de validation sera dès lors adapté aux mesures dont on dispose.

Pour illustrer notre propos, prenons l'exemple simple de deux échangeurs de chaleur disposés en série et parcourus de part et d'autre par de l'eau pure. Si on fait abstraction de la pression des fluides, qui sera supposée constante et connue, il y a 12 variables à identifier pour connaître totalement le système (6 débits  $m_i$  et 6 températures  $T_i$ ). En l'absence de réaction chimique, le bilan de matière d'un tel système est élémentaire :

$$m_1 = m_2 \text{ et } m_5 = m_6 \text{ dans le 1}^{\text{er}} \text{ échangeur}$$

$$m_2 = m_3 \text{ et } m_4 = m_5 \text{ dans le 2}^{\text{ème}} \text{ échangeur}$$

Le bilan de chaleur est tout aussi élémentaire et se base sur les enthalpies des flux à l'entrée et à la sortie des échangeurs ; en supposant qu'on peut ignorer les pertes à l'ambiance.

**Tableau 1 : Valeurs mesurées et calculées pour 2 échangeurs en série**

variables	cas1		cas2		cas3		cas4		cas5	
	mesuré	calculé	mesuré	calculé	mesuré	calculé	mesuré	calculé	mesuré	calculé
m1 (kg/s)	1	1	1	1	1	0.85	1	0.97	1	1
m2 (kg/s)	-	1	-	1	-	0.85	-	0.97	-	-
m3 (kg/s)	-	1	-	1	-	0.85	-	0.97	-	1
m4 (kg/s)	2	2	-	2	1.5	1.58	1.5	1.9	2	2
m5 (kg/s)	-	2	-	2	-	1.58	-	1.9	-	-
m6 (kg/s)	-	2	-	2	-	1.58	-	1.9	-	2
T1 (°C)	20	20	20	20	20	20.3	20	20.08	20	20
T2 (°C)	40	40	40	40	40	40	40	40	-	-
T3 (°C)	60	60	60	60	60	59.68	60	59.92	60	60
T4 (°C)	90	90	90	90	90	90.59	90	90.15	90	90
T5 (°C)	-	80	-	80	-	80	-	80	-	-
T6 (°C)	-	70	70	70	70	69.41	70	69.85	-	70
<b>F.O.</b>		<b>0</b>		<b>0</b>		<b>3.69</b>		<b>0.78</b>		<b>0</b>

$$\begin{aligned} (H_2 - H_1) &= (H_5 - H_6) \text{ dans le 1}^{\text{er}} \text{ échangeur} \\ (H_3 - H_2) &= (H_4 - H_5) \text{ dans le 2}^{\text{ème}} \text{ échangeur} \end{aligned}$$

Le modèle comporte donc 6 équations de contrainte.

Un modèle thermodynamique spécifique à l'eau (IAPWS) est utilisé. Il va permettre de calculer l'enthalpie de l'eau à une température et une pression fixées.

En validation, un écart standard est associé à chaque mesure. Dans cet exemple, nous fixerons un écart standard de 1K sur chaque température mesurée et de 0.1 kg/s sur chaque débit mesuré.

Dans le premier cas (voir Tableau 1), 6 variables sont mesurées. Ce système n'est pas validable mais bien juste calculable. Si une mesure est mauvaise, il n'y a pas de possibilité de l'identifier et le bilan global est faussé. Remarquons que dans ce cas, les débits mesurés permettent de calculer les débits restants.

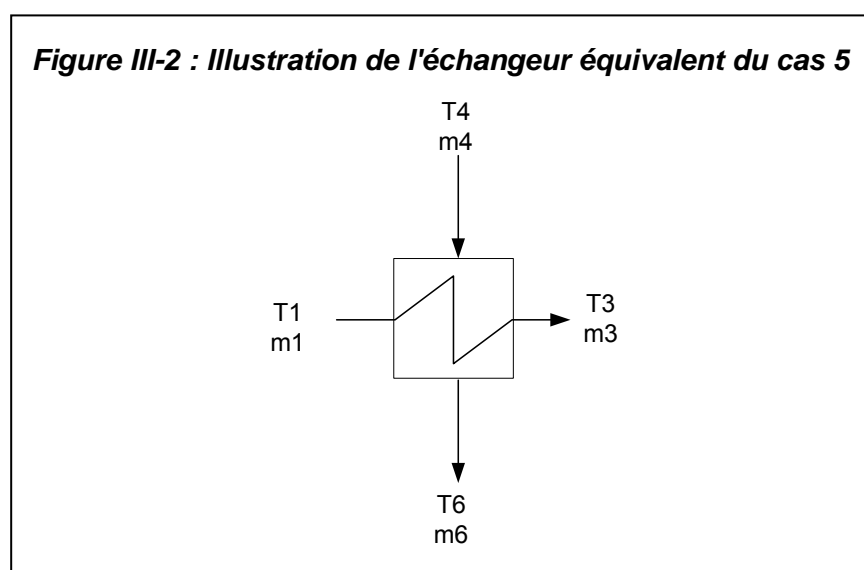
Dans le cas 2, une température est mesurée à la place d'un débit et le système reste juste calculable.

Il ne suffit cependant pas d'avoir 6 variables mesurées pour que le système soit calculable. En effet, si le débit  $m_2$  avait été mesuré à la place du débit  $m_4$  dans le cas 1, une redondance serait apparue dans l'évaluation du débit d'un fluide, mais le système n'aurait pas pu être calculé, car aucune information ne permet d'évaluer l'autre débit.

Dans le cas 3, une mesure supplémentaire a été introduite et le système est maintenant validable. La redondance des mesures permet de recalculer l'ensemble des variables du système afin de minimiser une fonction objectif égale à la somme pondérée des carrés des résidus.

Si un capteur semble défaillant, on peut réduire l'influence de la mesure dans la fonction objectif en augmentant l'écart standard associé à cette mesure. Dans le cas 4, l'écart standard sur la mesure  $m_4$  passe de 0.1 kg/s à 0.5 kg/s et la fonction objectif décroît de 3.69 à 0.78.

Avec moins de 6 mesures, le système tel que représenté à la Figure III-1 n'est plus calculable. Le modèle peut cependant être adapté pour pouvoir obtenir un maximum



d'information des mesures récoltées. C'est le cas 5 où les deux échangeurs ont été remplacés par un échangeur équivalent. La température  $T_2$  n'était plus accessible mais pour

pouvoir tout de même calculer  $T_6$ , le modèle a été simplifié (Figure III-2), mais on n'a plus accès aux températures intermédiaires  $T_2$  et  $T_5$ .

### **3 Avantages de la validation**

- Lors de la conception d'un procédé, on peut utiliser la validation pour déterminer un schéma de mesures optimal, c'est-à-dire un schéma de mesures permettant de calculer les variables clés du système avec une précision voulue.
- La validation permet une détection précoce des pannes tout en permettant une fréquence réduite des étalonnages ainsi que des analyses de routine (uniquement lorsqu'une déviation est constatée).
- Des indicateurs de performance, tels que des facteurs d'encrassement, peuvent être rendus directement accessibles, ce qui permet un meilleur suivi du procédé. De plus, puisque l'état du procédé est parfaitement connu, celui-ci peut être conduit plus près des limites tout en restant parfaitement sûr.
- Des bilans précis et cohérents des matières premières utilisées ainsi que des produits obtenus sont fort utiles pour les opérations de comptabilité ou de planning.
- Les schémas de validation peuvent également servir de base en recherche et développement quand des études d'extension ou d'amélioration du procédé sont entreprises.

### **4 Logiciel de validation**

En 1986, les recherches conduites au LASSC sous la direction du professeur Kalitventzeff ont conduit à la création de la société BELSIM s.a. chargée de commercialiser le logiciel VALI permettant la validation des procédés chimiques ou énergétiques de tout type et de toute taille.

Un logiciel de validation est avant tout un outil mathématique qui permet de valider aisément les conditions de fonctionnement en régime d'un procédé chimique existant. Mais pour résoudre des problèmes de validation, il faut également disposer d'une série d'outils logiciels complémentaires:

- les bases de données thermodynamiques ;
- les méthodes de résolution d'équation ;
- l'interface graphique adaptée

Les bases de données thermodynamiques regroupent les grandeurs fondamentales nécessaires à l'estimation des propriétés physico-chimiques en phase liquide et gazeuse de nombreuses substances rencontrées dans l'industrie chimique. L'utilisateur a également la possibilité d'introduire de nouvelles substances s'il ne trouve pas celle qu'il recherche.

On trouvera également des programmes de calcul des fonctions thermodynamiques (enthalpie, etc.) et des propriétés de transport (viscosité, etc.) ainsi que des programmes de résolution d'équilibres liquide-vapeur ou encore d'équilibre chimique en phase gazeuse.

Comme expliqué précédemment, la validation permet de déterminer les conditions de fonctionnement d'une installation à un moment ou sur un intervalle de temps donné : elle impose de satisfaire les bilans de matière et de chaleur autour de chaque appareil identifié. Chacun de ces bilans se traduit par une équation où interviennent les variables caractérisant les entrées et les sorties des appareils. Ces variables sont dites « variables d'état ». Dans VALI, ce sont les débits molaires partiels, la pression et l'enthalpie molaire. Des équations dites « de liaison » permettent d'avoir accès à toutes les variables qui ne sont pas d'état et qui intéressent néanmoins l'ingénieur (une température, un débit massique, une fraction volumique, un rendement, etc.,).

Ces équations doivent être résolues simultanément. Il s'agit en fait d'un problème d'optimisation sous contraintes : rendre minimale la somme pondérée des carrés des écarts entre les mesures effectuées et les mesures validées, tout en respectant les contraintes du problème. Des méthodes de résolution différentes ont été testées au cours du temps et actuellement, c'est une version de l'optimiseur SQPIP (programmation quadratique séquentielle à point intérieur) développée par D. Kyriakopoulou pour sa thèse de doctorat (Kyriakopoulou D. J. 1997), qui présente les meilleurs résultats pour les grands systèmes d'équations. Une méthode du lagrangien traditionnel (SOLDOG) qui utilise la méthode dogleg de Powell peut également être utilisée (Chen H.S. and Stadtherr M.A. 1984).

La description de l'installation se fait au travers d'une interface graphique VALIMODELLER. On y définit également les méthodes thermodynamiques souhaitées pour l'estimation des propriétés thermodynamiques et de transport des mélanges rencontrés, ainsi que les « flux » de matière, de chaleur ou de puissance reliant les appareils entre eux, les entrées et sorties du système et les mesures dont on dispose. L'interface VALIMODELLER permet de définir et de modifier l'ensemble de ces informations et de les ranger dans la base de données du procédé.

Le logiciel VALI permet également, comme nous le verrons dans un prochain chapitre, de réaliser des simulations de procédés. Il s'agit donc d'un outil performant qui utilise des méthodes de résolution longuement éprouvées ainsi que des bases de données thermodynamiques très complètes.

C'est dans un souci de cohérence que les modules FELVAL et SUFVAL développés dans cette thèse ont été intégrés au logiciel VALI. Cela permet à l'utilisateur d'évoluer dans un cadre connu (interface VALIMODELLER). Les données cohérentes issues de la validation peuvent être fournies directement aux nouveaux modules. Le modèle thermodynamique spécifique à l'eau utilisé dans le cadre de ce travail (IAPWS (Wagner W. 1998)) a été ajouté directement aux modèles thermodynamiques déjà présents dans le logiciel. En outre, un générateur automatique de modules FELVAL et de leurs connexions a été développé afin de faciliter au maximum le travail de l'utilisateur.



## 5 La validation d'une chaudière de récupération

La validation d'une chaudière de récupération va permettre d'en connaître « l'état » : est-elle à son point de fonctionnement nominal, quel est son rendement, certains échangeurs sont-ils encrassés ?

Les bilans sur chaque échangeur vont également permettre de comparer les résultats obtenus avec ceux issus de la simulation. Les corrélations utilisées en simulation sont-elles adéquates, certains paramètres doivent-ils être réajustés?

### 5.1. Les mesures disponibles

Côté fumée, peu de mesures sont généralement accessibles. On dispose des températures à l'entrée (sortie turbine à gaz) et à la sortie (cheminée). Pour le reste, le débit et les compositions devront souvent être estimés en fonction de ce qui rentre dans la TAG (débit air, débit gaz, composition du gaz). La pression n'est généralement pas disponible mais on sait qu'elle est légèrement supérieure à la pression atmosphérique et une erreur d'estimation n'entraîne pas de modification majeure dans l'estimation des propriétés thermodynamiques de la fumée dans la chaudière.

Côté eau, l'instrumentation est meilleure. On dispose généralement des températures à l'entrée et à la sortie de chaque échangeur. Les débits principaux ainsi que les débits de désurchauffe sont mesurés de même que les pressions avant l'économiseur, au ballon de vaporisation et après le surchauffeur. Les pertes de charge sur les échangeurs ne sont généralement pas mesurées mais elles seront réparties entre les échangeurs en fonction des données de design fournies par le constructeur.

### 5.2. Les équations utilisées

En validation, les équations principales sont des équations de bilan. Les chaudières de récupération n'échappent pas à la règle.

Pour les bilans de matière côté eau, il faut tenir compte des soutirages de vapeur ou d'eau chaude à différents étages de la chaudière ainsi que de la possibilité de fuites. Pour le côté gaz, la sortie de la turbine à gaz doit être identique à la sortie de la cheminée à la postcombustion près.

Pour les bilans de chaleur, il faut tenir compte des pertes à l'ambiance ainsi que des pertes par by-pass de fumées.

Il faut enfin prendre en considération les équations d'équilibre liquide-vapeur dans les ballons pour les chaudières traditionnelles.

La structure même des chaudières de récupération à circulation naturelle ou assistée, apporte une information sur l'état des flux. Selon qu'on étudie un économiseur, un surchauffeur ou un évaporateur, on sait que l'eau est sous forme totalement liquide, totalement vapeur ou bi-phasique. Cela facilite beaucoup la validation ou la simulation de ce type de chaudière puisque l'état du fluide ne doit pas être testé. Ce n'est pas le cas dans les chaudières à circulation forcée ou on ne connaît pas a priori l'état du fluide dans chacun des tubes. Dans ce cas, un test doit être effectué pour connaître le tube où se déroule le début de la vaporisation ainsi que le tube où s'achève la vaporisation. En simulation, ce test sera crucial pour choisir les bonnes équations de coefficient de transfert ainsi que celles de perte de charge à l'intérieur du tube.

Une autre approche de la validation consiste à utiliser les équations de simulation qu'on « libère » avec un facteur correctif approprié. Le coefficient correctif  $k_{ext}$  est introduit au niveau du coefficient de transfert externe. On a

$$\frac{1}{\alpha_e} = \frac{1}{k_{ext}} \left( \frac{1}{h_c + h_r} + R_{fo} \right) \text{ au lieu de } \frac{1}{\alpha_e} = \left( \frac{1}{h_c + h_r} + R_{fo} \right)$$

Cette approche permet de valider les équations de simulation afin d'améliorer le design des chaudières de récupération.

Quel que soit le but de la validation, les données sont difficilement disponibles à l'intérieur même d'un échangeur de chaleur. Les bilans nappe par nappe ne peuvent dès lors pas être réalisés. Par contre des mesures de température peuvent être effectuées entre les différents échangeurs, ceux-ci peuvent donc être validés séparément.

L'expérience montre qu'on obtient des coefficient correctifs du coefficient de transfert externe différents selon le type d'échangeur (économiseur, vaporiseur ou surchauffeur) ainsi que la pression de l'eau dans ces échangeurs (basse, moyenne ou haute pression) dans les chaudières à circulation naturelle ou assistée.

## 6 Les chaudières de référence

Pour l'ensemble des tests et des calculs effectués dans ce travail, nous avons utilisé les données validées relatives à 2 chaudières de référence (chaudières de CMI).

La première est une chaudière de récupération classique dans un cycle TGV, elle se situe à Ankara. Elle est de type « sous-critique » et comporte 3 niveaux de pression (4.8 bar, 27.6 bar et 124.2 bar) ainsi qu'une resurchauffe de la vapeur issue de la turbine à vapeur HP (Figure III-3).

La seconde est une chaudière à circulation forcée (que nous appellerons OTB) pouvant travailler aussi bien en condition sous-critique que supercritique (Figure III-5).

Le tableau suivant reprend les caractéristiques de ces deux chaudières.

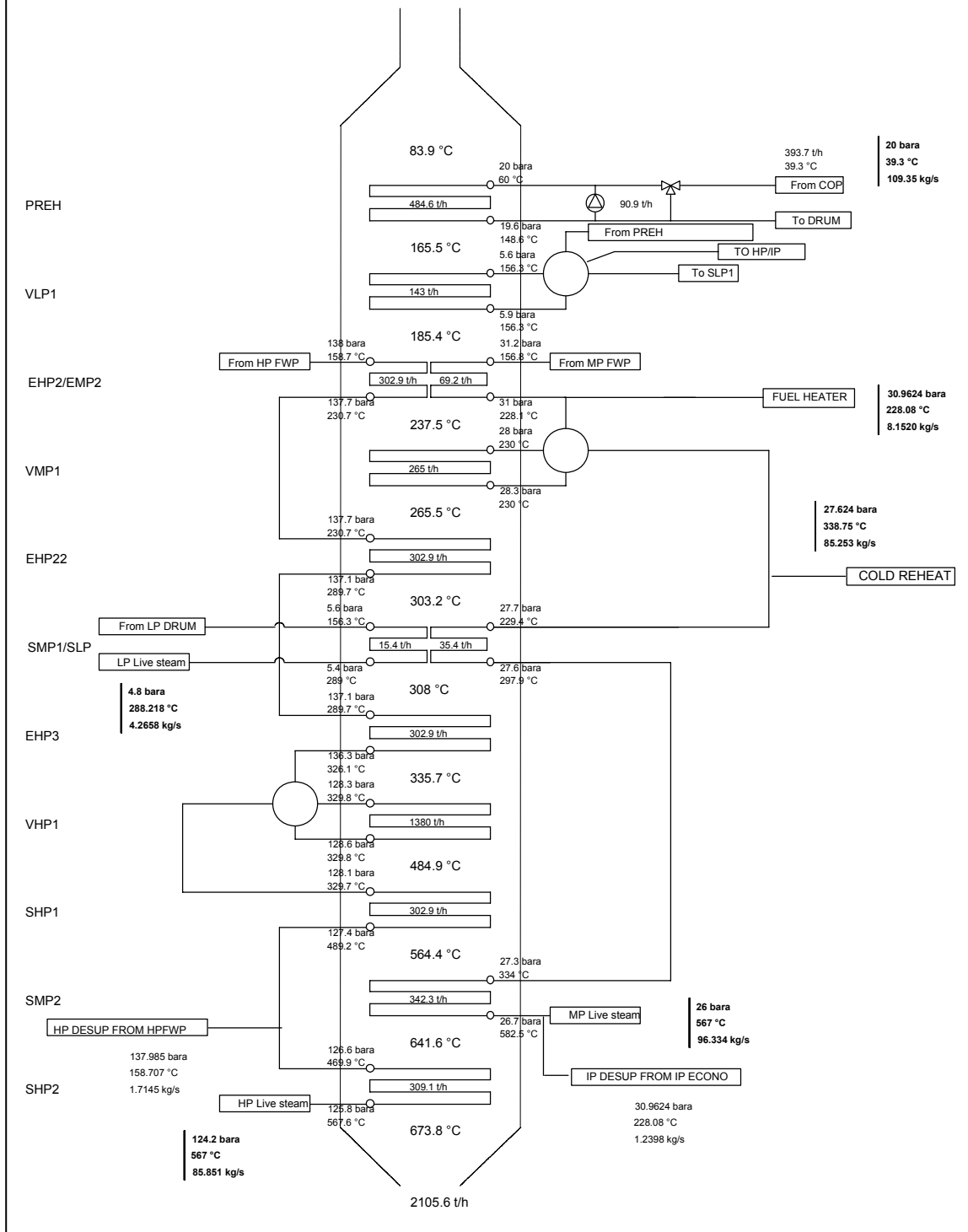
		<i>Ankara</i>	<i>Otb</i>
Q LP	MW	64.8	/
Q MP	MW	79	/
Q HP	MW	243.8	8.9
Surface totale	m <sup>2</sup>	307008.5	2058
Nombre de nappes	-	108	42
Nombre d'éléments par nappe	-	124/125	13
Nombre de tubes	-	10611	546
Longueur d'un tube	m	20.455	6
Débit fumée	t/h	2105.6	72.5
Débit vapeur LP	t/h	15.36	/
Débit vapeur MP (y compris la resurchauffe)	t/h	342.34	/
Débit vapeur HP	t/h	309.06	9.3
Pression/température LP	bar/°C	4.8/288	/
Pression/température MP	bar/°C	26/567	/
Pression/température HP	bar/°C	124.2/567	180/500
Perte de charge fumée	mmH <sub>2</sub> O	222.5	65.4
Température entrée fumée	°C	673	592.2
Température sortie fumée	°C	83.9	235.3

## 6.1. Ankara

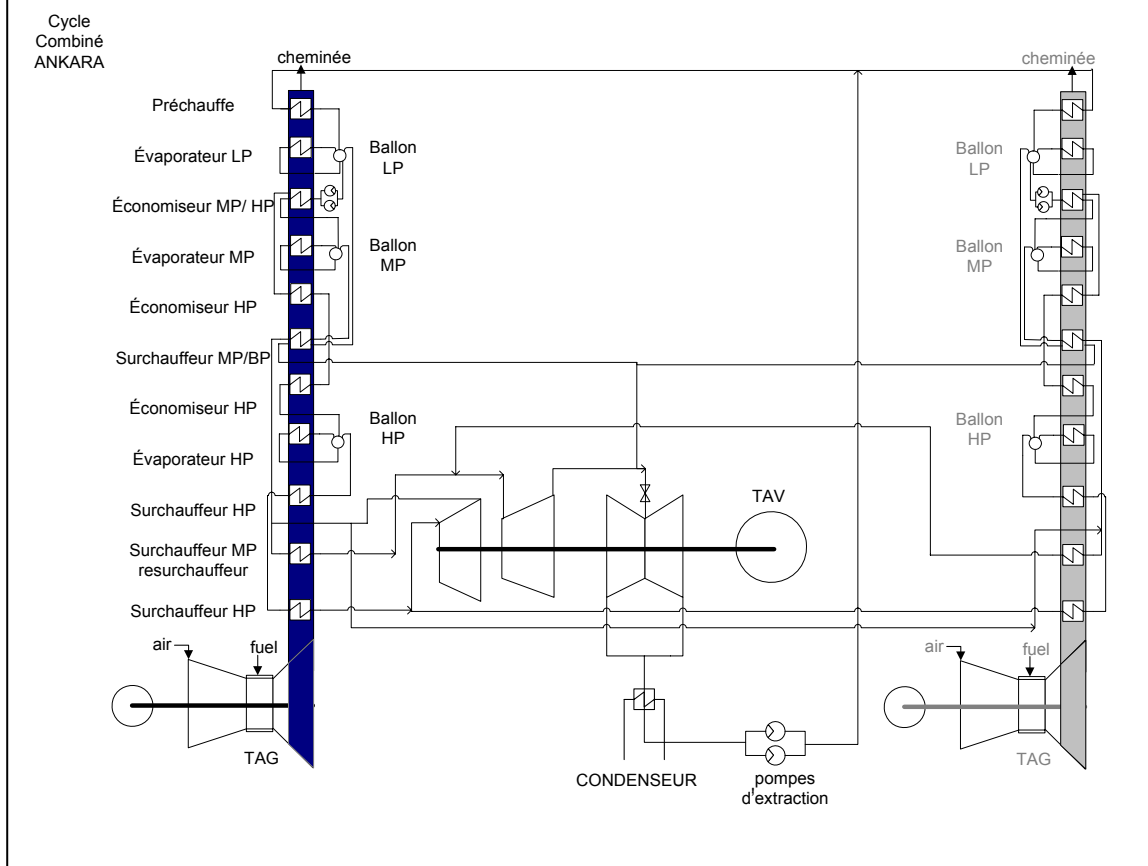
Cette chaudière de récupération de 389 MW présente une surface d'échange totale de 307008 m<sup>2</sup> répartie sur 217048 m de tubes. Une turbine à gaz suivie d'une postcombustion amène la fumée à 673.8°C à l'entrée de la chaudière composée de 13 échangeurs de chaleur répartis en 3 modules. Les tubes de 20.45m de long et 38 mm de diamètre sont disposés en quinconce et sont tous munis d'ailettes crantées de 68 mm de diamètre et 0.8 mm d'épaisseur. Chaque nappe compte 117 éléments sauf les 3 premiers surchauffeurs qui en comptent 124 ou 125. La largeur totale de la chaudière est de 11.6 m. La perte de charge totale côté fumée est de 210 mm de colonne d'eau. Sur la Figure III-3, on peut identifier les échangeurs suivants, décrits dans le sens de l'écoulement des fumées (de bas en haut).

- SHP2 (4072m<sup>2</sup>, 2 rangées de 124 tubes) : second surchauffeur de la vapeur HP qu'il amène à 567°C et 124.2 bar. La fumée à la sortie est à 641°C.
- SMP2 (17055m<sup>2</sup>, 5 rangées de 124 tubes) : second surchauffeur de la vapeur MP qu'il amène à 567°C et 26 bar. La fumée à la sortie est à 564.4°C.
- SHP1 (14733m<sup>2</sup>, 4 rangées de 125 tubes) : premier surchauffeur de la vapeur HP qu'il amène à 489.2°C et 127.4 bar. La fumée à la sortie est à 484.9°C.
- VHP1 (49790m<sup>2</sup>, 14 rangées de 117 tubes) : vaporiseur de la vapeur HP. La fumée à la sortie est à 335.7°C.
- EHP3 (28452m<sup>2</sup>, 8 rangées de 117 tubes) : troisième économiseur de l'eau HP qu'il amène à 3°C de la température de vaporisation. La fumée à la sortie est à 308°C.
- SMP1 (2271m<sup>2</sup>, 2 rangées de 78 tubes) : premier surchauffeur de la vapeur MP qu'il amène à 297.9°C et 27.6 bar. Il est couplé à SLP (1135m<sup>2</sup>, 2 rangées de 39 tubes), surchauffeur de la vapeur LP qu'il amène à 289°C et 5.4 bar. La fumée à la sortie du couple d'échangeur est à 303.2°C.
- EHP22 (24895m<sup>2</sup>, 7 rangées de 117 tubes) : second économiseur de l'eau HP qu'il amène à 289.7°C et 137.1 bar. La fumée à la sortie est à 265.5°C.
- VMP1 (21338m<sup>2</sup>, 6 rangées de 117 tubes) : vaporiseur de la vapeur MP. La fumée à la sortie est à 237.5°C.
- EHP2 (42549m<sup>2</sup>, 16 rangées de 98 tubes) : premier économiseur de l'eau HP qu'il amène à 230.7°C et 137.7 bar. Il est couplé à EMP2 (8249m<sup>2</sup>, 16 rangées de 19 tubes), économiseur de l'eau MP qu'il amène à 2°C de la température de vaporisation. La fumée à la sortie du couple d'échangeur est à 185.4°C.
- VLP1 (21339m<sup>2</sup>, 6 rangées de 117 tubes) : vaporiseur de la vapeur LP. La fumée à la sortie est à 165.5°C.
- PREH (71129m<sup>2</sup>, 20 rangées de 117 tubes) : préchauffeur de l'eau alimentaire qu'il amène à 148.6°C et 19.6 bar. Cette eau sera ensuite envoyée soit vers le vaporiseur LP, soit vers les pompes MP et HP. La fumée à la sortie est à 83.9°C.

**Figure III-3 : Ankara - chaudière à 3 niveaux de pression**



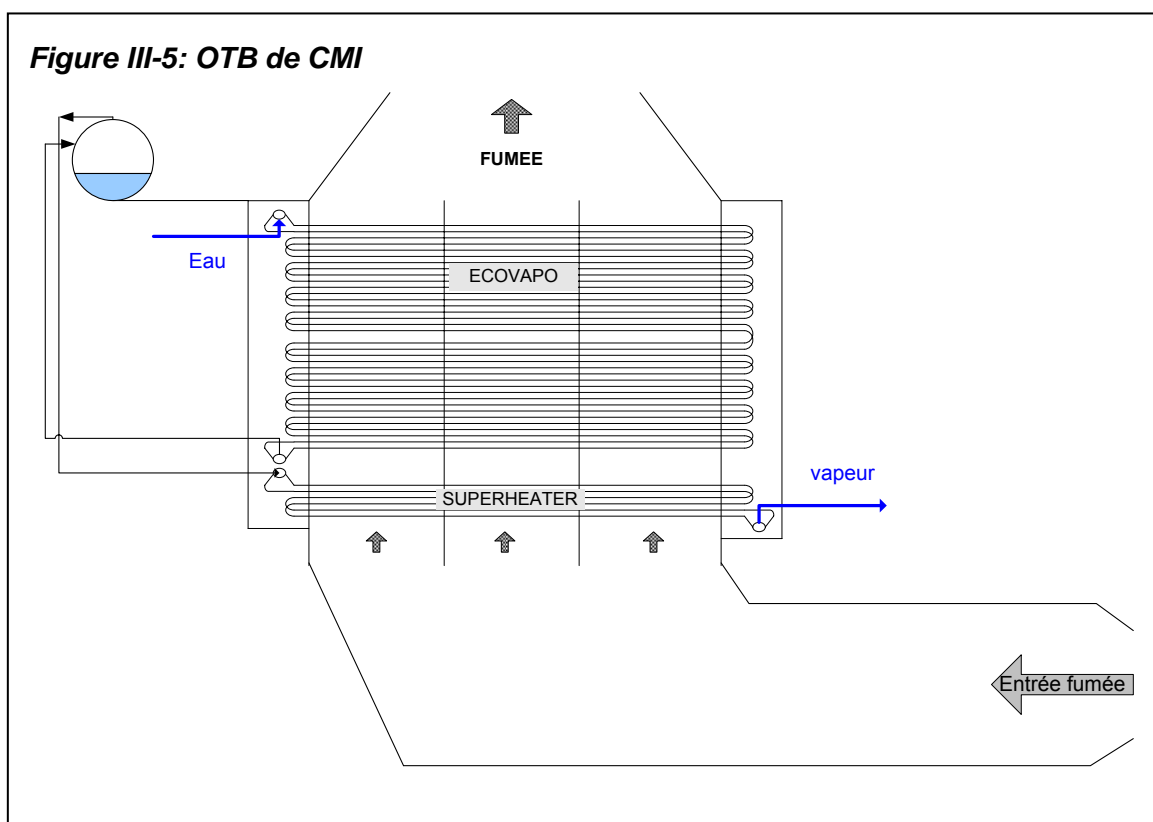
**Figure III-4 : le cycle TGV d'Ankara**



## 6.2. OTB

C'est une chaudière de démonstration du principe de la circulation forcée de 8.9 MW qui présente une surface d'échange totale de 2059 m<sup>2</sup> répartie sur 3276 m de tubes. Un générateur de gaz amène la fumée à 592.2°C à l'entrée de la chaudière composée de 2 échangeurs de chaleur. Les tubes de 6 m de long et 25 mm de diamètre sont disposés en quinconce et sont tous munis d'ailettes crantées de 49 mm de diamètre et 1 mm d'épaisseur. Chaque nappe compte 13 éléments. La largeur totale de la chaudière est de 1.3 m. La perte de charge totale côté fumée est de 65 mm de colonne d'eau.

- ECOVAPO (1771 m<sup>2</sup>, 36 rangées de 13 tubes) : combinaison économiseur et vaporiseur de l'OTB.
- SUPERHEATER (287.4 m<sup>2</sup>, 6 rangées de 13 tubes) : surchauffeur de l'OTB.



## **Chapitre IV. Les modèles développés**



## 1 FELVAL et SUFVAL

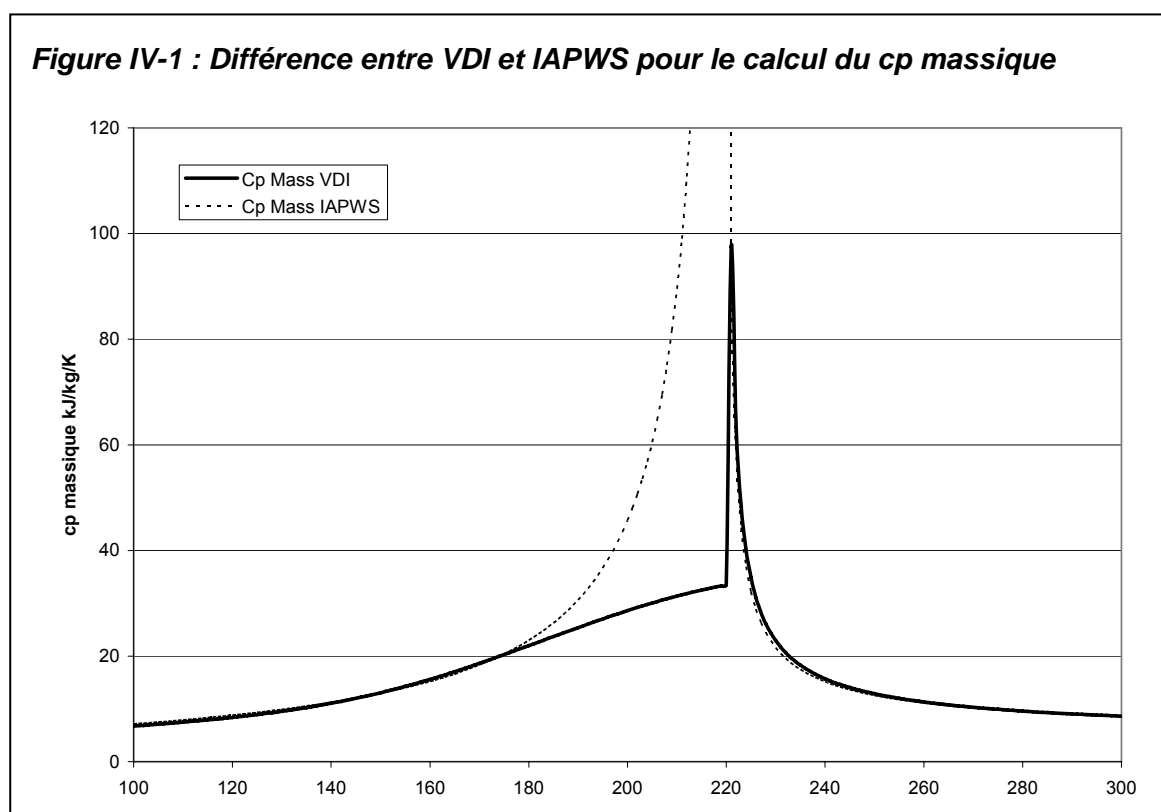
L'unité FELVAL a été créée pour combler un vide dans la vaste panoplie des unités de simulation d'échangeur de chaleur disponibles.

Comme expliqué précédemment, une chaudière à circulation forcée diffère d'une chaudière à circulation naturelle ou assistée de par le nombre d'éléments qui la compose. En effet, une chaudière à circulation naturelle ou assistée avec un seul niveau de pression contient un économiseur, un vaporiseur avec ballon de séparation et un surchauffeur. Dans une chaudière à circulation forcée, on ne peut plus faire la différence entre l'économiseur et le vaporiseur, et s'il subsiste un ballon de séparation, non seulement sa taille est fortement réduite, mais en plus, son utilité est principalement limitée à la phase de démarrage de la chaudière.

Cette précision doit être apportée afin de comprendre pourquoi il a été nécessaire de programmer un nouveau modèle dans VALI. Dans les chaudières traditionnelles, puisque tous les éléments sont bien séparés, il suffit à l'utilisateur de spécifier à quel endroit de la chaudière il se trouve et les équations correspondant au type d'élément choisi sont utilisées par VALI pour la simulation de cette partie de la chaudière. Cette distinction n'est plus possible dans une chaudière à circulation forcée. Non seulement l'utilisateur ne sait pas s'il se trouve dans un élément d'économiseur, de vaporiseur ou de surchauffeur mais en plus, une modification des conditions opératoires va modifier la fonction de ces différents éléments au cours du temps. Il faut donc disposer d'un modèle qui puisse s'adapter quel que soit le type d'élément rencontré. Ce modèle porte le nom de FELVAL.

L'introduction d'une unité FELVAL a également mis en évidence l'importance de disposer d'un modèle thermodynamique parfaitement continu pour l'eau, principalement dans les zones de vaporisation à haute pression (>100 bar). Ce problème n'apparaissait pas dans les chaudières traditionnelles pour plusieurs raisons :

- La vaporisation dans les tubes du vaporiseur n'atteint pas 100% (zone critique) ;
- La pression n'est pas aussi élevée.



La formulation choisie porte le nom d'IAPWS (« International Association for the Properties of Water and Steam »).

Elle consiste en un jeu d'équations valides dans les zones :

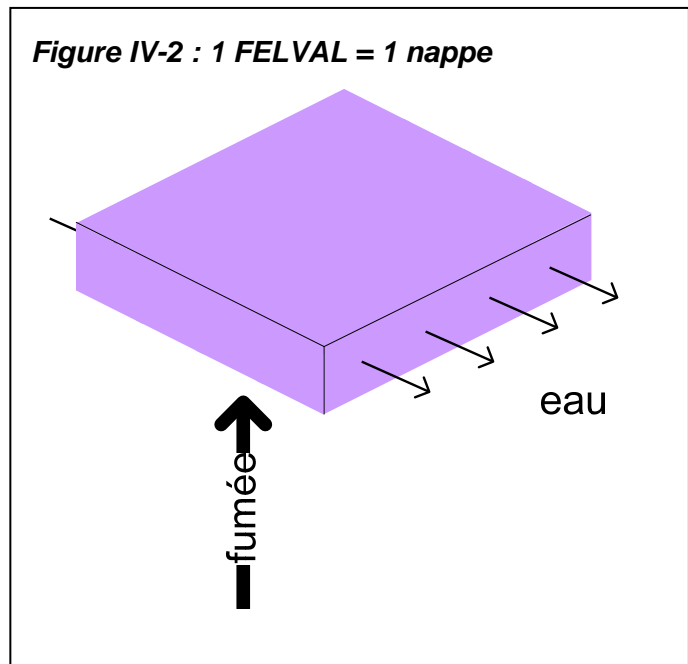
$$273.15K < T < 1073.15K \quad p < 100MPa$$

$$1073.15K < T < 2273.15K \quad p < 10MPa$$

Une comparaison des valeurs de quelques propriétés de l'eau estimées à l'aide des modèles VDI et IAPWS montre que les différences principales apparaissent pour l'estimation de la chaleur spécifique à pression constante ; cette propriété est utilisée notamment pour l'estimation du coefficient de transfert. Cette différence est mise en évidence au voisinage du point de vaporisation (Figure IV-1) en zone subcritique et à température constante (374°C) en zone supercritique.

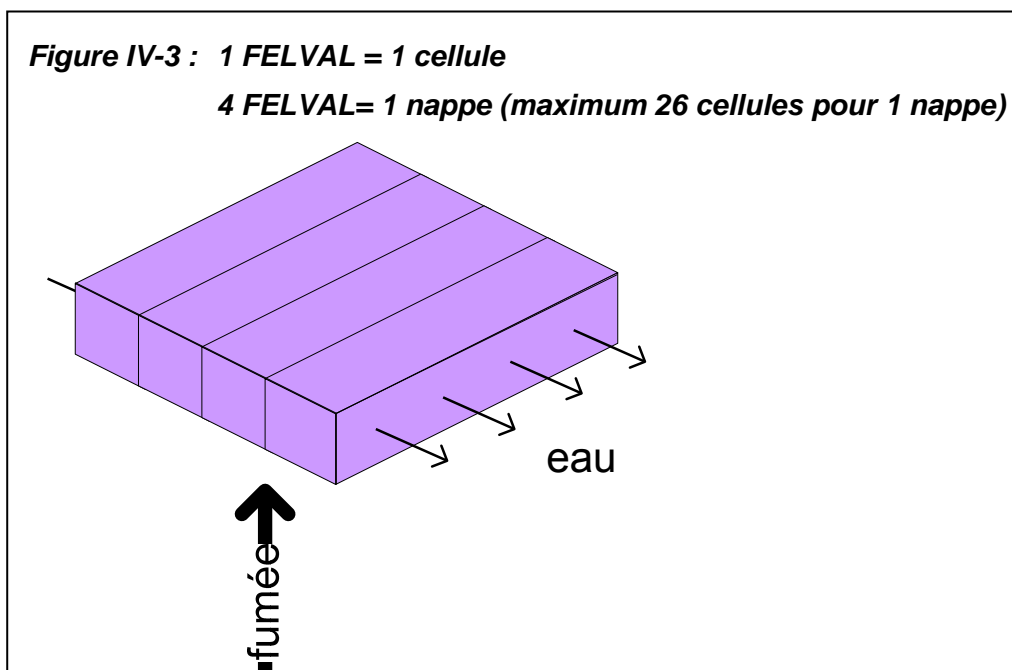
Le modèle FELVAL représente une nappe ou une partie de nappe de tubes dans la chaudière. Pour reconstituer la chaudière, il faut donc assembler un certain nombre de ces nappes, soit bout à bout pour représenter la longueur totale de la nappe (maximum 26 subdivision suivant la longueur du tube), soit couche par couche pour représenter les différents échangeurs de la chaudière.

**Figure IV-2 : 1 FELVAL = 1 nappe**



**Figure IV-3 : 1 FELVAL = 1 cellule**

**4 FELVAL = 1 nappe (maximum 26 cellules pour 1 nappe)**



A chaque FELVAL sont associées des équations :

- de bilan de matière ;
- de bilan thermique ;
- de performance du tube (ou de la portion de tube) considéré ;
- de bilan de quantité de mouvement ;
- de perte de charge.

Ce sont les équations de performance et de perte de charge qui vont permettre de calculer le comportement de la chaudière dans certaines conditions opératoires, on peut les appeler des équations de simulation. Les autres équations permettront d'assurer la cohérence du modèle.

Une unité permettant la création automatique des FELVAL ainsi que de leurs connexions a été développée. Cette unité porte le nom de SUFVAL. Comme nous le verrons dans un prochain chapitre, cette unité permet également de réaliser le dimensionnement d'échangeurs de chaleur isolés ou d'une chaudière à circulation forcée à un niveau de pression.

SUFVAL demande à l'utilisateur les caractéristiques des FELVAL à créer (longueur et diamètre des tubes, type et densité des ailettes, nombre de tubes en parallèle, matériau à utiliser, nombre d'éléments dans une nappe, nombre de nappes,...). Il faut remarquer que tous les FELVAL créés seront identiques, ce qui est cohérent puisqu'ils feront partie du même échangeur de chaleur. L'utilisateur pourra cependant accéder à l'interface graphique pour effectuer des changements si cela s'avère nécessaire ultérieurement.

Pour créer une chaudière complète, plusieurs unités SUFVAL devront donc être utilisées.

L'utilisateur doit donc définir à l'avance en combien de cellules il souhaite décomposer chaque nappe de tubes. Tous ces paramètres sont contenus dans une unité SUFVAL qui crée automatiquement les unités de type FELVAL ainsi que les liaisons entre ces unités. Le nom des unités FELVAL ainsi créées de même que le nom des connexions entre ces unités sont fixés par le programme. Une unité SUFVAL est identifiée par un nom de 4 caractères. L'unité FELVAL portera un nom à 7 lettres et/ou chiffres composé du nom de l'unité SUFVAL dont elle est issue suivi de 2 chiffres représentant le numéro de la rangée où elle se trouve (01 à 99 en comptant à partir de l'entrée de la fumée) et d'une lettre (de A à Z) représentant le numéro de la cellule.

