

**UNIVERSITE CHEIKH ANTA DIOP  
ECOLE SUPERIEURE POLYTECHNIQUE  
DE THIES**



gm, 0101

# **PROJET DE FIN D'ETUDES**

En vue de l'obtention du Diplôme d'Ingénieur de Conception en  
Génie Electromécanique

**Titre :**

*Détermination des nouveaux paramètres et étude du  
comportement thermomécanique de la nouvelle chambre de  
combustion de la chaudière 301 du Cap des Biches*

**Auteur : Elève Ingénieur Moussa LOUM**

**Directeur externe :**

- M. Ousseynou DIAO

**Directeurs internes :**

- Dr Salif GAYE
- Dr Dorothé AZILINON

***Juillet 2001***

## *DEDICACES*

Grâce à ALLAH, Le Tout Puissant, Le Miséricordieux, je me suis couché bachelier et voilà que je me réveille ingénieur ; ingéniosité reflétée par son Serviteur le Prophète Mohamed (PSL), tabernacle des lumières et des connaissances, je le dédie ce travail.

- A mon père, le meilleur des éducateurs
- A ma mère l'exemple des mamans
- A feu ma grand-mère pour l'éducation qu'elle m'a donnée
- A mes frères et sœurs
- A mes ami(e)s et camarades de promotion

Je vous dédie ce travail

## **REMERCIEMENTS**

Un grand plaisir nous comble en rédigeant ces quelques lignes de reconnaissance auprès de toutes ces personnes qui ont porté leur attention pour la réussite de ce travail avec l'aide de Dieu, Le Miséricordieux :

- Dr Salif GAYE pour sa disponibilité, son sens de l'abnégation, son dynamisme et sa vigilance dont il a fait preuve tout au long de l'encadrement du projet. Il nous a toujours facilité le travail en nous montrant du bout du doigt le bon chemin,
- Dr Dorothé AZILINON qui a bien voulu accepter l'encadrement de ce projet. Il n'a ménagé lui aussi aucun effort pour nous faciliter la recherche et l'orientation tout au long de cette marche pénible de la quête de solutions,
- Dr Fadel NLANG pour sa participation sans mesure sur la recherche de solutions,
- M. Ousseynou DIAO, chef de service maintenance vapeur de la SENELEC le directeur externe du projet qui nous a mis dans les conditions meilleures pour l'accomplissement de cette tâche qu'il nous avait confiée. Son ouverture d'esprit et son sens de l'orientation nous a permis d'accomplir sans équivoque notre mission. Sa disponibilité nous a été d'une très grande utilité,
- M. Serigne MBAYE, ingénieur au Cap des Biches, qui nous a beaucoup aidé sur la compréhension de la tranche 301,
- Mlle Bouso FAYE, Secrétaire au Service Maintenance Vapeur pour sa disponibilité et son apport logistique qu'elle a apporté
- Et enfin tout ce qui de près ou de loin ont participé à l'édification de cet arsenal.

## *SOMMAIRE*

Nous allons présenter dans ce qui suit un travail accompli pour satisfaire un cahier des charges présenté par la SENELEC, dans la cadre de la réhabilitation de la centrale C3 du Cap des Biches et qui se résume en ces termes :

« Détermination des nouveaux paramètres et étude du comportement thermomécanique de la nouvelle chambre de combustion de la chaudière 301 ». Ce présent projet a pour objectif de fournir des paramètres qui permettront de suivre le fonctionnement de la chaudière après la réhabilitation. Il devra donner ainsi tous les éléments thermodynamiques relatifs à l'évolution des paramètres de la nouvelle chaudière.

Ainsi il sera procédé d'abord à un état des lieux de la chaudière avant réhabilitation, puis aux calculs de combustion, de transmission de la chaleur et d'isolation thermique, ensuite aux calculs de résistance thermomécanique des matériaux avant de passer enfin à une étude critique de l'installation.

## Liste des tableaux

Tableau I.1. : Paramètres de la tranche en charge nominale avant la réhabilitation.....	5
Tableau I.1.1a : Caractéristiques de fonctionnement du ventilateur de tirage.....	11
Tableau I.1.1b : Caractéristiques de fonctionnement du ventilateur de soufflage.....	11
Tableau I.1.2 : Paramètres de fonctionnement du G.V. ....	13
Tableau I.2.1a : Températures de l'air préchauffé aux différents modes de marche.....	14
Tableau I.2.1b : Compositions centésimales de l'air sec.....	14
Tableau II.1.1a : Caractéristiques de quelques fuels oil lourds.....	21
Tableau II.1.1b : Composition molaire d'un kg de fuel.....	22
Tableau II.1.2.1 : Composition en masse des produits de la combustion d'un kg de combustible .....	24
Tableau II.1.2.2a : Paramètres du mélange combustible + air avant et après la combustion.....	28
Tableau II.1.2.2b : Composition molaire et massique des produits de combustion pour un kg de fuel brûlé.....	30
Tableau IV.1 : Epaisseurs initiales et finales des tubes du surchauffeur primaire .....	77
Tableau IV.2 : Epaisseurs initiales et finales des tubes de surchauffeur secondaire .....	78