**Figure IV-4 : Structure du nom d'une unité FELVAL créée automatiquement par une unité SUFVAL**

**FELVAL** (7 lettres/chiffres)  
**SUFVAL + RANG + CELLULE**

**RANG** : numéro de rangée (01->99) en partant des fumées chaudes  
**CELLULE** : numéro de cellule (A->Z)

**Figure IV-5 : Structure du nom d'une connexion contenant de la fumée et créée automatiquement par une unité SUFVAL**

FUMEE (8 lettres/chiffres)  
F + nom de l'unité origine



Fumée à l'entrée = F + SUFVAL + 00 + CELLULE

Les connexions auront un nom qui dépendra de leur contenu ainsi que des unités qu'elles relient. Une connexion contenant de l'eau aura un nom commençant par « I » suivi du nom de l'unité destination. Les connexions d'eau qui ne sont reliées à aucune unité destination se termineront par « Z ». Une connexion contenant la fumée aura un nom commençant par « F » suivi du nom de l'unité d'origine. Les connexions de fumée qui ne sont reliées à aucune unité d'origine contiendront « 00 » comme numéro de rangée.

**Figure IV-6 : Structure du nom d'une connexion contenant de l'eau et créée automatiquement par une unité SUFVAL**

EAU (8 lettres/chiffres)  
I + nom de l'unité destination

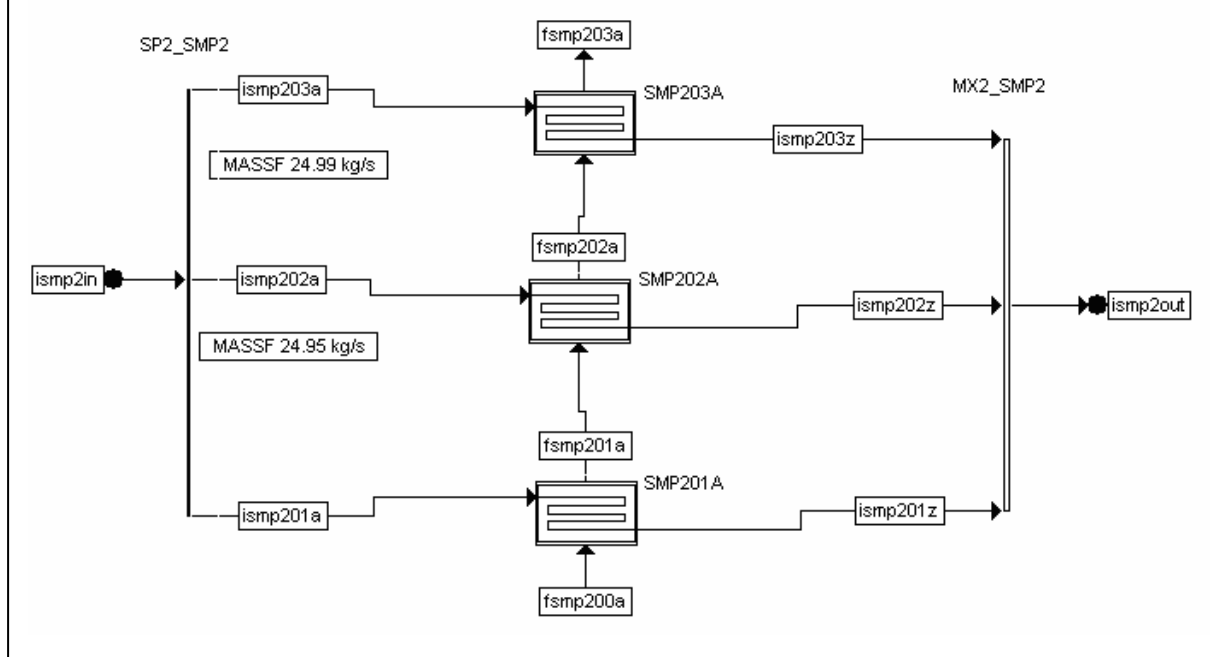


Eau à la sortie = I + SUFVAL + RANG + Z

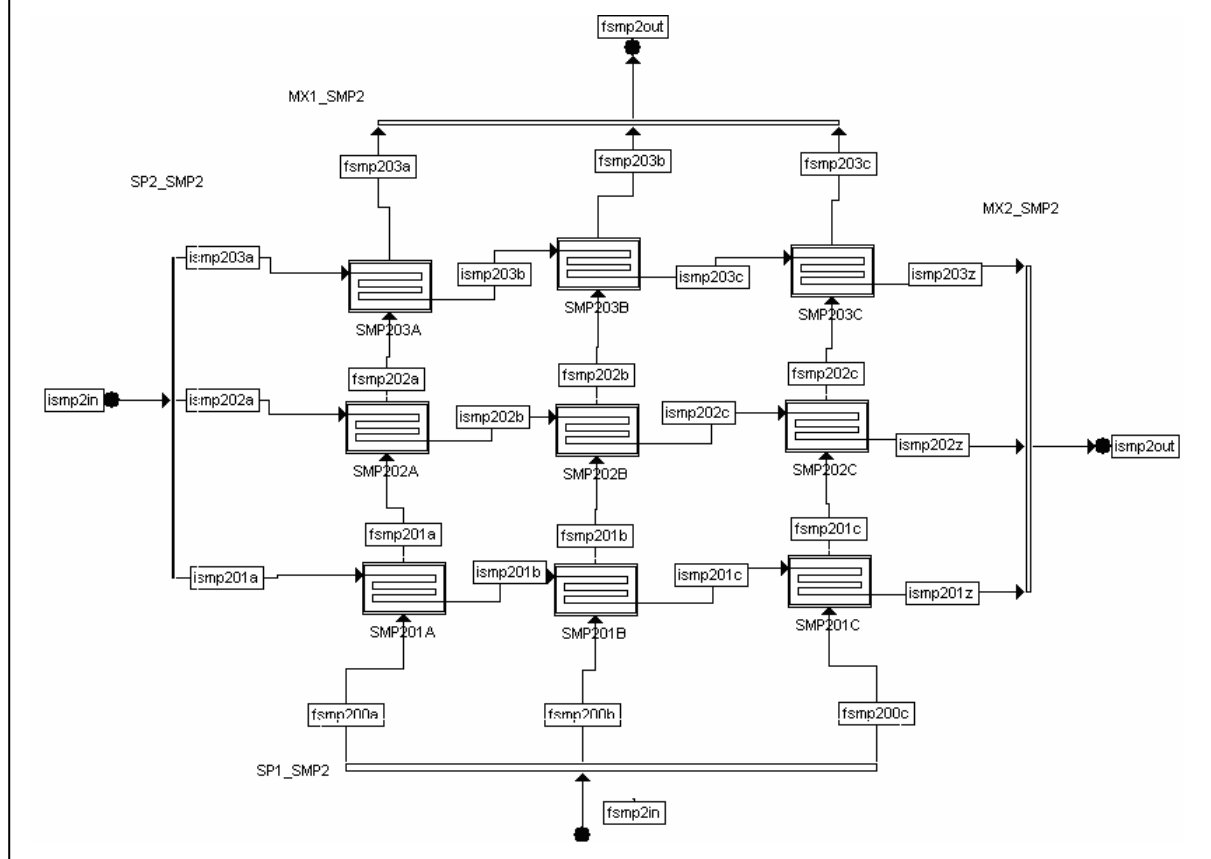
Par exemple, l'utilisateur introduit une unité de type SUFVAL qui s'appelle SMP2. Cette unité doit créer un surchauffeur contenant 3 nappes de tubes en quinconce mais une seule passe (1.5 tube en parallèle). Dans le premier exemple illustré à la Figure IV-7, la nappe de tubes n'est pas coupée sur sa longueur. Le programme crée également les unités SPx\_SMP2 et MXx\_SMP2 qui permettent de diviser les flux d'entrée selon la géométrie de l'échangeur. Dans ce cas-ci le flux d'eau est divisé en 3 parties à l'entrée de l'échangeur et est à nouveau mélangé à la sortie.

Dans le second exemple illustré par la Figure IV-8, le tube est divisé en trois parties. On voit que le programme adapte le nom des flux en conséquence. Dans ce cas-ci le flux de fumée est également divisé en trois parties pour réchauffer chacune des parties de tube. Dans les deux exemples précédents, la configuration de l'échangeur est très simple. Elle peut cependant être beaucoup plus complexe sans que cela ne pose le moindre problème au programme pour la création des FELVAL et des connexions. L'utilisateur peut créer autant de FELVAL qu'il le désire. Naturellement le temps de simulation de l'échangeur dépendra directement de ce nombre d'unités. Plus il y en aura, plus la résolution prendra du temps. L'utilisateur devra donc trouver un compromis entre la précision des résultats qu'il désire obtenir et le temps de résolution nécessaire à l'obtention de ces résultats.

**Figure IV-7 : Le surchauffeur SMP2 représenté par des unités FELVAL (pas de découpe en longueur du tube)**



**Figure IV-8 : Le surchauffeur SMP2 représenté par des unités FELVAL (le tube est divisé en 3 parties sur sa longueur)**



## 2 Équations utilisées

Nous venons de voir qu'à chaque FELVAL sont associés des équations de bilan et des équations de performance. Nous appellerons équation de performance une équation qui permet de calculer la charge d'un échangeur de chaleur en connaissant ses caractéristiques techniques ainsi que les caractéristiques thermodynamiques des fluides chauds et froids en contact.

Pour simuler un échangeur de chaleur, nous pouvons par exemple utiliser la méthode du delta T logarithmique moyen (DTLM) décrite à l'annexe IV. Nous avons pour un échangeur à courants parfaitement parallèles:

$$Q = U * A * DTLM \quad (4.1)$$

Pour calculer Q, il faut donc connaître U, le coefficient d'échange global, A, la surface d'échange totale et DTLM.

Nous pouvons également opter pour la méthode du nombre d'unités de transfert (NUT) également décrite à l'annexe IV.

$$Q = \varepsilon * Q_{\max} \quad (4.2)$$

Les deux méthodes sont disponibles dans FELVAL et donnent des résultats similaires. Elles sont comparées plus loin dans ce chapitre.

Il nous faut également calculer les pressions des fluides à la sortie de l'échangeur.

$$P_i^{out} = P_i^{in} - \Delta P_i \quad (4.3)$$

Il faut donc également connaître les pertes de charge des fluides de part et d'autre de la paroi d'échange.

L'ensemble de ces équations sont résolues simultanément à l'aide d'une version de l'optimiseur SQPIP développée au LASSC lors d'un précédent doctorat (Kyriakopoulou D. J. 1997). Une méthode du lagrangien traditionnel qui utilise la méthode dogleg de Powell (Chen H.S. and Stadtherr M.A. 1984) peut également être utilisée lorsque le problème posé est loin de la solution, ce qui équivaut à une mauvaise initialisation qui s'avère souvent néfaste à l'utilisation de SQPIP. Des stratégies d'initialisation ont également été établies et seront détaillées dans ce chapitre.

### 2.1. Calcul de U

Comme il est détaillé dans l'annexe IV, le coefficient de transfert global ramené à la surface d'échange externe des tubes dans une chaudière peut s'écrire :

$$\frac{1}{U_o} = \frac{1}{(h_c + h_r) * \frac{(\eta_{ail} * A_{fo} + A_{po})}{A_o}} + \frac{1}{re_c} + \frac{e}{k * \frac{A_w}{A_o}} + \frac{1}{\left(h_i + \frac{1}{re_i}\right) * \frac{A_i}{A_o}} \quad (4.4)$$

Pour connaître ce coefficient, il faut donc tout d'abord calculer :

- $h_c$ , le coefficient de transfert externe par convection ;
- $h_r$ , le coefficient de transfert externe par radiation,
- $re_c$ , la résistance à l'encrassement externe,
- $\eta_{ail}$ , le rendement des ailettes,
- $k$ , le coefficient de transfert par conduction,
- $h_i$ , le coefficient de transfert par convection interne,
- $re_i$ , la résistance à l'encrassement interne,

- $A_{fo}, A_{po}, A_o, A_w, A_i$ , différentes surfaces de référence autour d'un tube ailette.

Le coefficient de transfert par conduction dépend de la conductivité thermique du métal utilisé à la température moyenne du tube (Figure 5, annexe IV). La température moyenne du tube ( $T_w$ ) se calcule à partir des températures internes ( $T_i$ ) et externes ( $T_b$ ):

$$T_w = T_i + 0.1*(T_b - T_i) \quad (4.5)$$

Les résistances internes et externes dues à l'encrassement sont des données fixées par le chaudiériste. Des valeurs usuelles sont :

- $re_i = 0.001 \text{ (kcal/m}^2\text{/C/hr)}^{-1}$
- $re_c = 0.00025\text{-}0.0025 \text{ (kcal/m}^2\text{/C/hr)}^{-1}$  selon le type de fuel utilisé

Pour du gaz naturel, on prend la résistance la plus faible. L'utilisateur peut également introduire un facteur d'encrassement indépendant s'il possède des données plus adéquates. Lors d'un dimensionnement cependant, les données du chaudiériste seront suffisantes.

$h_c, h_r$  et  $\eta_{ail}$  sont déterminés par la méthode ESCOA (2002) décrite en annexe IV. Ce n'est pas une méthode générale mais plutôt la méthode la mieux adaptée au type de tube ailette utilisé dans les chaudières. Lorsqu'on sort du contexte particulier des chaudières de récupération, les méthodes reprises dans le « VDI heat atlas » (Verein Deutscher Ingenieure) pourront être utilisées. Les méthodes les plus courantes sont reprises en annexe IV.

$h_i$ , le coefficient d'échange interne est le plus délicat à évaluer. Il faut tout d'abord tester l'état de l'eau dans le tube : liquide, vapeur, biphasique ou supercritique. Si l'eau est en cours de vaporisation, il faut également déterminer le type d'écoulement dans le tube : à bulles, intermittent, annulaire, stratifié lisse ou stratifié à vagues. A chacun de ces états correspond un coefficient de transfert interne. Pour les écoulements monophasiques, la corrélation de Gnielinski (AIV.16) est utilisée. Pour les écoulements biphasiques les équations décrites dans le VDI (AIV.18 et AIV.19) sont utilisées ainsi que les réductions correspondant au type d'écoulement. Les équations pour les écoulements supercritiques sont également reprises en annexe IV (AIV.26).

## 2.2. Calcul de A

Le calcul des différentes surfaces de référence autour d'un tube ailette est entièrement décrit en annexe I.

## 2.3. Calcul de DTLM

Nous montrons en annexe IV que le bilan de chaleur sur une fraction élémentaire d'un échangeur à contre-courant peut s'écrire :

$$dQ = -\dot{m}_c C_{p_c} dT_c = -\dot{m}_f C_{p_f} dT_f = U_0 dS (T_c - T_f) \quad (4.6)$$

Si nous faisons l'hypothèse que

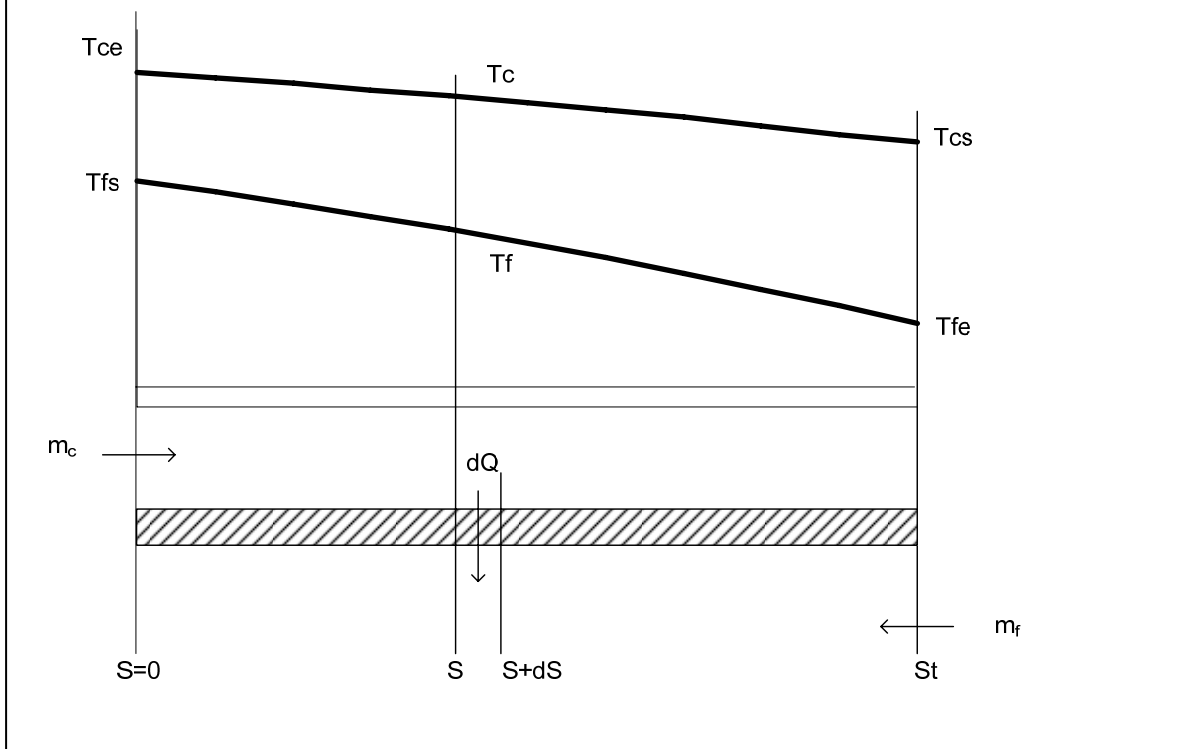
$$W_c = \dot{m}_c C_{p_c} \text{ et } W_f = \dot{m}_f C_{p_f}$$

Nous pouvons nous servir de (4.6) pour écrire

$$\left[ dT_c - dT_f \right] = \left[ \frac{-1}{W_c} + \frac{1}{W_f} \right] dQ \quad (4.7)$$

Et en remplaçant dQ par sa valeur dans (4.6), on obtient

**Figure IV-9 : Évolution des températures le long d'un échangeur à contre-courant**



$$\frac{-[dT_c - dT_f]}{[T_c - T_f]} = U_0 \left[ \frac{1}{W_c} - \frac{1}{W_f} \right] dS \quad (4.8)$$

En supposant que  $U_0$ ,  $W_c$  et  $W_f$  sont constants sur la longueur du tube, nous pouvons en déduire l'évolution des températures tout au long de la surface d'échange

$$\frac{T_{ce} - T_{fs}}{T_c - T_f} = \exp \left( U_0 S \left[ \frac{1}{W_c} - \frac{1}{W_f} \right] \right) \quad (4.9)$$

Si nous faisons maintenant l'hypothèse que

$$Q = U_0 S_t \Delta T_m \quad (4.10)$$

Nous savons de (4.6) que

$$Q = \int_0^{S_t} U_0 (T_c - T_f) dS \quad (4.11)$$

En reprenant la valeur de  $(T_c - T_f)$  de (4.9) et en appelant  $\Delta t' = (T_{ce} - T_{fs})$ , nous pouvons écrire :

$$Q = U_0 \Delta t' \int_0^{S_t} \exp \left( -U_0 S \left[ \frac{1}{W_c} - \frac{1}{W_f} \right] \right) dS = U_0 S_t \Delta T_m \quad (4.12)$$



$$\Rightarrow \Delta T_m = \frac{\Delta t'}{S_t} \left[ \frac{-1}{U_0 \left[ \frac{1}{W_c} - \frac{1}{W_f} \right]} \right] \left[ \frac{\exp \left( -U_0 S \left[ \frac{1}{W_c} - \frac{1}{W_f} \right] \right)}{\left[ \exp \left( -U_0 S_t \left[ \frac{1}{W_c} - \frac{1}{W_f} \right] \right) - 1 \right]} \right]_0^{S_t} \quad (4.13)$$

Or si nous prenons (4.9) à la sortie du tube et que nous appelons  $\Delta t'' = (T_{cs} - T_{fe})$ , nous avons

$$\frac{T_{ce} - T_{fs}}{T_{cs} - T_{fe}} = \exp \left( U_0 S \left[ \frac{1}{W_c} - \frac{1}{W_f} \right] \right) = \frac{\Delta t'}{\Delta t''} \quad (4.14)$$

$$\Rightarrow -U_0 S \left[ \frac{1}{W_c} - \frac{1}{W_f} \right] = \ln \left( \frac{\Delta t''}{\Delta t'} \right) \quad (4.15)$$

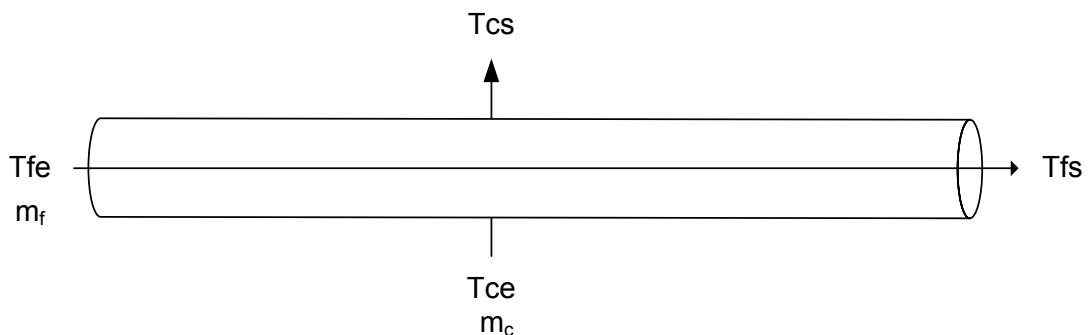
En reprenant (4.13), nous obtenons finalement

$$\Delta T_m = \frac{\Delta t' \left( \frac{\Delta t''}{\Delta t'} - 1 \right)}{\ln \left( \frac{\Delta t''}{\Delta t'} \right)} = \frac{\Delta t'' - \Delta t'}{\ln \left( \frac{\Delta t''}{\Delta t'} \right)} \quad (4.16)$$

Cette équation est la formulation générale du DTLM pour des flux parallèles à contre-courant mais aussi à co-courant comme nous pourrions le montrer à l'aide d'une démonstration similaire à celle qui vient d'être faite.

Pour tout autre type d'écoulement, un facteur de correction du DTLM est introduit pour tenir compte du non parallélisme des flux.

Dans le cas de FELVAL, les flux sont croisés. Le facteur de correction relatif à ce cas est donné dans l'annexe IV. Il faut cependant remarquer que FELVAL est un cas particulier puisque le flux de fumée ne pourra jamais croiser qu'un seul tube dans le sens de l'écoulement.



On peut faire l'hypothèse que le tube d'eau échange avec un fluide homogène dont la température est la température moyenne des fumées :  $T_{moy} = \frac{T_{ce} + T_{cs}}{2}$ .

On peut dès lors réécrire (4.16) tel que

$$\Delta T_m = \frac{\Delta t'' - \Delta t'}{\ln\left(\frac{\Delta t''}{\Delta t'}\right)} \quad (4.17)$$

Avec  $\Delta t' = T_{\text{moy}} - T_{\text{fs}}$  et  $\Delta t'' = T_{\text{moy}} - T_{\text{fe}}$

Pour le calcul de FELVAL, il n'est plus nécessaire de recalculer un facteur de correction du DTLM puisque celui-ci ne s'applique qu'en correction au contre-courant parfait ce qui n'est plus le cas du nouveau DTLM propre à FELVAL.

## 2.4. Calcul de $\Delta P_i$

La perte de charge côté fumée est calculée par la méthode ESCOA (2002) parfaitement adaptée aux faisceaux de tubes des chaudières. Elle est décrite en annexe III (AIII.17, 18 et 19).

La perte de charge à l'intérieur des tubes est, tout comme le coefficient de transfert, plus difficile à évaluer car elle va dépendre de l'état du fluide en écoulement.

Pour un écoulement monophasique, l'utilisateur de FELVAL peut choisir une des méthodes classique décrite en annexe III.

Pour la phase de vaporisation par contre, il a fallu tenir compte du fait que dans une chaudière à circulation forcée, la vaporisation dans les tubes est totale. Nous avons choisi la méthode décrite dans le VDI car elle prend en compte la cohérence de l'écoulement. Elle comprend une composante de friction et une composante d'accélération, toutes deux décrites en annexe III. Pour l'estimation de la fraction de vide nécessaire à l'évaluation de la perte de charge d'accélération, nous prenons l'équation de Rouhani (AIII.54) pour des tubes horizontaux. Si on change de type de chaudière, on pourra choisir l'équation d'Armand (AIII.53). Nous négligeons la perte de charge statique puisque les tubes des chaudières étudiées sont horizontaux. Pour des tubes verticaux, il faut réintroduire cette composante décrite en annexe III (AIII.45).

**Chapitre V. Suivi de performance des  
chaudières**

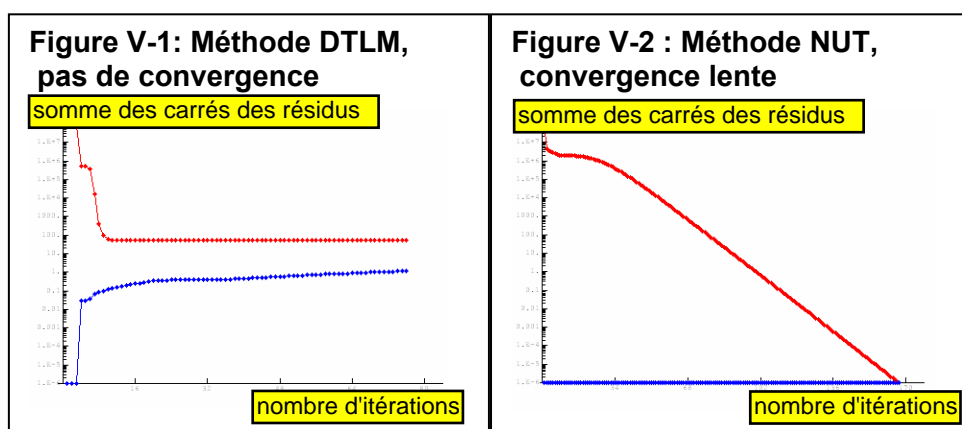
## 1 Stratégies d'initialisation

On a choisi d'utiliser la méthode du  $\Delta T$  logarithmique pour la simulation des échangeurs de chaleur. En résolution séquentielle, cette méthode nécessite plusieurs itérations avant d'obtenir une solution. Dans le cas de la simulation de chaudières à l'aide de modules FELVAL, le nombre de modules est au minimum égal au nombre de nappes de la chaudière et la résolution du problème en séquentiel devient particulièrement complexe. En effet, il faut itérer simultanément sur un grand nombre de variables « coupées » qui sont, par exemple, les températures des fumées entre les différentes nappes. Nous avons dès lors choisi d'utiliser un optimiseur permettant la résolution simultanée de toutes les équations du système. Ce type d'optimiseur peut résoudre simultanément plusieurs milliers d'équations mais il exige une initialisation cohérente des variables du système.

Quand le module SUFVAL vient de créer les unités de type FELVAL et leurs connexions, les variables qui y sont associés ont des valeurs par défaut choisies par le logiciel et bien souvent fort éloignées des valeurs réelles.

Prenons l'exemple du surchauffeur SHP1 d'ANKARA. Il contient 4 nappes de tubes que nous choisissons de découper en 7 cellules, correspondant aux 7 canaux de fumée entre les plaques tubulaires de la chaudière. Il y a donc 28 unités FELVAL et cela correspond, compte tenu des équations nécessaires décrites au chapitre IV, à 456 équations à résoudre simultanément.

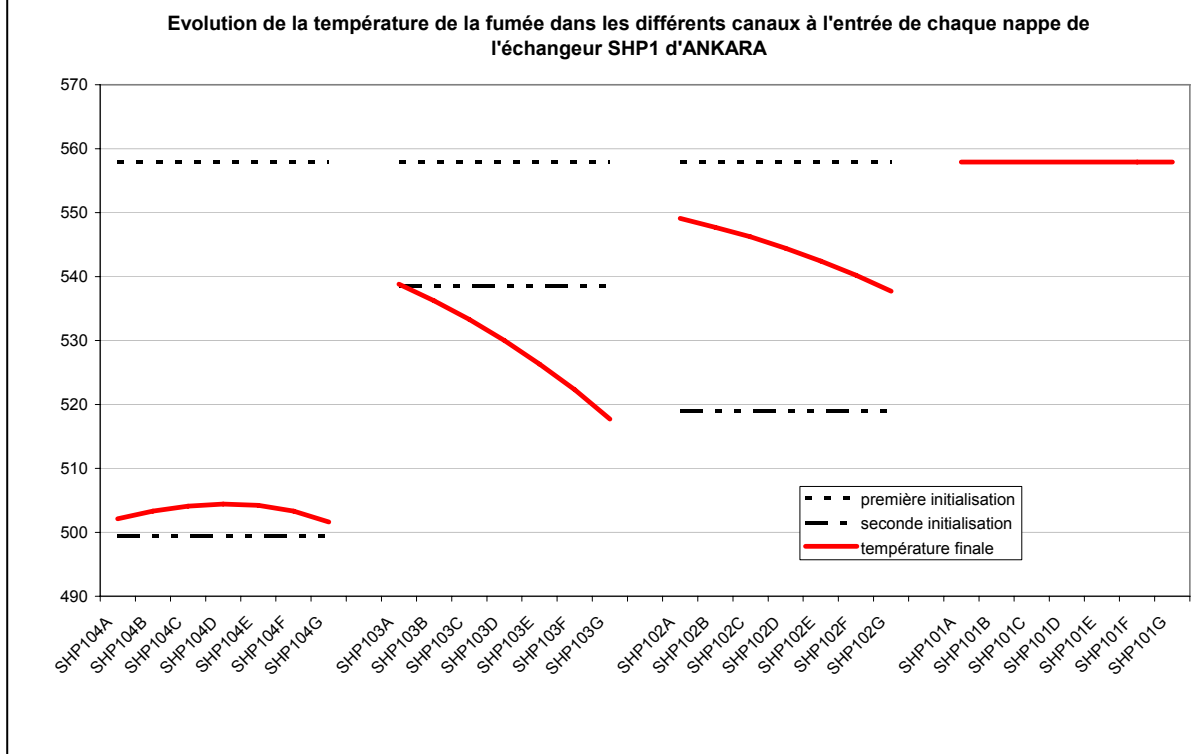
Si nous laissons les valeurs par défaut, nous n'obtenons pas de convergence comme on peut le voir sur la Figure V-1 qui montre l'évolution de la somme des carrés des résidus des équations au cours du temps. Si nous choisissons plutôt la méthode du nombre d'unités de transfert décrites en annexe IV, nous obtenons une convergence mais fort lente.



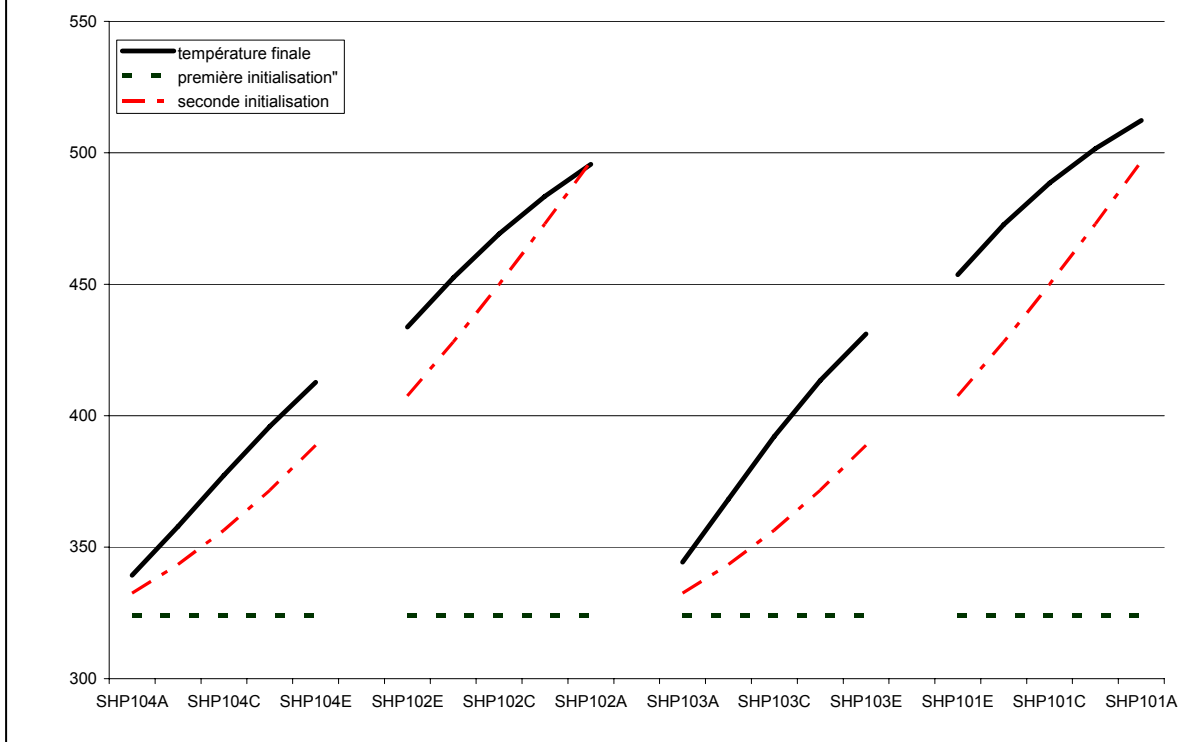
Une meilleure initialisation des variables du système est donc nécessaire.

L'initialisation que nous avons choisie est une initialisation en plusieurs étapes. Tout d'abord, nous égalons les températures de tous les flux de fumée à celle du flux d'entrée de la fumée (première initialisation de la Figure V-3). De même les températures de tous les flux d'eau sont égalées à celle du flux d'entrée en eau (première initialisation de la Figure V-4). Ensuite, nous réalisons une première simulation de l'échangeur en supposant que la charge thermique globale de l'échangeur, déterminée préalablement par une validation approximative de l'unité SUFVAL, est répartie uniformément entre les différentes unités FELVAL. La solution à ce problème nous fournit une seconde initialisation des températures aussi bien des fumées (voir la seconde initialisation sur la Figure V-3) que de l'eau (voir la seconde initialisation sur la Figure V-4).

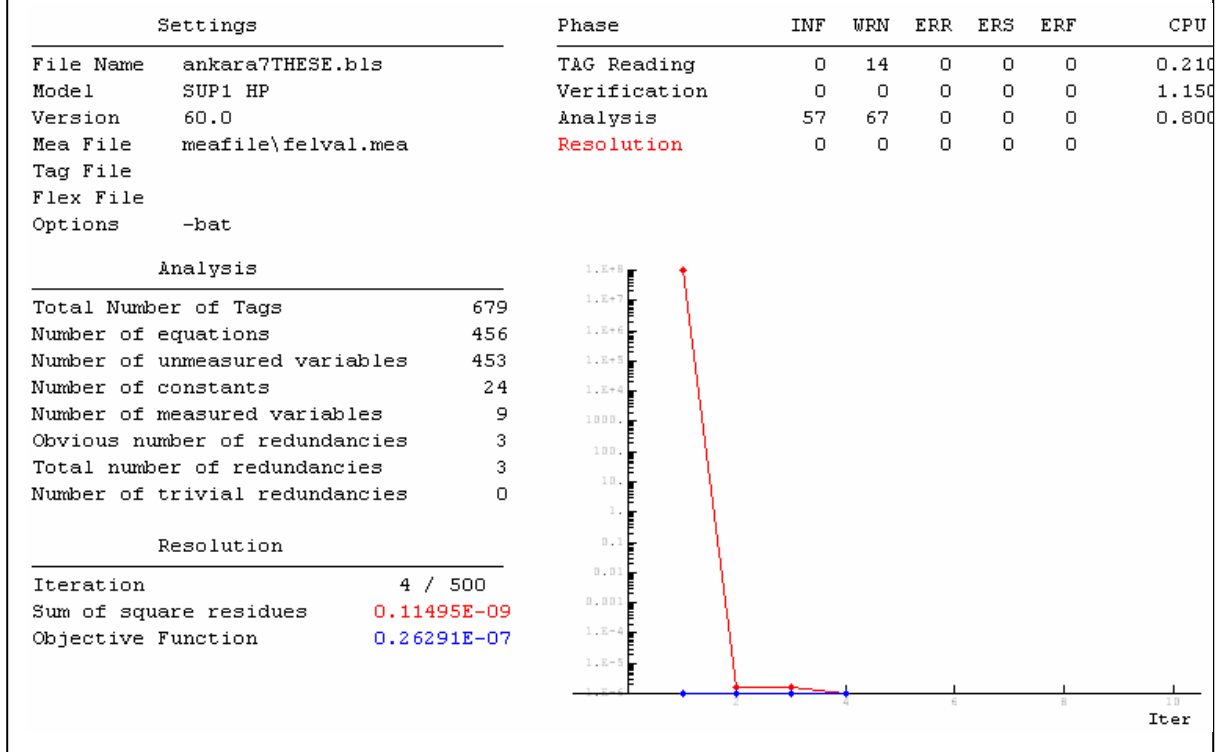
**Figure V-3 : Initialisation des flux de fumée**



**Figure V-4 : Initialisation des flux d'eau**



**Figure V-5 : Convergence après initialisation**



La figure V-5 montre qu'avec ces initialisations, l'algorithme de résolution atteint très rapidement la convergence. Il trouve la solution du système de 456 équations en 4 itérations.

## 2 Modélisation des chaudières de référence

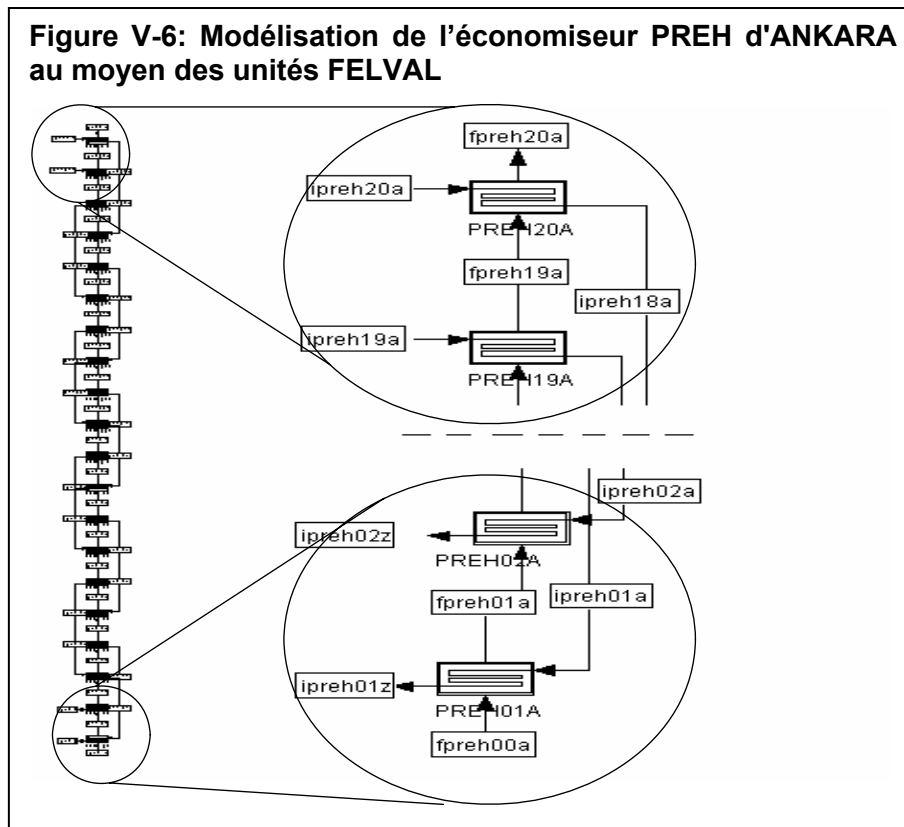
Afin de montrer l'intérêt d'utiliser des modules de type FELVAL pour modéliser des parties ou la totalité d'une chaudière de récupération, nous avons repris les échangeurs des chaudières de référence d'Ankara et de CMI et nous les avons simulés au moyen des unités FELVAL.

### 2.1. Chaudière d'Ankara

La chaudière d'Ankara étant particulièrement volumineuse, nous ne présenterons ici comme exemples qu'un type d'échangeur sur chaque niveau de pression. Nous aurons ainsi un économiseur BP, un vaporiseur MP et un surchauffeur HP.

#### 2.1.1. PREH : ÉCONOMISEUR BP

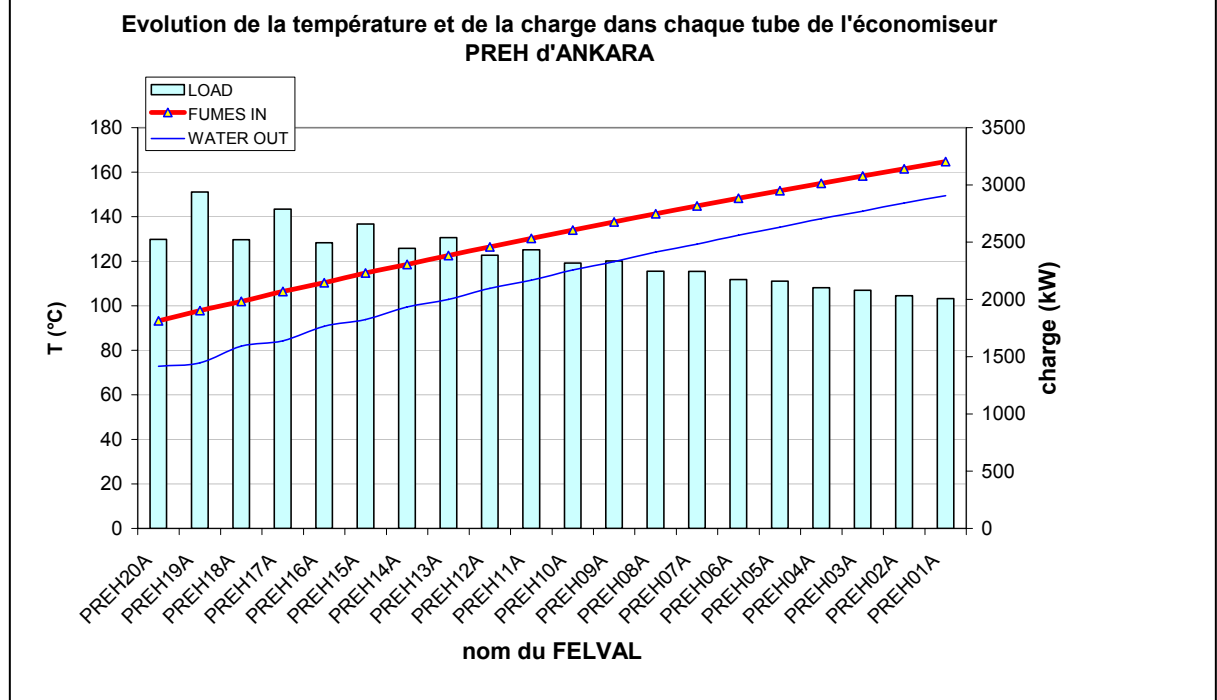
Il est composé de 20 nappes de tubes disposés en quinconce. L'eau parcourt l'échangeur sur 10 passes (ntp=1). La modélisation est présentée à la Figure V-6. Elle a été réalisée à partir d'un module SUFVAL nommé PREH qui a automatiquement créé les unités FELVAL avec leur nom ainsi que les connexions entre les unités avec leur nom.



L'utilisation des unités FELVAL permet de connaître l'évolution des températures des fluides ainsi que les charges thermiques sur chacune des nappes de l'échangeur (voir Figure V-7).

On remarque que les nappes des rangées impaires ont une charge thermique plus importante particulièrement dans la partie « froide » de l'échangeur. Le débit d'eau dans les rangées impaires est légèrement plus faible que dans les rangées paires.

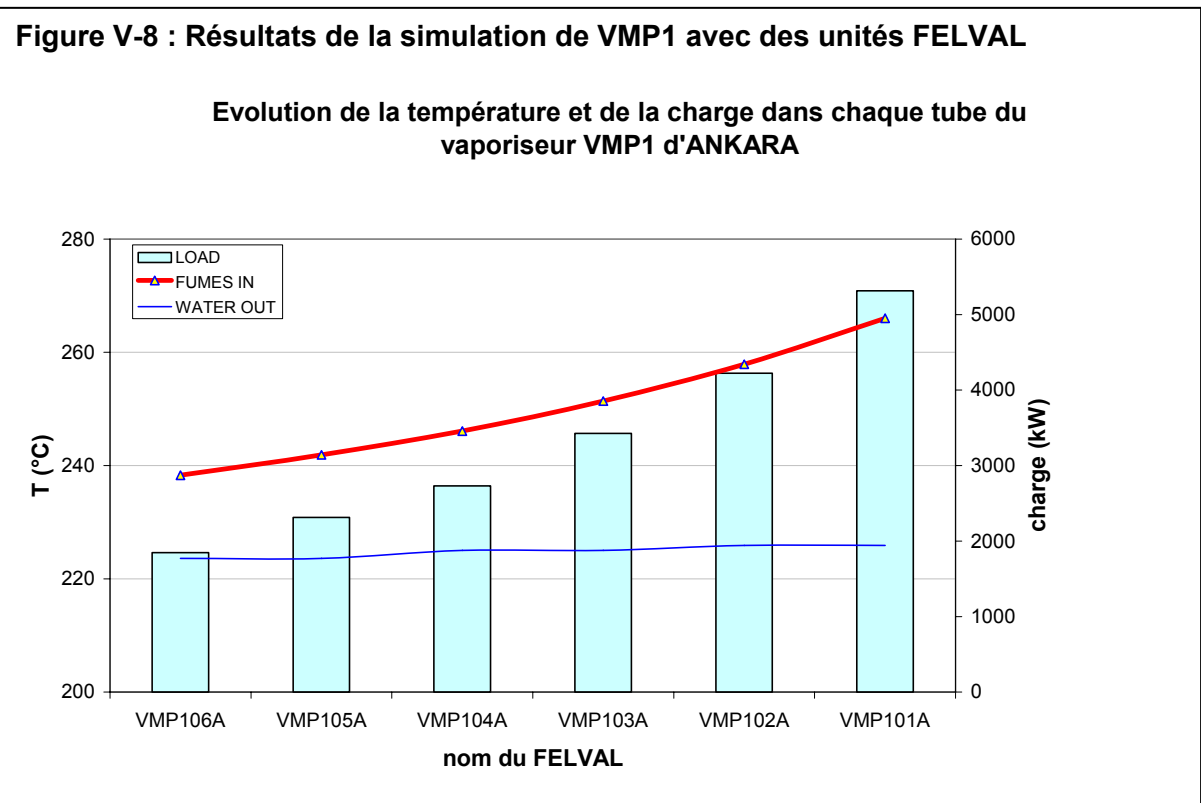
**Figure V-7 : Résultat de la simulation de PREH avec des unités FELVAL**



**2.1.2. VMP1 : VAPORISEUR MP**

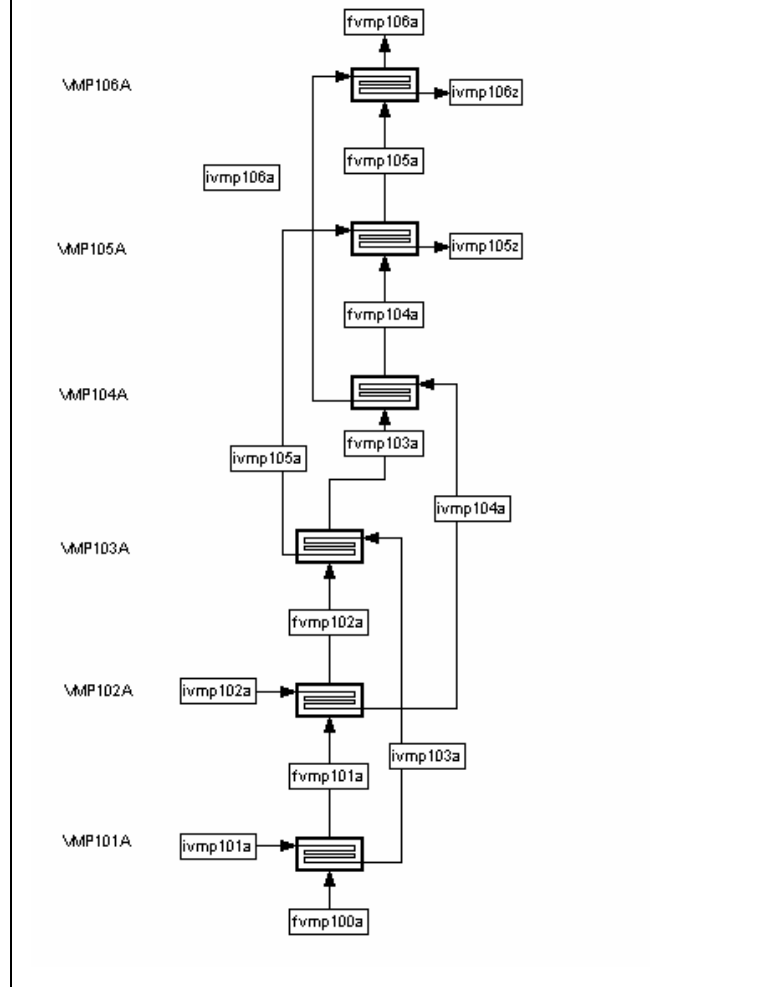
Il est composé de 6 nappes de tubes disposés en quinconce et à co-courant. Il y a un tube en parallèle (et donc 3 passes). L'unité SUFVAL de départ se nomme VMP1.

La modélisation est présentée à la Figure V-9 et les résultats de la simulation à la figure V-8.





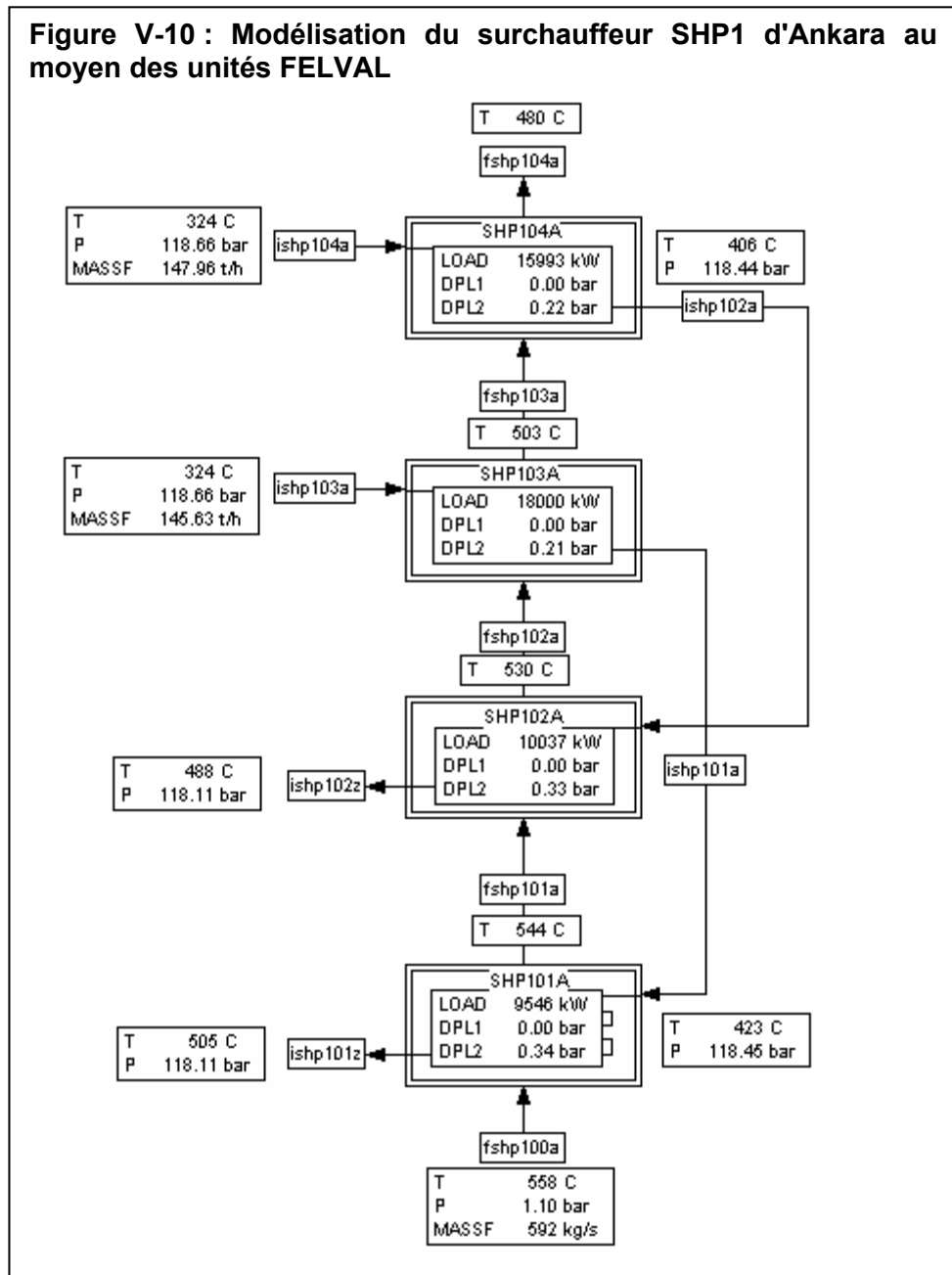
**Figure V-9 : Modélisation du vaporiseur VMP1 d'Ankara au moyen des unités FELVAL**



La charge thermique des tubes proches de l'entrée est nettement plus élevée, en raison d'une différence de température plus importante. La légère variation de la température d'ébullition de l'eau est due aux pertes de charge.

### 2.1.3. SHP1 : SURCHAUFFEUR HP

Le surchauffeur HP d'Ankara est composé de 4 nappes de tubes en quinconce. Il présente 1 tube en parallèle. L'unité SUFVAL de départ était SHP1. Tous les noms des FELVAL ainsi que des connexions créés automatiquement découlent de ce dernier.

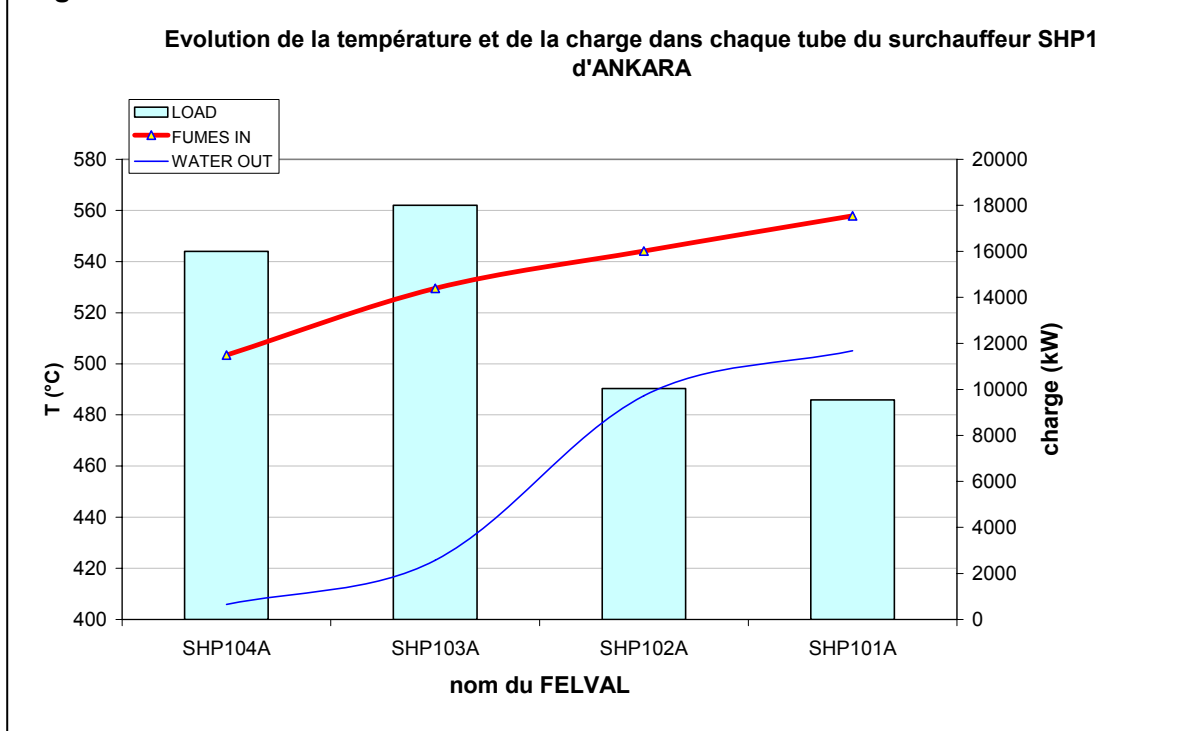


Sur la Figure V-10, on peut voir le modèle développé ainsi que les résultats obtenus. Pour rappel, les flux dont le nom commence par « f » sont des flux de fumée, ceux dont le nom commence par « i » sont des flux d'eau. On remarque que le débit d'eau n'est pas identique dans les deux circuits parallèles : le débit total s'est réparti pour équilibrer les pertes de charge.

De plus, les charges thermiques (load) ne sont pas identiques et donc les propriétés de l'eau à la sortie ne sont pas semblables.

Sur la Figure V-11, on voit clairement apparaître la différence de charge thermique entre la première et la seconde passe dans l'échangeur.

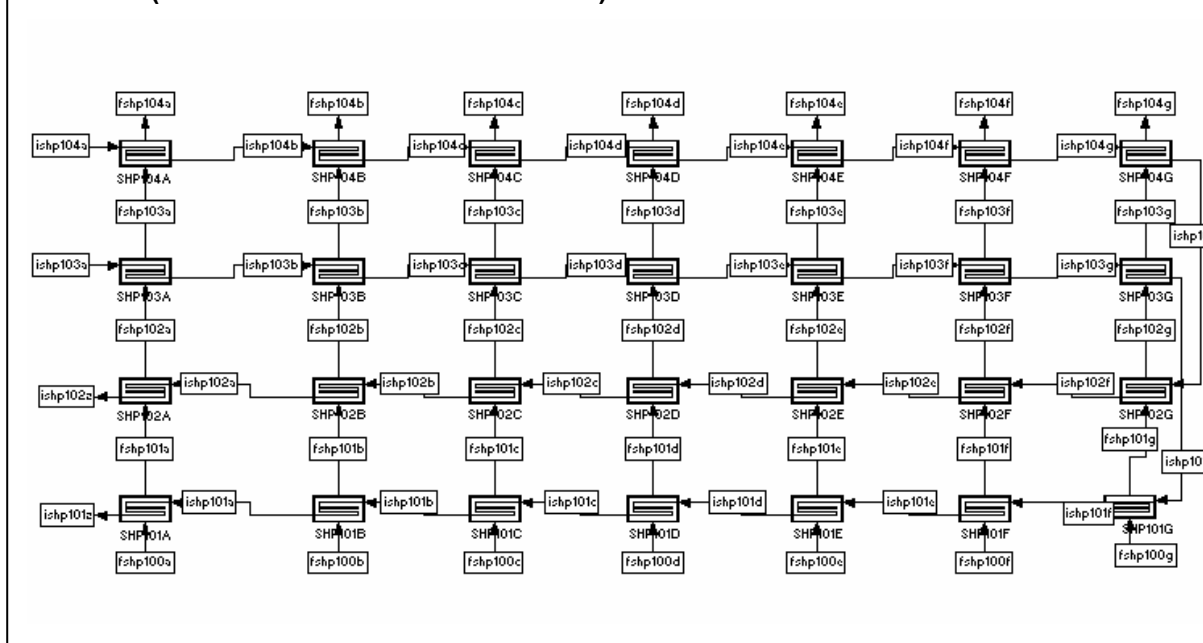
**Figure V-11 : Résultats de la simulation de SHP1 avec des unités FELVAL**



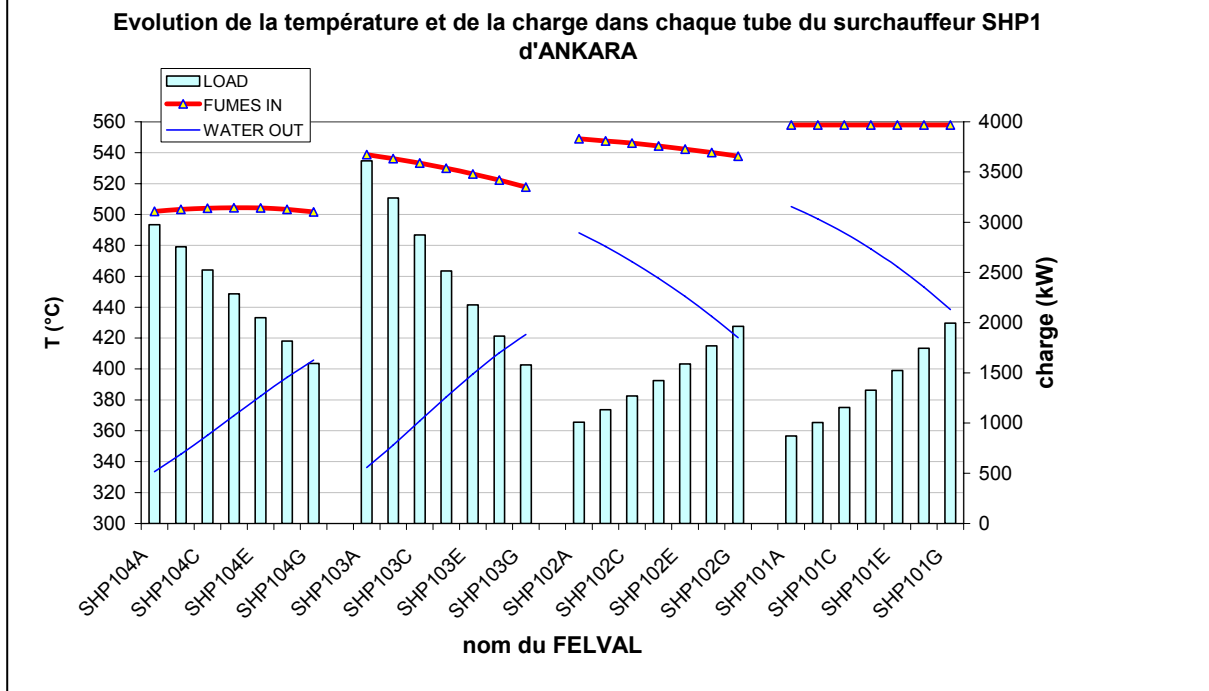
Dans les chaudières, les tubes sont soutenus tous les 3 mètres environ par des plaques tubulaires. La présence de ces plaques canalise la fumée : la fumée entrée dans un canal ne pourra plus se mélanger à la fumée entrée dans un autre canal. On observe donc une distribution non homogène de la température sur une même nappe. Pour la chaudière d'Ankara, il y a 8 plaques tubulaires distantes de  $\pm 2.9m$ , 7 canaux de fumée sont donc présents. Nous allons modéliser le comportement de la fumée dans ces canaux en divisant les nappes de tubes en 7 cellules avec 1 FELVAL par cellule.

L'unité SUFVAL SHP1 génère à nouveau toute la structure nécessaire ainsi que les connexions. La modélisation résultante est présentée à la Figure V-12.

**Figure V-12 : Modélisation du surchauffeur SHP1 d'Ankara au moyen des unités FELVAL (division des tubes en 7 cellules)**



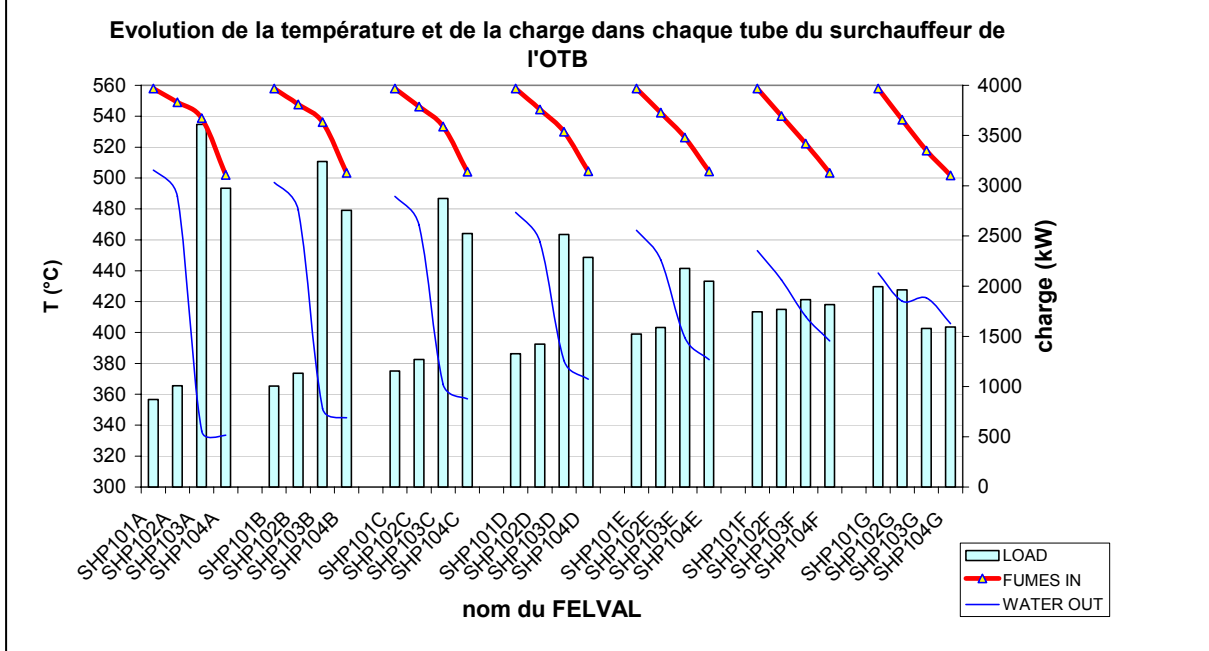
**Figure V-13 : Résultats par nappe de la simulation de SHP1 avec 7 cellules d'unités FELVAL**



On peut ainsi suivre l'évolution de la température de la fumée et de l'eau à l'entrée de chaque nappe du surchauffeur (voir Figure V-13).

On peut au contraire choisir de visualiser l'évolution des températures à l'intérieur d'un canal de fumée (voir Figure V-14). On peut ainsi voir que dans le dernier canal (F), les charges thermiques sont forts semblables et les températures côté eau évoluent seulement entre 400°C et 440°C. Dans le premier canal par contre (A), les charges thermiques sont différentes d'un tube à l'autre et la température côté eau évolue entre 330°C et 500°C. Les tubes de la chaudière seront donc beaucoup plus sollicités dans le premier canal que dans le dernier. La possibilité d'évaluer finement les profils de température est précieuse pour le

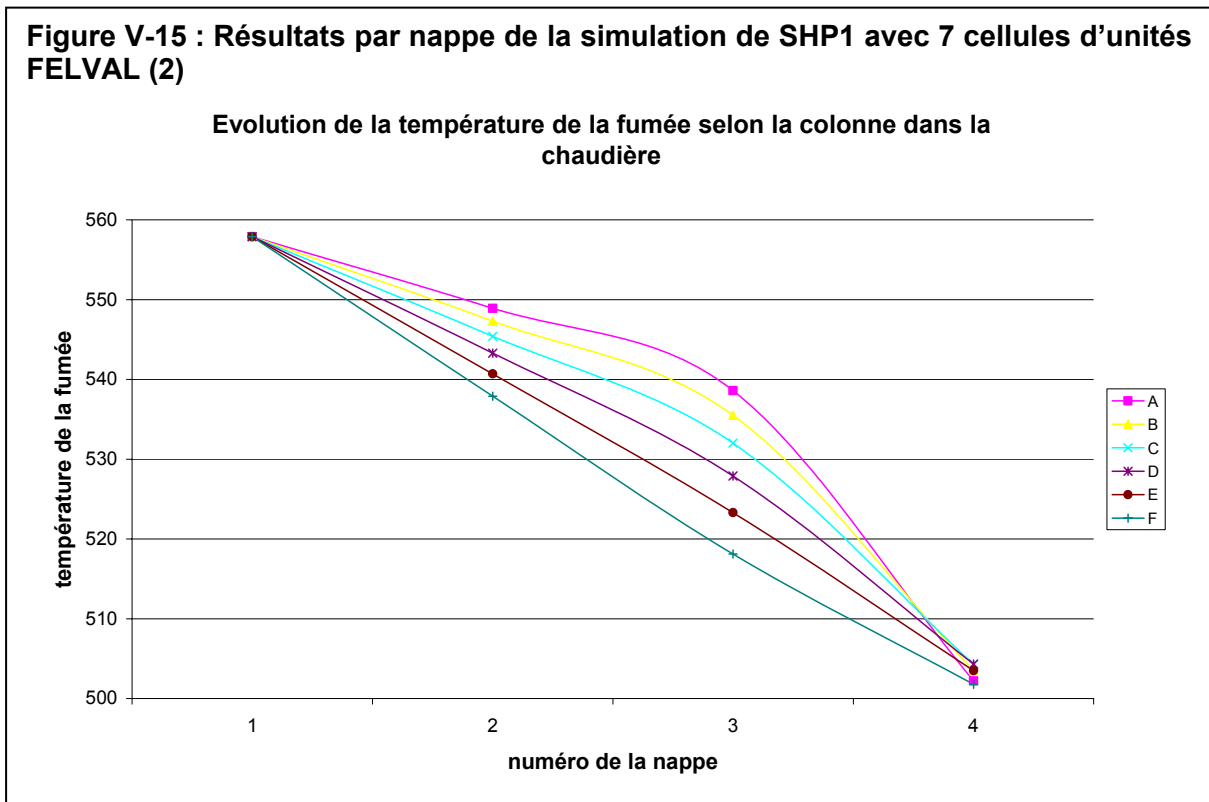
**Figure V-14 : Résultats par canal de fumée de la simulation de SHP1 avec 7 cellules d'unités FELVAL**



diagnostic de problèmes.

On peut finalement visualiser l'évolution des températures de la fumée dans chaque canal (voir Figure V-15).

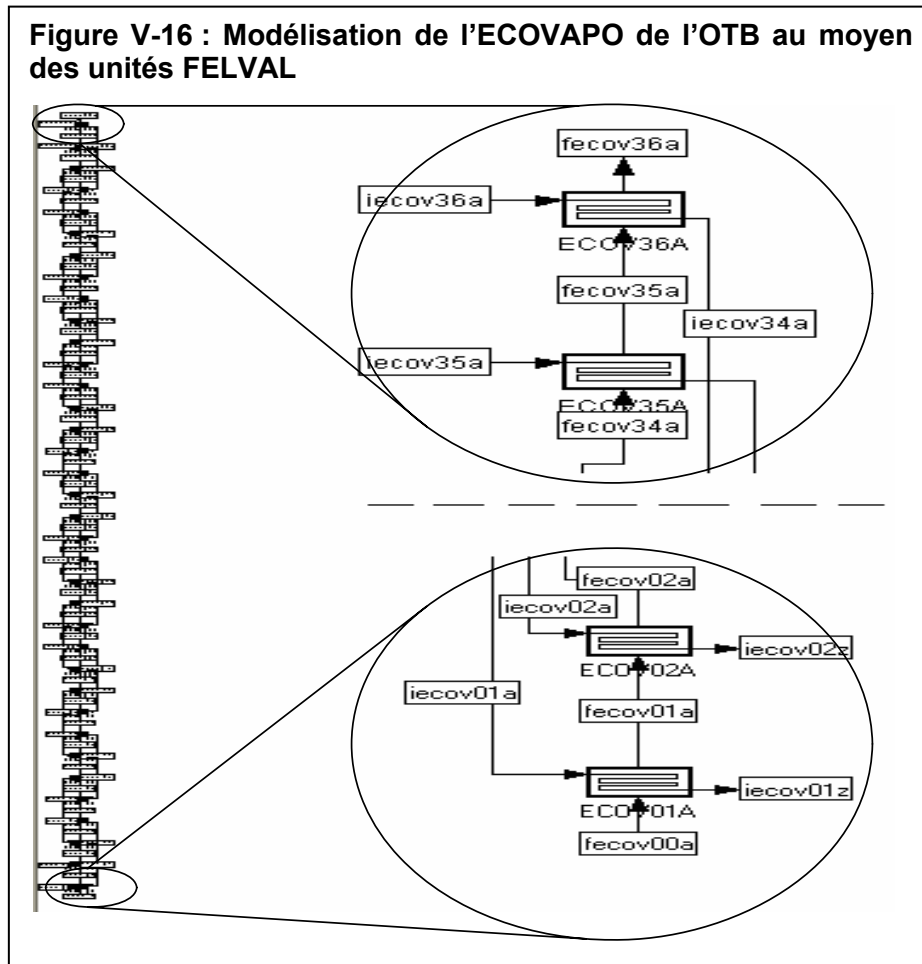
**Figure V-15 : Résultats par nappe de la simulation de SHP1 avec 7 cellules d'unités FELVAL (2)**



## 2.2. Chaudière OTB

### 2.2.1. ECOVAPO DE L'OTB

L'ecovapo de l'OTV est constitué de 36 nappes de tubes disposés en quinconce avec 1 tube en parallèle. Il est modélisé à la Figure V-16.

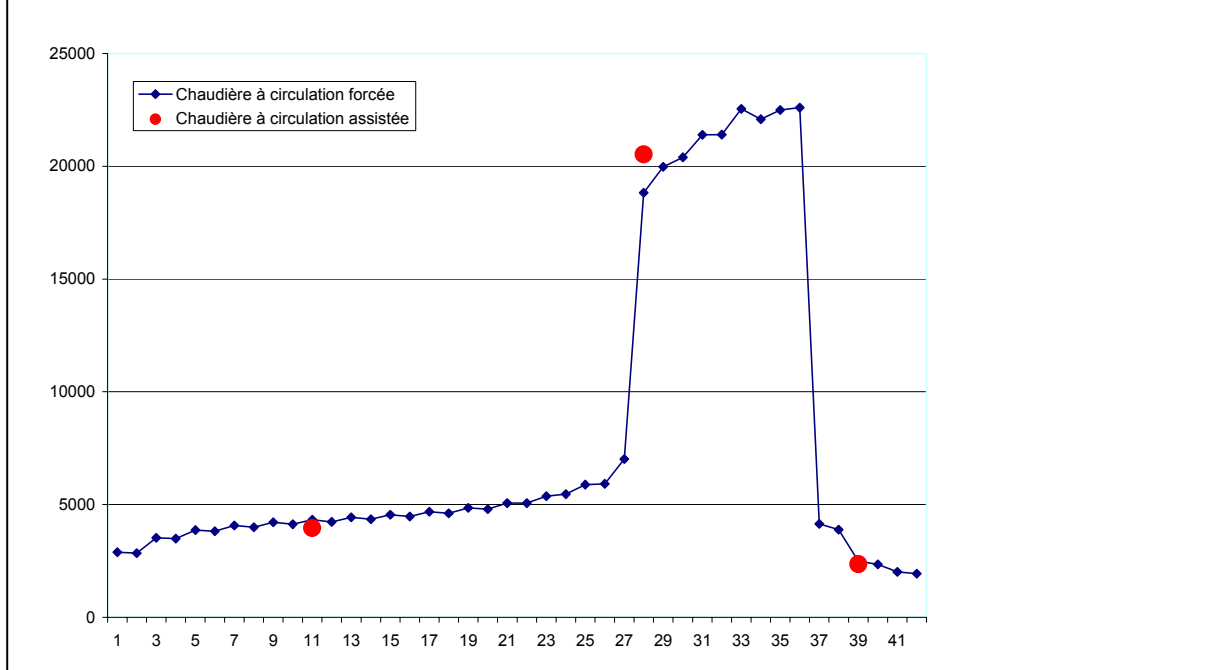


Les résultats de la simulation sont présentés pour l'ensemble de l'OTB à la figure V-18.

L'utilisation des FELVAL permet d'avoir accès à tous les paramètres des fluides sur toutes les nappes de la chaudière mais également à tous les paramètres caractéristiques de l'échange thermique.

A la figure V-17, on présente une comparaison entre les valeurs des coefficients de transfert recalculés sur chacune des nappes de tubes de l'OTB aux coefficients de transfert qu'on aurait obtenu en utilisant une chaudière à circulation assistée. On constate que les coefficients de transfert obtenus pour chaque FELVAL de l'économiseur et du surchauffeur sont bien du même ordre de grandeur que ceux obtenus pour une chaudière à circulation assistée. Pour le vaporiseur par contre, des différences sont constatées puisque dans une chaudière à circulation forcée, la vaporisation est menée jusqu'à son terme, ce qui n'est pas le cas pour l'autre type de chaudière où un ballon de vaporisation recueille le mélange eau/vapeur issue du vaporiseur pour séparer les deux phases. De plus, comme c'est expliqué en annexe IV, le calcul des coefficients de transfert dans le vaporiseur d'une chaudière à circulation assistée est réalisé à l'aide d'une corrélation hautement simplifiée ce qui n'est pas le cas pour le calcul des FELVAL.

**Figure V-17 : Comparaison des coefficients de transfert entre une chaudière de type OTB et une chaudière à circulation assistée**



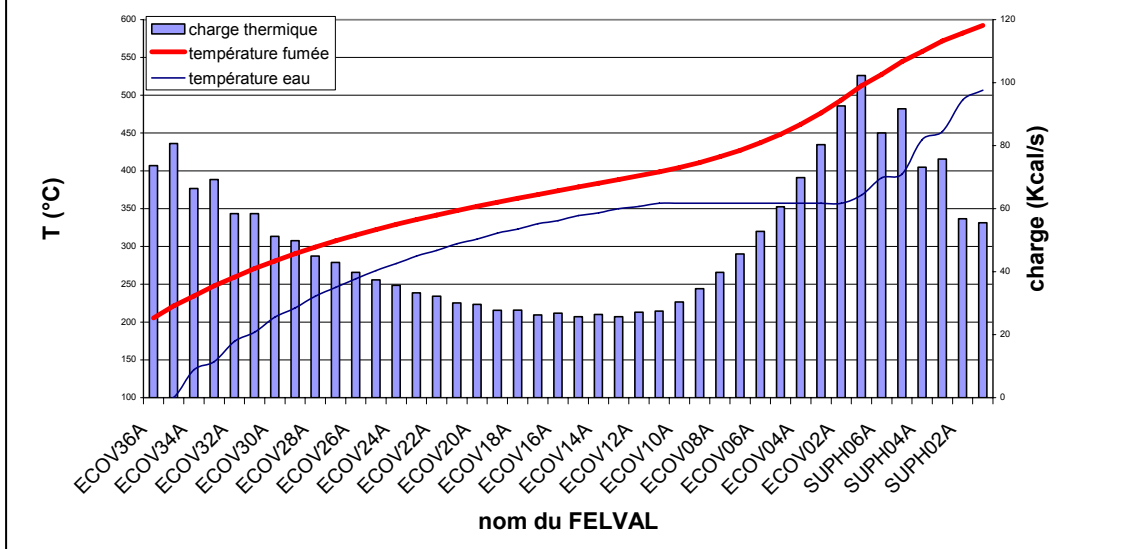
### 2.2.2. SURCHAUFFEUR DE L'OTB

Le surchauffeur de l'OTB est constitué de 6 nappes de tubes disposés en quinconce avec 1 tube en parallèle. Il est modélisé à la figure V-20.

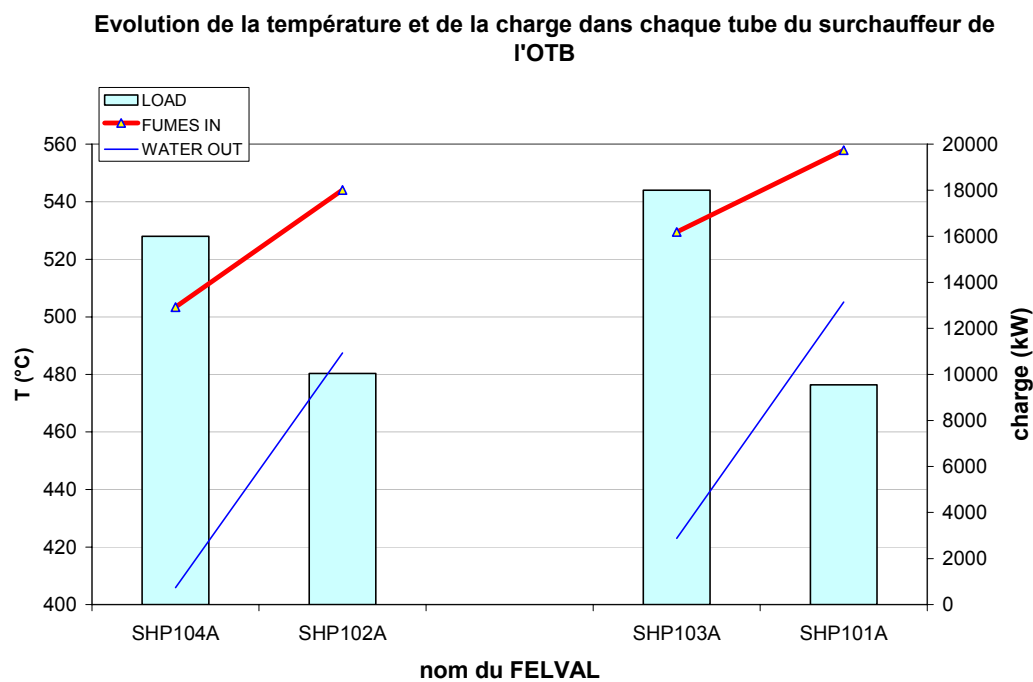
Les résultats de la simulation sont présentés pour l'ensemble de l'OTB aux figures V-18 et V-19.

**Figure V-18 : Résultats de la simulation de l'OTB avec des unités FELVAL**

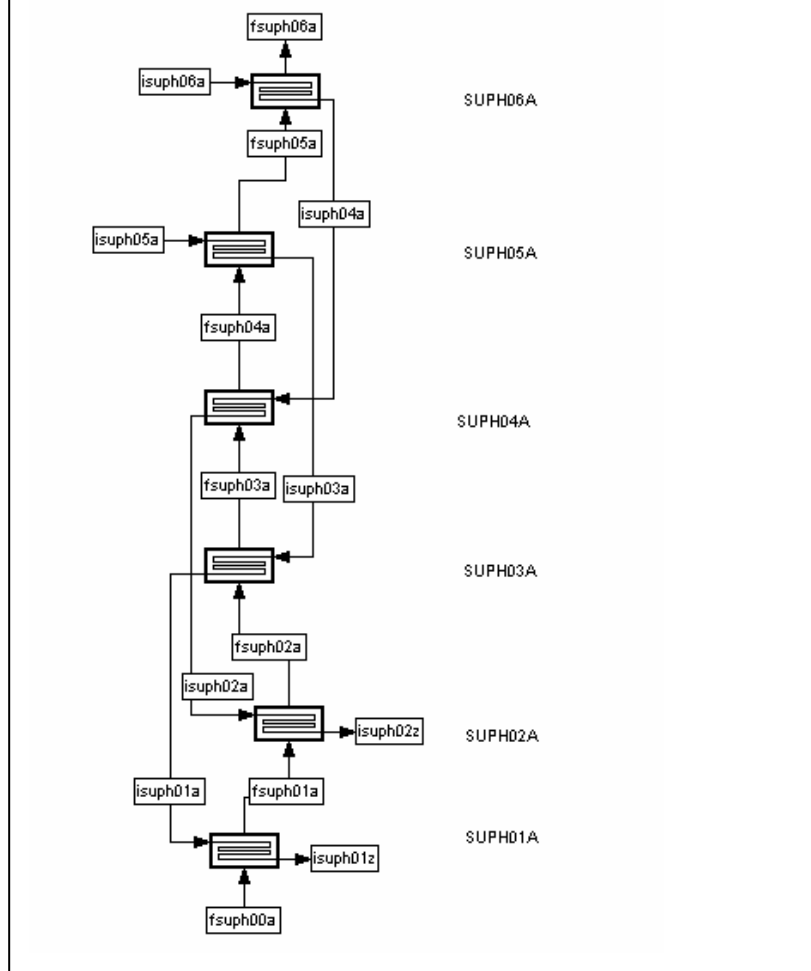
**Evolution de la température et de la charge dans chaque tube de l'OTB**



**Figure V-19 : Résultats de la simulation du surchauffeur de l'OTB avec des unités FELVAL**



**Figure V-20 : Modélisation du surchauffeur de l'OTB au moyen des unités FELVAL**





Un avantage à l'utilisation des unités FELVAL est également, lors de la vaporisation, de connaître exactement l'état de l'eau à tout endroit de la chaudière. Le tableau suivant reprend l'ensemble des unités FELVAL de l'OTB et présente l'état du flux à l'entrée, à la sortie et en moyenne dans le tube.

<i>Nom de l'unité FELVAL</i>	<i>SORTIE</i>	<i>ENTREE</i>	<i>MOYENNE</i>
ECO36A>ECOV09A	Water Single Flow	Water Single Flow	Water Single Flow
ECOV08A	wavy	Water Single Flow	wavy
ECOV07A	wavy	Water Single Flow	wavy
ECOV06A	plug slug	wavy	wavy
ECOV05A	plug slug	wavy	plug slug
ECOV04A	plug slug	plug slug	plug slug
ECOV03A	plug slug	plug slug	plug slug
ECOV02A	annular	plug slug	plug slug
ECOV01A	annular	plug slug	annular
SUPH06A	Steam Single Flow	annular	plug slug
SUPH05A	Steam Single Flow	annular	plug slug
SUPH04A>SUPH1A	Steam Single Flow	Steam Single Flow	Steam Single Flow

Il est donc capital de disposer d'un modèle adaptant automatiquement le calcul du coefficient de transfert et des pertes de charge au régime d'écoulement dans les tubes. Pour le calcul des coefficients de transfert dans FELVAL, on se basera sur les conditions moyennes dans le tube.

Notons que ces transitions de régime introduisent des discontinuités dans les systèmes d'équations, ce qui en rend la résolution numérique particulièrement délicate.

### 3 Comparaison LMTD-NUT

Le modèle FELVAL que nous avons développé, peut utiliser aussi bien l'approche « européenne » du  $\Delta T$  logarithmique (DTLM) que l'approche « américaine » du nombre d'unités de transfert (NUT). Contrairement à l'usage « classique » de ces deux méthodes, un grand nombre d'échangeurs sont calculés simultanément, ce qui complique fortement la résolution du problème.

Les deux méthodes donnent les mêmes résultats mais une différence très claire apparaît au niveau de la vitesse de la convergence. Lorsque la bonne méthode d'initialisation des variables a été appliquée, DTLM converge beaucoup plus rapidement que NUT (tableau V-1). Pour résoudre simultanément les équations produites par le système, 2 méthodes de résolution ont été employées : le premier est une version de l'optimiseur SQPIP (Kyriakopoulou D. J. 1997) et le second optimiseur est basé sur l'algorithme de Han-Powell : SOLDOG (Chen H.S. and Stadtherr M.A. 1984).

Le tableau V-1 donne la vitesse de résolution (avec un ordinateur Intel Pentium M, un processeur RAM de 1.6 gigahertz, 592 mégahertz et 504 Mo RAM) pour les divers cas considérés.