## Liste des figures

Figure II.1 Modélisation du transfert thermique.....	39
Figure II.2 Mise en évidence de l'écoulement diphasique.....	42
Figure II.3 Modélisation de l'écoulement diphasique.....	43
Figure II.4 Emissivité des flammes en fonction du facteur d'absorption.....	94
Figure IV.1 Isolation thermique de la chambre de combustion .....	71
Figure V.1 Courbes de TAFEL.....	80
Figure V.2 Distribution des contraintes le long des tubes des surchauffeurs.....	84



II.1.4 Les pertes annexes.....	35
II.2 La transmission de chaleur et profil de température des fumées .....	37
Quantité de chaleur fournie dans la chambre de combustion et profil de température .....	37
II.2.1 Quantité de chaleur transmise à travers les tubes de la chambre de combustion.....	37
II.2.2 Chaleur transmise à travers le faisceau Vaporisateur parois latérales gauche et droite.....	38
II.2.3 Chaleur transmise par convection - conduction	
A travers la paroi membrane.....	51
A travers les tubes bouilleurs .....	53
A travers les surchauffeurs primaire et secondaire.....	57
II.2.1.2.4 A travers le cloison I .....	58
II.2.1.2.5 A travers les tubes de descente du 2 <sup>ème</sup> parcours.....	59
II.2.1.2.6 A travers le cloison II .....	60
II.2.1.2.7 A travers les tubes de descente du 3 <sup>ème</sup> parcours.....	60
II.2.1.2.8 A travers l'économiseur .....	62
<b>Chapitre III : Paramètres de fonctionnement de la nouvelle installation .....</b>	<b>64</b>
III.1 Calcul du débit massique réel de combustible à brûler.....	65
III.1.1 Bilan énergétique du G.V.....	65
III.1.2 Détermination du débit massique de fuel.....	65
III.2 Calcul de la température de combustion.....	65
III.3 Chaleur transmise aux différents tubes de la chaudière.....	67
III.4 Rendement énergétique de la chaudière.....	67
<b>Chapitre IV : Isolation thermique de la chambre de combustion .....</b>	<b>69</b>
IV.1 Définition du problème .....	70
IV.2 Objectifs .....	70
IV.3 Vérification des épaisseurs d'isolation et déperditions thermiques .....	70
IV.3.1 Sur la paroi latérale droite .....	73
IV.3.2 Sur la paroi latérale gauche.....	74



III.3.1 Sur la paroi arrière brûleur .....	74
<b>Chapitre V : Résistance thermomécanique des tubes des surchauffeurs</b> .....	<b>76</b>
V.1 Etat des lieux .....	77
V.2 Causes des pertes d'épaisseurs .....	78
V.3 Détermination de la durée de vie résiduelle des tubes des surchauffeurs .....	81
V.3.1 Surchauffeur primaire .....	82
V.3.2 Surchauffeur secondaire .....	83
V.4 Détermination de l'épaisseur critique (Minimum Wall Thickness )des tubes .....	84
<b>Chapitre VI Etude critique de la nouvelle installations</b> .....	<b>87</b>
VI.1 Fonctionnement de la chaudière .....	88
VI.1.1 Configuration .....	88
VI.1.2 Surchauffage .....	88
VI.2 Isolation thermique .....	89
<b>Conclusion et recommandations</b> .....	<b>90</b>
Références bibliographiques .....	92
Annexes .....	93

## Nomenclature

Symbole	Désignation	Unité
P	pression	Pa
T	température	°C
h	enthalpie massique	kJ/kg
M	débit massique de fuel	kg/h
$m_f$	débit massique de fumées	kg/h
$m_e$	débit massique d'eau	kg/h
Pcs	Pouvoir calorifique supérieur	kJ/kg
Pci	Pouvoir calorifique inférieur	kJ/kg
Q	quantité de chaleur ou puissance calorifique	W
$A_o$	pouvoir comburivore	kg
A (chapitre II.1)	masse de fumées	kg
EA	excès d'air	—
$P_f$	pouvoir fumigène	kg
w	teneur en CO2	—
y	teneur en O2	—
$C_p$	chaleur spécifique	kJ/kg.K
$q_r$	chaleur rayonnée	W
$\phi$	flux thermique	W
$J_o$	Intensité de rayonnement des flammes	kcal/m <sup>2</sup> .h
$\lambda$	longueur d'ondes	m
$\varepsilon$	émissivité	—
$h_{eb}, h_{ec} \dots$	coefficient d'échange par convection	W/m <sup>2</sup> .K
A (chapitre II.2)	surface d'échange	m <sup>2</sup>
N	nombre de tubes	—
$k, \lambda_{l,v}$	conductibilité thermique	W/m.K
e	épaisseur des matériaux	m
L	longueur	m
$\mu$	viscosité dynamique	Ns/m <sup>2</sup>
$\nu$	viscosité cinématique	m <sup>2</sup> /s
$\Phi$	diamètre	m
S	section droite	m <sup>2</sup>
Z	côte	m
i	intensité du courant	A
m	masse	kg
t	temps	s
$\eta$	rendement	—