Nous avons repris comme exemple le surchauffeur SHP1. Il a été calculé successivement avec 4 modules (cas 1, 80 équations), 20 modules (cas 2, 335 équations) et 40 modules

	LMTD		NTU	
	<i>SOLDOG</i>	<i>SQPIP</i>	<i>SOLDOG</i>	<i>SQPIP</i>
<i>CAS 1</i>	0.78	1.9	2.0	4.7
<i>CAS 2</i>	4.83	9.4	33.3	84.6
<i>CAS 3</i>	8.76	18.5	102.2	237.8

(cas 3, 640 équations).

Nous avons ensuite effectué des modifications des conditions de l'entrée pour voir comment la résolution avec DTLM et NUT a été affectée. D'abord, on a modifié le débit d'eau à l'intérieur du tube ensuite, on a changé la température de la fumée à l'entrée du surchauffeur.

Pour converger, DTLM a besoin d'une initialisation plausible, proche de la solution. Si on divise l'écoulement d'eau par 2, l'eau sera encore plus chaude. Bien qu'éloignée, l'initialisation avec les données de base n'est pas mauvaise. Si on multiplie maintenant les débits par 2, un croisement des profils de température peut apparaître pendant la convergence, ce qui interdit l'évaluation du DTLM (logarithme d'un nombre négatif). Ce cas est dès lors difficile à résoudre avec DTLM (la multiplication des débits est alors équivalente à une mauvaise initialisation). Il est par conséquent nécessaire d'utiliser un point de départ plus plausible que les données du cas de base.

La méthode du DTLM aura moins de difficulté à gérer une modification de la température de la fumée du moins tant que celle-ci reste plus chaude que la température de sortie de la vapeur du cas de base.

La méthode du NUT est beaucoup plus stable. C'est dû au type d'équations à résoudre qui tiennent compte seulement de la configuration de l'échangeur, de la capacité de chaleur des fluides impliqués et des températures d'admission de ces fluides.

### **3.1. Conclusions**

DTLM versus NUT, c'est la vitesse face à l'efficacité. Dans la grande majorité des cas étudiés, on choisira la vitesse de la convergence avec DTLM puisque les résultats obtenus sont semblables. Dans quelques cas limites (près du point de vaporisation) ou quand des modifications importantes doivent être faites à la chaudière, on choisira la stabilité de la convergence avec NUT.

DTLM versus NUT, c'est également la rigueur face à la simplicité. Si le temps assigné pour calculer un échangeur est extrêmement limité ou qu'aucun optimiseur suffisamment efficace n'est disponible pour résoudre les équations produites par DTLM, puisque les solutions obtenues sont identiques, on n'hésitera pas à choisir NUT.

Quelle que soit la méthode de résolution choisie, une bonne initialisation des variables du système est nécessaire. Une initialisation avec une charge thermique identique sur chaque module FELVAL est très simple à réaliser et très efficace.

## **Chapitre VI. Design des chaudières**

## 1 Dimensionnement d'une chaudière de récupération à circulation assistée.

Lors du dimensionnement d'une chaudière, les données initiales sont les performances à réaliser (température, pression et débit de vapeur) ainsi que les caractéristiques des fumées (température et composition). On connaît également la perte de charge maximale admissible côté fumée ( $dp_{fmax}$ ) et côté vapeur ( $dp_{vmax}$ ) ainsi que le nombre d'échangeurs nécessaires ( $N_{ech}$ ) qui aura été déterminé par une optimisation préalable du cycle combiné. Il faut remarquer que cet optimum ne correspondra pas nécessairement à l'optimum énergétique si celui-ci est réalisé grâce à l'imbrication des échangeurs entre eux car l'expérience a montré qu'il est en fait plus rentable de garder les échangeurs indépendants les uns des autres. On se fixera également la longueur et le diamètre des tubes dans la chaudière.

Dans un premier temps, on va réaliser un bilan thermique général afin de déterminer si une postcombustion est nécessaire. Si tel est le cas, on se donnera un point de pincement minimum aux vaporiseurs afin de déterminer le débit de postcombustion minimum. On pourra alors recalculer les propriétés de la fumée après postcombustion et faire un bilan thermique sur chaque échangeur.

$$Q_i = \text{débit}_{\text{eau},i} * (H_{v,i}^s - H_{v,i}^e) \quad (6.1)$$

On sait également que pour un échangeur de chaleur en contre-courant, on peut écrire (annexe 4)

$$Q_i = U_i * A_i * DTLM_i \quad (6.2)$$

Ou encore

$$\frac{Q_i}{DTLM_i} = U_i * A_i \quad (6.3)$$

Le premier terme de l'équation (6.3) est totalement connu puisque les bilans énergétiques ont été réalisés sur chaque échangeur. Il reste donc à déterminer  $U_i$  pour connaître la surface d'échange nécessaire sur chacune des zones.

Les coefficients de transfert de chaleur dépendent non seulement du type de fluide et des conditions opératoires mais également de la géométrie de l'échangeur de chaleur. Il est donc nécessaire de faire une hypothèse sur la géométrie de l'échangeur pour calculer le coefficient de transfert. Cette hypothèse devra être validée à la fin du calcul.

- La surface d'échange d'un élément de chaudière dépend de différents termes :
- La longueur (L) et le diamètre des tubes ( $d_0$ ) ;
- Le type d'ailette (pleine ou crantée);
- La densité des ailettes (nfm);
- Le nombre de tubes constituant une nappe (ou le nombre d'éléments,  $nelem$ );
- Le nombre de nappes constituant la partie de la chaudière que l'on dimensionne ( $nrow$ ).

On s'est déjà fixé la longueur et le diamètre des tubes ainsi que le type d'ailette.

Le calcul s'effectue comme suit:

Pour un nombre d'ailettes et un nombre d'éléments déterminés (on doit faire une hypothèse), on calcule la surface d'une nappe ( $A_{nappe}$ ). On peut alors déterminer un coefficient d'échange correspondant à une zone précise (préchauffe, vaporisation ou surchauffe);

Connaissant le coefficient d'échange ( $U_i$ ) et le résultat de l'équation (6.3), on détermine la surface d'échange nécessaire ( $A_i$ ) ;

Connaissant la surface d'échange on calcule le nombre de nappes ( $n_{row}$ ) nécessaires puisqu'on connaît la surface d'une nappe.

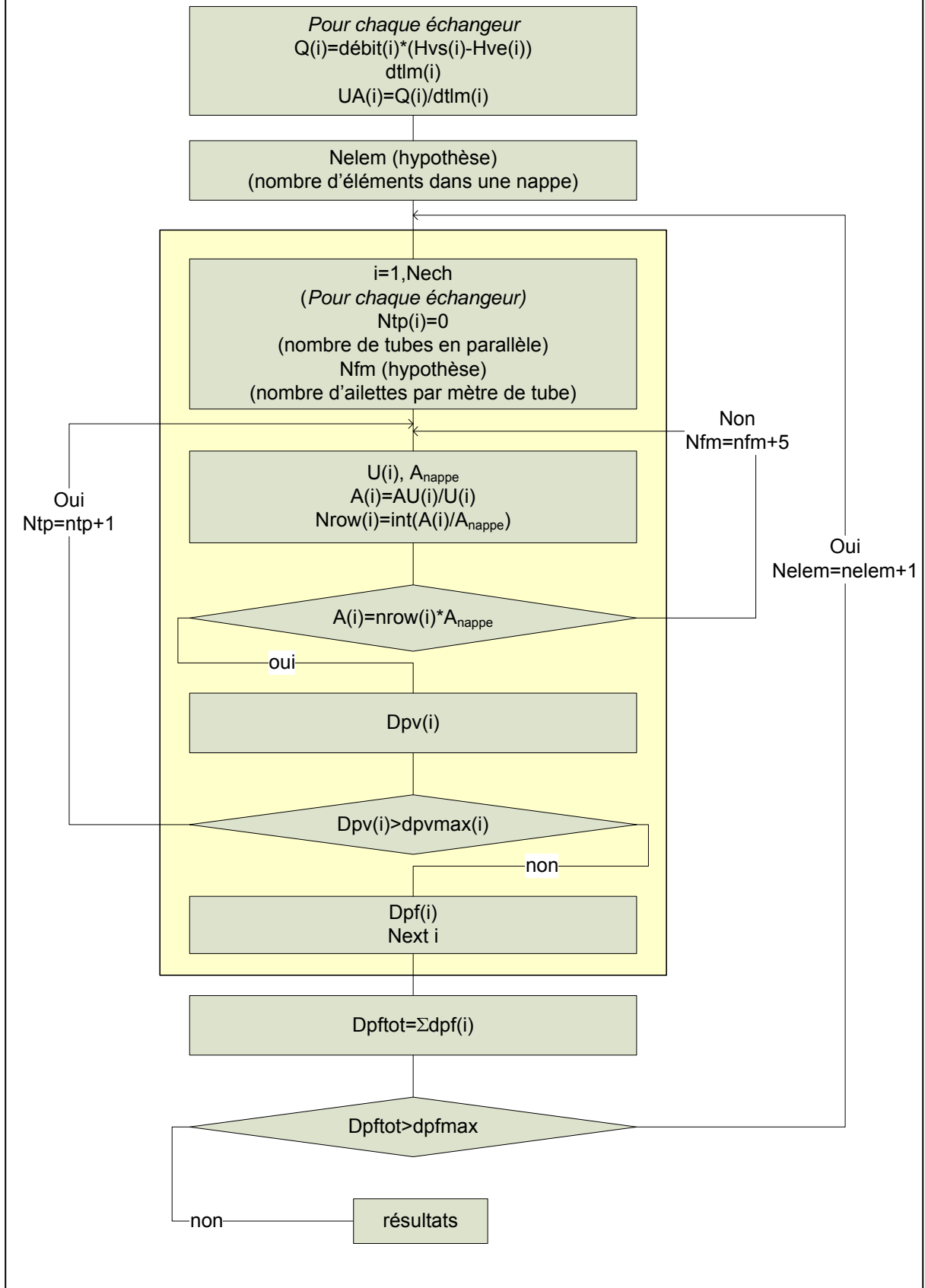
Ce nombre de nappes est ajusté de manière à obtenir un nombre entier. On calcule une nouvelle surface totale ( $A_{totale}$ ) différente de la surface d'échange calculée, on va alors ajuster le nombre d'ailettes de manière à obtenir la surface voulue.

Au point 1, on avait fait une hypothèse sur le nombre d'éléments constituant une nappe de l'échangeur. Cette hypothèse va être confirmée en calculant la perte de charge côté fumée. Si cette perte de charge est supérieure à une limite préalablement fixée par l'utilisateur, il faut augmenter le nombre d'éléments dans la nappe (afin d'augmenter la surface de passage pour la fumée) et recommencer le calcul au début.

Dans un dimensionnement, il faut également déterminer quel sera le nombre de tubes en parallèle ( $n_{tp}$ ) dans l'échangeur. Ce nombre de tubes va dépendre de la perte de charge admise côté eau. Pour ce faire on part du nombre de tubes en parallèle minimum, on calcule la perte de charge et on la compare à une limite fixée par l'utilisateur. Tant que la perte de charge n'est pas inférieure à cette limite, on ajoute 1 tube en parallèle et on recommence le calcul.

Il faut remarquer que dans une chaudière de récupération, on cherchera à obtenir le même nombre d'éléments sur chaque nappe de tube, c'est pourquoi la modification du nombre d'éléments se fait sur la chaudière entière et non sur chaque échangeur séparément.

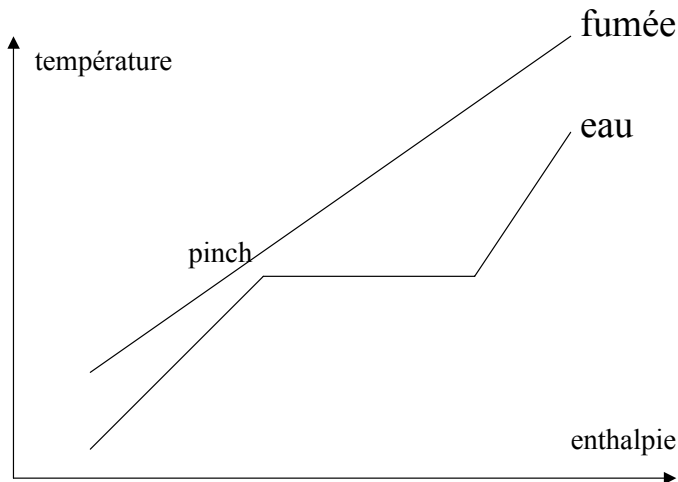
**Figure VI-1 : Procédure de dimensionnement d'une chaudière**



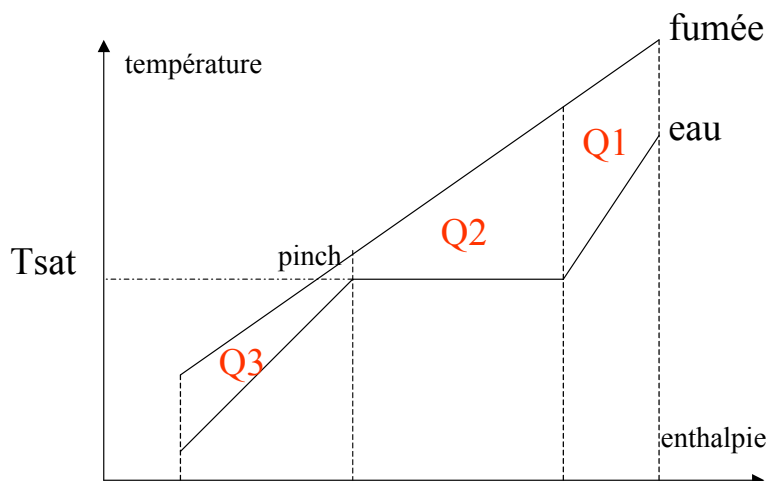
## 2 Dimensionnement d'une chaudière à circulation forcée

Une unité spécialement destinée au dimensionnement des différents éléments d'une chaudière à circulation forcée et à un niveau de pression, a été développée sur la base de l'analyse du contenu énergétique des fumées. Cette unité porte le nom de SUFVAL.

Le dimensionnement se fait en plusieurs étapes. On détermine tout d'abord les débits d'eau et de fumée sur base de l'analyse des bilans énergétiques et d'un point de pincement (pinch point) imposé à l'avance.



Les débits étant fixés, puisqu'on connaît la température à laquelle s'effectue la vaporisation de l'eau ( $T_{sat}$ ) dans des conditions sous critiques, on peut diviser la charge thermique nécessaire ( $Q$ ) en trois parties :  $Q_1$  pour la zone de surchauffe,  $Q_2$  pour la zone de vaporisation,  $Q_3$  pour la zone de préchauffe de l'eau. En conditions supercritiques, la subdivision en trois zones n'est plus nécessaire puisqu'il n'y a plus de changement d'état de l'eau.



On calcule alors un coefficient de transfert pour chacune des zones identifiées. Le raisonnement est alors identique à celui développé pour les chaudières de récupération à circulation assistée.



### 3 Exemple de dimensionnement d'une chaudière à circulation forcée

#### Données vapeur

Pression : 43 bar  
 Température de la vapeur vive : 465°C  
 Température de l'eau alimentaire : 60°C

#### Données gaz

Température du gaz : 499°C  
 Débit de gaz : 83.9 kg/s  
 Composition :  
     Ar 1.26%wt  
     CO2 4.89%wt  
     H2O 4.15%wt  
     O2 15.82%wt  
     SO2 0%wt  
     N2 73.89%wt

La distance entre 2 plaques tubulaires dans la chaudière est des 3.067m. La longueur des tubes dans la chaudière doit être un multiple de cette distance. De plus, on demande de respecter un rapport longueur sur largeur compris entre 2 et 3 et de dimensionner une chaudière aussi légère que possible.

La largeur d'une chaudière se calcule au moyen du nombre de tubes (*nelem*) ainsi que du pas transversal entre les tubes ( $p_t$ ) au moyen de l'équation suivante :

$$\text{largeur} = (nelem + 0.5) * p_t \quad (6.4)$$

Nous avons donc :

$$\text{longueur} = x * 3.067 \quad (6.5)$$

$$2 < \frac{x * 3.067}{(nelem + 0.5) * p_t} < 3 \quad (6.6)$$

Nous ferons les hypothèses suivantes sur le type de tubes dans la chaudière :

- $d_0=0.038$  m (diamètre extérieur)
- $tt=0.0032$  m (épaisseur)
- $d_f=0.068$  m (diamètre des ailettes)
- $f_t=0.0008$  m (épaisseur des ailettes)
- $p_t=0.091$  m (pas transversal)
- $p_l=0.079$  m (pas longitudinal)

Ces tubes seront placés en quinconce dans la chaudière.

En remplaçant  $p_t$  et  $x$  dans l'équation (6.6), on obtient :

<i>x</i>	<i>nelem min</i>	<i>nelem max</i>	<i>longueur</i>
1	11	17	3.067
2	22	34	6.134
3	34	51	9.201

4	45	67	12.268
5	56	84	15.335
6	67	101	18.402

Les résultats obtenus pour le dimensionnement au moyen de l'unité SUFVAL sans bornes sur les pertes de charge et en utilisant la procédure décrite à la Figure VI-1 sont les suivants :

<i>X</i>	<i>LONGUEUR</i>	<i>L/I</i>	<i>NROW</i>	<i>NFM</i>	<i>NELEM</i>	<i>Atot</i>	<i>NTP</i>	<i>DPV</i>	<i>DPF</i>
2	6.1	3.0	59	280	22	11106.4	0.5	>3 bar	>50 mm H2O
3	9.2	3.0	40	280	34	17455	0.5	<3 bar	<50 mm H2O
4	12.3	3.0	26	275	45	19695	0.5	<3 bar	<50 mm H2O

La chaudière présentant la surface  $A_{tot}$  minimale est également la plus légère. Il y a cependant un problème de perte de charge côté eau trop importante pour la chaudière de 6 m. Nous pouvons la recalculer en limitant la perte de charge à maximum 3 bar.

<i>X</i>	<i>LONGUEUR</i>	<i>L/I</i>	<i>NROW</i>	<i>NFM</i>	<i>NELEM</i>	<i>Atot</i>	<i>NTP</i>	<i>DPV</i>	<i>DPF</i>
2	6.1	3.0	80	285	22	15305	1	<3 bar	>50mm H2O

Le nombre de tubes en parallèle est passé à 2 ( $n_{tp}=1$ ) afin d'augmenter la surface de passage disponible pour l'écoulement de l'eau. La surface d'échange totale nécessaire est également plus importante.

Nous devons également limiter la perte de charge côté fumée à maximum 50 mm de colonne d'eau. En toute logique la surface de passage des fumées et donc le nombre d'éléments composant les nappes de tubes doit augmenter.

<i>X</i>	<i>LONGUEUR</i>	<i>L/I</i>	<i>NROW</i>	<i>NFM</i>	<i>NELEM</i>	<i>Atot</i>	<i>NTP</i>	<i>DPV</i>	<i>DPF</i>
2	6.1	2.0	60	265	34	18260	0.5	<3 bar	<50 mm H2O
3	9.2	3.0	40	280	34	17455	0.5	<3 bar	<50 mm H2O
4	12.3	3.0	26	275	45	19695	0.5	<3 bar	<50 mm H2O

Le meilleur cas correspond à une chaudière de 9.2 m la plus étroite possible, le dimensionnement s'étant arrêté sur le nombre minimum d'éléments acceptable pour satisfaire à la contrainte du rapport longueur sur largeur compris entre 2 et 3.

Si nous modifions les hypothèses sur le type de tubes dans la chaudière :

- $d_0=0.032$  m (diamètre extérieur)
- $tt=0.0032$  m (épaisseur)
- $d_f=0.062$  m (diamètre des ailettes)
- $f_t=0.0008$  m (épaisseur des ailettes)

Nous allons également fixer une perte de charge côté fumée de maximum 50 mm de colonne d'eau et côté eau de maximum 3 bar. Nous obtenons :

<i>X</i>	<i>LONGUEUR</i>	<i>L/I</i>	<i>NROW</i>	<i>NFM</i>	<i>NELEM</i>	<i>Atot</i>	<i>NTP</i>	<i>DPV</i>	<i>DPF</i>
2	6.1	2.0	62	255	34	14255	1	<3 bar	<50
3	9.2	2.8	42	275	36	16430	1	<3 bar	<50
4	12.3	3.0	32	265	45	20170	1	<3 bar	<50

On peut remarquer que pour les tubes plus longs, le nombre d'éléments composant la nappe reste au minimum, la section de passage côté fumée étant déjà suffisante pour que la perte de charge ne dépasse pas 50 mm de colonne d'eau.

Le meilleur cas correspond cette fois à une chaudière de 6.1 m la plus large possible.

## **Chapitre VII. Conclusions**

L'objectif initial de ce travail était de développer un outil de modélisation et de dimensionnement d'une chaudière à circulation forcée mono tubulaire super critique verticale. L'analyse détaillée d'une telle chaudière a rapidement fait évoluer notre point de vue : nous devions pouvoir modéliser un élément quelconque d'un échangeur « triphasique » mono tubulaire.

Nous avons développé un modèle pour cet élément « triphasique ». Il porte le nom de FELVAL. Il a été conçu pour représenter une nappe ou une partie de nappe de tubes d'une chaudière mono tubulaire. Il a été créé suffisamment autonome pour pouvoir identifier en cours de résolution le type d'écoulement du fluide, et de choisir automatiquement les équations de détermination des coefficients d'échange de chaleur et de pertes de charge adaptés aux conditions moyennes de l'eau sur l'intervalle déterminé. FELVAL ne peut représenter plus d'une nappe de tubes à la fois afin que les conditions thermodynamiques moyennes de l'eau restent représentatives de l'état réel du fluide dans les tubes.

Cet état n'est cependant pas connu à priori et peut de plus changer en cours de résolution du modèle, ce qui provoque des discontinuités dans les équations, sources d'instabilités pour la méthode numérique de résolution. Un temps non négligeable a dès lors été consacré à la mise au point d'un algorithme de résolution suffisamment robuste. Nous avons notamment dû associer à l'ensemble des équations nécessaires à la description de l'élément d'échangeur, une équation qui permettait de garantir que les différences de température ne pouvaient pas changer de signe pendant la résolution. De plus, l'initialisation des variables du système s'est révélée cruciale. Nous avons opté pour une initialisation des différents éléments à charge thermique constante afin de donner un profil réaliste aux courbes de température dans la chaudière. Cette initialisation découle donc d'une approche globale de la chaudière et non particulière aux différents FELVAL qui la composent.

Il était également important de disposer d'un modèle thermodynamique pour l'eau qui ne comporte pas de discontinuités, notamment pour le passage en zone super critique. Nous avons choisi d'utiliser le modèle IAPWS (Wagner W. 1998) qui s'est montré plus stable à très haute pression que le modèle basé sur les tables du VDI (Schlunder E. U. , Gnielinski V. et al. 1993) qui était précédemment utilisé.

La modélisation d'une chaudière complète implique la mise en œuvre d'un grand nombre de modules FELVAL interconnectés, puisque FELVAL ne peut représenter plus qu'une nappe de tubes. Il fallait créer ces modules mais également leur donner un nom. Il fallait également créer les connections et déterminer comment les modules devaient être reliés les uns aux autres. Les connections entre les tubes dépendent principalement du nombre de nappes en parallèle au sein de l'échangeur. Tous les cas possibles d'interconnexion ont dû être identifiés et mis en équation.

La création d'une procédure systématique semblait inévitable. C'est pourquoi nous avons développé le module SUFVAL, un « super module » capable de gérer la création automatique de tous les FELVAL nécessaires à la modélisation d'un échangeur ainsi que les connexions de tous ces FELVAL entre eux. Par ce biais, il était aisé d'ajuster le degré de discrétisation – et donc la résolution – du modèle aux besoins du problème à résoudre.

Ce module a également été développé dans la seconde partie de notre thèse pour le dimensionnement d'une chaudière à circulation forcée. Nous avons tout d'abord voulu développer une procédure isolée. Il est cependant vite apparu qu'il était plus judicieux de l'intégrer, comme première étape facultative, au module « SUFVAL ». On pouvait ainsi, une fois le dimensionnement achevé, construire et simuler la chaudière mono tubulaire avec les modules FELVAL. Le dimensionnement s'effectue en recherchant une combinaison de paramètres dimensionnels qui permet de rencontrer les spécifications imposées (perte de charge, capacité d'échange, encombrement).

L'avantage d'intégrer ce nouveau modèle à un logiciel existant est vite apparu. En effet, dans un bureau de conception, si un module de simulation reste un programme isolé, le

risque est grand qu'il ne soit que peu utilisé. S'il n'est pas utilisé, le retour d'information sera faible et il sera donc très difficilement améliorable.

Notre objectif dans cette thèse était de construire un module de simulation qui soit proche des besoins de l'utilisateur final (le chaudiériste en l'occurrence). Notre module a donc été intégré au logiciel de validation VALI commercialisé par la société Belsim sa. Ce logiciel, initialement développé dans le laboratoire d'analyse et de synthèse des systèmes chimiques (LASSC), est utilisé par la société CMI pour la conception et la simulation des chaudières de récupération à circulation naturelle ou assistée.

Le modèle ainsi constitué, complété par des outils de visualisation de résultats et de gestion de données basés sur un tableur commercial, apporte une solution souple et complète qui facilite grandement le dimensionnement et la simulation d'une chaudière mono tubulaire.

L'utilisation de ces deux modules de calcul permet de mieux comprendre l'évolution des températures au sein d'une chaudière. L'analyse des solutions a mis en évidence que les résultats obtenus étaient non seulement intéressants pour les chaudières à circulation forcée mais pouvaient être généralisés à d'autres types de chaudières. Le module de calcul a donc été complété afin de pouvoir traiter différents types courants de chaudières verticales, à circulation assistée ou forcée, avec des pressions subcritiques ou supercritiques. La généralisation aux chaudières horizontales peut également être envisagée moyennant l'intégration d'un terme gravitationnel dans les équations de perte de charge.

Les modules développés permettent donc la modélisation d'une section quelconque d'une chaudière de récupération verticale. L'utilisateur peut ainsi vérifier l'état des fluides en tout point de la chaudière ; il a la possibilité de rechercher la position des points chauds, et de s'assurer que les limites de tenue des matériaux y sont respectées. Il peut également vérifier l'efficacité du dimensionnement effectué en visualisant la distribution des températures de la fumée dans les différents canaux et la répartition des débits de vapeur dans les tubes en parallèles : idéalement, ces distributions doivent être homogènes. Ces simulations détaillées apportent une meilleure maîtrise des paramètres de design et une réduction des incertitudes, ce qui permet de limiter les marges de sécurité que les chaudiéristes s'imposent et donc de réduire les coûts de fabrication des chaudières.

Comme les modules SUFVAL et FELVAL sont intégrés dans un logiciel général qui permet aussi bien la validation des mesures que la simulation du procédé et l'évaluation de ses performances, l'outil ainsi développé est utilisable à toutes les étapes du cycle de développement d'une chaudière : calculs préliminaires et premiers bilans, dimensionnement thermique détaillé des échangeurs, analyse de mesures réalisées sur un équipement existant, tests de réception d'une nouvelle chaudière, aide au diagnostic en cas de problème.

En conclusion, nous pensons que les objectifs qui étaient fixés à l'origine de cette thèse ont été pleinement remplis, voire dépassés. Ce travail académique débouche également sur des applications pratiques directes, puisque les modules FELVAL et SUFVAL sont régulièrement utilisés dans le bureau de conception du département chaudière de la société CMI.

Il reste pourtant des zones à explorer.

Toute cette thèse s'articule autour de la modélisation de chaudières mono tubulaires. Le problème des instabilités, crucial pour les chaudiéristes, n'a pas pu être abordé. Les instabilités statiques pourraient être approchées par des simulations statiques successives vérifiant que tout accroissement du débit d'eau dans les tubes entraîne bien un accroissement de la perte de charge dans ces tubes. Les instabilités dynamiques par contre, devraient faire l'objet d'un développement supplémentaire, voire même d'une nouvelle thèse.

**Annexe I. Calcul des surfaces de tubes  
ailettés**

Lorsqu'on calcule les différents échangeurs dans une chaudière, on connaît :

$d_o$	diamètre externe du tube, m
$d_f$	diamètre des ailettes, m
$t_t$	épaisseur du tube, m
$t_f$	épaisseur des ailettes, m
$w_s$	largeur du segment des ailettes, m
$L$	longueur du tube, m
$f_n$	nombre d'ailettes par mètre
$u_f$	hauteur non segmentée de l'ailette, m
$n_{row}$	nombre de rangées de tube dans la direction du flux
$n_{elem}$	nombre de tubes par rangée
$p_l$	longueur du pas longitudinal, m
$p_t$	longueur du pas transversal, m

On définit et on calcule

*Diamètre intérieur de tube, m*

$$d_i = d_o - 2 \cdot t_t$$

*Surface intérieure par unité de longueur de tube, m<sup>2</sup>/m*

$$A_i = (\pi \cdot d_i)$$

*Surface moyenne de la paroi du tube par unité de longueur de tube, m<sup>2</sup>/m*

$$A_w = \pi \cdot (d_o - t_t)$$

*Superficie extérieure de tube nu par unité de longueur de tube, m<sup>2</sup>/m*

$$A_b = (\pi \cdot d_o)$$

*Hauteur d'ailette, m*

$$f_h = (d_f - d_o) / 2$$

*Espacement d'ailette, m*

$$s_f = (1 / f_n) - t_f$$

*Superficie extérieure principale par unité de longueur de tube, m<sup>2</sup>/m*

$$A_{p_o} = (A_b - \pi \cdot d_o \cdot f_n \cdot t_f)$$

*Superficie extérieure secondaire ou ailettée, m<sup>2</sup>/m*

➤ Si on a une ailette pleine

$$A_{f_o} = (\pi \cdot f_n \cdot (2 \cdot f_h \cdot (d_o + f_h) + t_f \cdot d_f))$$

➤ Si on a une ailette crantée

$$A_{f_o} = (\pi \cdot f_n \cdot (2 \cdot u_f \cdot (d_o + u_f) + (d_o + u_f) \cdot ((2 \cdot f_h - 2 \cdot u_f) \cdot (w_s + t_f) + w_s \cdot t_f) / w_s))$$

*Surface projetée du tube à ailettes par unité de longueur de tube, m<sup>2</sup>/m*

$$A_c = (d_o + 2 \cdot f_h \cdot t_f \cdot f_n)$$

*Largeur du faisceau de tubes, m*



- Si on a une ailette pleine  
 $Wb=(nelem-1)*Pt+df+2*0.001$

- Si on a une ailette crantée  
 $Wb=(nelem-0.5)*Pt+df+2*0.001$

*Superficie extérieure totale par unité de longueur de tube, m<sup>2</sup>/m*

$$A_o=A_{po}+A_{fo}$$

*Secteur en coupe du conduit d'écoulement enfermant le faisceau, m<sup>2</sup>*

$$A_d=Wb*L$$

*Secteur libre net dans une rangée de tubes, m<sup>2</sup>*

$$A_n=A_d-A_c*L*nelem$$

*Superficie extérieure totale d'un tube, m<sup>2</sup>*

$$A_{tt}=L*A_o$$

*Superficie extérieure totale d'une rangée, m<sup>2</sup>*

$$A_{rt}=A_{tt}*nelem$$

*Superficie extérieure totale du faisceau, m<sup>2</sup>*

$$A_i=A_{rt}*nrow$$

**Annexe II. Quelques définitions**

# 1 Les principaux nombres sans dimension

## 1.1. Nusselt

$$Nu_l = \frac{\alpha \cdot l}{\lambda} \quad (\text{AII.1})$$

Le Nusselt est le nombre sans dimension qui compare le coefficient de transfert de chaleur convectif au transfert par conduction au travers d'une couche d'épaisseur  $l$  et de conductivité thermique  $\lambda$ .

## 1.2. Reynolds

$$Re_l = \frac{w \cdot l}{\nu} = \frac{\rho \cdot w \cdot l}{\eta} \quad (\text{AII.2})$$

Le nombre de Reynolds peut être interprété comme le rapport de l'inertie sur les forces de friction. Sa valeur donne une indication sur le type d'écoulement : laminaire ou turbulent.

## 1.3. Prandl

$$Pr = \frac{\nu}{a} = \frac{c_p \cdot \eta}{\lambda} \quad (\text{AII.3})$$

Le nombre de Prandl est un rapport de propriétés du fluide

## 1.4. Colburn

$$j = \frac{h}{c_p G} \cdot Pr^{2/3} = \frac{f}{2} \quad (\text{AII.4})$$

Tout comme le Nusselt le Colburn est un nombre sans dimension du coefficient de transfert de chaleur

## 1.5. Froude

$$Fr = \frac{w^2}{g \cdot l} \quad (\text{AII.5})$$

le nombre de Froude peut être interprété comme un rapport de l'inertie sur la gravité. Il apparaît dans des équations de mouvement soumis au champ de gravité et dans des écoulements multi-phasiques

avec  $l$  : dimension caractéristique, elle varie selon le type de problème étudié

$f$  : facteur de friction

## **2 Écoulement diphasique dans un tube : fraction sèche et rapport des débits massiques**

Le débit massique total est la somme des débits massiques des phases

$$M = M_G + M_L \quad (\text{AII.6})$$

La fraction sèche est le rapport du débit massique de la phase gazeuse au débit massique total

$$x = \frac{M_G}{M} \quad (\text{AII.7})$$

La fraction humide est le rapport du débit massique de la phase liquide au débit massique total

$$1 - x = \frac{M_L}{M} \quad (\text{AII.8})$$

Les flux massiques doivent également être définis

$$G_G = \frac{M_G}{A}; G_L = \frac{M_L}{A}; G = \frac{M}{A} \quad (\text{AII.9})$$

## **3 Le rapport des vitesses, la vitesse de glissement et la vitesse de « dérive »**

Le rapport des vitesses moyennes des phases

$$K = \frac{u_G}{u_L} \quad (\text{AII.10})$$

La vitesse de glissement est la différence de vitesses entre les phases

$$u_R = u_G - u_L \quad (\text{AII.11})$$

la vitesse de « dérive » est la différence entre la vitesse de la phase gazeuse et la vitesse « homogène » définie plus loin

$$u_D = u_G - u_H \quad (\text{AII.12})$$

## **4 Fraction volumique de vide et fraction volumique de liquide**

La fraction de vide est le rapport entre la section occupée par la phase gazeuse et la section transversale totale

$$\alpha = \frac{A_G}{A} \quad (\text{AII.13})$$

La section transversale totale est la somme des sections occupées par les deux phases

$$A = A_G + A_L \quad (\text{AII.14})$$

La fraction volumique de liquide est

$$\alpha_L = 1 - \alpha = \frac{A_L}{A} \quad (\text{AII.15})$$

## 5 Les équations de continuité de phase

L'équation de continuité pour le gaz :

$$M_G = A_G * u_G / v_G = \alpha * A * u_G / v_G = \alpha * A * u_G * \rho_G \quad (\text{AII.16})$$

et pour le liquide :

$$M_L = A_L * u_L / v_L = (1 - \alpha) * A * u_L / v_L = (1 - \alpha) * A * u_L * \rho_L \quad (\text{AII.17})$$

En recombinaison les différentes équations, on obtient :

$$\alpha = \frac{xv_G}{xv_G + K(1-x)v_L} \quad (\text{AII.18})$$

## 6 Les vitesses superficielles

La vitesse superficielle d'une phase est la vitesse qu'elle aurait si elle était seule dans le tube.

Pour le gaz on a :

$$u_{GS} = \frac{xMv_G}{A} = G_G v_G \quad (\text{AII.19})$$

Pour le liquide on a :

$$u_{LS} = \frac{(1-x)Mv_L}{A} = G_L v_L \quad (\text{AII.20})$$

## 7 Le rapport des débits volumiques

Le débit volumique de gaz est défini par :

$$Q_G = A_G * u_G = M_G v_G \quad (\text{AII.21})$$

Pour le liquide :

$$Q_L = A_L * u_L = M_L v_L \quad (\text{AII.22})$$

On appelle  $\beta$  le rapport du débit volumique de gaz sur le débit volumique total

$$\beta = \frac{Q_G}{Q_G + Q_L} = \frac{xv_G}{xv_G + (1-x)v_L} \quad (\text{AII.23})$$

## 8 Vitesse gazeuse, liquide et homogène

La vitesse gazeuse est définie comme :

$$u_G = \frac{M_G v_G}{\alpha A} = G \left[ xv_G + K(1-x)v_L \right] = \frac{u_{GS}}{\alpha} \quad (\text{AII.24})$$

La vitesse liquide est définie comme :

$$u_L = \frac{M_L v_L}{(1-\alpha)A} = \frac{G}{K} \left[ xv_G + K(1-x)v_L \right] = \frac{u_{LS}}{1-\alpha} \quad (\text{AII.25})$$

Quand le rapport des vitesses  $K$  est égal à 1, les vitesses sont les mêmes ; cette vitesse est connue comme la vitesse homogène :

$$u_H = G[xv_G + K(1-x)v_L] \quad (\text{AII.26})$$

## 9 Densité et volume spécifique d'un mélange

La densité d'un mélange se définit comme suit :

$$\rho_m = \alpha\rho_G + (1-\alpha)\rho_L \quad (\text{AII.27})$$

En réarrangeant avec(AII.18), on obtient :

$$\rho_m = \frac{x + K(1-x)}{\frac{x}{\rho_G} + \frac{K(1-x)}{\rho_L}} \quad (\text{AII.28})$$

La densité homogène fait l'hypothèse que les deux vitesses sont les mêmes (K=1) :

$$\rho_H = \frac{1}{\frac{x}{\rho_G} + \frac{1-x}{\rho_L}} \quad (\text{AII.29})$$

Le volume spécifique est l'inverse de la densité :

$$v_m = \frac{\frac{x}{\rho_G} + \frac{K(1-x)}{\rho_L}}{x + K(1-x)} \quad (\text{AII.30})$$

$$v_H = \frac{x}{\rho_G} + \frac{1-x}{\rho_L} \quad (\text{AII.31})$$

En réarrangeant l'équation (AII.31), on obtient :

$$\frac{v_H}{v_L} = 1 + \left( \frac{v_L}{v_G} - 1 \right) x \quad (\text{AII.32})$$

On peut également démontrer que :

$$\frac{v_H}{v_L} = \frac{1-x}{1-\beta} \quad (\text{AII.33})$$

$$u_D = (K-1)u_{LS} = (1-\alpha)u_R \quad (\text{AII.34})$$

$$u_H = u_{LS} + u_{GS} = \frac{Q_L + Q_G}{A} \quad (\text{AII.35})$$

## 10 Les propriétés physiques et leurs unités

p	pression	Pa
v	volume	m <sup>3</sup>
n	nombre de moles	mol
T	température	K
Q	débit volumique	m <sup>3</sup> /s
U	vitesse	m/s

S	surface	m <sup>2</sup>
ρ	poids volumique	kg/m <sup>3</sup>
z	hauteur	m
μ	coefficient de viscosité dynamique	Pa s
ν	coefficient de viscosité cinématique	m <sup>2</sup> /s

## **11 Constantes physiques**

R = 8.31441	J/mol/K	constante universelle des gaz
g = 9.81	m/s <sup>2</sup>	accélération de la pesanteur

## **12 Relation entre les unités de base et les unités dérivées**

1 N	=	1 kg m / s <sup>2</sup>
1 Pa	=	1 N / m <sup>2</sup> = 1 kg / s <sup>2</sup> / m
1 J	=	1 N m = 1 kg m <sup>2</sup> / s <sup>2</sup>
1 Pa s	=	1 kg / m / s

### **12.1. Pression**

1 bar	=	10 <sup>5</sup>	Pa
1 kgf/cm <sup>2</sup> (at)	=	9.81 10 <sup>4</sup>	Pa
1 atm	=	1.1033 10 <sup>5</sup>	Pa

### **12.2. Viscosité dynamique**

1 kgf s / m <sup>2</sup>	=	9.81	Pa s
1 Poise = 1 g/cm/s	=	0.1	Pa s

### **12.3. Viscosité cinématique**

1 Stoke (1 cm <sup>2</sup> / s)	=	10 <sup>-4</sup>	m <sup>2</sup> /s
---------------------------------	---	------------------	-------------------

**Annexe III. Généralités sur les pertes de charges. Application au cas particulier de la chaudière de récupération.**



# 1 Généralités

## 1.1. Propriétés des fluides

La mécanique des fluides emploie souvent le concept de fluide parfait dont la principale caractéristique est l'absence totale de viscosité. Cette absence de viscosité se traduit lors de l'écoulement d'un fluide par l'absence de tensions tangentielles et donc de forces de frottement.

En ce qui concerne la densité, on fait généralement les hypothèses suivants pour les fluides parfaits :

Un liquide parfait est incompressible

Un gaz parfait se comprime selon la loi :

$$p^* v = n^* R^* T \quad (\text{AIII.1})$$

## 1.2. Hydrostatique

L'équation d'équilibre d'un fluide au repos s'écrit :

$$\frac{1}{\rho} dp = X dx + Y dy + Z dz \quad (\text{AIII.2})$$

où X, Y, Z sont les composantes des forces extérieures suivant les axes ox, oy et oz

## 1.3. Cinématique

La cinématique étudie les caractéristiques fondamentales des fluides en mouvement. Le débit volumique du fluide traversant la surface S vaut

$$Q = U_n^* S \quad (\text{AIII.3})$$

où  $U_n$  est la composante de la vitesse normale à la surface S.

La vitesse est supposée constante sur toute la surface S. Cette formule permet de définir la vitesse moyenne  $U_m$  par

$$Q = U_m^* S \quad (\text{AIII.4})$$

lorsque la vitesse  $\vec{U}$  varie sur la surface considérée.

La loi de conservation d'un fluide en mouvement s'écrit :

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} + \frac{\partial \rho}{\partial t} = \rho^* Q \quad (\text{AIII.5})$$

Où u, v, w sont les composantes de la vitesse  $\vec{U}$  suivant les axes ox, oy et oz

## 1.4. Écoulement des fluides

Pour l'étude de l'écoulement permanent des fluides, il convient de différencier les fluides parfaits des fluides réels.

## 1.5. Écoulement permanent des fluides parfaits

La loi de conservation de l'énergie du fluide (équation de Bernoulli) s'écrit entre 2 points 1 et 2 :

$$z_1 + \frac{p_1}{\gamma_1} + \frac{U_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\gamma_2} + \frac{U_2^2}{2g} = H(\text{mètres de fluide}) \quad (\text{AIII.6})$$

avec  $\gamma = (\rho^* g)$

## 1.6. Écoulement permanent des fluides réels

Dans le cas de fluides réels en mouvement, il est nécessaire de préciser la notion de viscosité qui se traduit par l'existence de tensions tangentielles entre filets voisins :

$$\tau = \mu^* \frac{\partial u}{\partial y} \quad (\text{AIII.7})$$

y désignant la normale aux filets fluides et où  $\mu$  est le coefficient de viscosité dynamique. On définit aussi le coefficient de viscosité cinématique :

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \quad (\text{AIII.8})$$

Ces coefficients de viscosité sont fonction de la température et de la pression (gaz).