## INTRODUCTION

Dans un contexte de révolution technologique caractérisé par une utilisation rationnelle de l'énergie sous toutes ses formes, l'énergie électrique occupe une place prépondérante dans la marche vers le confort. Au Sénégal cette énergie électrique est produite et distribuée par la Société Nationale d'Electricité ( SENELEC) à partir des centrales de Dakar (Bel Air et de Cap des Biches). La centrale de Bel Air située à Bel Air regroupe en son sein les centrales C1 et C2; celle du Cap des Biches les centrales C3, C4, C5. La centrale C3 est composée de trois tranches: les tranches 301, 302, 303. Pour une optimisation de la production d'énergie de la centrale C3, la tranche 301 faisait l'objet d'une réhabilitation.

Les travaux de cette réhabilitation consistant entre autres à changer la configuration de la chambre de combustion, et à modifier la disposition des tubes, devraient permettre d'améliorer le rendement du générateur de vapeur afin de satisfaire la demande en énergie.

Ce projet de fin d'études intitulé " CHAUDIERE 301 Détermination des nouveaux paramètres et étude du comportement thermomécanique de la nouvelle chambre de combustion et des surchauffeurs ", se propose de caractériser l'évolution des paramètres de fonctionnement afin que la SENELEC dispose de données de référence pour l'exploitation de la chaudière.

Pour amener des éléments de réponse que se pose la SENELEC relativement au fonctionnement de la chaudière, nous allons utiliser des méthodes de calculs de combustion, de transmission de chaleur et de résistance des matériaux.

Nous présenterons dans le premier chapitre l'état des lieux de la chaudière avant réhabilitation ce qui nous permettra de voir d'une manière générale la configuration de l'ancienne chambre de combustion.

Dans le second chapitre nous aborderons les calculs de combustion et de transfert thermique afin de pouvoir déterminer les puissances calorifiques transmises à l'eau le long de son parcours dans la chaudière et de déterminer ainsi le profil de température des fumées le long de son parcours.

Le troisième chapitre nous amène à vérifier l'isolation thermique proposée par BABCOCK, entreprise de cette réhabilitation. Il permettra aussi d'évaluer les déperditions thermiques à travers les isolants.

L'étude de la tenue thermomécanique des tubes des surchauffeurs fera l'objet du chapitre quatre. Nous étudierons ainsi la loi d'évolution de l'usure en épaisseur des tubes qui nous permettra de déterminer la durée de vie résiduelle des surchauffeurs.

Nous allons essayer de résumer les nouveaux paramètres de la chaudière en charge nominale dans un cinquième chapitre avant de finir par un dernier chapitre dans lequel nous allons présenter les limites de la nouvelle installation.

# CHAPITRE I

## Etat des lieux avant réhabilitation

La tranche 301 de la centrale C3 du Cap des biches est en fonctionnement depuis l'installation de la centrale en 1966. Sous une charge nominale de 27,5 MW, la tranche fonctionnait suivant des paramètres plus ou moins variés en fonction de la variation de la charge.

### I.1 Paramètres de la tranche vapeur

En fonctionnement nominal sous une charge de 27,5 MW, la température, la pression, l'enthalpie et l'entropie massiques, constituent les données les plus importantes pour suivre l'évolution de la vapeur et de pouvoir déterminer le rendement de l'installation

#### I.1.1 De la sortie à l'entrée de chaudière

Tous les paramètres de la sortie à l'entrée de la chaudière sont récapitulés sur le tableau I1

P = pression en (Pa)

T = températures (K)

h = enthalpie KJ/ kg [1k Joule = 4,1855 kcal]

M = débit en kg/h

L'annexe 1 nous donne le circuit de la tranche 301 pour illustrer les points du tableau I.1.

Points	Désignation	P	T(K)	h(kJ/kg)	M(kg/h)
1	Entée de la turbine	6,6 MPa	773		110,250
2	Stratégie 1	40 kPa	317,2		2270
3	Stratégie 2	271,5 kPa	393,6		1730
4	Stratégie 3	0,595 MPa	428,7		6954
5	Stratégie 4	1,25 MPa	459,6		5040
6	Stratégie 5	1,96 MPa	481		4665
7	Sortie turbine Entrée condenseur	8,9 kPa			82 275
8	Sortie condenseur entrée pompe	8,9 kPa	315,8		82 275
9	Sortie pompe entrée pré chauffeur BP1		315,9		93 900
10	Sortie Préch. BP1 Entrée Préch.. BP2		343,2		93 900
11	Sortie Préch. Entrée bache alim.	565,2 kPa	369,6		7 730
12	Sortie échangeur BP.2 Entrée échangeur BP1	206,6 kPa	351,2		11 625
13	Sortie échangeur BP2 Versement dans cond.		323,9		11 625
14	Soutirage sortie turbine entrée préchauf. BP1	38 kPa	347,2		
15	Sortie réchauf HP.4	565,2 kPa	436,5		110 550
16	Sortie bache alim.	565,2 kPa	418,7		110 550
17	Sortie pompe alim. Entrée réchauffeur HP4		430,5		110 550
18	Sortie pompe HP4		450,1		110 550
19	Sortie échangeur		462,1		4665
20	Entrée chaudière (Economiseur)		478		110 550
21	Soutirage 5 Entrée HP5	1,862 kPa	481		4665

Tableau I.1 Paramètres de la tranche en charge nominale avant réhabilitation

## **1.1.2 A l'intérieur de la chaudière**

### **1.1.2.1 Configuration du Générateur de Vapeur**

Pour la schématisation de la chaudière avant réhabilitation, voir annexe 2

La chaudière est du type à deux corps.