## 1.7. Écoulement dans une conduite

Tout fluide réel en mouvement permanent dans une conduite peut s'écouler suivant un régime laminaire ou un régime turbulent. Ces deux types d'écoulement sont caractérisés par un nombre sans dimension, le nombre de Reynolds :

$$\text{Re} = \frac{U_m * L}{\nu} \quad (\text{AIII.9})$$

Où L représente la dimension caractéristique du conduit. On a L=D pour une conduite cylindrique tandis que pour une conduite de section quelconque on a :

$$L = 4 * \frac{\pi}{\Omega} \quad (\text{AIII.10})$$

où  $\pi$  représente la section mouillée (prise perpendiculairement à  $\vec{U}$ ) et où  $\Omega$  représente le périmètre mouillé (contact fluide-paroi solide)

L'expérience indique que, en général, les régimes d'écoulement se répartissent comme suit

Re = 0 ← régime laminaire → 2000 ← régime transitoire → 10000 ← régime turbulent

Dans une conduite cylindrique le régime laminaire est caractérisé par une répartition parabolique des vitesses

$$u = u_{\max} * \left(1 - \frac{r^2}{R^2}\right) \text{ avec } U_m = 0.5 * u_{\max} \quad (\text{AIII.11})$$

Tandis que le régime turbulent est caractérisé par un profil de vitesses donné par la loi de Prandl-Karman ( $10^4 < \text{Re} < 10^5$ )

$$u = u_{\max} * \left(1 - \frac{r}{R}\right)^{\frac{1}{7}} \text{ avec } U_m = 0.8167 * u_{\max} \quad (\text{AIII.12})$$

La loi de conservation de l'énergie du fluide réel (équation de Bernoulli) s'écrit en écoulement permanent:

$$\left(z_1 + \frac{p_1}{\gamma_1} + \alpha_1 \frac{U_1^2}{2g}\right) - \left(z_2 + \frac{p_2}{\gamma_2} + \alpha_2 \frac{U_2^2}{2g}\right) = h \quad (\text{mètre de fluide}) \quad (\text{AIII.13})$$

Dans une conduite cylindrique en régime laminaire  $\alpha=2$  tandis qu'en régime turbulent  $\alpha=1.06$

Rappelons que l'équation de Bernoulli s'applique entre 2 points situés dans l'écoulement et reliés par un filet fluide continu et homogène.

## 2 Calcul des pertes de charge

Dans l'équation de Bernoulli appliquée à l'écoulement permanent d'un fluide réel,  $h$  représente la perte de charge totale entre 2 points situés dans l'écoulement. On écrit

$$h = h_c + h_1 \quad (\text{AIII.14})$$

$h_c$ , la perte de charge continue, vaut, dans le cas d'une conduite cylindrique

$$h_c = \lambda * \frac{U^2}{2g} * \frac{l}{D} \quad (\text{AIII.15})$$

avec  $\lambda = \phi(\text{Re}, (\varepsilon/D))$  avec  $\varepsilon$  la rugosité absolue de la conduite

$h_1$ , la perte de charge locale, s'exprime par

$$h_1 = \zeta * \frac{U^2}{2g} \quad (\text{AIII.16})$$

La valeur de  $\zeta$  étant fonction de la singularité envisagée.

Selon les auteurs, la perte de charge sera calculée en mètre de fluide ou en Pa.

Pour exprimer la perte de charge en Pa et non en mètres il convient de réécrire l'équation de Bernoulli (AIII.13)

$$\left( z_1 * \rho_1 * g + p_1 + \alpha_1 \frac{U_1^2 * \rho_1}{2} \right) - \left( z_2 * \rho_2 * g + p_2 + \alpha_2 \frac{U_2^2 * \rho_2}{2} \right) = h * \rho * g \quad (\text{Pa})$$

Dans une chaudière de récupération, on distingue deux types de pertes de charge : celles côté eau et celles côté gaz. Les pertes de charge côté eau se font principalement à l'intérieur des tubes des échangeurs tandis que les pertes de charge côté gaz sont à l'extérieur du faisceau de tubes. Pour plus de facilité, nous les distinguerons en pertes de charge interne et perte de charge externe.

## 3 Perte de charge externe

De nombreuses corrélations existent, toutes construites sur le même schéma. La perte de charge est proportionnelle au nombre de rangées de tubes et au carré de la vitesse du gaz. Nous nous baserons sur la corrélation fournie par ESCOA (2002) :

$$\Delta P = \frac{(f + a) \cdot G^2 N_r}{\rho_b}$$

$$a = \left[ \frac{1 + \beta^2}{4N_r} \right] \rho_b \left[ \frac{1}{\rho_2} - \frac{1}{\rho_1} \right]$$

$$\beta = \frac{A_n}{A_d}$$

$$f = C_2 * C_4 * C_6 * \left( \frac{d_f}{d_o} \right)^m \quad (\text{AIII.17})$$

➤  $m$  vaut 0,5 ou 1 selon que les tubes sont arrangés en quinconce ou en ligne ;

$f$  est le coefficient de frottement Pour des ailettes pleines et des tubes arrangés en quinconce :

$$C_2 = 0,07 + 8 \operatorname{Re}^{-0,45}$$

$$C_4 = 0,11 \left[ 0,05 \frac{tp}{d_o} \right]^{(-0,7(l_f/s_f)^{0,2})} \quad (\text{AIII.18})$$

$$C_6 = 1,1 + \left[ 1,8 - 2,1e^{(-0,15N_r^2)} \right] * \left[ e^{(-2lp/tp)} \right] - \left[ 0,7 - 0,8e^{(-0,15N_r^2)} \right] * \left[ e^{(-0,6lp/tp)} \right]$$

Pour des ailettes crantées et des tubes arrangés en quinconce :

$$C_2 = 0,07 + 8 \operatorname{Re}^{-0,45}$$

$$C_4 = 0,11 \left[ 0,05 \frac{tp}{d_o} \right]^{(-0,7(l_f/s_f)^{0,23})} \quad (\text{AIII.19})$$

$$C_6 = 1,1 + \left[ 1,8 - 2,1e^{(-0,15N_r^2)} \right] * \left[ e^{(-2lp/tp)} \right] - \left[ 0,7 - 0,8e^{(-0,15N_r^2)} \right] * \left[ e^{(-0,6lp/tp)} \right]$$

Avec  $C_2$  coefficient correctif du nombre de Reynolds pour le coefficient de friction

$C_4$  coefficient correctif de la géométrie pour le coefficient de friction

$C_6$  coefficient correctif de l'arrangement des tubes ainsi que du nombre de rangées pour le coefficient de friction

$\operatorname{Re}_i = \frac{w \cdot d_0}{\nu}$ ,  $d_0$  étant le diamètre extérieur du tube nu et  $w$ , la vitesse effective de la fumée autour des tubes ailettes.

## 4 Pertes de charges internes

Pour les pertes de charge internes, de nombreuses corrélations existent également, plus ou moins faciles à utiliser. Une difficulté supplémentaire apparaît pour l'estimation des pertes de charge dans la zone de vaporisation car il faut tenir compte du type d'écoulement biphasique. De plus, il faut tenir également compte des pertes de charge dues aux différents éléments constituant la chaudière et pas seulement de la perte de charge due à l'écoulement dans les tubes. L'atlas VDI fournit de nombreuses corrélations qui peuvent être directement exploitées.

### 4.1. Perte de charge continue

#### Écoulement monophasique

D'une manière générale, nous pouvons écrire que la perte de charge dans une conduite cylindrique est de la forme :

$$h = f * \frac{\bar{V}^2}{2g} * \frac{l}{d} \quad (\text{m de fluide}) \quad (\text{AIII.20})$$

Ou encore

$$\Delta P = f * \frac{\rho \cdot \bar{V}^2}{2} * \frac{l}{d} \quad (Pa) \quad (\text{AIII.21})$$

avec  $f = \Phi(\text{Re}, \varepsilon/d)$ , nombre sans dimension appelé coefficient de perte de charge ou coefficient de frottement.

$V$ , la vitesse moyenne dans la conduite

$l$ , la longueur de la conduite

$d$ , le diamètre de la conduite

$\varepsilon$ , la rugosité

**Tableau AIII-1 : Rugosité de différents types de tuyaux**

Type de tuyaux		Rugosité absolue (mm)
Tuyaux en acier laminé	Neufs	0.04 à 0.15
	Rouillés sans incrustations	0.15 à 0.25
Tuyaux en acier soudé	Neufs	0.03 à 0.1
	Moyennement rouillés	Jusque 0.4
	Fortes incrustations	Jusque 3
Tuyaux en fer galvanisés		0.12 à 0.15
Tuyaux en fonte	Neufs	0.22 à 0.25
	Rouillés	1 à 1.5

En régime laminaire on a :

$$f = \frac{64}{Re} \quad (\text{AIII.22})$$

En régime turbulent, le mécanisme de l'écoulement est plus complexe ce qui entraîne une estimation du coefficient de perte de charge plus laborieuse.

**Formule de Nikuradse**

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = 2 \log \frac{Re \sqrt{f}}{2,51} \quad (\text{AIII.23})$$

**Formule de Colebrook**

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log \left( \frac{\varepsilon}{3,7d} + \frac{2,51}{Re \sqrt{f}} \right) \quad (\text{AIII.24})$$

**Formule de Barr (explicite)**

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log \left( \frac{4,518 \log \left( \frac{Re}{7} \right)}{Re \left( 1 + \frac{Re^{0,52} \left( \frac{\varepsilon}{d} \right)^{0,7}}{29} \right)} + \frac{\varepsilon}{3,7d} \right) \quad (\text{AIII.25})$$

**Équation de Blasius (5000 < Re < 30000)**

$$\frac{f}{4} = 0,079 Re^{-0,25} \quad (\text{AIII.26})$$

**Équation de CMI**

Certaines corrélations ont été développées par CMI. Elles n'apparaîtront pas dans cette version pour des raisons de confidentialité.



(AIII.27)

Pour de l'eau liquide on a



(AIII.28)

Pour de la vapeur d'eau on a:



(AIII.29)

Domaine d'application

	<i>Eau</i>	<i>Vapeur</i>
T °C		
P ata		
V m/s		

**Seconde équation de CMI**



(AIII.30)

**Écoulement di-phasique**

L'équation générale de perte de charge dans un tube résulte de l'action de trois facteurs : la force de friction sur la paroi, la force de gravité et l'accélération de la vapeur par rapport à l'eau.

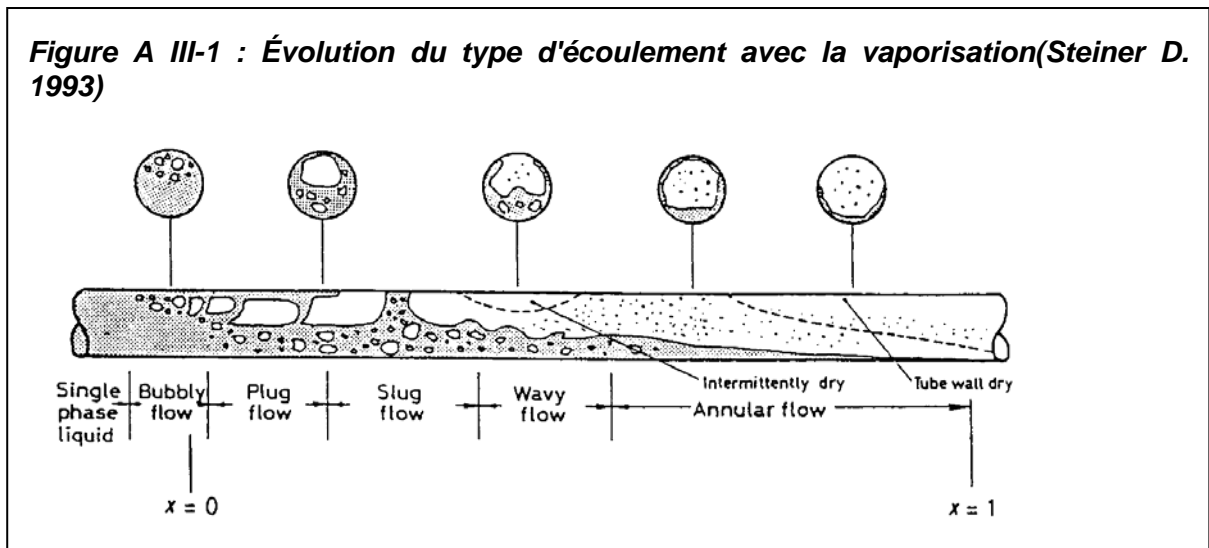
La perte de charge de friction  $\Delta p_{Frict}$

La perte de charge gravitationnelle  $\Delta p_{static}$

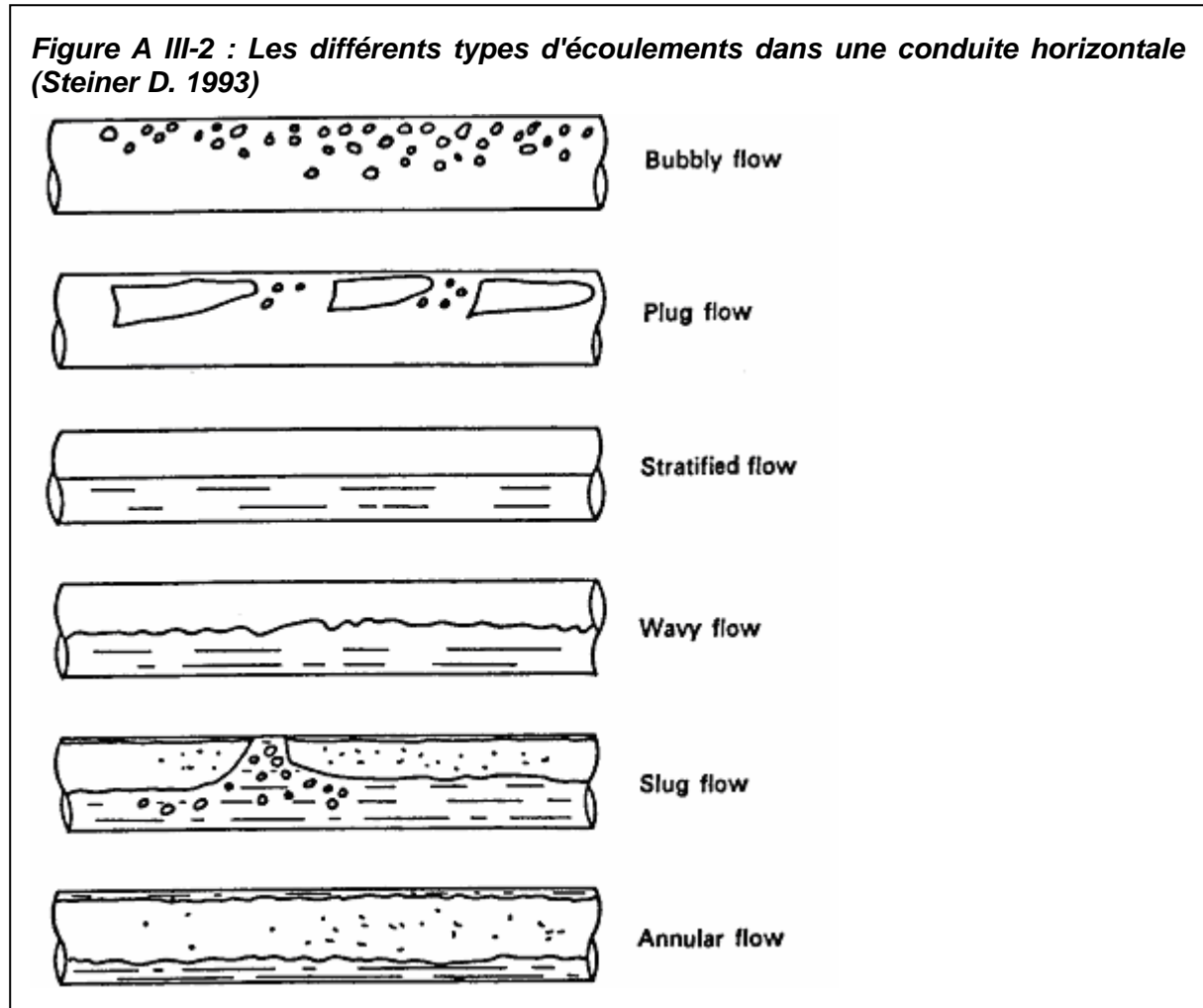
La perte de charge d'accélération  $\Delta p_{Acc}$

$$\Delta p_{tot} = \Delta p_{static} + \Delta p_{acc} + \Delta p_{frict} \quad (AIII.31)$$

En écoulement di-phasique la perte de charge est une fonction du type d'écoulement dans le tube. Il existe différents types d'écoulement dans des tubes horizontaux définis à la figure AIII-2.



Dans la zone de vaporisation d'une chaudière, le pourcentage d'eau vaporisée ne reste pas constant mais augmente puisque les tubes sont chauffés. Le type d'écoulement dans les tubes ainsi que les équations qui y sont liées vont dès lors également évoluer comme le montre la figure. AIII-1. Remarquons cependant que les corrélations ont été établies pour un taux de vaporisation fixé, ce qui induit certainement une erreur pour leur utilisation en régime variable.



#### 4.1.1.1. Quelques définitions...

En milieu diphasique, on définit différents paramètres :

$\varepsilon$  (chanel average void fraction) est défini comme le rapport du volume occupé par la vapeur sur le volume total à un endroit donné du tube (la fraction de vide est parfois désignée par le symbole  $\alpha$  par certains auteurs) :

$$\varepsilon = \frac{A_G}{A_G + A_L} \quad (\text{AIII.32})$$

$\rho$ , la densité locale moyenne :

$$\rho_{loc} = \varepsilon * \rho_G + (1 - \varepsilon) * \rho_L \quad (\text{AIII.33})$$

$\beta$ , le rapport des débits volumiques :



$$\beta = \frac{Q_G}{Q_G + Q_L} \quad (\text{AIII.34})$$

**S** (slip ratio) c'est le rapport de la vitesse de la vapeur à la vitesse de l'eau liquide

$$S = \frac{U_G}{U_L} \quad (\text{AIII.35})$$

**X**, la qualité de la vapeur, c'est le rapport du débit massique de vapeur au débit total :

$$x = \frac{m_G}{m_G + m_L} = \frac{A_G * G_G}{A_G * G_G + A_L * G_L} \quad (\text{AIII.36})$$

On sait également que

$$Q_G = U_G * A_G \Rightarrow [m^3 / s] = [m / s] * [m^2] \quad (\text{AIII.37})$$

$$m_G = G_G * A_G \Rightarrow [kg / s] = [kg / m^2 / s] * [m^2] \quad (\text{AIII.38})$$

$$G_G = U_G * \rho_G \Rightarrow [kg / m^2 / s] = [m / s] * [kg / m^3] \quad (\text{AIII.39})$$

On peut donc réécrire les équations :

$$\beta = \frac{Q_G}{Q_G + Q_L} = \frac{U_G * A_G}{U_G * A_G + U_L * A_L} \quad (\text{AIII.40})$$

$$x = \frac{A_G * G_G}{A_G * G_G + A_L * G_L} = \frac{A_G * U_G * \rho_G}{A_G * U_G * \rho_G + A_L * U_L * \rho_G} \quad (\text{AIII.41})$$

Et donc :

$$\varepsilon = \frac{1}{1 + \left( \frac{A_L}{A_G} \right)} \quad (\text{AIII.42})$$

$$\beta = \frac{1}{1 + \left( \frac{A_L}{A_G} \right) \left( \frac{U_L}{U_G} \right)} \quad (\text{AIII.43})$$

$$x = \frac{1}{1 + \left( \frac{A_L}{A_G} \right) \left( \frac{U_L}{U_G} \right) \left( \frac{\rho_L}{\rho_G} \right)} \quad (\text{AIII.44})$$

Si on fait l'hypothèse que les vitesses sont semblables, on obtient que  $\varepsilon = \beta$

En réalité plusieurs paramètres font que les vitesses sont différentes :

Le profil de vitesse : pour un profil de vitesse convexe on sait que la vitesse est supérieure au centre. Or dans un écoulement de type « bulles », les bulles se concentrent généralement au centre, leur vitesse est donc supérieure à celle du liquide.

L'effet Bernoulli : dans un flux qui se dilate rapidement, les deux phases accélèrent différemment. Pour une faible vitesse initiale, le rapport des vitesses finales  $U_G/U_L$  est de l'ordre de  $(\rho_L/\rho_G)^{1/2}$ .

#### 4.1.1.2. La perte de charge statique $\Delta p_{static}$

$$\Delta p_{static} = [\rho_l(1-\varepsilon) + \rho_g \varepsilon] g \sin \theta \quad (\text{AIII.45})$$

Avec  $\theta$  l'angle d'inclinaison des tubes. Elle n'est donc significative que pour des tubes non horizontaux. Dans le type de chaudière étudié, les tubes sont horizontaux et  $\Delta p_{static} = 0$

#### 4.1.1.3. La perte de charge d'accélération $\Delta p_{acc}$ (méthode VDI)

Elle provient de la différence de densité entre les phases liquide et vapeur. Elle ne peut être négligée. On définit :

$$dp_{acc} = \frac{d(\dot{I})}{\Pi * d^2 / 4} = \frac{d(\dot{I})}{A} \quad (\text{AIII.46})$$

$$\dot{I} = m_l * U_l + m_g * U_g \quad (\text{AIII.47})$$

$$(\text{AIII.36}) \rightarrow m_g = x * m_{tot} \text{ et } m_l = (1-x) * m_{tot}$$

$$(\text{AIII.38}) \text{ et } (\text{AIII.39}) \rightarrow U_g = \frac{m_g}{A_g * \rho_g} \text{ et } U_l = \frac{m_l}{A_l * \rho_l}$$

$$(\text{AIII.32}) \rightarrow A_g = \varepsilon * A \text{ et } A_l = (1-\varepsilon) * A$$

$$\Rightarrow \dot{I} = (1-x) * m_{tot} * \frac{(1-x) * m_{tot}}{(1-\varepsilon) * A * \rho_l} + x * m_{tot} * \frac{x * m_{tot}}{\varepsilon * A * \rho_g} = \frac{m_{tot}^2}{A} * \left[ \frac{(1-x)^2}{(1-\varepsilon) * \rho_l} + \frac{x^2}{\varepsilon * \rho_g} \right]$$

Et donc

$$\begin{aligned} \Delta p_{acc} &= \int_{in}^{out} \frac{d(\dot{I})}{A} \\ &= \frac{1}{A} * \frac{m_{tot}^2}{A} * \left( \left[ \frac{(1-x)^2}{(1-\varepsilon) * \rho_l} + \frac{x^2}{\varepsilon * \rho_g} \right]_{out} - \left[ \frac{(1-x)^2}{(1-\varepsilon) * \rho_l} + \frac{x^2}{\varepsilon * \rho_g} \right]_{in} \right) \quad (\text{AIII.48}) \\ &= G_{tot}^2 * \left( \left[ \frac{(1-x)^2}{(1-\varepsilon) * \rho_l} + \frac{x^2}{\varepsilon * \rho_g} \right]_{out} - \left[ \frac{(1-x)^2}{(1-\varepsilon) * \rho_l} + \frac{x^2}{\varepsilon * \rho_g} \right]_{in} \right) \end{aligned}$$

#### 4.1.1.4. Estimation de la fraction de vide (fraction volumique de la vapeur)

Une difficulté de l'évaluation de la perte de charge d'accélération est l'estimation de la fraction de vide  $\varepsilon$ . Pour rappel  $\varepsilon$  est défini comme le rapport du volume occupé par la vapeur sur le volume total à un endroit donné du tube.

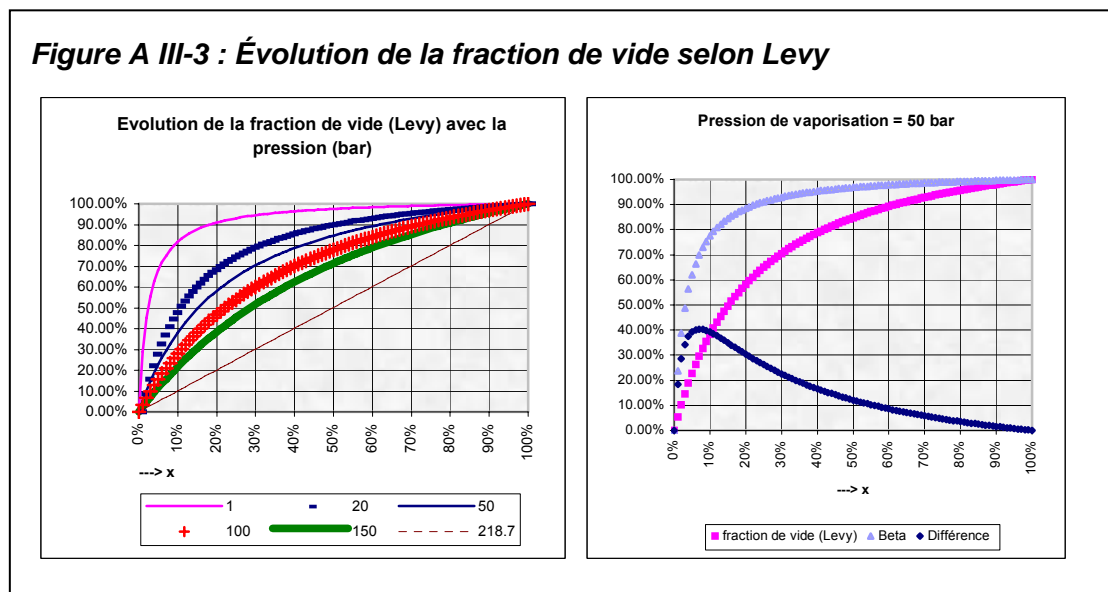
##### **1** Fraction de vide selon Levy (Levy S. 1960)

Si on fait l'hypothèse que le rapport des vitesses est proportionnel à la racine de l'inverse des densités  $U_G/U_L = (\rho_L/\rho_G)^{1/2}$ , on obtient l'équation de Levy :

$$x = \frac{1}{1 + \left(\frac{A_L}{A_G}\right)\left(\frac{U_L}{U_G}\right)\left(\frac{\rho_L}{\rho_G}\right)} \Rightarrow \left(\frac{A_L}{A_G}\right)\left(\frac{U_L}{U_G}\right)\left(\frac{\rho_L}{\rho_G}\right) = \frac{1-x}{x} = \left(\frac{A_L}{A_G}\right)\left(\frac{\rho_L}{\rho_G}\right)^{1/2} \quad (\text{AIII.49})$$

$$\varepsilon = \frac{1}{1 + \left(\frac{A_L}{A_G}\right)} = \frac{1}{1 + \frac{1-x}{x} \left(\frac{\rho_G}{\rho_L}\right)^{1/2}} = \left[1 + \frac{1-x}{x} \left(\frac{\rho_G}{\rho_L}\right)^{1/2}\right]^{-1} \quad (\text{AIII.50})$$

$$\beta = \frac{1}{1 + \left(\frac{A_L}{A_G}\right)\left(\frac{U_L}{U_G}\right)} = \frac{1}{1 + \frac{1-x}{x} \left(\frac{\rho_G}{\rho_L}\right)} = \left[1 + \frac{1-x}{x} \left(\frac{\rho_G}{\rho_L}\right)\right]^{-1} \quad (\text{AIII.51})$$



Puisque  $\varepsilon$  dépend de la densité, il va évoluer avec la pression de vaporisation :

Le second graphique montre la différence entre  $\varepsilon$  (Levy) et  $\beta$ . On peut supposer que la vitesse de la vapeur est toujours supérieure à celle de l'eau. La courbe de  $\beta$  constitue dès lors un maximum. Si on suppose que la différence de vitesse maximum est obtenue quand  $U_G/U_L = (\rho_L/\rho_G)^{1/2}$ , la courbe de Levy constitue alors un minimum pour la valeur de  $\varepsilon$ .

Remarquons que  $\beta$  peut également s'écrire

$$\beta = \left[1 + \frac{1-x}{x} \left(\frac{\rho_G}{\rho_L}\right)\right]^{-1} = \left[1 + \frac{1-x}{x} \left(\frac{v_L}{v_G}\right)\right]^{-1} = \frac{xv_G}{xv_G + (1-x)v_L} \quad (\text{AIII.52})$$

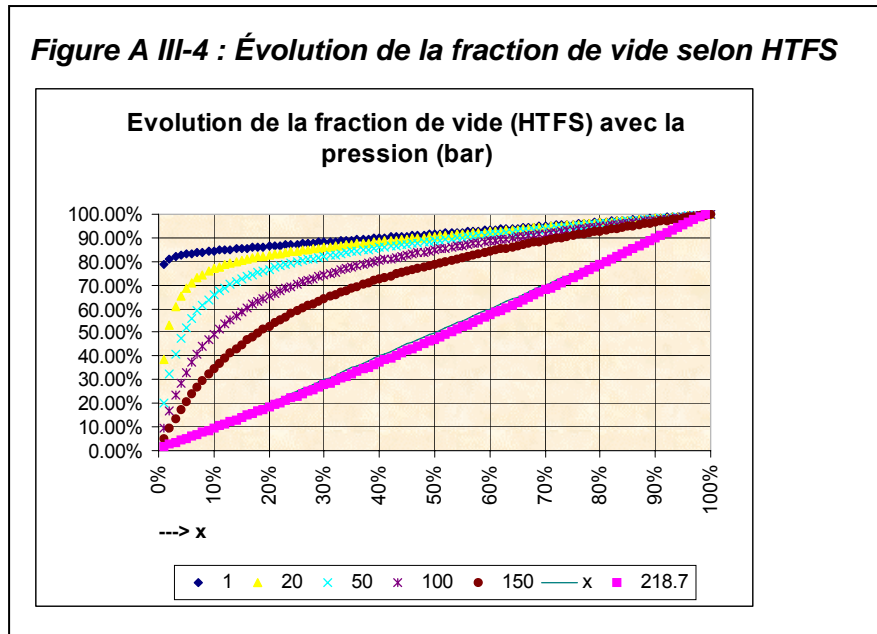
Le rapport des débits volumiques est donc déterminé avec  $x$ , le rapport des débits massique et  $v_G$  et  $v_L$  les volumes massiques des phases vapeur et liquide.

## 2 Fraction de vide selon Armand (HTFS)

Armand relie  $\beta$  de Levy (AIII.52) à  $\varepsilon$  (rapport des volumes) par l'équation suivante :

$$\varepsilon = (0.833 + 0.167x) * \beta = (0.833 + 0.167x) * \left[1 + \frac{1-x}{x} \left(\frac{\rho_G}{\rho_L}\right)\right]^{-1} \quad (\text{AIII.53})$$

On constate à nouveau une évolution de la fraction de vide avec la pression.



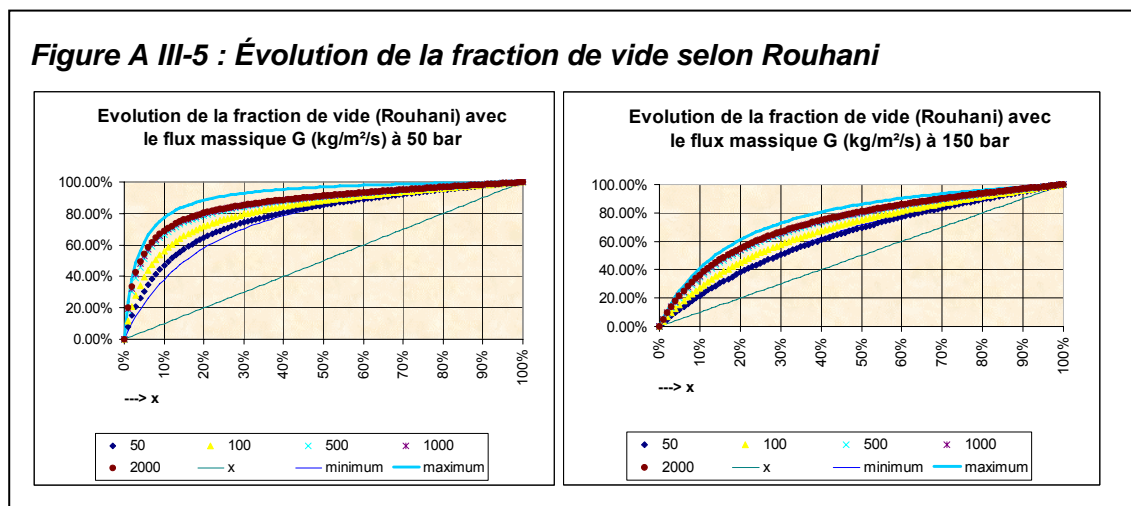
### 3 Fraction de vide selon Rouhani (modifié)

On peut également utiliser l'équation de Rouhani modifiée par Steiner (Steiner D. 1993) pour des tubes horizontaux :

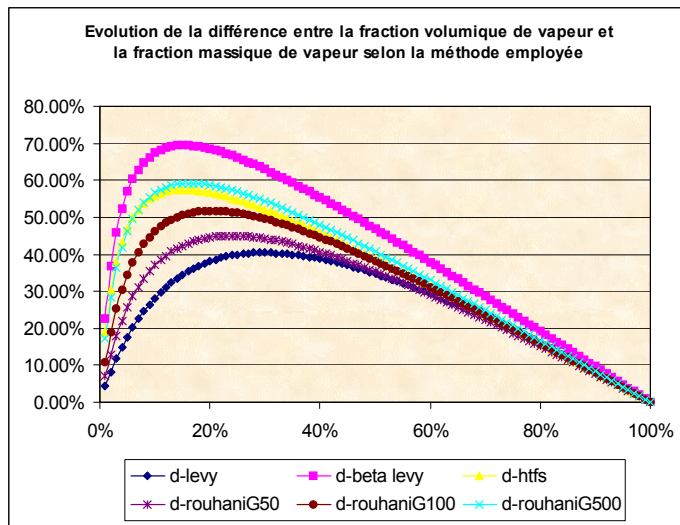
$$\varepsilon = \frac{x}{\rho_g} \left[ \left( 1 + 0.12(1-x) \right) \left( \frac{x}{\rho_g} + \frac{1-x}{\rho_l} \right) + \frac{1.18(1-x) \left[ g\sigma(\rho_l - \rho_g) \right]^{0.25}}{G_{tot} \rho_l^{0.5}} \right]^{-1} \quad (\text{AIII.54})$$

Il faut remarquer que cette équation dépend du flux massique dans le tube. On aura donc une évolution de la fraction de vide avec le flux massique en plus de l'évolution avec la pression.

On définit la courbe minimum avec l'équation (AIII.50) et la courbe maximum avec l'équation (AIII.51) selon les hypothèses de Levy. On peut également remarquer que si le flux massique devient trop petit la valeur prédite par l'équation de Rouhani peut se retrouver sous la courbe minimum.



**Figure A III-6 : Comparaison des méthodes d'évaluation de la fraction de vide**



#### 4.1.1.5. La perte de charge de friction $\Delta p_{frict}$

La perte de charge par friction est la composante la plus compliquée mais aussi la plus importante de la perte de charge dans un tube.

Plusieurs méthodes peuvent être utilisées: la méthode homogène (méthode simple recommandée lorsque la fraction vapeur ainsi que la pression sont élevées), la méthode de Thom (méthode adéquate pour de l'eau circulant à un débit supérieur à 678 kg/m<sup>2</sup>/s et à une pression supérieure à 17,25 bar) et la méthode de Martinelli (méthode recommandée pour les systèmes adiabatiques basse pression pour des fluides autres que de l'eau).

##### 1 Selon la méthode homogène

La densité du fluide di-phasique est calculée en supposant que toutes les phases ont la même vitesse :

$$v = \frac{1}{\rho} = (1-x)v_f + xv_g$$

$$\Delta P_f = f \left( \frac{L}{D} \right) \frac{G^2 v}{2g_0} \text{ avec } G \text{ en kg/m}^2 / \text{s}$$

Cette méthode est applicable pour des tubes adiabatiques.

Pour des tubes chauffés, il est recommandé de diviser le tube en une série de courtes sections afin d'évaluer la perte de charge totale. Lorsque la pression dans le tube est élevée, on lui préférera cependant la méthode de Thom.

##### 2 Selon la méthode de Thom

Cette méthode se présente de la même manière que la méthode homogène en supposant pour évaluer le coefficient de frottement que c'est du liquide saturé qui s'écoule avec la vitesse du mélange. De plus la perte de charge par frottement est multipliée par un coefficient  $r_f$ . L'entrée du tube doit être saturée.

$$\Delta P_f = \left[ f \left( \frac{L}{D} \right) \frac{G^2 v_f}{2g_0} \right] \cdot r_f$$

Malheureusement nous ne disposons pas d'une équation pour évaluer  $r_f$ , ce qui nous rend l'emploi de cette équation impossible.

##### 3 Selon Lockard-Martinelli (Martinelli R.C. and Nelson D.B. 1948)

La perte de charge en milieu di-phasique est fonction de la perte de charge monophasique avec un facteur correctif dépendant de la pression et de la qualité de la vapeur.

$$\Delta p_{frict} = \left( \frac{\Delta p}{\Delta z} \right)_{lo} \frac{z_2 - z_1}{x_2 - x_1} \int_{x_1}^{x_2} \Phi_{10}^2 dx \quad (\text{AIII.55})$$

En supposant que les 2 phases sont turbulentes on a :

$$\Phi_{10}^2 = \Phi_l^2 (1-x)^{2-n} \quad (\text{AIII.56})$$

$$\text{Avec } \Phi_l^2 = \frac{\left( \frac{-dP}{dz} \right)_{frict}}{\left( \frac{-dP}{dz} \right)_{f,l}} = 1 + \frac{c}{X_{tt}} + \frac{1}{X_{tt}^2} \quad (\text{AIII.57})$$

liquide	vapeur	c
Turbulent	Turbulent	20
Laminaire	Turbulent	12
Turbulent	Laminaire	10
Laminaire	Laminaire	5

Le paramètre de Martinelli  $X_{tt}$  est défini comme suit :

$$X_{tt}^2 = \frac{\left(\frac{dp}{dz}\right)_{f,l}}{\left(\frac{dp}{dz}\right)_{f,v}} = \frac{\text{perte de charge du liquide seul dans le tube}}{\text{perte de charge de la vapeur seule dans le tube}}$$

Sachant que la perte de charge dans un tube s'exprime par :

$$-\left(\frac{dp}{dz}\right)_{1\text{phase}} = 2f \frac{G^2}{\rho} \frac{1}{d_i}$$

Et que le facteur de friction peut s'écrire

$$f = \frac{C}{\text{Re}^n}$$

Nous avons donc

$$X_{tt}^2 = \frac{\left(\frac{dp}{dz}\right)_{f,l}}{\left(\frac{dp}{dz}\right)_{f,v}} = \frac{f_l \frac{(1-x)^2 G^2}{\rho_l}}{f_v \frac{x^2 G^2}{\rho_v}} = \left(\frac{C_l}{C_v}\right) \left(\frac{\text{Re}_v}{\text{Re}_l}\right)^n \left(\frac{1-x}{x}\right)^2 \left(\frac{\rho_v}{\rho_l}\right)$$

Nous savons que dans un tube  $\text{Re} = \frac{G * d_i}{\mu}$  avec  $\mu$  la viscosité dynamique. Nous avons donc :

$$X_{tt}^2 = \left(\frac{C_l}{C_v}\right) \left(\frac{x G d_i}{\mu_v} \frac{\mu_l}{(1-x) G d_i}\right)^n \left(\frac{1-x}{x}\right)^2 \left(\frac{\rho_v}{\rho_l}\right)$$

Si on fait l'hypothèse que  $C_l=C_v$ , on obtient finalement,

$$X_{tt}^2 = \left(\frac{\mu_l}{\mu_v}\right)^n \left(\frac{1-x}{x}\right)^{2-n} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l}\right) \quad (\text{AIII.58})$$

En supposant que  $n=0.2$ , nous pouvons donc écrire (AIII.56)

$$\Phi_{10}^2 = (1-x)^{1.8} * \left( 1 + 20 * \left(\frac{\mu_l}{\mu_v}\right)^{\frac{0.2}{2}} \left(\frac{1-x}{x}\right)^{\frac{2-0.2}{2}} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l}\right)^{-0.5} + \left(\frac{\mu_l}{\mu_v}\right)^{-0.2} \left(\frac{1-x}{x}\right)^{0.2-2} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l}\right)^{-1} \right)$$

$$\Phi_{10}^2 = (1-x)^{1.8} + 20x^{0.9} (1-x)^{0.9} \left(\frac{\rho_l}{\rho_v}\right)^{0.5} \left(\frac{\mu_v}{\mu_l}\right)^{0.1} + x^{1.8} \left(\frac{\rho_l}{\rho_v}\right) \left(\frac{\mu_v}{\mu_l}\right)^{0.2} \quad (\text{AIII.59})$$

Pour calculer la perte de charge selon(AIII.55), il faut encore pouvoir calculer la perte de charge équivalente du liquide saturé en écoulement seul dans le tube.

Cette équation est valable pour des tubes de maximum 25 mm de diamètre avec une précision de l'ordre de 50% dans le cas d'un écoulement de type turbulent-turbulent. En général, les prévisions sont élevées pour des écoulements de type « stratifié ou bouchon » et faibles pour des écoulements de type « annulaire ». Cependant, la simplicité d'utilisation de cette équation fait qu'elle est régulièrement utilisée pour le calcul des chaudières.

#### 4 Selon le « VDI heat atlas »

Dans le VDI, la première étape pour déterminer la perte de charge de friction est de déterminer si la phase vapeur est dispersée ou cohérente.

Si la phase vapeur est dispersée, elle s'écoule à peu près à la même vitesse que la phase liquide et l'équation (AIII.60) est satisfaite :

$$\frac{1}{\beta} = \frac{x\rho_l}{(1-x)\rho_g} \leq \frac{12\sqrt{Fr}}{1 + \frac{\sqrt{Fr}}{7}} \quad (\text{AIII.60})$$

$$Fr = \left(\frac{\dot{m}x}{\rho_l}\right)^2 \frac{\rho_l}{\rho_g g d} \quad (\text{AIII.61})$$

La perte de charge de friction locale est donnée par :

$$\left(\frac{dp}{dl}\right)_{frict} = \xi \frac{\dot{m}^2 x^2}{2d\rho_l} \left[1 + x\left(\frac{\rho_l}{\rho_g} - 1\right)\right] \left[1 - x\left(\frac{\rho_l}{\rho_g} - 1\right)(K_2 - 1)\right] \quad (\text{AIII.62})$$

$$\frac{1}{\sqrt{\xi}} = -2 \log \left( \frac{k/d}{3.7} + \frac{2.51}{\text{Re}_{zP} \sqrt{\xi}} \right) \quad (\text{AIII.63})$$

$$\text{Re}_{zP} = \frac{\dot{m}d}{\eta_l \left[1 - x\left(1 - \frac{\eta_g}{\eta_l}\right)\right]} \quad (\text{AIII.64})$$

Les équations (AIII.62) et (AIII.63) sont valables pour  $\text{Re}_{zP} > 2300$ .

$$K_2 = 1 + 0.009\beta \text{ pour } \beta \leq 0.4 \quad (\text{AIII.65})$$

$$\frac{1}{K_2} = 1 - \frac{2.97/\beta^{2/3} + 1}{6 \left(\frac{1.83}{\beta^{2/3}} + 1\right) \left(\frac{3.43}{\beta^{2/3}} + 1\right)} \text{ pour } \beta > 0.4 \quad (\text{AIII.66})$$

$$\beta = \frac{(1-x)\rho_g}{x\rho_l} \quad (\text{AIII.67})$$



Si la phase vapeur est cohérente, la phase vapeur s'écoule beaucoup plus vite que la phase liquide et la perte de charge de friction locale est donnée par

$$\left(\frac{dp}{dl}\right)_{frict} = \xi_g \frac{\dot{m}^2 x^2}{2d\rho_g} \Phi \quad (\text{AIII.68})$$

$$\frac{1}{\sqrt{\xi_g}} = 2 \log \left( \frac{\dot{m} x d}{\eta_g} \sqrt{\xi_g} \right) - 0.8 \quad (\text{AIII.69})$$

Les équations (AIII.68) et (AIII.69) sont valables pour  $\frac{\dot{m} x d}{\eta} > 2300$

$$\Phi = \left( \frac{1}{1 - (1-E)\gamma_F - E\gamma_E} \right)^2 \quad (\text{AIII.70})$$

$$E = 1.857 + 0.815 \log \left[ \left( \frac{\dot{m} x}{\rho_g a_g} \right)^2 \left( 1 + \frac{4575 \rho_g^2}{\rho_l^2} \right) \right] \text{ avec } 0 \leq E \leq 1 \quad (\text{AIII.71})$$

$$\gamma_F = 1 - \left( 1 + \frac{(1-x)\rho_g}{xE\rho_l} \right)^{-1.19} \quad (\text{AIII.72})$$

$$\gamma_E = \left( 1 + \frac{6.67}{\left( \frac{1-x}{x} \right)^{0.45} (1+3x^4) \left( \frac{\eta_l}{\eta_g} - 1 \right)^{0.25}} \right)^{-1} \quad (\text{AIII.73})$$

$$E^{-3} = E_1^{-3} + E_2^{-3} \quad (\text{AIII.74})$$

➤ pour des tubes lisses  $k/d < 5.10^{-4}$

$$E_1 = 1.71 \psi^{0.2} \left( \frac{1-x}{x} \right)^{0.15} \left( \frac{\rho_g}{\rho_l} \right)^{0.5} \left( \frac{\eta_g}{\eta_l} \right)^{0.1} \quad (\text{AIII.75})$$

➤ pour  $k/d > 5.10^{-4}$

$$E_1 = 1.71 \psi^{0.2} \left( \frac{1-x}{x} \right)^{0.15} \left( \frac{\rho_g}{\rho_l} \right)^{0.5} \left( \frac{\eta_g}{\eta_l} \right)^{0.1} \left( \frac{5.10^{-4}}{k/d} \right)^{0.13} \quad (\text{AIII.76})$$

$$E_2 = 9.1 \psi \quad (\text{AIII.77})$$

$$\psi = \frac{1-x}{x} (\text{Re}_l Fr_l)^{-1/6} \left( \frac{\rho_g}{\rho_l} \right)^{0.9} \left( \frac{\eta_g}{\eta_l} \right)^{0.5} \quad (\text{AIII.78})$$

$$\text{Re}_l = \frac{\dot{m} d (1-x)}{\eta_l} \quad (\text{AIII.79})$$

$$Fr_l = \frac{\dot{m}^2 (1-x)^2}{\rho_l^2 g d} \quad (\text{AIII.80})$$

Dans tous les cas la perte de charge de friction totale résulte de l'intégration de la perte de charge locale sur la longueur  $l$  du tube :

$$dp_{frict} = \int_{l_1}^{l_2} \left( \frac{dp}{dl} \right)_{frict} dl \quad (\text{AIII.81})$$

#### **4.1.2. Perte de charge liquide saturé**

$$\Delta p_{1\phi} = 2f \frac{G^2 L}{\rho d_i} \quad (\text{AIII.82})$$

Afin de comparer les différentes méthodes nous nous efforcerons de remettre toutes les équations présentées sous la même forme que l'équation(AIII.82). Nous nous préoccupons uniquement de l'écoulement turbulent (celui rencontré dans les chaudières). Pour l'écoulement laminaire on adoptera l'équation(AIII.22).

#### **Selon C.M.I. (1)**

Certaines corrélations ont été développées par CMI. Elles n'apparaîtront pas dans cette version pour des raisons de confidentialité.

(AIII.83)

(AIII.84)



(AIII.85)

#### **Selon HTFS**

$$\Delta p_{liq} = 2f_{lo} \frac{G^2 L}{\rho d_i} \quad (\text{AIII.86})$$

Dans ce cas la perte de charge est directement exprimée en Pa.

$$f_{lo} = \frac{0.046}{Re^{0.2}} \quad (\text{AIII.87})$$

Nous savons que dans un tube  $Re = \frac{G^* d_i}{\mu}$  avec  $\mu$  la viscosité dynamique (kg/m/s). Nous avons donc :

$$2f_{lo} = 2 * 0.046 * \left[ \frac{G * d_i}{\mu} \right]^{-0.2}$$

$$2f = 0.092 * d_i^{-0.2} * G^{-0.2} * \mu^{0.2} \quad (\text{AIII.88})$$

**Selon Blasius**

$$\Delta p_{liq} = 2f_{lo} \frac{G^2 L}{\rho d_i} \quad (\text{AIII.89})$$

$$f_{lo} = \frac{0.079}{\text{Re}^{0.25}} \quad (\text{AIII.90})$$

$$2f_{lo} = 2 * 0.079 * \left[ \frac{G * d_i}{\mu} \right]^{-0.25}$$

$$2f = 0.158 * d_i^{-0.25} * G^{-0.25} * \mu^{0.25} \quad (\text{AIII.91})$$

**Selon C.M.I. (2)**

Certaines corrélations ont été développées par CMI. Elles n'apparaîtront pas dans cette version pour des raisons de confidentialité.

(AIII.92)

(AIII.93)



(AIII.94)

**Comparaison des méthodes d'évaluation de la perte de charge d'un liquide saturé en écoulement dans un tube**

Nous pouvons écrire le coefficient de perte de charge sous la forme générale

$$2f = C_o * d_i^A * G^B * \mu^C$$

LIQUIDE	$C_o$	$A$	$B$	$C$
C.M.I. (1)	$c_o$	$a$	$b$	$c$
HTFS	0.092	-0.2	-0.2	0.2
Blasius	0.158	-0.25	-0.25	0.25
C.M.I. (2)	$C_o2$	$A2$	$B2$	$C2$

Il existe d'autres formules implicites ou explicites qui donnent le coefficient de perte de charge en fonction également de la rugosité. Puisque nous travaillons toujours dans les mêmes conditions nous avons choisi de ne pas utiliser ces formules qui introduisent un degré de difficulté supplémentaire sans bénéfice pour la justesse du calcul.

La figure AIII-7 permet de comparer les 4 relations pour un diamètre de tube et un débit fixés, en fonction de la pression. Le coefficient f est constant pour les 2 corrélations de CMI, qui ne dépendent pas des propriétés du fluide. Nous voyons que, suivant la corrélation choisie, la perte de charge peut varier du simple au double.

### Perte de charge vapeur saturée

Les pertes de charge vue précédemment restent identiques sauf CMI(2) qui évolue.

$$\Delta p_{vap} = 2f \frac{G^2 L}{\rho d_i} \quad (\text{AIII.95})$$

### Selon C.M.I. (1)



(AIII.96)

### Selon HTFS

$$2f = 0.092 * d_i^{-0.2} * G^{-0.2} * \mu^{0.2} \quad (\text{AIII.97})$$

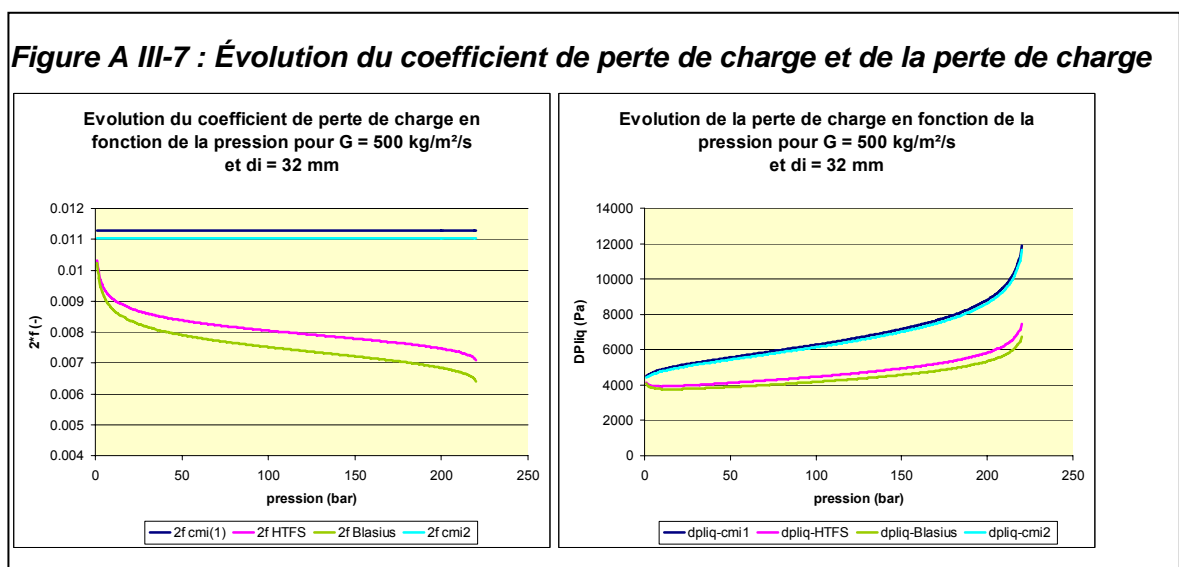
### Selon Blasius

$$2f = 0.158 * d_i^{-0.25} * G^{-0.25} * \mu^{0.25} \quad (\text{AIII.98})$$

### Selon C.M.I. (2)

(AIII.99)

(AIII.100)





(AIII.101)

**Résumé des méthodes d'évaluation de la perte de charge d'une vapeur saturée en écoulement dans un tube**

Nous pouvons écrire le coefficient de perte de charge sous la forme générale

$$2f = C_0 * d_i^A * G^B * \mu^C$$

VAPEUR	$C_0$	A	B	C
C.M.I. (1)	$C_{03}$	A3	B3	C3
HTFS	0.092	-0.2	-0.2	0.2
Blasius	0.158	-0.25	-0.25	0.25
C.M.I. (2)	$C_{04}$	A4	B4	C4

Le coefficient f est toujours constant pour les corrélations de CMI, qui ne dépendent toujours pas des propriétés des fluides.

## 4.2. Pertes de charges locales

D'une manière générale, nous pouvons écrire que la perte de charge locale, également appelée perte de charge singulière, est de la forme :

$$h = k * \frac{\bar{V}^2}{2g} \quad (\text{m de fluide}) \quad (\text{AIII.102})$$

ou encore

$$\Delta P = k * \frac{\rho \cdot \bar{V}^2}{2} \quad (\text{Pa}) \quad (\text{AIII.103})$$

k étant le coefficient de perte de charge sans dimension. Dans des écoulements dynamiquement semblables, k aura la même valeur quelle que soit la nature du liquide, la vitesse de l'écoulement et les dimensions des tronçons considérés.

Dans une chaudière les différentes pertes de charge locales rencontrées sont :

- Des courbes et coudes dans les canalisations,
- L'entrée dans le collecteur,
- Le passage du collecteur aux différents tubes de l'échangeur,
- Les branches des collecteurs (non chauffés),
- Les tubes droits (chauffés),
- Les coudes des tubes (non chauffés),
- La sortie des tubes vers le collecteur de sortie,
- Le passage du collecteur de sortie vers les canalisations,
- Différentes vannes et appareils de mesure sur les canalisations.

Pour simplifier le calcul des pertes de charge dans une chaudière, on ne tiendra compte en réalité que des pertes de charge des tubes chauffés, des coudes et des collecteurs d'entrée et de sortie. On utilisera une formule de type (AIII.82) mais au lieu de prendre comme longueur la longueur réelle des tubes, on utilisera une longueur équivalente tenant compte de la présence des coudes et des collecteurs. La longueur équivalente des coudes est proportionnelle au diamètre des tubes, on admettra  $25 \cdot d_i$  pour les coudes et  $50 \cdot d_i$  pour les entrée et sortie. Nous obtiendrons donc pour la longueur équivalente de tube dans un échangeur :

$$L_{equiv} = \sum L_{tube} + \sum_{coude} (30 \cdot d_i) + 2 \cdot 50 \cdot d_i \quad (\text{AIII.104})$$

Il est cependant possible de réaliser un calcul plus exact de chacune des pertes de charge rencontrées dans une chaudière. Pour ce faire, voici un récapitulatif des équations utilisées pour les principales pertes de charge locales (Lejeune A. 1995; Idel'cik I.E. 1999) :

- Entrée droite dans une conduite

Soit  $A_0$  la section de la conduite

$$k = \frac{h}{\frac{u_0^2}{2g}} = 0.5 \quad (\text{AIII.105})$$

- Élargissement brusque Soit  $A_1$  la plus grande surface de passage Soit  $A_0$  la plus petite surface de passage (entrée)

$$k = \frac{h}{\frac{u_0^2}{2g}} = \left(1 - \frac{A_0}{A_1}\right)^2 \quad (\text{AIII.106})$$

- Rétrécissement brusque\_Soit A1 la plus grande surface de passage Soit A0 la plus petite surface de passage (sortie)

$$k = \frac{h}{\frac{u_0^2}{2g}} = 0.5 * \left(1 - \frac{A_0}{A_1}\right) \quad (\text{AIII.107})$$

- Courbes

Il faut tout d'abord remarquer que les formules empiriques ne sont valables que si le tube comporte une partie rectiligne importante à l'amont et surtout à l'aval du coude.

Ce n'est bien sûr généralement pas le cas dans les différentes parties de la chaudière.

Soit  $u$  la vitesse moyenne dans la canalisation

$\alpha$  l'angle du centre du coude

$D$  le diamètre de la canalisation

$R$  le rayon de courbure de l'axe de la canalisation

Voici la formule de Weisbach

$$k = \frac{h}{\frac{u^2}{2g}} = \frac{\alpha}{90^0} * \left[ 0.131 + 1.847 * \left(\frac{D}{2R}\right)^{3.5} \right] \quad (\text{AIII.108})$$

- Coudes à angles vifs, toujours selon Weisbach on a :

$$k = \frac{h}{\frac{u^2}{2g}} \approx 1 - 2 \cos \alpha \quad (\text{AIII.109})$$

ce qui donne  $k=1$  pour une angle de  $90^\circ$  et  $k=3$  pour un angle de  $180^\circ$

Il faut cependant ajouter que la perte de charge des coudes successifs dépend de la distance relative entre les coudes.

Pour un angle à  $180^\circ$ , on a :

$$\frac{l_0}{b_0} \approx 0 \Rightarrow \text{perte de charge maximum (180}^\circ\text{)}$$

$$\frac{l_0}{b_0} \approx 1 \Rightarrow \text{perte de charge minimum (90}^\circ\text{+faible dp dans le second coude)}$$

$$\frac{l_0}{b_0} \geq 4.5 \Rightarrow \text{double perte de charge (2*90}^\circ\text{)}$$

- Réunion de courants (mélange)

Soit  $Ar$  la section de la branche rectiligne avant le mélange

Ap la section après le mélange

Al la section de la branche latérale

Pour le cas  $A_r=A_p$  et  $\alpha=90^\circ$

Branche latérale :

$$k_l = \frac{h_l}{\frac{u_l^2}{2g}} = A^* \left[ 1 + \left( \frac{Q_l}{Q_p} \frac{A_p}{A_l} \right)^2 - 2 \left( 1 - \frac{Q_l}{Q_p} \right) \right] \quad (\text{AIII.110})$$

Branche rectiligne :

$$k_r = \frac{h_r}{\frac{u_r^2}{2g}} = \frac{1.55 \frac{Q_l}{Q_p} - \left( \frac{Q_l}{Q_p} \right)^2}{\left( 1 - \frac{Q_l}{Q_p} \right)^2} \quad (\text{AIII.111})$$

➤ Bifurcation de courants

Pour le cas  $A_r=A_p$  et  $\alpha=90^\circ$

Selon les hauteurs relatives des différentes branches :

$$\frac{h_l}{h_p} \leq \frac{2}{3} \Rightarrow$$

$$k_l = \frac{h_l}{\frac{u_l^2}{2g}} = A^* \frac{\left( 1 + \left( \frac{u_l}{u_p} \right)^2 \right)}{\left( \frac{Q_l}{Q_p} \frac{A_p}{A_l} \right)} \quad (\text{AIII.112})$$

$$\frac{h_l}{h_p} = 1 \Rightarrow$$

$$k_l = \frac{h_l}{\frac{u_l^2}{2g}} = A^* \frac{\left[ 0.34 + \left( \frac{u_l}{u_p} \right)^2 \right]}{\left( \frac{Q_l}{Q_p} \frac{A_p}{A_l} \right)} \quad (\text{AIII.113})$$

jusque  $\frac{u_l}{u_p} \approx 2$  ?

$A' = 1$  pour  $\frac{u_l}{u_p} \leq 0.8$

avec

$A' \approx 0.9$  pour  $\frac{u_l}{u_p} \geq 0.8$



Dans les deux cas, on a :

$$k_r = \frac{h_r}{\frac{u_r^2}{2g}} \approx 0.4 * \left(1 - \frac{u_r}{u_p}\right)^2 \quad (\text{AIII.114})$$

➤ Passage au travers d'une grille épaissie

Soit  $a_0$  l'aire d'une ouverture dans la grille

$A_0$  l'aire de la section libre de la grille =  $\Sigma a_0$

$A_1$  la section de passage

$$\bar{a} = \frac{A_0}{A_1}$$

pour  $Re = \frac{u_0 * d_h}{\nu} \geq 10^5$

$$k = \frac{h}{\frac{u_1^2}{2g}} = \left[ (0.5 + \tau \sqrt{1 - \bar{a}})(1 - \bar{a}) + (1 - \bar{a})^2 + f \frac{l}{d_h} \right] \frac{1}{\bar{a}^2} = \left[ k_0 + f \frac{l}{d_h} \right] \frac{1}{\bar{a}^2} \quad (\text{AIII.115})$$

$\frac{l}{d_h}$	0	0.2	0.4	0.6	0.8	1	1.2	1.6	2	2.4
$\tau$	1.35	1.22	1.1	0.84	0.42	0.24	0.16	0.07	0.02	0

➤ Passage au travers d'une vanne simple

Soit  $h$  la hauteur d'ouverture de la vanne

$H$  la hauteur de la canalisation

$$k = \frac{h}{\frac{u^2}{2g}} = \left[ 0.3 + 1.9 * \left[ \left( \frac{l}{n} \right) - n \right]^2 \right] \text{ avec } n = \frac{h}{H}$$

## 5 Application des pertes de charge aux différents éléments d'une chaudière

Dans une canalisation on rencontre des pertes de charge continues proportionnelles à la longueur de la canalisation ainsi que des pertes de charge singulières principalement dues aux coudes, aux courbes et aux vannes.

$$\Delta P = \left( f * \frac{l}{d} + \Sigma k \right) * \frac{\rho \cdot \bar{V}^2}{2} \quad (Pa)$$

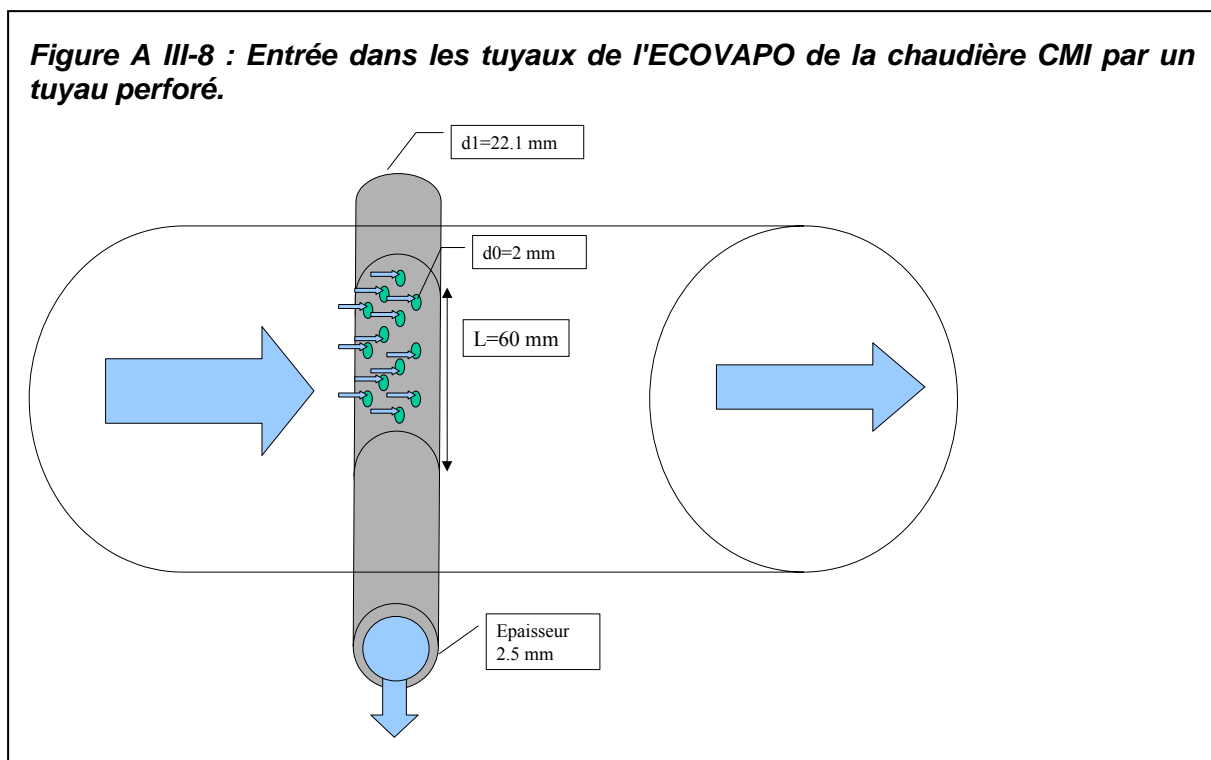
$$\Sigma k = n_{\text{courbe-90°}} * k_{\text{courbe-90°}} + n_{\text{coude-90°}} * k_{\text{coude-90°}} + n_{\text{vanne}} * k_{\text{vanne}}$$

En reprenant l'équation de Bernoulli (AIII.13), on a :

$$\left( z_1 * \rho_1 * g + p_1 + \alpha_1 \frac{U_1^2 * \rho_1}{2} \right) - \left( z_2 * \rho_2 * g + p_2 + \alpha_2 \frac{U_2^2 * \rho_2}{2} \right) = \Delta P \quad (Pa)$$

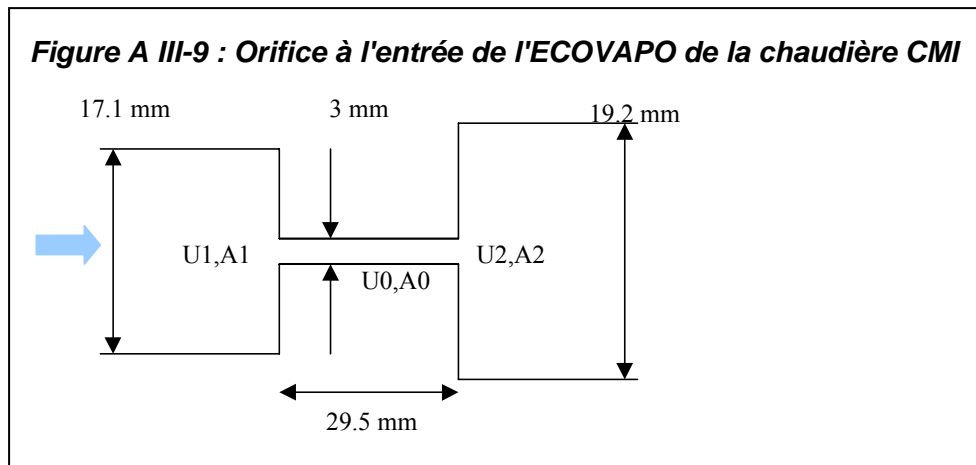
A l'entrée d'un collecteur, nous pouvons appliquer l'équation correspondant à un élargissement brusque ((AIII.106)).

L'entrée dans le tube peut se faire soit au travers d'un tuyau perforé, soit par une entrée simple. Dans le premier cas, on peut évaluer la perte de charge au moyen de la relation (AIII.115) (passage au travers d'une grille) et dans le second au moyen de la relation (AIII.114)(pour la bifurcation des courants).



Un orifice peut être placé à l'entrée d'un échangeur afin d'accroître sa perte de charge. Une perte de charge suffisante est nécessaire afin d'assurer la stabilité de la distribution du fluide dans les tubes en parallèle. En cas de surchauffe d'un tube, on observe une augmentation du taux de vaporisation et une augmentation de la perte de charge à débit constant, ou une

diminution du débit à perte de charge constante. Cette réduction du débit provoquera une augmentation de la vaporisation et donc une instabilité conduisant à une mauvaise distribution.



La perte de charge sur l'orifice sera la somme de 3 pertes de charge :

- Rétrécissement brusque
- Perte de charge continue sur la longueur de l'orifice

Élargissement brusque Les équations utilisées sont les suivantes :

$$k_1 = \frac{h_1}{\frac{u_0^2}{2g}} = 0.5 * \left(1 - \frac{A_0}{A_1}\right); \quad k_2 = f * \frac{l}{d} = 4 * 0,079 \operatorname{Re}^{-0,25} * \frac{l}{d}; \quad k_3 = \frac{h_3}{\frac{u_0^2}{2g}} = \left(1 - \frac{A_0}{A_2}\right)^2$$

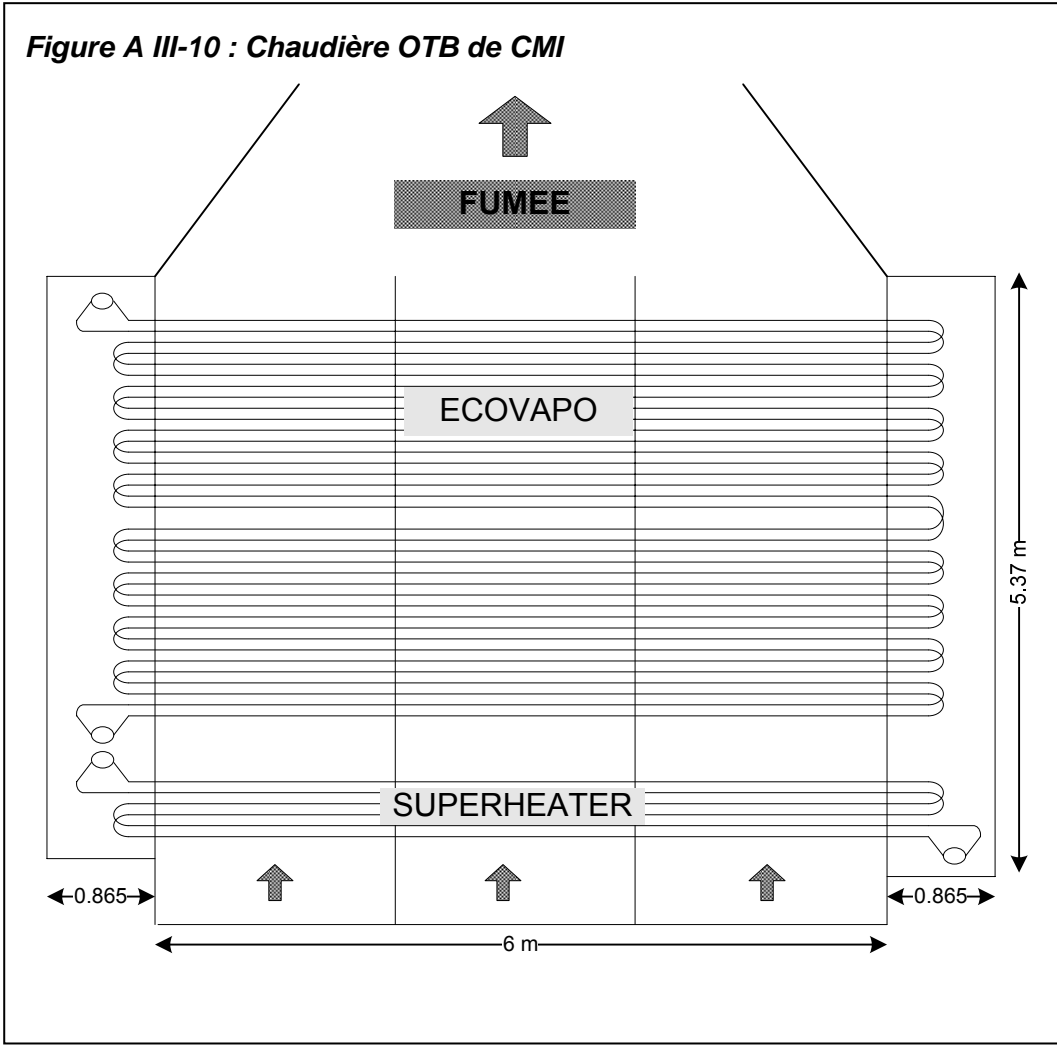
Enfin, il arrive que les liaisons branches-collecteur ne soient pas toutes identiques (arrangement spatial nécessaire). Elles se distinguent par 3 choses :

- Un angle de liaison
- Une longueur équivalente

Une hauteur équivalente Dans la chaudière OTB de CMI que nous étudions, il y a 4 types de branches différentes :

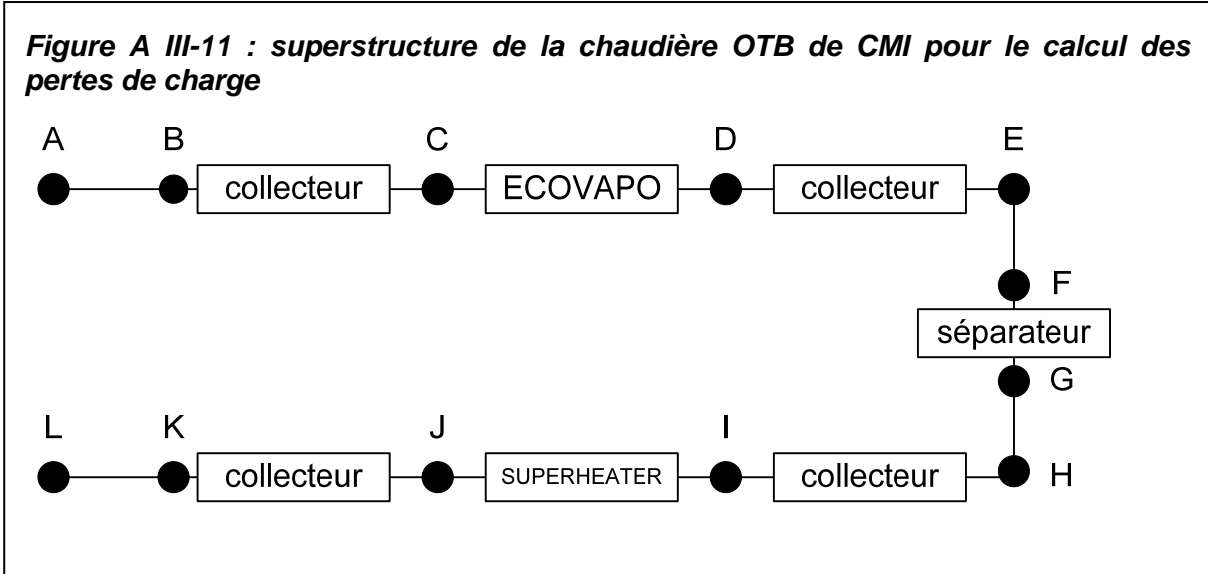
- $\alpha=40^\circ$  ;  $L=(1+0.36*1)$  1.36 m ;  $H=0.175$  m
- $\alpha=65^\circ$  ;  $L=(1+0.36*1)$  =1.36 m ;  $H=0.175$  m
- $\alpha=115^\circ$  ;  $L=(1+0.36*2)=1.72$  m ;  $H=0.175+0.073=0.248$  m
- $\alpha=140^\circ$  ;  $L=(1+0.36*2)$  =1.72 m ;  $H=0.175+0.073=0.248$  m

Pour avoir une idée plus précise de la localisation des pertes de charge dans une chaudière, nous allons prendre l'exemple de la chaudière OTB de CMI. Cette chaudière est composée d'un ECOVAPO de 36 nappes (2\*18 passes) et d'un SUPERHEATER de 6 nappes (2\*3 passes). On compte 13 tubes par nappe (Figure A III-10 : Chaudière OTB de CMI).



L'eau arrive au point A (Figure A III-11 : superstructure de la chaudière OTB de CMI pour le calcul des pertes de charge) à 75°C et 183 bar et ressort sous forme de vapeur surchauffée en L à 505°C et 181 bar.

La répartition des pertes de charges est présentée dans la tableau suivant.



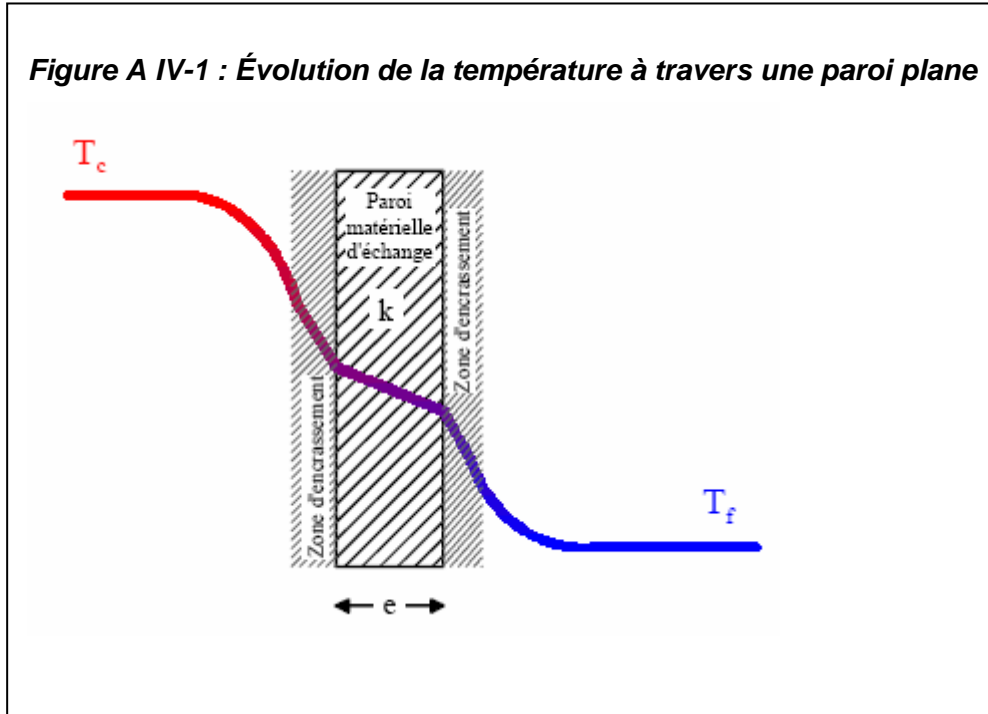
<b>Résumé des pertes de charge</b>		<b>dP (Pa)</b>	
AB	tuyau alimentation (dz=8m)	71062.3	36.7%
BC	collecteur et orifice	87755.2	45.4%
CD	ECOVAPO	12811.8	6.6%
DE	collecteur	81.5	0.0%
EF	tuyau vers ballon (dz=17m)	10825	5.6%
FG	ballon	1559.6	0.8%
GH	tuyau	-6378	-3.3%
HI	collecteur	-745.8	-0.4%
IJ	SUPERHEATER	16256.2	8.4%
JK	collecteur	121.8	0.1%
KL	tuyau de sortie	78.2	0.0%
		193427.8	

Dans cette chaudière, on voit que l'orifice à l'entrée de l'ECOVAPO est à l'origine de la plus grande perte de charge et ce afin d'assurer la stabilité de la chaudière en cas de modification du régime de la chaudière. La stabilité est en effet une préoccupation majeure dans la conception des chaudières à circulation forcée.

**Annexe IV. Généralités sur les transferts de chaleur. Application au cas particulier de la chaudière de récupération.**

# 1 Rappel de transfert de chaleur

Considérons le transfert de chaleur entre deux fluides séparés par une paroi plane (figure AIV-1).



La température au sein du fluide chaud est égale à  $T_c$ . Quand on se rapproche de la paroi, la température subit une première diminution due à la convection dans le fluide chaud, caractérisée par le coefficient  $h_c$ . Aux abords de la paroi, une résistance thermique due à l'encrassement (accumulation de particules amenées par le fluide, corrosion, etc.) apparaît, cette résistance (par unité de surface) sera notée  $re_c$ . La température diminuera encore par conduction au travers la paroi d'épaisseur  $e$  (conductivité  $k$ ). Au-delà de la paroi, on retrouve à nouveau une résistance thermique d'encrassement notée,  $re_f$  et un transfert convectif caractérisé par  $h_f$ . La température au sein du fluide froid est égale à  $T_f$ .

Le flux thermique qui est transféré entre les deux fluides est donc évalué par :

$$Q = \frac{T_c - T_f}{\frac{1}{h_c A} + \frac{re_c}{A} + \frac{e}{kA} + \frac{re_f}{A} + \frac{1}{h_f A}} \quad (\text{AIV.1})$$

Le même flux est transmis entre les deux fluides s'écrit par ailleurs :

$$Q = U \cdot A \cdot (T_c - T_f) \quad (\text{AIV.2})$$

Avec  $U$ , le coefficient de transmission résultant,  $(T_c - T_f)$  la différence de température entre les fluides et  $A$  la surface de la paroi à travers laquelle s'effectue l'échange.

Par identification, on extrait le coefficient de transmission résultant, également appelé coefficient de transfert global :

$$U = \left( \frac{1}{h_c} + re_c + \frac{e}{k} + re_f + \frac{1}{h_f} \right)^{-1} \quad (\text{AIV.3})$$

## 2 Transfert de chaleur dans une chaudière de récupération

Dans une chaudière de récupération verticale, les tubes d'eau parcourent la chaudière horizontalement tandis que la fumée la parcourt de bas en haut (voir chapitre III).

Par définition, on prendra la surface de référence comme étant la surface externe du tube.

Le coefficient d'échange global s'écrit dès lors :

$$U_0 = \left( \underbrace{\frac{1}{h_c}}_{\text{transfert externe}} + \underbrace{re_c}_{\text{encrassement externe}} + \underbrace{\frac{r_0 \ln \frac{r_0}{r_i}}{k}}_{\text{conduction}} + \underbrace{\frac{r_0}{r_i} re_f}_{\text{encrassement interne}} + \underbrace{\frac{r_0}{r_i} \frac{1}{h_f}}_{\text{transfert interne}} \right)^{-1} \quad (\text{AIV.4})$$

Avec  $r_0$ , le rayon extérieur du tube et  $r_i$ , le rayon intérieur

Il faut remarquer, que quelle que soit la surface de référence choisie, la chaleur transférée entre les deux fluides reste identique, seule la définition du coefficient de transfert global change.

$$Q = U_0 * A_0 * (T_c - T_f) = U_i * A_i * (T_c - T_f) \quad (\text{AIV.5})$$

Bien que la température à la sortie de la turbine à gaz soit relativement basse, il faudra également tenir compte du rayonnement thermique à l'extérieur des tubes, principalement au niveau des surchauffeurs. Le flux thermique échangé par radiation est proportionnel à la différence des 4<sup>e</sup> puissances des températures. Par commodité, on linéariserà la loi de transfert et on définira un coefficient de transmission par rayonnement  $h_r$  tel que le flux radiatif transmis au tube soit égal à :

$$Q'' = h_r * A_0 * (T_c - T_f) \quad (\text{AIV.6})$$

Ce coefficient dépend fortement de  $T_c$  et  $T_f$ .

Dans une chaudière de récupération, la valeur du coefficient de transmission résultant est essentiellement déterminée par le coefficient de convection côté fumée. En pratique, pour un design fixé, il est impossible de modifier fortement ce coefficient puisque le débit ainsi que la température des fumées sont fixés par la turbine à gaz en amont de la chaudière.

La seule possibilité pour augmenter le flux thermique entre les fluides consiste dès lors à augmenter la surface d'échange en employant des tubes ailetés. La surface des ailettes n'a cependant pas la même efficacité de transfert que la surface externe du tube. Une efficacité d'ailette sera donc calculée et le coefficient «  $\frac{(\eta_{ail} * A_{fo} + A_{po})}{A_o}$  » sera appliqué au coefficient

de transfert externe résultant.

On peut finalement écrire :

$$\frac{1}{U_o} = \frac{1}{(h_c + h_r) * \frac{(\eta_{ail} * A_{fo} + A_{po})}{A_o}} + \frac{1}{re_c} + \frac{e}{k * \frac{A_w}{A_o}} + \frac{1}{\left( h_i + \frac{1}{re_i} \right) * \frac{A_i}{A_o}} = \frac{1}{\alpha_{app}} + \frac{e}{k * \frac{A_w}{A_o}} + \frac{1}{\alpha_i * \frac{A_i}{A_o}} \quad (\text{AIV.7})$$

Avec

$A_{fo}$  surface des ailettes ( $m^2/m$ )

$A_o$  surface externe totale du tube ( $A_{po} + A_{fo}$ ) ( $m^2/m$ )



$A_{po}$  surface externe nette du tube –sans les ailettes ( $m^2/m$ )  
 $A_i$  surface interne du tube ( $m^2/m$ )  
 $A_w$  surface moyenne de la paroi du tube ( $m^2/m$ )

### 3 Évaluation du coefficient d'échange de chaleur interne

$$\frac{1}{\alpha_i} = \left( \frac{1}{h_i} + R_{fi} \right) \quad (\text{AIV.8})$$

Dans le cas des chaudières, il faut considérer plusieurs types d'échange de chaleur : sans changement de phase (mono-phasique) pour les économiseurs et les surchauffeurs; avec changement de phase (di-phasique) pour les vaporiseurs ; en conditions super critiques pour certains types d'OTB.

#### 3.1. Écoulement mono-phasique

Nous considérerons que l'écoulement est hydrodynamiquement développé puisque  $d_i/L \gg$  De nombreuses méthodes utilisent le nombre de Nusselt pour déterminer la valeur du coefficient d'échange intérieur.

$$h_i = \frac{Nu \cdot \lambda}{l} \quad (\text{AIV.9})$$

$$l = d_i$$

Plusieurs corrélations existent dans la littérature. Elles sont souvent de la forme

$$Nu = a * Re^n Pr^m \left( \frac{d_i}{L} \right)^p \underbrace{\left( \frac{\mu}{\mu_w} \right)^q}_{\text{pour tenir compte des } \Delta \text{ de propriétés physiques entre la paroi et le centre du tube}} \quad (\text{AIV.10})$$

Pour un écoulement laminaire ( $Re < 2300$ ), on peut trouver :

$$Nu = 1.86 \left[ \frac{Re * Pr}{L / d_i} \right]^{1/3} \left[ \frac{\mu}{\mu_w} \right]^{0.14} \quad (\text{AIV.11})$$

Dans ce travail, la formule de Shah et London est utilisée :

$$Nu = \sqrt[3]{4,36^3 + 1,302^3 Re_i \cdot Pr} \quad (\text{AIV.12})$$

Pour un écoulement turbulent ( $Re > 5 \cdot 10^4$ ) ou transitoire ( $2300 < Re < 5 \cdot 10^4$ ), on peut trouver : Colburn

$$Nu = 0.023 * Re^{4/5} Pr^{1/3} \quad (\text{AIV.13})$$

Dittus-Boelter

$$Nu = 0.023 * Re^{4/5} Pr^{0.4} \quad (\text{AIV.14})$$

Sieder & Tate

$$Nu = 0.027 * Re^{4/5} Pr^{1/3} \left( \frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad (\text{AIV.15})$$

Dans ce travail, la formule de Gnielinski est utilisée :

$$Nu = \frac{(\xi/8)(Re_t - 1000)Pr}{1 + 12,7\sqrt{(\xi/8)}(Pr^{2/3} - 1)} \quad (\text{AIV.16})$$

$$\text{Avec } \xi = \frac{1}{\sqrt{(1,82 \log_{10} Re - 1,64)}}$$

### 3.2. Écoulement di-phasique

Dans le cas d'un écoulement di-phasique, le coefficient de transfert est très élevé.

Il existe plusieurs régimes de transfert de chaleur :

- début de l'ébullition nucléée ;
- ébullition nucléée ;
- ébullition transitoire (DNB) ;
- ébullition en film ;
- ébullition en film avec radiation.