Le G.V était composé de deux réservoirs (supérieur et inférieur) reliés par un faisceau à convection formé de tubes, d'une chambre de combustion, d'un surchauffeur, de deux faisceaux tubulaires séparés par deux cloisons, d'un économiseur et d'un préchauffeur d'air.

#### **Le réservoir supérieur :**

Un réservoir supérieur d'eau et de vapeur de construction soudée à :

- un diamètre intérieur : 1,524 m
- une longueur de virole : 8,400 m
- épaisseur : 67 et 104 mm
- L'habillage intérieur comporte le dispositif d'alimentation, les tôles formant chicanes, les cyclones séparateurs ainsi que les sécheurs à vapeur à parques

L'habillage extérieur comporte les tampons de trou d'hommes, les tubulures et piétements nécessaires pour recevoir la robinetterie, ainsi que les prises pour les appareils de régulation

#### **Le réservoir inférieur :**

Le réservoir inférieur de construction également soudée à :

- un diamètre intérieur : 1,066 m
- une longueur de virole : 8,400 m
- épaisseurs : 94 mm

L'habillage intérieur comprend les tampons de trous d'hommes et les tubulures nécessaires pour recevoir les robinets de vidage



### **Le faisceau à convection**

Il est formé de tubes reliant les deux réservoirs et mandrinés dans chacun d'eux, la distance entre les axes des réservoirs est de 8,000m. Ce faisceau parcouru par les gaz suivant trois passages transversaux, a la composition suivante :

- Dans le premier passage, à la sortie de la chambre de combustion située à droite de la chaudière, deux nappes de tubes quinconces au pas transversal de 308 mm, puis deux nappes de tubes alignés au pas transversal de 154 mm. Ces 4 nappes sont en tubes d'acier de 76 mm de diamètre extérieur.
- A l'extrémité droite de la chaudière, quatre tubes porteurs diamètres extérieur 101,6 mm, épaisseur 7,1 mm dans l'alignement de l'écran latéral et au droit du surchauffeur secondaire.
- Le surchauffeur est placé juste après les 4 premiers nappes des faisceau vaporisateur.
- Dans les deuxième et troisième parcours des gaz, les tubes, d'un diamètre extérieur de 63,5 mm, épaisseur 4 mm, forment :
  - Dans le 2<sup>ème</sup> passage : 15 nappes de 17 files au pas perpendiculaire des 130 mm et au pas parallèle de 130,6 mm .
  - Dans le 3<sup>ème</sup> passage : 15 nappes de 15 files au pas perpendiculaire de 130 mm et au pas parallèle de 130,6 mm

Le faisceau à convection est entouré de parois tubulaires à droite, à gauche et à l'arrière. Ces parois tubulaires sont constituées de tubes de 76 mm de diamètre extérieur.

Les premiers tubes de la paroi arrière sont mandrinés dans les réservoirs

Les derniers tubes des parois latérales droite et gauche sont soudés à des collecteurs inférieur et supérieur : de section circulaire, diamètre extérieur <98,5mm, épaisseur 25 mm. Les tubes d'alimentation et de dégagement de ces petits collecteurs sont soudés sur des nappes prévues dans les deux réservoirs. Les tubes supports de chicanes de passage sans fumés sont mandrinés dans les 2 réservoirs.

### **La chambre de combustion**

La chambre de combustion avait les dimensions suivantes.

- Largeur : 7916 mm
- Profondeur : 5776 mm
- Hauteur moyenne: 7 m environ.

Les parois avant, latérales et arrière de cette chambre sont tapissées de tubes formant écran d'eau dont les extrémités sont soit mandrinées dans les réservoirs, soit soudées sur les collecteurs.

Les tubes ont un diamètre extérieur de 76 mm et une épaisseur de 5mm

Les collecteurs ont un diamètre extérieur de 298,5 mm

La chambre de combustion comprend :

- un écran avant : il est constitué de 17 tubes au pas 154 mm, d'abord verticaux puis inclinés de 5° sur l'horizontale pour former le plafond de la chambre de combustion.

Ces tubes dégagent directement dans le réservoir. Ils sont alimentés par le collecteur d'écran avant, lui-même relié au réservoir inférieur par les tubes de sole.