L'ébullition nucléée correspond à la formation de bulles qui se dégagent rapidement de la paroi. Dans ce cas le refroidissement de la paroi intérieure par convection est bon. C'est le régime d'évaporation recherché.

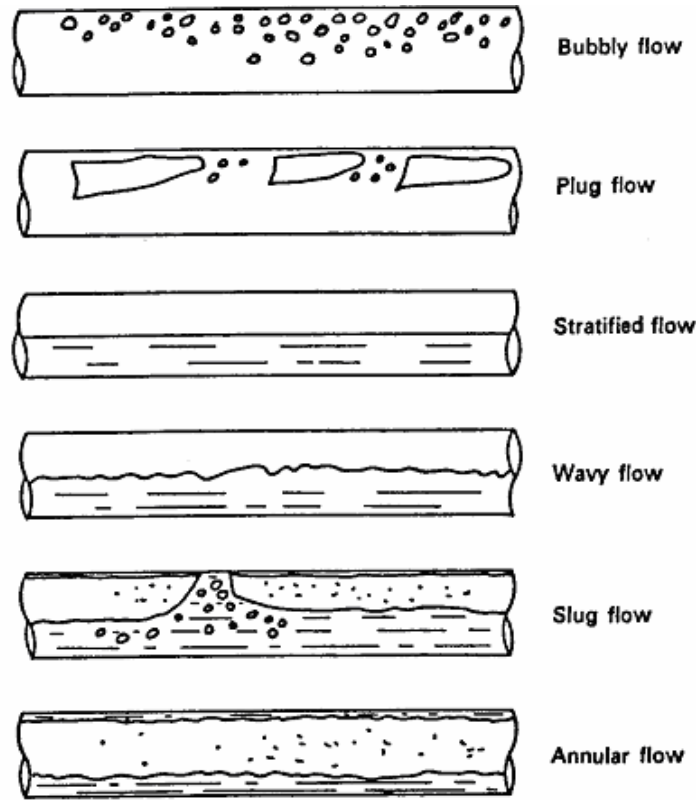
L'ébullition en film peut apparaître en cas de circulation déficiente ou de flux calorifique trop élevé. Dans ce cas, il se forme un film de vapeur « isolant » sur la paroi intérieure et à flux de chaleur constant, il en résulte une augmentation de la température du tube. Il convient dès lors d'assurer une vitesse de circulation suffisante ou de limiter le flux de chaleur afin d'éviter ce phénomène.

Selon VDI, lors de l'ébullition nucléée, deux types de coefficients de transfert doivent être pris en compte : celui de type « convectif » et celui de type « nucléaire ». Le coefficient de transfert total résulte de la combinaison de ces deux coefficients de transfert interne.

$$h_i = \sqrt[3]{\alpha_{conv}^3 + \alpha_{nucl}^3} \quad (\text{AIV.17})$$

$\alpha_{conv}$  est particulièrement difficile à évaluer car il va dépendre du type d'écoulement dans le tube. Les différents types d'écoulement dans des tubes horizontaux sont définis à la figure AIV-2.

Figure A IV-2: Différents types d'écoulement dans un tube chauffé (Steiner D. 1993)



$$\left(\frac{\alpha(z)_{conv}}{\alpha_{lo}}\right)^{-2} = \left[ (1-x) + 1.2x^{0.4}(1-x)^{0.01} \left(\frac{\rho_{liq}}{\rho_{vap}}\right)^{0.37} \right]^{-2.2} + \left[ \frac{\alpha_{go}}{\alpha_{lo}} x^{0.01} \left( 1 + 8(1-x)^{0.7} \left(\frac{\rho_{liq}}{\rho_{vap}}\right)^{0.67} \right) \right]^{-2} \quad (AIV.18)$$

$\alpha_{LO}$  est le coefficient de transfert thermique convectif évalué en supposant que la totalité du flux est sous forme de liquide et  $\alpha_{GO}$  est le coefficient de transfert thermique évalué en supposant que la totalité du flux est sous forme de vapeur

$$\frac{\alpha(z)_B}{\alpha_{lo}} = C_F \left(\frac{\dot{q}}{\dot{q}_0}\right)^{n(p^*)} \left[ 2.692 p^{*0.43} + \frac{1.6 p^{*6.5}}{1 - p^{*4.4}} \right] \left(\frac{d_0}{d}\right)^{0.5} \left(\frac{R_a}{R_{ao}}\right)^{0.133} \left(\frac{\dot{m}}{\dot{m}_o}\right)^{0.25} \left[ 1 - p^{*0.1} \left(\frac{\dot{q}}{\dot{q}_{cr,PB}}\right)^{0.3} \right] x \quad (AIV.19)$$

Avec

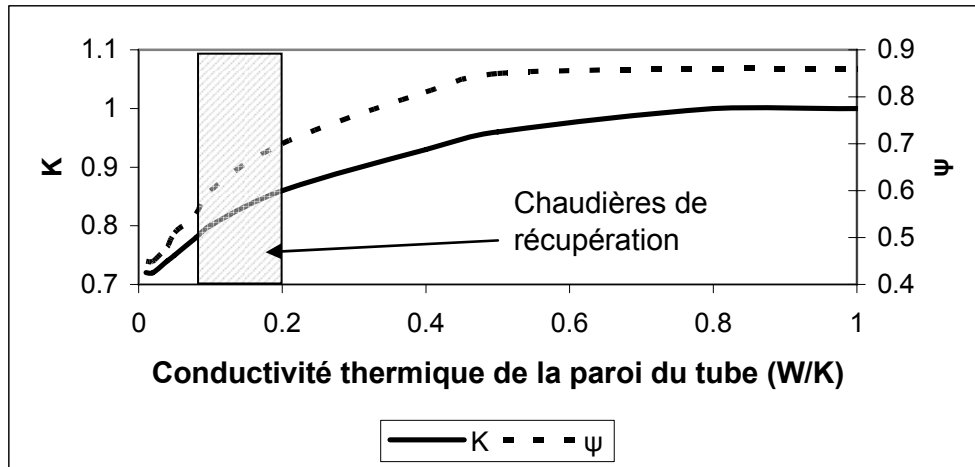
$$n(p^*) = \kappa \left( 0.8 - 0.13 * 10^{(0.66 p^*)} \right) \quad (AIV.20)$$

$$C_F = 0.72 * \psi \quad (AIV.21)$$

Le facteur de réduction  $\kappa$  est dû à la faible valeur de la conductivité thermique de la paroi des tubes des chaudières de récupération (Figure A IV-5). De plus, lorsque l'écoulement est de type « stratifié » ou par « vagues » dans des tubes horizontaux, le coefficient  $\psi$  apparaît (Figures AV-3 et AV-4), pour les autre types d'écoulement, ce coefficient est unitaire.

$$\dot{q}_{cr,PB} = 2.79 \dot{q}_{cr,0.1} p^{*0.4} (1 - p^*) \quad (AIV.22)$$

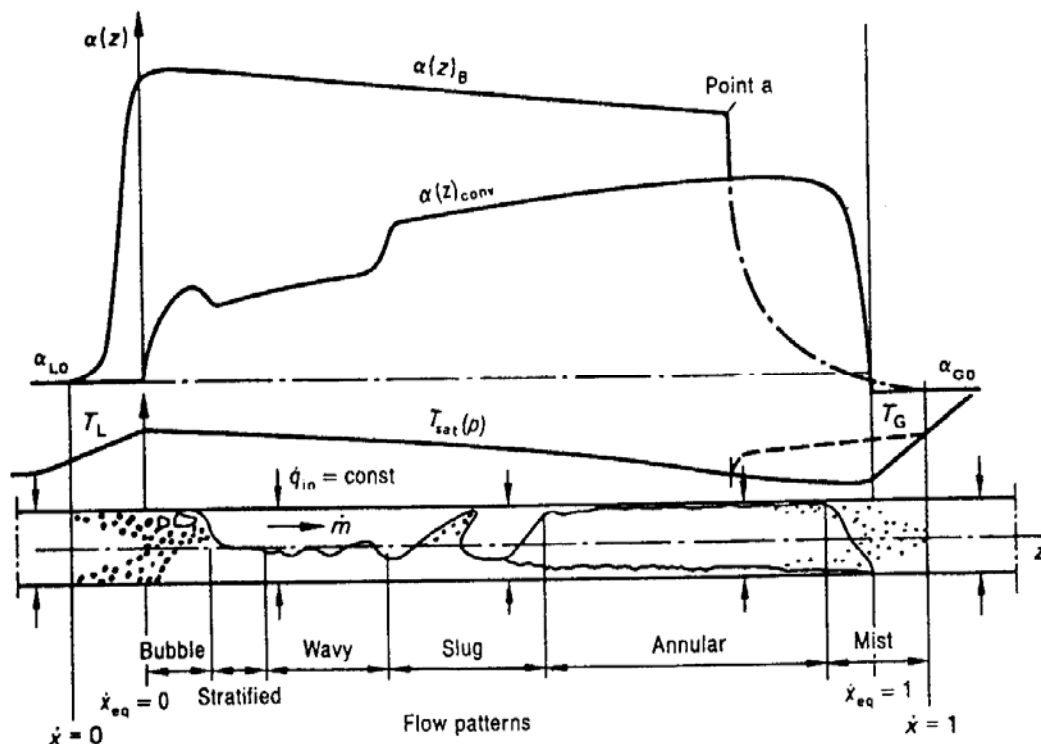
**Figure A IV-3: Facteurs de réduction**



avec  $\dot{q}_{cr,0.1}=3293350 \text{ W/m}^2$ . Les valeurs de référence indiquées par l'indice « 0 » sont  $d_0=0.01\text{m}$ ;  $\dot{m}_0=100\text{kg/m}^2/\text{s}$ ;  $R_{a0}=1.10^{-6}\text{m}$ ;  $\dot{q}_0=150000\text{W/m}^2$ ;  $\alpha_0=25580 \text{ W/m}^2/\text{K}$  et sont calculées pour  $p_0^*=p/p_c=0.1$  avec  $p_c=220.64 \text{ bar}$  et  $p^*$  la pression réduite.

En cas d'ébullition en film, la détérioration du coefficient de transfert total intervient et ce dernier résulte alors de la combinaison des coefficients de type « convectif » et « radiatif ».

**Figure A IV-4 : Évolution des coefficients de transfert convectif et nucléaire au cours de l'ébullition (Steiner D. 1993)**



$$h_i = \alpha_{conv} + C \cdot \alpha_{rad} \quad (\text{AIV.23})$$

avec C un coefficient dépendant du nombre de Froude.

Une difficulté supplémentaire apparaît dans les tubes horizontaux puisque l'assèchement des tubes peut se faire de manière dissymétrique (plus rapidement au dessus qu'en dessous).

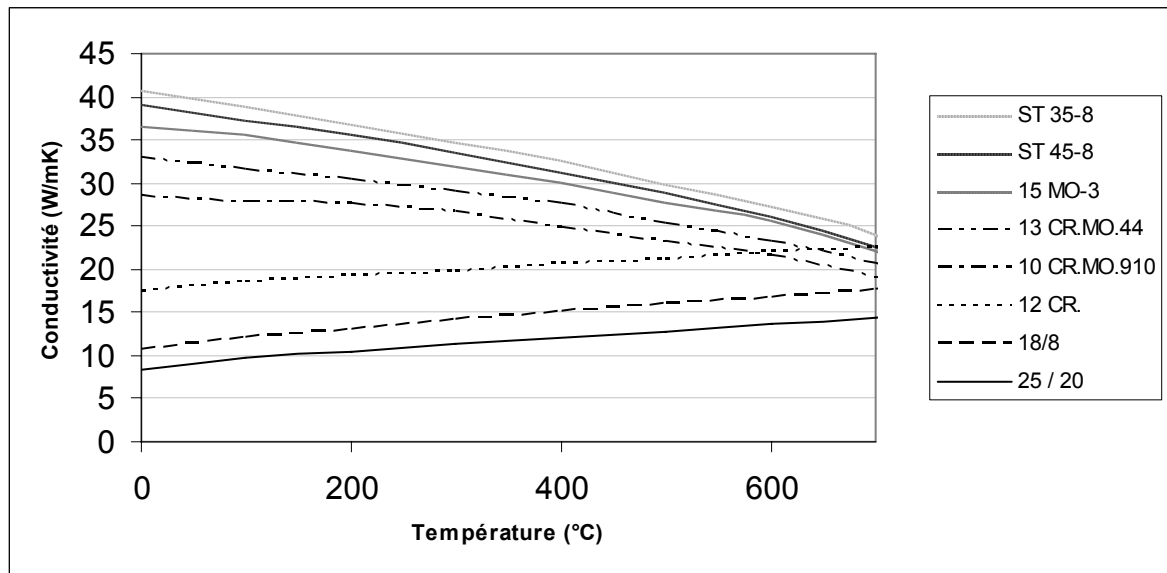
Du fait des ces nombreux paramètres, la méthode VDI est donc assez complexe mais les résultats obtenus sont forts proches des mesures observées et peuvent donc être tenus pour fiables.

Il faut remarquer que dans les chaudières de récupération sous-critique avec un ballon de vaporisation, la fraction vaporisée dans les tubes du vaporiseur n'est jamais totale mais souvent comprise entre 10% et 40%.

Dans cette zone, les chaudiéristes appliquent une formulation hautement simplifiée pour l'évaluation du coefficient de transfert interne. Elle peut être une simple constante ou encore dépendre du coefficient de transfert obtenu pour de l'eau saturée. Au cours du temps, l'expérience leur a démontré que, bien qu'imprécis, le coefficient ainsi calculé est suffisamment proche de la réalité pour réaliser le dimensionnement correct d'une chaudière à circulation assistée.

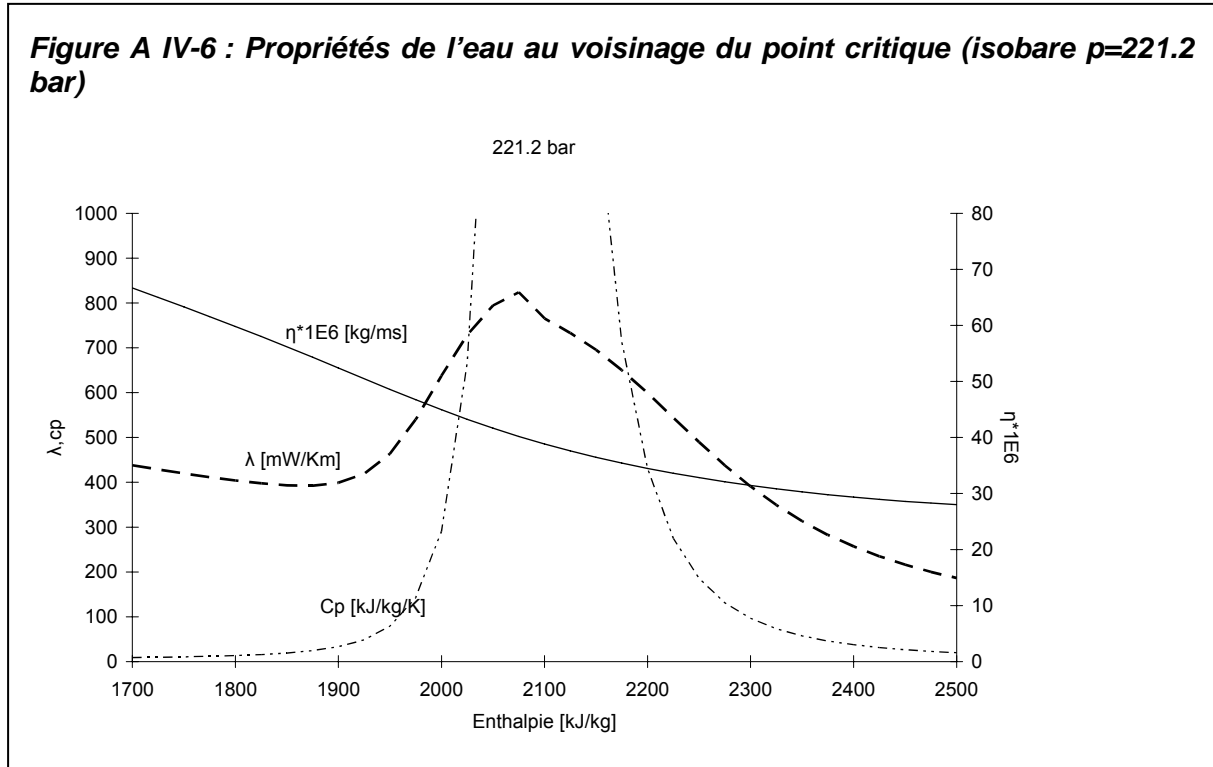
Il n'en va pas de même pour le calcul d'une chaudière à circulation forcée ou un calcul exact doit être effectué.

**Figure A IV-5 : Évolution de la conductivité thermique des tubes en fonction de leur composition et de la température de la paroi**



### 3.3. Ecoulement super critique

Lorsqu'on se rapproche des conditions super critiques, les propriétés de l'eau évoluent très vite (Figure A IV-6). A la pression critique, la conductivité de l'eau augmente fortement tandis que la chaleur spécifique tend vers l'infini.



Des expériences conduites sur des chaudières de type OTB entre 220 bar et 270 bar, ne montrent cependant pas d'augmentation significative du transfert de chaleur autour du point critique comme on pourrait s'y attendre au vu de la valeur des propriétés thermiques de l'eau dans ces conditions.

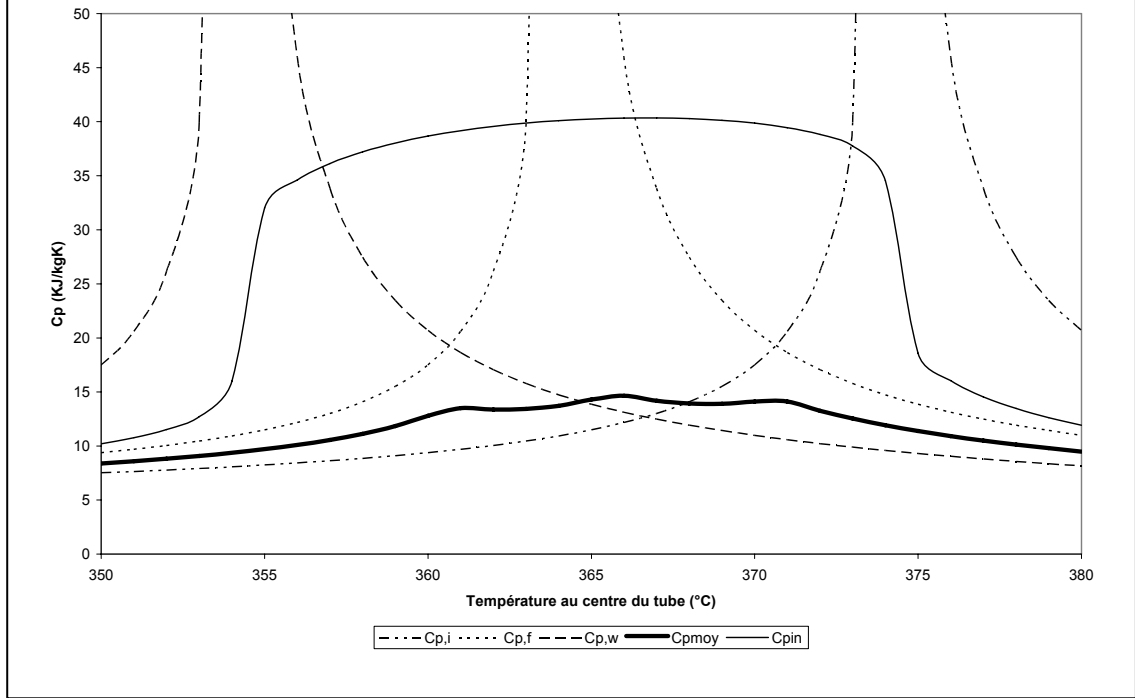
Pour gérer l'augmentation du  $c_p$  de l'eau, plusieurs méthodes sont utilisées. Elles sont toutes basées sur une pondération du  $c_p$  en fonction de l'évolution des températures entre la paroi et le centre du tube.

Nous appellerons  $T_w$ , la température à la paroi du tube,  $T_f$ , la température dans le film et  $T_i$ , la température au centre de l'écoulement. Une première méthode donne :

$$c_{p,in} = \frac{1}{T_w - T_i} \int_{T_i}^{T_w} c_p dT = \frac{h_w - h_i}{T_w - T_i} \quad (\text{AIV.24})$$

Une seconde méthode (Griem H. 1996) utilise des  $c_p$  évalués à 5 températures de référence entre la paroi et le centre du tube ( $T_w, T_f, T_{w,f} = (T_w + T_f)/2$ ,  $T_i, T_{f,i} = (T_i + T_f)/2$ ). Les 3 valeurs les plus petites sont sélectionnées et leur moyenne arithmétique est calculée.

**Figure A IV-7: Estimation du cp moyen**



$$c_{p,moy} = \frac{1}{3} \left\{ \sum_{j=1}^5 c_p(T_i) - c_{p,max} - c_{p,2,max} \right\} \quad (AIV.25)$$

Les résultats des équations (AIV.24) et (AIV.25) sont repris sur la Figure A IV-7. Puisqu'on a éliminé les  $c_p$  les plus grands, la courbe obtenue par la seconde méthode ne présente plus de singularité, ce qui va permettre d'utiliser une seule et même corrélation pour la détermination du coefficient de transfert interne sur tout l'intervalle d'enthalpie.

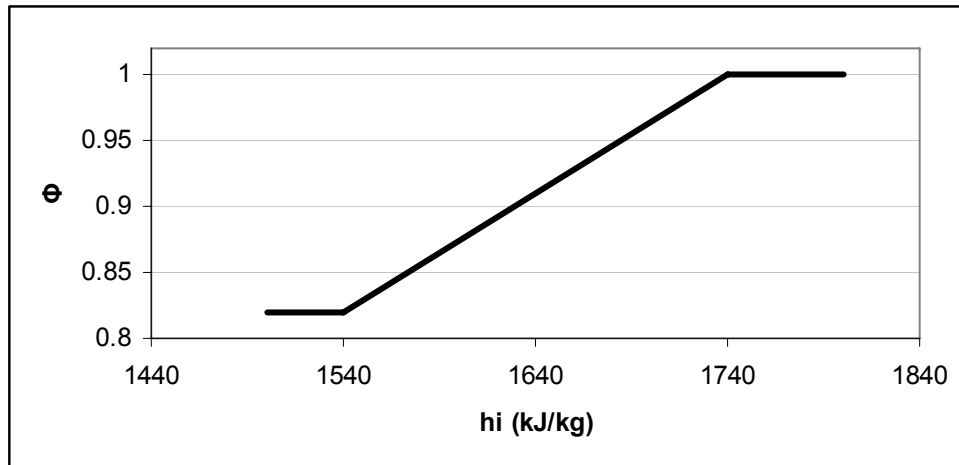
La corrélation obtenue est de la forme générale de l'équation(AIV.10).

$$Nu = 0.0169 Re^{0.8356} Pr^{0.432} \quad (AIV.26)$$

Cette corrélation fort simple doit être ajustée pour des faibles enthalpies. En dessous de 1540 kJ/kg, une correction à 82 % de sa valeur est appropriée. Au-delà de 1540 kJ/kg, la correction de Nu évolue linéairement jusqu'à atteindre 100% à 1740 kJ/kg. On réécrit (AIV.26) pour introduire le coefficient de correction  $\Phi$  (Figure A IV-8).



**Figure A IV-8 : Coefficient d'ajustement pour les faibles enthalpies**



$$Nu = 0.0169 Re^{0.8356} Pr^{0.432} \Phi \quad (\text{AIV.27})$$

Avec  $\bar{\lambda} = \frac{1}{2}(\lambda_i + \lambda_w)$

$$\eta = \eta_i$$

$$Pr = \frac{c_{pmoy} * \eta_i}{\bar{\lambda}}$$

$$Re = \frac{\dot{m} * d}{\eta_i}$$

$$\alpha = \frac{Nu * \bar{\lambda}}{d}$$

## 4 Évaluation du coefficient d'échange de chaleur externe

$$\frac{1}{\alpha_e} = \left( \frac{1}{h_c + h_r} + R_{fo} \right) \quad (\text{AIV.28})$$

$$\alpha_e * \frac{(\eta_{ail} * A_{fo} + A_{po})}{A_o} = \alpha_{app} \quad (\text{AIV.29})$$

### Remarque

Il existe des formulations très différentes pour déterminer les coefficients d'échange extérieur. Quelques-unes sont exposées plus loin (Spang B. 2003). Deux catégories apparaissent : celle qui utilise le nombre de Colburn (ESCOA et PERRY) et celle qui utilise le nombre de Nusselt (VDI, Schmidt, Briggs & Young, Vampola).

Dans le cas des chaudières de récupération, on s'intéressera au coefficient de transfert par convection forcée autour d'un faisceau de tubes. Bien que limitée, il faudra également tenir compte de la radiation, principalement autour des surchauffeurs de la chaudière.

### 4.1. Coefficient de convection

Quelques définitions préalables sont nécessaires :

$$l = \frac{\pi}{2} d_o \quad (\text{AIV.30})$$

$$\text{Re}_l = \frac{\dot{m} * l}{\eta} \quad (\text{AIV.31})$$

$$\text{Nu}_l = \frac{h * l}{\lambda} \quad (\text{AIV.32})$$

#### Autour d'un cylindre

Selon Gnielinski, on a :

$$\text{Nu}_{l,0} = 0.3 \sqrt{\text{Nu}_{l,lam}^2 + \text{Nu}_{l,turb}^2} \quad (\text{AIV.33})$$

$$\text{Nu}_{l,lam} = 0.664 \sqrt{\text{Re}_l} \text{Pr}^{1/3} \quad (\text{AIV.34})$$

$$\text{Nu}_{l,turb} = \frac{0.037 \text{Re}_l^{0.8} \text{Pr}}{1 + 2.443 \text{Re}_l^{-0.1} (\text{Pr}^{2/3} - 1)} \quad (\text{AIV.35})$$

#### Autour d'un faisceau de tubes

Dans un faisceau, les tubes peuvent être arrangés en ligne ou en quinconce (voir Figure I-11). Le faisceau sera caractérisé par un pas longitudinal ( $P_L$ ), la distance entre tubes (centre à centre) dans le sens de l'écoulement des gaz et le pas transversal ( $P_T$ ), la distance entre tubes transversalement à l'écoulement des gaz. On définira :

$$a = \frac{P_T}{d} \quad (\text{AIV.36})$$

$$b = \frac{P_L}{d} \quad (\text{AIV.37})$$

La formulation générale pour le coefficient de transfert sera du type :

$$Nu_{0,\text{faisceau}} = f_A * Nu_{l,0} \quad (\text{AIV.38})$$

$Nu_{l,0}$  sera défini par (AIV.31) avec  $Re_{\psi,l} = \frac{Re_l}{\psi}$  et

$$\psi = 1 - \frac{\pi}{4ab} \quad (\text{si } b < 1) \quad (\text{AIV.39})$$

$$\psi = 1 - \frac{\pi}{4a} \quad (\text{si } b > 1) \quad (\text{AIV.40})$$

On appelle  $f_A$ , le facteur d'arrangement. Il diffère selon le type d'arrangement :

Arrangement en ligne :

$$f_A = 1 + \frac{0.7 (b/a - 0.3)}{\psi^{1.5} (b/a + 0.7)^2} \quad (\text{AIV.41})$$

Arrangement en quinconce :

$$f_A = 1 + \frac{2}{3b} \quad (\text{AIV.42})$$

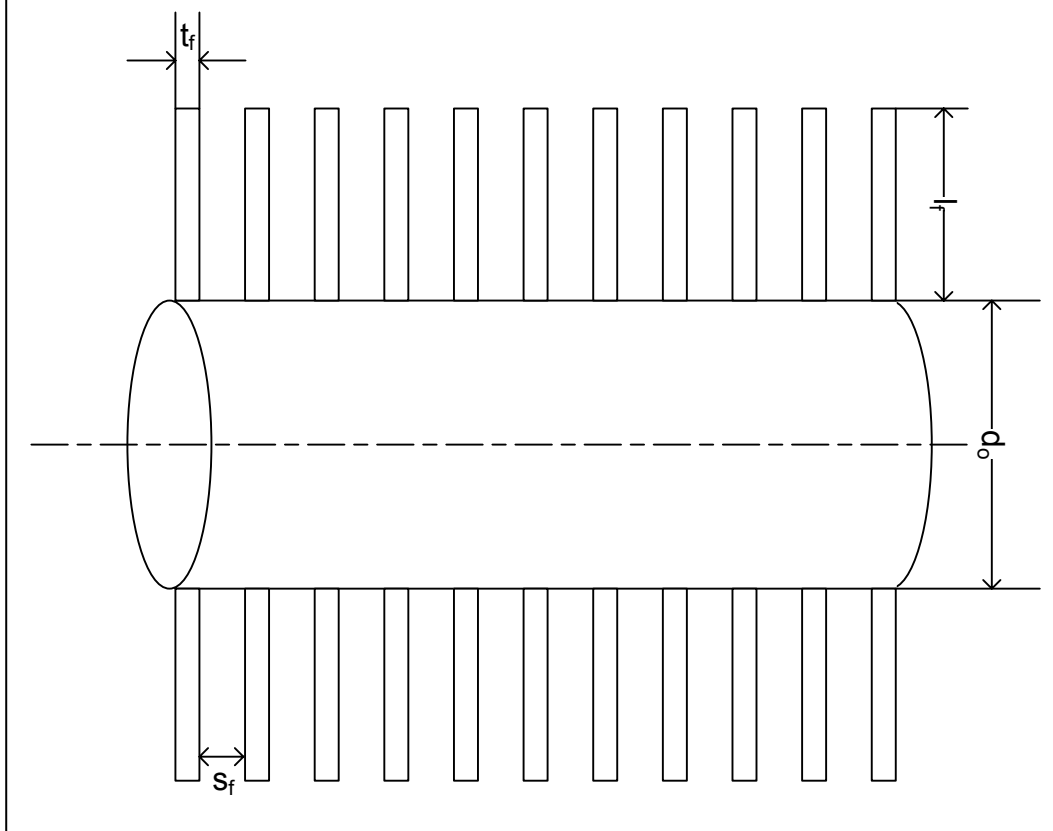
#### *Autour d'un faisceau de tubes ailetés*

C'est la configuration qui se retrouvera généralement dans une chaudière de récupération, les tubes ayant des ailettes pour augmenter la surface et donc le transfert de chaleur entre le gaz et l'eau (Figure A IV-). Nous avons (selon Paikert) :

Arrangement en ligne

$$Nu_{l,0} = 0.26 Re_l^{0.6} \left( \frac{A_0}{A_e} \right)^{0.6} \left( \frac{A}{A_b} \right)^{-0.15} Pr^{1/3} \quad (\text{AIV.43})$$

**Figure A IV-9: Exemple de tube aileté**



Arrangement en quinconce

$$Nu_{l,0} = 0.45 Re_l^{0.6} \left( \frac{A_0}{A_e} \right)^{0.6} \left( \frac{A}{A_b} \right)^{-0.15} Pr^{1/3} \quad (\text{AIV.44})$$

avec

$$\frac{A_0}{A_e} = \frac{P_T (s_f + t_f)}{(P_T - d_o) s_f + (P_T - d_o - 2l_f) t_f} \quad (\text{AIV.45})$$

$$\frac{A}{A_b} = 1 + \frac{2l_f (l_f + d_o + t_f)}{d_o (s_f + t_f)} \quad (\text{AIV.46})$$

De plus, on peut, tout comme pour l'écoulement d'un fluide à l'intérieur d'un tube, ajouter l'effet de la variation de température entre la température à la paroi du tube ( $T_w$ ) et la température au sein de l'écoulement ( $T_g$ ). nous aurons alors :

$$Nu_l = Nu_{l,0} \left( \frac{T_g}{T_w} \right)^{0.12} \quad (\text{AIV.47})$$

$$Nu_{\text{faisceau}} = Nu_{0,\text{faisceau}} \left( \frac{T_g}{T_w} \right)^{0.12} \quad (\text{AIV.48})$$

### **Selon ESCOA (2002)**

La méthode ESCOA utilise le facteur de Colburn pour déterminer la valeur du coefficient d'échange par convection.

$$h_c = j * G * c_p * Pr^{-2/3} \quad (\text{AIV.49})$$

le coefficient de Colburn j étant calculé avec :

$$j = C_1 * C_3 * C_5 * \left( \frac{d_f}{d_o} \right)^{0.5} * \left( \frac{T_b(K)}{T_s(K)} \right)^{0.25} \quad (\text{AIV.50})$$

pour des ailettes pleines et des tubes arrangés en quinconce :

$$C_1 = 0,25 Re^{-0,35}$$

$$C_3 = 0,35 + 0,65 e^{(-0,25 l_f / s_f)}$$

$$C_5 = 0,7 + \left[ 0,7 - 0,8 e^{(-0,15 N_r^2)} \right] * \left[ e^{(-l_p / t_p)} \right]$$

Avec  $C_1$  coefficient correctif du nombre de Reynolds pour le coefficient de Colburn

$C_3$  coefficient correctif de la géométrie pour le coefficient de Colburn

$C_5$  coefficient correctif de l'arrangement des tubes ainsi que du nombre de rangées pour le coefficient de friction

### **Selon VDI (Gnielinski V., Gaddis E.S. et al. 1993)**

VDI propose deux méthodes totalement différentes. Aucune des deux ne tient compte des différences de température dues au mode d'écoulement le long des ailettes. Elles utilisent le nombre de Nusselt pour déterminer la valeur du coefficient d'échange par convection (AIV.32)

Première méthode de détermination de Nu

Elle est identique à celle développée autour d'un faisceau de tubes ((AIV.36)→(AIV.42)). Les ailettes sont uniquement prises en compte pour déterminer l, la longueur de référence.

$$l = \frac{\pi}{2} \sqrt{d_o^2 + l_f^2} \quad (\text{AIV.51})$$

De plus l'équation (AIV.48) est appliquée pour tenir compte de la variation de température.

Seconde méthode de détermination de Nu

C'est une méthode qui est basée sur des données expérimentales. Il est dès lors dangereux de l'utiliser en dehors du domaine pour lequel les données ont été ajustées.

Ces équations sont valables pour un nombre de rangées de tubes ailetés >4.

Arrangement en ligne

$$l = d_o; Nu = 0,22 Re_l^{0,6} \left( \frac{A}{A_b} \right)^{-0,15} Pr^{1/3} \quad (\text{AIV.52})$$

Arrangement en quinconce

$$l = d_o; Nu = 0,38 Re_l^{0,6} \left( \frac{A}{A_b} \right)^{-0,15} Pr^{1/3} \quad (\text{AIV.53})$$

Avec (AIV.46) pour calculer  $\left( \frac{A}{A_b} \right)$

Les résultats obtenus sont valables pour  $10^3 < Re < 10^5$  et  $5 < (A/A_b) < 30$  avec une précision de 10 à 25%.

### **Selon SCHMIDT**

La méthode de Schmidt utilise le nombre de Nusselt pour déterminer la valeur du coefficient d'échange par convection. Pour des tubes ailetés en quinconce

$$l = d_o; Nu = 0,45 Re_l^{0,625} \left( \frac{A}{A_b} \right)^{-0,375} Pr^{1/3} \quad (\text{AIV.54})$$

### **Selon BRIGGS & YOUNG**

La méthode de BRIGGS & YOUNG utilise le nombre de Nusselt pour déterminer la valeur du coefficient d'échange par convection. Pour des tubes ailetés en quinconce

$$l = d_o; Nu = 0,134 Re_l^{0,681} \left( \frac{s_f - t_f}{l_f} \right)^{0,2} \left( \frac{s_f - t_f}{t_f} \right)^{0,1134} Pr^{1/3} \quad (\text{AIV.55})$$

### **Selon VAMPOLA**

La méthode de VAMPOLA utilise le nombre de Nusselt pour déterminer la valeur du coefficient d'échange par convection. Pour des tubes ailetés en quinconce

$$l = D_v; D_v = \frac{d_o \cdot A_b + A_f \cdot \sqrt{\frac{A_f}{2n_f}}}{A_t} \quad (\text{AIV.56})$$

$$Nu = 0,251 Re_l^{0,67} \left( \frac{P_t - d_o}{d_o} \right)^{-0,2} \left( \frac{P_t - d_o}{s_f - t_f} + 1 \right)^{-0,2} \left( \frac{P_t - d_o}{P_t - d_o} \right)^{0,4} \quad \text{si } P_t > P_1 \quad (\text{AIV.57})$$

$$Nu = 0,251 Re_l^{0,67} \left( \frac{P_t - d_o}{d_o} \right)^{-0,2} \left( \frac{P_t - d_o}{s_f - t_f} + 1 \right)^{-0,2} \quad \text{si } P_t < P_1 \quad (\text{AIV.58})$$

Avec  $D_v$  le diamètre équivalent pour le calcul des nombres sans dimension.

**Selon PERRY (Knudsen J. G. , Hottel H. C. et al. 2002)**

La méthode du Perry utilise le facteur de Colburn pour déterminer la valeur du coefficient d'échange par convection (AIV.49)

$$j = \frac{a}{\left( \frac{d_0 \cdot G}{\eta} \right)^m} = a \cdot \text{Re}^{-m}$$

Nombre Reynolds	de	m	Arrangement	a
>3000		4	Quinconce	0,33
			Ligne	0,26
100-3000		0,492	Quinconce	0,695
			Ligne	0,548
1-100		0,59	Quinconce	1,086
			Ligne	0,855

## 4.2. Coefficient de radiation interne des gaz

Dans une chaudière de récupération, la part de la radiation dans l'échange global de chaleur est faible (maximum 2% dans les surchauffeurs). Ceci est dû à la température peu élevée de la fumée à la sortie de la turbine à gaz (600-700°C). Dans certaines chaudières de récupération, une postcombustion est installée, ce qui augmente sensiblement la part de la radiation dans l'échange de chaleur global.

Pour obtenir le flux de chaleur net émis par les gaz et absorbé par la surface des tubes assimilés à un corps gris, on a :

$$Q_{rad} = A * C_o * \frac{\varepsilon_w}{1 - (1 - \varepsilon_w)(1 - A_v)F} \left[ \varepsilon_g \left( \frac{T_g}{100} \right)^4 - A_v \left( \frac{T_w}{100} \right)^4 \right] \quad (\text{AIV.59})$$

Avec A, la surface qui reçoit la radiation ;

$C_o=5.67$  ;

$\varepsilon_g$ , l'émissivité du gaz à la température  $T_g$  ;

$A_v$ , l'absorptivité du gaz pour le rayonnement émis par la surface

$\varepsilon_w$ , l'émissivité de la surface des tubes

Cette méthode ne prend cependant en compte que les couches de gaz se trouvant à proximité des tubes de l'échangeur. Le rayonnement émis par les couches de gaz des gaines d'entrée situées en dessous des tubes et celui émis par les parois de ces gaines ne sont pas inclus dans cette formulation, ce qui peut réduire significativement les performances estimées du premier surchauffeur (10°C et plus). La prise en compte de cette contribution ne peut cependant se faire qu'en intégrant un modèle mathématique relativement complexe et unique pour chaque type de chaudière, ce qui ne rentre pas dans le cadre de ce travail.

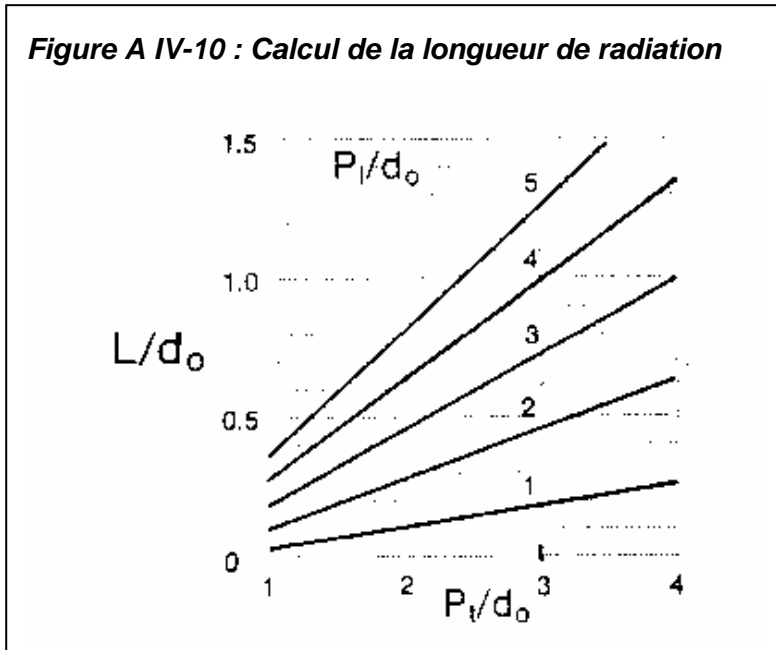
La méthode ESCOA n'est pas une méthode « généraliste » mais elle a été ajustée sur les bancs de tubes ailetés que l'on trouve dans les chaudières CMI. Nous garderons donc cette méthode qui nous permet de calculer la contribution du rayonnement à partir de la configuration du faisceau de tubes et de la température du gaz. Elle calcule directement le coefficient de transmission par rayonnement défini par la relation(AIV.6).

$$h_r = 2,2 * \gamma_r * (pL)^{0,5} * \left( \frac{A_b}{A_o} \right)^{0,75} \quad (\text{AIV.60})$$

La longueur de radiation L est une fonction du pas longitudinal et du pas transversal.



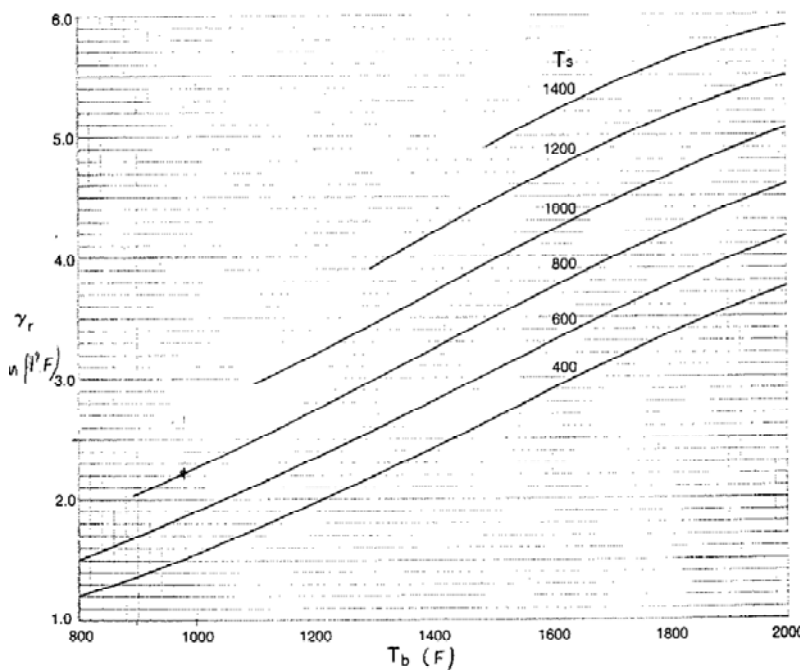
**Figure A IV-10 : Calcul de la longueur de radiation**



Le facteur de radiation  $\gamma_r$  dépend quant à lui de la température des fumées et de la température moyenne à la surface de l'ailette, on peut prendre  $T_s = T_i + 0,3(T_b - T_i)$ .

Le graphique donne  $\gamma_r$  en Btu/(hr ft<sup>2</sup> F) en fonction des températures en F (les facteurs de conversion sont 1 Btu/(hr ft<sup>2</sup> F)=5,6783 W/(m<sup>2</sup>C) ; (1F-32)/1,8=1C)

**Figure A IV-11 : Calcul du facteur de radiation**



### 4.3. Évaluation du rendement de l'ailette

L'efficacité des ailettes est introduite pour tenir compte de la non uniformité des températures le long de l'ailette. Cette efficacité varie selon le type d'ailette utilisé. Ces ailettes peuvent être pleines, crantées ou partiellement crantées. Les ailettes crantées offrent une surface d'échange plus grande que les ailettes pleines pour un poids total inférieur, c'est pourquoi elles sont généralement préférées par les constructeurs de chaudières.