Certains tubes de l'écran avant sont déformés pour recevoir les pièces au réfractaires, constituant les ouvreaux des 6 brûleurs

- deux écrans latéraux : chacun de ces écrans est constitué de 39 tubes, au pas des 154mm, verticaux et soudés à leurs extrémités dans des collecteurs. Chaque collecteur inférieur reçoit l'eau du réservoir inférieur par 10 tubes d'alimentation de 101,6 mm de diamètre et passant sur la sole de chambre de combustion.

Chaque collecteur supérieur est relié au réservoir supérieur par 10 tubes de dégagement de 101,6 mm de diamètre extérieur passant entre l'écran et le plafond de la chaudière.

- un écran arrière : il est opposé à l'écran avant et constitue le fond de la chambre dans l'alignement transversal des premiers nappes de faisceau. Il comprend 55 tubes jointifs mandrinés à leurs extrémités dans les deux réservoirs.
- un écran de sole : Cet écran supportant les réfractaires formant sole de la chambre de combustion est constitué de 24 tubes disposés au pas de 308 mm. Ces tubes relient le réservoir inférieur au collecteur d'écran avant et alimentent également ce dernier.

Ces tubes sont droits déformés pour la porte d'accès dans la chambre et inclinés de 5° sur l'horizontale. Ils sont en montant vers l'écran avant.

### **Le surchauffeur :**

Le surchauffeur est vertical, du type pendentif, non vidangeable, il est placé dans le premier parcours, immédiatement après les 4 premiers nappes des faisceau vaporisateurs. Il est constitué de deux partie :

#### **- Surchauffeur secondaire :**

Placé dans le sens des fumées directement après les premiers tubes du faisceau vaporisateur, il est constitué par 18 files de 12 nappes de tubes de 63,5 mm de diamètre formant 3 boules à double enroulement, disposés au pas perpendiculaires de 154 mm et au pas parallèle de 89 mm.

#### **- Surchauffeur primaire**

Placé dans le sens des fumées directement après le surchauffeur secondaire, il est constitué de 18 files de tubes à double enroulement formant 12 nappes.

La vapeur arrive du réservoir par 10 tubes de 76 mm, au collecteur d'entrée du surchauffeur primaire. Le collecteur de sortie du surchauffeur primaire est relié au collecteur d'entrée du surchauffeur secondaire par une tuyauterie dans laquelle est incorporé le désurchauffeur.

### **Le désurchauffeur**

Le réglage de la température est effectué à l'aide d'un dispositif par injection d'eau distillée ou déminéralisée placé sur le circuit vapeur entre les deux surchauffeurs.

Le désurchauffeur est de type ATTEMPERATOIR B15 et comprend :

- un corps désurchauffeur avec chemise thermique et tuyère VENTURI en acier moulé,
- le pulvérisateur avec buse d'injection en acier spécial,
- les pièces de surpression.

### **L'économiseur**

L'économiseur qui fait suite à la chaudière est de construction COMECO, il a une surface de chauffe utile de 1650m<sup>2</sup>. Il est timbré à 90 bar. Il est constitué de 300 éléments d'acier chemisés de manchons à ailettes rectangulaires en forte type « OE 25 » de 4,123m de longueur, 25 mm d'écartement d'ailettes, avec coudes de raccordement soudés, disposés en deux groupes superposés ayant chacun 10 nappes de 15 éléments en largeur.

Il est à disposition méthodique, les fumées sont descendantes tandis que le circuit d'eau est ascendant.

Il comporte en outre :

- les collecteurs d'entrée et de sortie d'eau,
- les tuyauteries de raccordement au réservoir supérieur de la chaudière,
- la robinetterie,
- le casing en tôle d'acier,
- les camps de lavage motorisées avec leurs robinets d'acier.

### **Le réchauffeur d'air**

Cet appareil est situé dans le circuit des fumées directement après et au dessous de l'économiseur. Il reçoit l'air de combustion réchauffé par le pré réchauffeur à vapeur. Il est de construction ECO France du type DEKA. Sa surface de chauffe utile est de 3120 m<sup>2</sup>.

Il est composé de : 280 tubes à ailerons en fonte spéciale de 2,532 m de longueur et disposés en 2 paquets de 50 tubes en hauteur et 28 tubes en largeur.

Il comporte en outre :

- le casing double calorifugé.
- le dispositif de lavage avec robinet d'arrêt.
- deux portes de visite :
- une nappe d'expansion.

### **Le pré-réchauffeur d'air**

Le pré-réchauffeur d'air est incorporé dans la gaine d'air au refoulement du ventilateur de soufflage. Il utilise de la vapeur à 18 bars. Il est de construction SPIRO - CILLS

Il comprend :

Une batterie constituée par 36 tubes ailletés types K : G acier et aluminium, répartis en deux nappes de 18 tubes chacune. La surface frontale de cette batterie est de 2,950 x 1,30 m, avec une épaisseur de 0,300m.

Le poids de vapeur utilisé est de :

- 1540 kg/h en marche économique
- 1830 kg/h en marche continue maximale

- 1900 kg/h en marche de pointe

### Les ventilateurs :

Les ventilateurs comprennent un ventilateur de soufflage et un ventilateur de tirage de construction Louis PRAT, à 3 m d'altitude derrière les récupérateurs.

#### • Ventilateur de tirage

Il est de type de haut rendement, licence PRAT-ECK les caractéristiques de fonctionnement sont résumées sur le tableau I.1.1a

Vaporisation de chaudière (t/h)	50	70	95	100	120	
Poids de fumées à évacués (t/h)	70	96	128	135	158	190
Température des fumées (°C)	160	165	175	170	175	190
Dépression à fournir (Pa)	400	760	1370	1500	2100	2620
Angle de fermeture des aubages (°)	75	67	40	58	40	0
Rendement du ventilateur (%)	20	28	64	46	64	75
Puissance absorbée (ch.)	64	178	246	202	246	325
Vitesse fixée (tr/mn)	725	725	725	725	725	725

Tableau I.1.1a : Caractéristiques de fonctionnement du ventilateur de tirage

#### • Ventilateur du soufflage

Il est lui aussi de type de haut rendement.

Les caractéristiques de fonctionnement de ce ventilateur sont résumées sur le tableau I.1.1b

Vaporisation de chaudière (t/h)	50	70	95	100	120	
Poids d'air à souffler (t/h)	70	96	128	135	158	190
Température de l'air (°C)	27	27	27	27	27	27
Pression statique à fournir (Pa)	1160	1450	2040	2250	2650	3300
Pression totale fournie (Pa)	1160	1545	2210	2435	2910	3650
Angle de fermeture des aubages (degré)	75	65	55	82	43	0
Rendement du ventilateur (%)	22	32	47	57	65	75,5
Puissance abordée (ch.)	93	116	150	156	180	200
Vitesse (t/mn)	725	725	725	725	725	725

Tableau I.1.1b : Caractéristiques de fonctionnement du ventilateur de soufflage

Au-delà de tous ces dispositifs que nous venons de citer il en existe d'autres qui participent à la constitution de l'environnement du GV

On peut citer entre autres :

- l'équipement de ramonage,
- le poste de préparation du fuel oil,
- l'équipement de chauffe,
- la robinetterie,
- les gaines d'air et de fumées,
- le contrôle de la régulation,
- les appareils divers,
- les sécurités et alarmes,

Pour plus d'information à ces sujets voir **[I.1]**

### **I.1.2.2 Paramètres du fluide de son entrée à sa sortie du GV**

Caractéristiques de fonctionnement :

- Pression de timbre : 80 bars
- Pression de marche : 76 bars
- Température de surchauffe : 510°C
- Vaporisation : 120 à 130 t/h
- Combustible : Fuel Amiralauté
- Pci du fuel oil : 9700 cal/kg

Le tableau I.1.2 suivant nous donne les paramètres de fonctionnement du GV

Points de mesure	Marche économique	Marche continue maximale	Marche de pointe
Vaporisation (t/h)	100	120	132
Température de surchauffe (après désurchauffe)	510°C	510°C	510°C
Consommation de combustible (t/h)	6,960	8,250	9,250
<b>Température de fumées</b>			
• entrée économiseur (°C)	436	456	473
• sortie économiseur (°C)	276	295	308
• sortie réchauffeur d'air (°C)	171	179	190
<b>Température de l'air</b>			
• entrée pré chauffeur d'air (°C)	27	27	27
• sortie pré-réchauffeur d'air (°C)	60	60	60
• entrée réchauffeur d'air (°C)	60	60	60
• sortie réchauffeur d'air (°C)	197	200	212
<b>Température de l'eau</b>			
entrée économiseur (°C)	195 °C	205 °C	205
sortie économiseur (°C)	244 °C	253	258
<b>Perte de charge - circuits fumées</b>			
• dépression foyer (Pa)	20	30	30
• chaudière + surchauffeur (Pa)	460	650	800
• économiseur (Pa)	380	550	680
• réchauffeur d'air (Pa)	550	750	930
• Gaines (Pa)	90	120	150
• Perte de charge totales (Pa)	1500	2100	2590
<b>Perte de charge circuit-air.</b>			
• brûleurs (Pa)	1200	1200	1200
• pré-réchauffeur d'air (Pa)	130	150	220
• réchauffeur d'air (Pa)	770	1050	1360
• gaine (Pa)	150	20	260
• Perte de charges totales (Pa)	2250	2650	3040
• rendement : + 2 points (%)	91	90	90

Tableau I.1.2 Paramètres de fonctionnement du GV

## 1.2 La combustion des gaz

La combustion des gaz se fait dans la chambre de combustion à l'aide de 6 brûleurs à partir desquels sont soufflés un combustible et un comburant : le combustible est du fuel Amiraté et le comburant de l'air.