*selon VDI*

- Première méthode

$$\eta_{ail} = \frac{T_s - T_b}{T_w - T_b} \quad (\text{AIV.61})$$

Il faut cependant disposer d'une méthode pour déterminer :

$T_s$ , la température moyenne des ailettes ;

$T_w$ , la température à la surface du tube ;

$T_b$ , la température moyenne des fumées.

Si on prend  $\begin{cases} T_s = T_i + 0,3 * (T_b - T_i) \\ T_w = T_i + 0,1 * (T_b - T_i) \end{cases}$ , cela conduira toujours à  $\eta_{ail} = \frac{0,7}{0,9} = 78\%$

- Seconde méthode pour des ailettes circulaires pleines.

$$\eta_{ail} = \frac{\tanh X}{X} = \frac{1}{X} \cdot \frac{e^X - e^{-X}}{e^X + e^{-X}} \quad (\text{AIV.62})$$

Avec  $X_{VDI} = \varphi \cdot \frac{d_o}{2} \cdot \sqrt{\frac{2h_c}{\lambda_f t_f}}$ ;  $\varphi = \left(\frac{d_f}{d_o} - 1\right) \cdot \left[1 + 0.35 \ln\left(\frac{d_f}{d_o}\right)\right]$

*selon ESCOA (2002) Pour des ailettes circulaires pleines, on a :*

$$\eta_{ail} = Y * \left(0,45 * \ln\left(\frac{d_f}{d_o}\right) * (Y - 1) + 1\right) \quad (\text{AIV.63})$$

$$Y = X * (0,7 + 0,3 * X)$$

Avec  $X = \frac{\tanh(mb)}{mb}$ ;  $m = \sqrt{\frac{2 * h_c}{\lambda_f * t_f}}$

$$b = l_f + \frac{t_f}{2}$$

Pour des ailettes circulaires crantées (de type HF), on a :

$$\eta_{ail} = X * (0,9 + 0,1 * X) \quad (\text{AIV.64})$$

$$X = \frac{\tanh(mb)}{mb}$$

$$m = \sqrt{\frac{h_c \cdot (t_f + W_s)}{6 \cdot \lambda_f \cdot t_f \cdot W_s}}$$

$$b = l_f + \frac{t_f}{2}$$

selon Schmidt Pour des ailettes circulaires pleines, on a :

$$\eta_{ail} = \frac{\tanh X}{X} \quad (\text{AIV.65})$$

$$X_{SCHMIDT} = \varphi \cdot \frac{d_o}{2} \cdot \left(1 + \frac{t_f}{2l_f}\right) \cdot \sqrt{\frac{2h_c}{\lambda_f t_f}} = X_{VDI} \cdot \left(1 + \frac{t_f}{2l_f}\right)$$

Avec

$$\varphi = \left(\frac{d_f}{d_o} - 1\right) \cdot \left[1 + 0.35 \ln\left(\frac{d_f}{d_o}\right)\right]$$

selon KERN Pour des ailettes circulaires pleines, on a :

$$\eta_{ail} = \frac{\tanh X}{X} \quad (\text{AIV.66})$$

$$\text{Avec } X_{KERN} = l_f \cdot \sqrt{\frac{2h_c}{\lambda_f t_f}}$$

#### 4.4. Estimation de la température du tube, des températures maximum et moyenne de l'ailette.

Nous appellerons  $T_s$ , la température moyenne de l'ailette

$T_w$ , la température du tube ;

$T_f$ , la température maximum de l'ailette

La température moyenne des ailettes  $T_s$  est calculée avec :

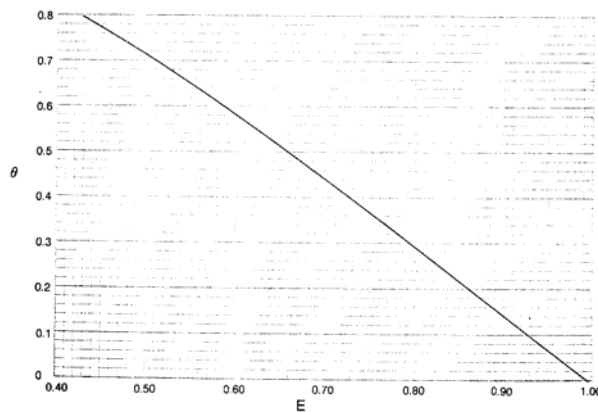
$$T_s = \frac{T_w + T_f}{2} \quad (\text{AIV.67})$$

Selon ESCOA (2002)

$$T_w = T_i + \frac{R_{io}}{R_{io} + R_{eo}} \cdot (T_o - T_i) \quad (\text{AIV.68})$$

$$T_f = T_w + \theta \cdot (T_o - T_w) \quad (\text{AIV.69})$$

$$\theta = -0,2793 \cdot \eta_{ail}^2 - 1,0287 \cdot \eta_{ail} + 1,2963$$



Approximation selon ESCOA

$$T_s = T_i + 0,3 \cdot (T_b - T_i)$$

$$T_w = T_i + 0,1 \cdot (T_b - T_i)$$

Selon CMI

$$T_w = T_i + FLUX \cdot \left( \frac{tt}{2 \cdot \lambda_t} + \frac{1}{h_i} \right) + 10^\circ \text{C} \quad (\text{AIV.70})$$

$$RAPS = n_f \cdot \frac{0,5 \cdot (d_f^2 - d_o^2) + d_f \cdot t_f}{(1 - n_f \cdot t_f)}$$

$$FLUX = RAPS \cdot \frac{U_o}{DTLN}$$

$$T_f = T_b \cdot (1 - r) + r \cdot T_i \quad (\text{AIV.71})$$

$$B_1 = \frac{2 * \alpha_e}{\lambda_f * t_f}$$

$$A = B_1 * l_f$$

$$B = \frac{d_f}{d_o}$$

$$\begin{aligned} COR = & (((9,444e^{-4} * B + 7,333e^{-3}) * B - 8,27e^{-3}) * A * A \\ & + ((1,067e^{-2} * B - 0,1455) * B + 0,1348) * A \\ & + ((2,222e^{-3} * B + 4,667e^{-3}) * B + 0,9931) \end{aligned}$$

$$r = ((0,017 * A - 0,182) * A + 1) * COR * \frac{TANH(A)}{A}$$

## 5 Calcul des performances des échangeurs dans une chaudière de récupération

En général, quand on calcule les performances d'un échangeur de chaleur, on désire connaître les températures des fluides à la sortie de l'échangeur, connaissant les températures ainsi que les débits à l'entrée.

Pour ce faire, on pose tout d'abord un certain nombre d'hypothèses :

- le régime d'écoulement est permanent, les paramètres ainsi que les variables sont constants dans le temps ;
- l'échangeur est adiabatique ;
- les propriétés thermophysiques des fluides restent constantes dans les intervalles de température envisagés ;
- les températures ne varient que dans la seule dimension de l'écoulement ;
- il n'y a pas de pertes de charge au cours de l'écoulement.

En tenant compte des hypothèses formulées ci-dessus, on peut écrire le bilan thermique d'un échangeur qui exprime que la chaleur transférée du fluide chaud est reçue par le fluide froid et est égale à :

$$Q = -\dot{m}_c C_{p_c} (T_{cs} - T_{ce}) = \dot{m}_f C_{p_f} (T_{fs} - T_{fe}) \quad (\text{AIV.72})$$

Pour déterminer la surface d'échange nécessaire à la transmission d'une certaine quantité de chaleur, la relation (AIV.72) décrite ci-dessus n'est plus valable car la différence de température entre les flux chaud et froid ( $T_c - T_f$ ) change continuellement lorsqu'on parcourt l'échangeur.

Si on applique les équations ci-dessus à une fraction élémentaire d'un échangeur à contre-courant, on obtient :

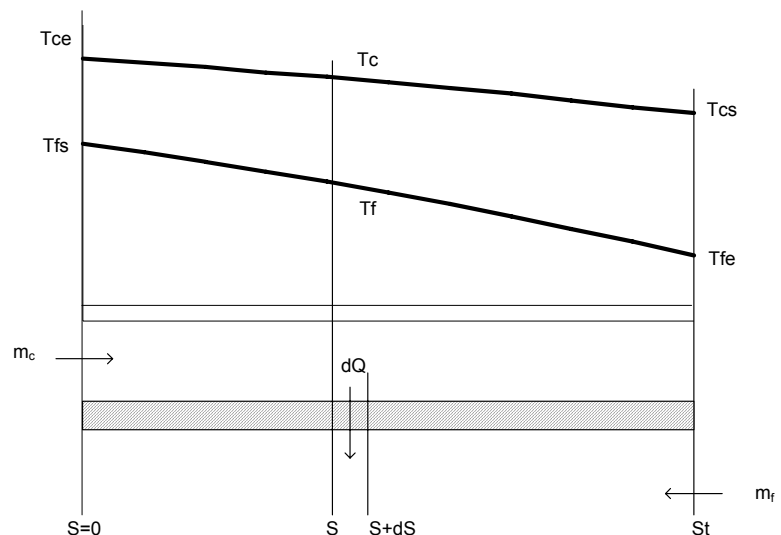
$$dQ = -\dot{m}_c C_{p_c} dT_c$$

$$dQ = \dot{m}_f C_{p_f} dT_f$$

$$dQ = U_0 dS (T_c - T_f)$$

En réalité, dans une chaudière de récupération en régime permanent, on ne peut pas supposer que l'échange est adiabatique. Il faut tenir compte de pertes à l'ambiance qui

peuvent être calculées exactement mais qui, plus généralement, sont estimées par les constructeurs en fonction de la taille et de l'isolation de la chaudière. On introduira la notion de « heat utility factor » ( $HUF < 1$ ) pour prendre en considération les différentes pertes de chaleur intervenant dans une chaudière de récupération. On écrira dès lors :



$$Q = -\dot{m}_f C_{p_f} (T_{fs} - T_{fe}) = Q_{tot} * HUF \quad (AIV.73)$$

$$Q_{tot} = \dot{m}_c C_{p_c} (T_{cs} - T_{ce})$$

## 6 Méthodes de dimensionnement

Il existe différentes méthodes pour estimer le flux de chaleur échangé entre deux fluides dans un échangeur de chaleur donné. Les deux méthodes les plus couramment employées sont :

- $\Delta TLM$  (LMTD en anglais), basé sur la moyenne logarithmique des écarts de température logarithmique que l'on calcule au moyen de l'expression

$$\Delta TLM = \frac{\Delta T_a - \Delta T_b}{\ln \frac{\Delta T_a}{\Delta T_b}} \text{ issu de l'étude des échangeurs à courant parallèle.}$$

- NUT (NTU en anglais), nombre d'unités de transfert, basé sur l'expression du flux thermique maximum d'une part et de l'efficacité de l'échangeur d'autre part.

### 6.1. L'écart de température logarithmique moyen

En cas d'écoulement parallèle idéal (co- ou contre-courant), on a :

$$Q = UA \cdot \Delta TLM \quad (AIV.74)$$

Si l'écoulement n'est pas parallèle et entièrement co- ou contre-courant, on introduit un facteur correctif F. On obtient alors :

$$Q = F \cdot UA \cdot \Delta TLM \quad (AIV.75)$$

Les corrélations pour le facteur correctif font appel aux nombres sans dimensions suivants :

$$R = \frac{T_{ce} - T_{cs}}{T_{fs} - T_{fe}} \quad (AIV.76)$$

$$P = \frac{T_{fs} - T_{fe}}{T_{ce} - T_{fe}} \quad (AIV.77)$$

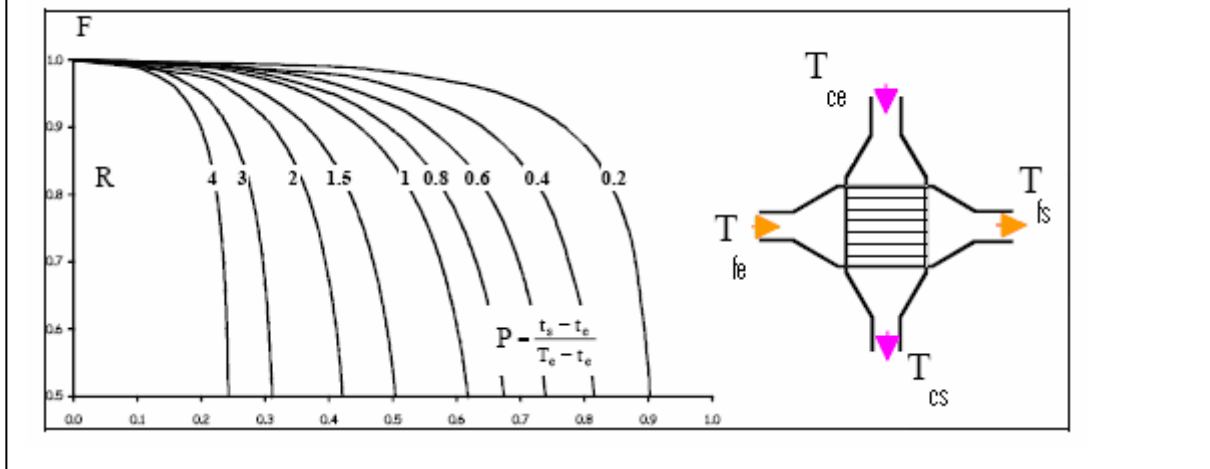
Pour le calcul d'un échangeur à courants croisés, lorsqu'un seul fluide est mélangé (on suppose que la température du fluide circulant autour des tubes est uniforme dans une section normale au courant), on a :

$$F = \frac{r}{r_0}$$

Avec :

$$r = \frac{q}{\ln \frac{1}{1 - \frac{q}{p} \ln \frac{1}{1 - p}}} ; q = P ; p = q \cdot R ; r_0 = \frac{p - q}{\ln \frac{1 - q}{1 - p}}$$

**Figure A IV-12 : Facteur correctif F dans la méthode DTLM pour des courants croisés, un seul fluide (chaud) brassé**



## 6.2. Le nombre d'unités de transfert

Pour définir le nombre d'unités de transfert, on part de la constatation que la quantité de chaleur maximum transférable par un échangeur est atteinte dans un échangeur de chaleur à contre-courant infiniment long. Cette quantité maximum transférable est fonction des températures d'entrée des deux fluides ainsi que du débit capacitif minimum et est donnée par :

$$Q_{\max} = \dot{m}_{\min} \cdot C_{p_{\min}} \cdot (T_{ce} - T_{fe}) = C_{\min} \cdot (T_{ce} - T_{fe}) \quad (\text{AIV.78})$$

L'efficacité de l'échange caractérise le rapport entre la quantité de chaleur réellement transmise et la quantité maximum transférable avec :

$$\varepsilon = \frac{Q}{Q_{\max}} = \frac{\dot{m}_c \cdot C_{p_c} \cdot (T_{ce} - T_{cs})}{\dot{m}_{\min} \cdot C_{p_{\min}} \cdot (T_{ce} - T_{fe})} = \frac{\dot{m}_f \cdot C_{p_f} \cdot (T_{fs} - T_{fe})}{\dot{m}_{\min} \cdot C_{p_{\min}} \cdot (T_{ce} - T_{fe})} \quad (\text{AIV.79})$$

En courants croisés, lorsque aucun fluide n'est mélangé (on suppose que chacun des fluides ne se mélange qu'après la sortie du faisceau de tubes), cette efficacité est égale à :

$$\varepsilon = 1 - e^{-\frac{1}{C_r} NUT^{0.22} (e^{-C_r NUT^{0.78}} - 1)} \quad (\text{AIV.80})$$

En courants croisés, lorsque seul le fluide à  $C_{\min}$  est mélangé (température du fluide uniforme dans une section normale au courant), on a :

$$\varepsilon = 1 - e^{-\frac{1}{C_r} (1 - e^{-C_r NUT})} \quad (\text{AIV.81})$$

En courants croisés, lorsque seul le fluide à  $C_{\max}$  est mélangé, on a :

$$\varepsilon = \frac{1}{C_r} \left( 1 - e^{-C_r (1 - e^{-NUT})} \right) \quad (\text{AIV.82})$$



**Annexe V. Étude bibliographique**

## **1 Chaudières de récupération**

Les chaudières de récupération font l'objet de nombreux articles dans la littérature. On peut trouver comment les dimensionner, les modéliser, les contrôler ou encore les optimiser. On peut également en trouver les principales caractéristiques, quels matériaux utiliser selon le type de chaudière, comment les nettoyer, quel traitement de l'eau choisir ou comment éviter des ruptures de tubes.

Viswanathan (Viswanathan R. and Bakker W.T. 2000) passe en revue l'évolution des matériaux utilisés pour la construction des chaudières, et plus particulièrement ceux utilisés dans les différentes sections d'une chaudière super critique.

Ganapathy (Ganapathy V. 1990; 1992; 1993; 1996; 2000; 2001) aborde différents aspects du dimensionnement et de la simulation des chaudières de récupération. Reddy (Reddy B.V., Ramkiran G. et al. 2002) calcule les irréversibilités dans une chaudière et Nag (Nag P.K. and De S. 1997) montre comment réaliser le dimensionnement d'une chaudière de récupération avec un minimum d'irréversibilités.

Subrahmanyam (Subrahmanyam N., Rajaram S. et al. 1995) décrit les caractéristiques des chaudières de récupération dans un cycle combiné (CC). Ong'Iro (Ong'Iro A., Ugursal V.I. et al. 1996) développe une méthode numérique pour simuler les performances d'une chaudière de récupération dans un CC. Liszka (Liszka M., Manfrida G. et al. 2003) optimise la distribution des surfaces d'échange d'une chaudière de récupération, lors d'un repowering, en vue d'optimiser l'efficacité de l'ensemble du CC. Kjaer (Kjaer S. 2003) présente l'expérience danoise des chaudières super critiques et Duffy (Duffy T. 1996) présente un prototype américain de chaudière horizontale à circulation forcée super critique.

Eitelberg (Eitelberg E. and E. 2004) explique le principe du contrôle d'une chaudière à circulation forcée pendant la phase de démarrage. Wojs (Wojs K. and Szulc P. 2004) analyse les possibilités d'instabilité dans une chaudière à circulation forcée à tubes verticaux tandis que Khushnood (Khushnood S., Khan Z.M. et al. 2004) définit les causes de vibration dans les nappes de tubes pendant les changements de phase. Ganapathy (Ganapathy V. 2000) revient sur l'origine de la vibration des tubes dans une chaudière. Il met en évidence l'expérience du chaudiériste qui est indispensable ainsi que le fait que les tubes ailetés présentent moins de problème que les tubes nus.

Xu (Xu L., Khan J.A. et al. 2000) présente une modélisation de la non-uniformité de la charge thermique sur les surchauffeurs et resurchauffeur des chaudières horizontales. Luo (Luo X. and Roetzel W. 1998) étudie un modèle de dispersion axiale pour des échangeurs de chaleur à courants croisés. Il décrit l'effet d'une mauvaise distribution du débit sur les performances thermiques d'un échangeur.

Dans sa thèse de doctorat, Elmegaard (Elmegaard B. 1999) aborde la simulation dynamique des chaudières de récupération. Adam (Adam E.J. and Marchetti J.L. 1999) a développé un simulateur dynamique d'une chaudière à circulation naturelle.

Robinson (Robinson J.O. 1993) aborde le problème du nettoyage des différents équipements d'une chaudière de récupération avant le démarrage et pendant le fonctionnement de celle-ci. Huchler (Huchler L.A. 1998) aide à choisir le meilleur traitement pour l'eau dans une chaudière et Colannino (Colannino J. 1993) explique comment éviter la rupture d'un tube.

## 2 Cycles combinés

Les cycles combinés (CC) sont multiples et variés. Des descriptions sont abondamment commentées dans la littérature. On trouve comment dimensionner un CC, comment le modéliser ou encore l'optimiser. On explique comment modifier un CC pour y ajouter un autre type de chaudière ou de turbine à gaz ou encore comment réaliser un diagnostic thermo économique.

Franco (Franco A. and Giannini N. 2006) présente une méthode générale pour optimiser les design des chaudières de récupération dans un CC et optimise les paramètres des chaudières (Franco A. and Russo A. 2002) pour atteindre des efficacités de CC proche de 60%. Horwitz (Horwitz B.A. 1999) nous met en garde contre les dangers du dimensionnement lorsque les hypothèses de départ ne sont pas bien vérifiées. Deschamps (Deschamps P.J. and Galopin J.F. 1995) présente une chaudière à circulation forcée super critique et compare l'efficacité de plusieurs CC traditionnels. Olsen (Olsen F.A. 2000) décrit différents CC et discute de l'intérêt des nouveaux aciers pour pouvoir travailler avec des températures vapeur de 600°C.

Lucas (Lucas K. 2000) présente une approche thermodynamique du principe de la cogénération. Habib (Habib M.A., Said S.A.M. et al. 2003) analyse les performances du cycle vapeur en fonction de la température et de la pression de la resurchauffe à la sortie de la turbine à vapeur haute pression.

Valdes (Valdes M. and Rapun J.L. 2001) présente une méthode d'optimisation des chaudières de récupération dans un CC. Casarosa (Casarosa C., Donatini F. et al. 2004) propose une optimisation thermo économique des paramètres de chaudières de récupération des CC. Frangopoulos (Frangopoulos Ca. and Dimopoulos Gg. 2004) introduit les notions de fiabilité et de disponibilité dans l'analyse thermo économique des CC. Torres (Torres C., Valero A. et al. 2002) améliore le diagnostic thermo économique des CC en y intégrant l'effet du disfonctionnement d'un composant. Valero (Valero A., Lerch F. et al. 2002) applique ce nouveau concept à l'analyse d'un CC à Escucha (Espagne).

De (De S. and Biswal S.K. 2004) montre comment l'utilisation de plusieurs niveaux de pression de vapeur améliore les performances d'un CC. Marrero (Marrero I.O., Lefsaer A.M. et al. 2002) analyse et optimise un CC à 3 niveaux de pression. Franco analyse les principales stratégies communément citées dans la littérature pour atteindre une efficacité de 60% dans les CC.

Shinada (Shinada O., Yamada A. et al. 2002) présente les développements de la technologie de gazéification intégrée du charbon au Japon tandis que Zaporowski (Zaporowski 2003) parle de l'influence de la technologie de gazéification du charbon sur les performances d'un CC. Franco (Franco A. and Giannini N. 2005) analyse des CC utilisant de la biomasse comme source d'énergie.

Najjar (Najjar Y.S.H. 2001) montre l'intérêt d'intégrer des turbines à gaz (TAG) dans un CC. Harvey (Harvey S., Carcasci C. et al. 2000) discute de l'influence du type de TAG sur l'efficacité du CC. Deschamps (Deschamps P.J. 1998) analyse les changements de configuration aussi bien des chaudières de récupération que des cycles vapeur pour s'adapter aux nouvelles technologies de TG.

Kim (Kim T.S., Park H.J. et al. 2001) modélise le comportement transitoire d'un cycle combiné à deux niveaux de pression. Valdes (Valdes M., Duran D. et al. 2003) utilise des algorithmes génétiques pour réaliser une optimisation thermo économique des CC utilisant une turbine à gaz. Najjar (Najjar Y.S.H. 1997) compare les performances d'une cogénération utilisant des TAG à deux arbres et celle à arbre unique. Shin (Shin J.Y., Jeon Y.J. et al. 2002) étudie le comportement transitoire des CC lorsque la puissance de la TAG est modifiée.

### **3      *Transfert de chaleur***

Les corrélations de transfert de chaleur sont amplement citées et commentées dans les ouvrages de référence que sont le « Perry Chemical Engineers' handbook » (Perry R.H. and Green D.W. 1999) ainsi que le « VDI Heat Atlas » (Schlunder E. U. , Gnielinski V. et al. 1993). Les cours universitaires (Hogge M. 1995) sont également les premiers consultés. Dans le cadre de ce travail, les recherches dans la littérature ont principalement portés sur les domaines peu ou pas abordés dans ces ouvrages : le transfert de chaleur autour du point critique de l'eau ainsi qu'en zone super critique.

Dans le VDI, on trouvera les bases du transfert de chaleur (Schlunder E. U. 1993), des éléments de conductivité thermique (Elgetti K., Hahne E. et al. 1993), de transfert par radiation thermique (Vortmeyer D., Brummel H. G. et al. 1993), d'échange thermique en milieu monophasique en convection forcée (Gnielinski V., Gaddis E.S. et al. 1993). On trouvera également des notions d'évaporation (Gorenflo D., Schreder J.J. et al. 1993) et de transfert thermique en milieu bi-phasique (Steiner D. 1993). Enfin, on pourra s'attarder sur certains problèmes particuliers de transfert de chaleur (Gaddis E.S., Vogelpohl A. et al. 1993).

Masuda (Masuda Y., Aizawa T. et al. 2002) essaye de calculer le coefficient de transfert autour du point critique. Squarer (Squarer D., Schulenberg T. et al. 2003) met en évidence la difficulté de calculer le coefficient de transfert autour de ce point critique. Koshizuka (Koshizuka S., Takano N. et al. 1995) explique le phénomène de détérioration du coefficient de transfert autour du point critique.

Griem (Griem H. 1996) décrit une corrélation de transfert de chaleur valable autour et après le point critique.

L'utilisation de tube ailetés disposés en quinconce plutôt qu'en ligne est mis en évidence par Weierman (Weierman C., Taborek J. et al. 1978) qui montre que 7 nappes de tubes en ligne ont la même efficacité thermique que 4 nappes de tubes en quinconce pour une perte de charge à peu près équivalente.

## **4 Pertes de charge**

Les corrélations de perte de charge aussi bien à l'intérieur qu'à l'extérieur des tubes sont amplement citées et commentées dans les ouvrages de référence que sont le « Perry Chemical Engineers' handbook » (Perry R.H. and Green D.W. 1999), le « memento des pertes de charge d'Idel'cik » (Idel'cik I.E. 1999) ainsi que le « VDI Heat Atlas » (Schlunder E. U. , Gnielinski V. et al. 1993). Les cours universitaires (Lejeune A. 1995) aident également à en comprendre les principes. Les recherches dans la littérature ont principalement porté sur les pertes de charge en milieu biphasique et sur le calcul des écoulements dans des tubes horizontaux.

Dans le VDI, Kast (Kast W. 1993) réexplique les bases des pertes de charge ainsi que les pertes de charge dans les tubes. Gaddis (Gaddis E.S. 1993) parle des pertes de charges à l'extérieur d'un faisceau de tubes. Chawla (Chawla J.M. 1993) s'attarde sur les pertes de charge en milieu biphasique ainsi que sur les équations pour définir les types d'écoulement.

Dans le Perry, Tilton (Tilton 2002) reprend la description des différents écoulements en milieu biphasique ainsi que des différentes pertes de charge.

Idel'cik » (Idel'cik I.E. 1999) s'attarde plus particulièrement aux pertes de charges locales.

Tran (Tran 2002) propose un résumé des principales équations de perte de charge en milieu biphasique. Tribbe (Tribbe C. and M. 2000) propose une analyse critique des différents modèles de prédiction du type d'écoulement dans des tubes horizontaux en milieu biphasique. Ould Didi (Ould Didi M. B., Kattan N. et al. 2003) revoit différentes corrélations pour le calcul des pertes de charge en milieu biphasique.

Rizhu (Rizhu Li and Huaiming Ju 2002) décrit le dimensionnement d'une chaudière à circulation forcée pour éviter les instabilités de débit pendant la vaporisation.

Sakagushi (Sakagushi T., Ozama M. et al. 1977) décrit les pertes de charge dans des chaudières supercritiques.

## **5 Turbines à gaz**

Les turbines à gaz font régulièrement partie des cycles combinés. Les conditions de sortie des TAG sont les conditions d'entrée des chaudières de récupération que nous voulons modéliser. Il paraissait dès lors intéressant d'en faire un bref inventaire via une recherche bibliographique.

Le département américain de l'énergie (US Department of energy 1998) présente les dernières générations de TG.

Heppenstall (Heppenstall T. 1998) montre comment les CC ont évolué pour intégrer la technologie des TG. Saxena (Saxena M.N. 2000) optimise le dimensionnement des TAG en fonction des conditions opératoires. Khaliq (Khaliq A. and Kaushik S.C. 2004) présente une méthodologie permettant d'évaluer les performances des CC avec TAG et resurchauffe.

Bilgen (Bilgen E. 2000) présente une analyse exergetique d'une TAG dans un CC. Carcasci (Carcasci C. and Ljubicic B. 2000) compare deux TAG de la dernière génération dans un CC.

Zhang (Zhang N. and Cai R. 2002) analyse le fonctionnement d'une TAG à charge partielle dans un CC. Leo (Leo T.J., Perez-Grande I. et al. 2003) propose une nouvelle approche des CC où toute la puissance des turbines à vapeur sert à augmenter la puissance de la TG.

Wang (Wang F.J. and J.S. 2004) présente de nouvelles techniques pour améliorer l'efficacité des CC en modifiant la technologie des TG.

## Références

(2002). "ESCOA engineering manual, fintube technologies."

Adam E.J. and Marchetti J.L. (1999). "Dynamic simulation of large boilers with natural recirculation." Computers and Chemical Engineering **23**: 1031-1040.

ANSI/ASME (1981). "Gas turbine heat recovery steam generators, performance test code PTC4.4." The american society of mechanical engineers.

Bilgen E. (2000). "Exergetic and engineering analyses of gas turbine based cogeneration systems." Energy **25**: 1215-1229.

Carcasci C. and Ljubicic B. (2000). "Comparison between two gas turbine solutions to increase combined power plant efficiency." Energy Conversion & Management **41**: 757-773.

Casarosa C., Donatini F., et al. (2004). "Thermoeconomic optimization of HRSG operating parameters for combined plants." Energy **29**: 389-414.

Chawla J.M. (1993). Pressure drop in flow through evaporator tubes. VDI heat atlas. Düsseldorf.

Chen H.S. and Stadtherr M.A. (1984). "On solving large sparse nonlinear equation systems." Computers and chemical engineering **8**(1): 1-7.

Colannino J. (1993). "Prevent Boiler Tube Failures Part1 : Fire-Side Mechanisms." Chemical engineering progress(October): 33-36.

Colannino J. (1993). "Prevent Boiler Tube Failures Part2 : Water-Side Mechanisms." Chemical engineering progress(November): 73-76.

De S. and Biswal S.K. (2004). "Performance improvement of a coal gasification and combined cogeneration plant by multi-pressure steam generation." Applied Thermal Engineering **24**: 449-456.

Deschamps P.J. (1998). "Advanced combined cycle alternatives with the latest gas turbines." Transactions of the ASME:Journal of Engineering for Turbines and Power **120**(2): 350-357.

Deschamps P.J. and Galopin J.F. (1995). Experience gained on the demonstration unit of a once-through supercritical heat recovery steam generator.

Duffy T. (1996). High performance steam development. Final report. U. d. o. energy.

Dumont M.N. and Heyen G. (2004). "Mathematical modelling and design of an advanced once-through heat recovery steam generator." Computers & Chemical Engineering **28**(5): 651-660.

Dumont M.N. and Heyen G. (2007). Row by row simulation of heat recovery steam generators : comparing different types of initialization as well as the LMTD and  $\epsilon$ -NTU simulation methods. Escape 17, Bucarest.

Eitelberg E. and B. E. (2004). "Water circulation control during once-through boiler start-up." Control Engineering Practice **12**: 677-685.

Elgetti K., Hahne E., et al. (1993). Thermal Conductivity. VDI heat atlas. Dusseldorf.

Elmegeard B. (1999). Simulation of boiler dynamics. **PhD Thesis**.

Franco A. and Giannini N. (2005). "Perspectives for the use of biomass as fuel in combined cycle power plants." International Journal of Thermal Sciences **44**: 163-177.

Franco A. and Giannini N. (2006). "A general method for the optimum design of heat recovery steam generators." Energy **31**: 3342-3361.



- Franco A. and Russo A. (2002). "Combined cycle plant efficiency increase based on the optimization of the heat recovery steam generator operating parameters." International Journal of Thermal Sciences **41**: 843-859.
- Frangopoulos Ca. and Dimopoulos Gg. (2004). "Effect of reliability considerations on the optimal synthesis, design and operation of a cogeneration system." Energy **29**: 309-329.
- Gaddis E.S. (1993). Pressure drop in crossflowover tube bundles. VDI heat atlas. Dusseldorf.
- Gaddis E.S., Vogelpohl A., et al. (1993). Particular heat transfer problems. VDI heat atlas. Dusseldorf.
- Ganapathy V. (1990). "Evaluate extended surface exchangers carefully." Hydrocarbon Processing(october): 65-68.
- Ganapathy V. (1992). "Heat-recovery boilers : the options." Chemical engineering progress(february): 59-64.
- Ganapathy V. (1992). "How important is surface area." Chemical engineering progress(october): 70-76.
- Ganapathy V. (1993). "Effective Use of Heat recovery steam generators." Chemical engineering **100**(1): 102.
- Ganapathy V. (1993). "Recovering Heat when Generating Power." Chemical engineering(february): 94-98.
- Ganapathy V. (1993). "Simulation aids cogeneration system analysis." Chemical engineering progress(october): 27-31.
- Ganapathy V. (1996). "Heat-Recovery Steam Generator : Understand the Basics." Chemical engineering progress(August): 32-45.
- Ganapathy V. (2000). Boilers: simplified approach to estimating tube side heat transfer coefficients how tube side coefficient affect fin selection effect of fins on boiler performance fouling inside finned tubes time required to heat up boilers noise and vibration problems in boilers tube bundles.
- Ganapathy V. (2001). "Superheaters: design and performance." Hydrocarbon Processing **80**(7).
- Gnielinski V., Gaddis E.S., et al. (1993). Heat transfer in forced single-phase flow. VDI heat atlas. Dusseldorf.
- Gorenflo D., Schreder J.J., et al. (1993). Evaporation. VDI heat atlas. Dusseldorf.
- Griem H. (1996). "A new procedure for the prediction of forced convection heat transfer at near- and supercritical pressure." Heat and Mass Transfer **31**.
- Habib M.A., Said S.A.M., et al. (2003). "Optimization of reheat pressures in thermal power plants." Energy.
- Harvey S., Carcasci C., et al. (2000). "Gas turbines in district heating combined heat and power systems : influence of performances on heating costs and emissions." Applied Thermal Engineering **20**: 1075-1103.
- Heppenstall T. (1998). "Advanced gas turbine cycles for power generation : reviewa critical review." Applied Thermal Engineering **18**(9-10): 837-846.
- Heyen G. and Kalitventzeff B. (2006). Chapter 5.3 : Process monitoring and Data Reconciliation, in "Computer Aided Process Engineering. Puigjaner L. and Heyen G., Wiley-VCH

- Heyen G. , Kalitventzeff B., et al. (2006). Chapter 8.2 : Data Validation, a Technology for intelligent Manufacturing, in "Computer Aided Process Engineering. Puigjaner L. and Heyen G., Wiley-VCH
- Hogge M. (1995). Introduction aux transferts de chaleur. Liège (Belgique).
- Horwitz B.A. (1999). "Process Design : Through the Looking Glass." Chemical engineering progress(october): 69-73.
- Huchler L.A. (1998). "Select the Best Boiler-Water Chemical Treatment Program." Chemical engineering progress(August): 45-50.
- Idel'cik I.E. (1999). Memento des pertes de charge.
- Kast W. (1993). Pressure drop. VDI heat atlas. Dusseldorf.
- Kast W. (1993). Pressure drop in flow through pipes. VDI heat atlas. Dusseldorf.
- Khaliq A. and Kaushik S.C. (2004). "Thermodynamic performance evaluation of combustion gas turbine cogeneration system with reheat." Applied Thermal Engineering **24**: 1785–1795.
- Khushnood S., Khan Z.M., et al. (2004). "A review of heat exchanger tube bundle vibrations in two-phase cross-flow." Nuclear Engineering and Design **230**: 233–251.
- Kim T.S., Park H.J., et al. (2001). "Characteristics of transient operation of a dual-pressure bottoming system for the combined cycle power plant." Energy **26**: 905-918.
- Kjaer S. (2003). "Advanced super critical power plant." ELSAMPROJEKT.
- Knudsen J. G. , Hottel H. C. , et al. (2002). Heat and Mass Transfer. Perry: 26-33.
- Koshizuka S., Takano N., et al. (1995). "Numerical analysis of deterioration phenomena in heat transfer to supercritical water." International Journal of Heat and Mass Transfer **38**(16): 3077-3084.
- Kyriakopoulou D. J. (1997). Development and Implementation of an Interior Point Optimization Algorithm for Process Engineering, Liège. **PhD thesis**.
- Lejeune A. (1995). Principes de la mécanique des fluides Hydraulique-Aérodynamique 1ère partie. Liège (Belgique).
- Leo T.J., Perez-Grande I., et al. (2003). "Gas turbine turbocharged by a steam turbine: a gas turbine solution increasing combined power plant efficiency and power." Applied Thermal Engineering **23**: 1913–1929.
- Levy S. (1960). "Steam Slip - Theoretical Prediction from Momentum Model." Transactions of the ASME: journal of Heat Transfer(May): 113-124.
- Liszka M., Manfrida G., et al. (2003). "Parametric study of HRSG in case of repowered industrial CHP plant." Energy Conversion and Management **44**: 995–1012.
- Lucas K. (2000). "On the thermodynamics of cogeneration." International Journal of Thermal Sciences **39**: 1039-1046.
- Luo X. and Roetzel W. (1998). "Theoretical investigation on cross-flow heat exchangers with axial dispersion in one fluid." Revue Générale de Thermique **37**: 223-233.
- Marrero I.O., Lefsaker A.M., et al. (2002). "Second law analysis and optimization of a combined triple power cycle." Energy Conversion and Management **43**: 557-573.
- Martinelli R.C. and Nelson D.B. (1948). "Prediction of Pressure Drop During Forced-Circulation Boiling of Water." Transactions of the ASME(August): 695-702.
- Masuda Y., Aizawa T., et al. (2002). "One dimensional heat transfer on the thermal diffusion and piston effect of supercritical water." International Journal of Heat and Mass Transfer **45**.

- Nag P.K. and De S. (1997). "Design and operation of heat recovery steam generator with minimum irreversibility." Applied Thermal Engineering **17**(4): 385-391.
- Najjar Y.S.H. (1997). "Comparison of performance for cogeneration systems using single- or twin- shaft gas turbine engines." Applied Thermal Engineering **17**(2): 113-124.
- Najjar Y.S.H. (2001). "Efficient use of energy by utilising gas turbine combined systems." Applied Thermal Engineering **21**: 407-438.
- Olsen F.A. (2000). Heat production units Principles of combined heat and power generation.
- Ong'lro A., Ugursal V.I., et al. (1996). "Modeling of heat recovery steam generator performance." Applied Thermal Engineering **17**(5): 427-446.
- Ould Didi M. B., Kattan N., et al. (2003). "Prediction of two-phase pressure gradients of refrigerants in horizontal tubes." International Journal of Refrigeration **25**: 925-947.
- Perry R.H. and Green D.W. (1999). Perry Chemical Engineers' handbook, seventh edition.
- Reddy B.V., Ramkiran G., et al. (2002). "Second law analysis of a waste heat recovery steam generator." International Journal of Heat and Mass Transfer **45**: 1807-1814.
- Rizhu Li and Huaiming Ju (2002). "Structural design and two-phase flow stability test for the steam generator." Nuclear Engineering and Design **218**: 179-187.
- Robinson J.O. (1993). "Clean Boiler Systems Chemically." Chemical engineering progress(April): 53-57.
- Sakagushi T., Ozama M., et al. (1977). "Pressure Drop in Supercritical Boilers 1s report Static Characteristics of Friction Pressure Drop." Bulletin of JSME **20**(143): 644-651.
- Saxena M.N. (2000). "Optimize gas turbine-driven centrifugal compressors." Hydrocarbon Processing **79**(11).
- Schlunder E. U. (1993). The element of heat transfer. VDI heat atlas. Dusseldorf: 1-52.
- Schlunder E. U. , Gnielinski V., et al. (1993). VDI heat atlas. Dusseldorf.
- Shin J.Y., Jeon Y.J., et al. (2002). "Analysis of the dynamic characteristics of a combined-cycle power plant." Energy **27**: 1085-1098.
- Shinada O., Yamada A., et al. (2002). "The development of advanced energy technologies in Japan IGCC : A key technology for the 21st century." Energy Conversion & Management **43**: 1221-1233.
- Spang B. (2003). Correlation for Convective Heat transfer.
- Squarer D., Schulenberg T., et al. (2003). "High performance light water reactor." Nuclear Engineering and Design **221**.
- Steiner D. (1993). Heat transfer to boiling saturated liquids. VDI heat atlas. Dusseldorf.
- Subrahmanyam N., Rajaram S., et al. (1995). "HRSGs for combined cycle power plant." Heat recovery systems and CHP **15**(2): 155-161.
- Tilton, J. N. (2002). Fluid and Particles Dynamics. Perry: 26-33.
- Torres C., Valero A., et al. (2002). "Structural theory and thermoeconomic diagnosis Part1. On malfunction and dysfunction analysis." Energy Conversion & Management **43**: 1503-1518.
- Tran, Q.-K. (2002). Two-Phase Flashing Flow Slip Model For Slurry Flow Applications. K. ENGINEERS.

- Tribbe C. and M. S. H. M. (2000). "An Evaluation of the Performance of Phenomenological Models for Predicting Pressure Gradient during Gas-Liquid Flow in Horizontal Pipelines." International Journal Multiphase Flow.
- US Department of energy (1998). Advanced turbines systems : the next generation of gas turbines, US Department of energy.
- Valdes M., Duran D., et al. (2003). "Thermoeconomic optimization of combined cycle gas turbine power plants using genetic algorithms." Applied Thermal Engineering **23**: 2169-2182.
- Valdes M. and Rapun J.L. (2001). "Optimization of heat recovery steam generators for combined cycles gas turbine power plant." Applied Thermal Engineering **21**: 1149-1159.
- Valero A., Lerch F., et al. (2002). "Structural theory and thermoeconomic diagnosis Part II. Application to an actual power plant." Energy Conversion & Management **43**: 1519-1535.
- Viswanathan R. and Bakker W.T. (2000). Materials for boilers in ultra supercritical power plants. International Joint Power Generation Conference, Miami Beach, Florida.
- Vortmeyer D., Brummel H. G. , et al. (1993). Thermal radiation. VDI heat atlas. Dusseldorf.
- Wagner W. (1998). A Properties of Water and Steam / IAPWS-IF97. Berlin, Germany
- Wang F.J. and C. J.S. (2004). "Integration of steam injection and inlet air cooling for a gas turbine generation system." Energy Conversion and Management **45**: 15–26.
- Weierman C., Taborek J., et al. (1978). "Comparison of the performance of in-line and staggered banks of tubes with segmented fins." The American Institute of Chemical Engineers.
- Wojs K. and Szulc P. (2004). "Analysis of possible occurrence of flow instability in once-through steam boiler." VGB PowerTech(11/2004): 86-90.
- Xu L., Khan J.A., et al. (2000). "Thermal load deviation model for superheater and reheater of a utility boiler." Applied Thermal Engineering **20**: 545-558.
- Zaporowski, B. (2003). "Analysis of energy-conversion processes in gas–steam power-plants integrated with coal gasification." Applied Energy **74**: 297-304.
- Zhang N. and Cai R. (2002). "Analytical solutions and typical characteristics of part-load performances of single shaft gas turbine and its cogeneration." Energy Conversion & Management **43**: 1323-1337.