## I.2.1 Paramètres du combustible et du comburant utilisés :

### I.2.1.1 Le combustible

Le combustible utilisé est du fuel Amiraute dont les caractéristiques sont les suivantes :

- viscosité minimal à l'aspiration : 50° ENGLER
- orifice d'aspiration et de refoulement : 100 et 80 mm
- débit pour un hauteur d'expiration nulle : 14 500 l/h

Compositions chimiques et centésimales : identique à celui fourni par la Société Africaine de Raffinage (SAR) ; voir tableau II.1.1a

### I.2.1.2 Le comburant :

Le comburant est de l'air pré-réchauffé et réchauffé jusqu'aux caractéristiques d'entrées des brûleurs comme suit :

Marches	Température
Economique	197°C
Continue maximale	200°C
De pointe	212°C

Tableau I.2.1a : Températures de l'air préchauffé aux différents modes de marche

## La composition centésimale de l'air sec [I.2]

Constituants	Teneur % du volume	Teneur % en masse
Oxygène O <sub>2</sub>	20,95	23,15
Azote N <sub>2</sub>	78,09	75,52
Gaz rares	0,93	1,28
Gaz carbonique CO <sub>2</sub>	0,03	0,05

Tableau I.2.1b Composition centésimale de l'air sec

Pour les calculs techniques sur la combustion, on adopte pour l'air la composition simplifiée suivante.

Oxygéné : 21 % de volume ou 23,2% de la masse

Azote : 79% de volume ou 76,8% de la masse



### 1.3 Isolation Thermique de la chambre de combustion

Toutes les parois extérieures de la chaudière étaient revêtues d'un casing en tôle d'acier. Le revêtement et l'isolation étaient réalisés de la façon suivante :

**Chicanes** : Dalles réfractaires à feuillures en réfractaires 30/35%

#### **Sole de la chambre de combustion et sole arrière**

- briques 35/40%, épaisseur 60 mm,
- briques 25/30 % épaisseur 60 mm,
- béton de vermiculite entre les tubes, épaisseur 76 mm,
- roclaine 343, épaisseur 60 mm,
- métal déployé.

#### **Liaison entre sole et écran arrière**

- béton CLS,
- briques 35/40 %.

#### **Isolation des tubes d'alimentation sous la sole**

- panneaux de roclaine 343, épaisseur 100 mm,
- Coquille 315,
- Grillage - galvanisé.

#### **Mur de façades**

a) Zone des brûleurs :

- briques réfractaires 35/40 %, épaisseurs 340mm.

b) zone en dehors des brûleurs :

- dalles réfractaires 35/40%, épaisseur 60 mm,
- diatomite 0,6 ; épaisseur 60 mm,
- roclaine 343, épaisseur 60 mm
- grillage – galvanisé.

#### **Plafond de la chambre de combustion**

- dalles réfractaires 35/40 %, épaisseur 50 mm,
- béton de vermor, épaisseur 50 mm,
- métal déployé.

**Protection du ballon supérieur au droit du surchauffeur**

- béton réfractaire 35/40% épaisseur 80 mm.

**Liaison écran arrière avec réservoir supérieur**

- béton CLS.

**Ecrans latéraux et paroi latérale du faisceau côté premier passage des fumées**

- balles réfractaires 25/30%, épaisseur commun,
- diatomite 0,6 ; épaisseur 60 mm,
- roclaine 323 ; épaisseur 50 mm,
- grillage galvanisé.

**Paroi latérale du faisceau côté sortie fumées.**

- galles réfractaires 25/30%, épaisseur 60mm,
- roclaine 343, épaisseur 60 mm,

**Paroi arrière de la chaudière et plafond sur faisceau**

- dalles réfractaires 25/30%, épaisseur commun,
- diatomite 0,6, épaisseur 60 mm,
- roclaine 323, épaisseur 50 mm,
- grillage galvanisé.

**Coffre supérieur**

- roclaine 343, épaisseur 50mm,
- roclaine 323, épaisseur 50 mm,
- métal déployé.

**Isolation des collecteurs et nappes des surchauffeurs.**

- plaques et coquilles d'isolamiante, épaisseur 40 mm,
- grillage galvanisé sur les collecteurs,
- métal déployé et fil Inox sur les nappes,

**Gaine de sortie des fumées, capot entrée économiseur et gaine entrée économiseur et réchauffeur d'air.****Protection intérieure**

- capisol 1400, épaisseur 38 mm

**Isolation extérieure**

- roclaine 343, épaisseur 50 mm,
- roclaine 323, épaisseur 50 mm,
- tôle galvanisée.

**Parties apparentes des réservoirs supérieur et inférieur**

- roclaine 343, épaisseur 50 mm,
- roclaine 323, épaisseur 50 mm,
- tôle galvanisée.

**Trémie sous-réchauffeur d'air et gaine de raccordement au ventilateur de tirage****Protection intérieure**

- béton anti acide, épaisseur 40 mm.
- armature par métal déployé et taquets soudés

**Isolation extérieure**

- Roclaine 343, épaisseur 50 mm.
- Tôle galvanisée

**Ventilateur de tirage,****Protection intérieure**

- béton anti-acide armature, épaisseur 20 mm, sur la volute.

**Isolation extérieure**

- roclaine 343, épaisseur 50 mm,
- tôle galvanisée.

**Gaine de raccordement de la cheminée****Protection intérieure**

- béton anti-acide armature, épaisseur 30 mm.

**Isolation extérieure**

- roclaine 343, épaisseur 50 mm.
- tôle galvanisée

**Cheminée****Protection intérieure**

- béton anti-acide armaturé, épaisseur 30 mm.

**Isolation extérieure**

- roclaine 343, épaisseur 50 mm,
- tôle galvanisée.

Nous remarquons ainsi qu'à travers cet état des lieux, la chambre de combustion ne présentait pas un échange optimal à cause principalement de la disposition non jointive des tubes ; ce qui avait comme principal conséquent une isolation plus importante. Conscient de cet état de fait, il était question pour la SENELEC de passer à la réhabilitation. Nous allons essayer , à partir des calculs de combustion et de transmission de chaleur, de déterminer les nouveaux paramètres de fonctionnement de la chaudière.

# CHAPITRE II

## Calculs de combustion et de transmission de chaleur de la nouvelle installation

### II.1 La combustion:

On appelle combustion des gaz dans les chaudières la production de flammes à partir d'un mélange combustible-comburant à des conditions bien déterminées.

#### II.1.1 Les combustibles utilisés:

Au Sénégal les combustibles lourds les plus utilisés sont le fuel lourd (FO2) et le fuel léger (FOL) qui est un mélange 50% FO2 et 50%FOL.

Le FOL est utilisé pour le démarrage des brûleurs et le FO2 en régime permanent.

##### II.1.1.1 Composition chimique et centésimale:

Le fuel-oil est un hydrocarbure paraffiné de la forme  $C_nH_{2n+2}$  contenant des traces de soufre. Les combustibles liquides sont essentiellement composés de carbone, d'hydrogène, de soufre, quelques dizaines pour-cent d'oxygène et d'azote ainsi que quelques dixièmes de pourcent de vanadium et de sodium. Ces valeurs sont très importantes pour:

- déterminer les caractéristiques des fumées de la combustion,
- apprécier les effets potentiels de corrosion à basse température et de pollution de l'atmosphère, le soufre,
- juger des risques éventuels de corrosion ou de dépôts à haute température.

Les caractéristiques du fuel lourd utilisé par la SENELEC et provenant de la Société de Raffinage du Sénégal (SAR) sont mentionnées dans le tableau [II.1.1a]. Les données fournies par la SAR ne mettent pas en exergue les pourcentages centésimaux du fuel. Ainsi nous allons adopter les données relatives au FO2 fournies par le tableau [II.1.1a] qui donne d'une manière générale la composition des fuels lourds.

<i>Caractéristiques</i>	<i>FO2</i>	<i>FO2 BTS</i>	<i>FO2TBTS</i>
Densité à 15° C	0.98	0.96	0.95
P.C.I. (kJ/kg)	39700	40800	41350
Composition massique: (%)			
Carbone	84.9	85.3	87.04
Hydrogène	10.6	11.14	11.74
Soufre	3.9	1.97	0.99
Azote	0.24	0.29	0.24
Oxygène	0.36	0.33	0.50
Combustion neutre Teneur en CO <sub>2</sub> +SO <sub>2</sub> des fumées sèches	16	15.9	15.8
Volume d'air neutre m <sup>3</sup> /kg de fuel	10.6	10.8	10.9
Volume des fumées sèches m <sup>3</sup> /kg	10	10.2	10.3

Tableau II.1.1a: Caractéristiques de quelques fuels lourds

NB: **BTS**: Basse Teneur en Soufre

**TBTS**: Très Basse Teneur en Soufre

### II.1.1.2 Les pouvoirs calorifiques

La quantité de chaleur produite dans la chambre de combustion est obtenue à partir du pouvoir calorifique des combustibles utilisés qui se combinent avec du comburant qui est ici de l'air préchauffé.

Nous allons adopter les pouvoirs calorifiques qui nous sont fournis par la SAR et qui figurent sur le tableau II.1.1a pour les calculs de combustion.

## II.1.2 Quantité de chaleur produite par la combustion

Pour les calculs de combustion nous allons négliger les éléments qui ne constituent que des dixièmes de pour-cent et adopter la composition massique approximative suivante:

1kg de fuel oil contient:

Carbone	: 88 %
Hydrogène	: 8 %
Soufre	: 4 %

Par ailleurs

1 mole de C	contient	12 g
1 mole de H <sub>2</sub>	contient	2 g
1 mole de S	contient	32 g

Nous pouvons en déduire ainsi la composition molaire d'un kg de combustible que nous affichons dans le tableau suivant:

Constituants	Nombre de moles
Carbone	73.3
Hydrogène	40
Soufre	1.25

Tableau II.1.1b: Composition molaire d'un kg de fuel

### II.1.2.1 Quantité de chaleur produite

La quantité de chaleur produite est égale au produit du pouvoir calorifique inférieur par le débit massique du combustible. L'utilisation du pouvoir calorifique inférieur se justifie par le fait qu'on ait un combustible liquide ; donc l'eau se présente sous forme liquide.

$$Q_p = M \times PCI \quad (2.1)$$



Etant donné que nous avons fait une approximation de la composition centésimale du fuel nous nous proposons alors de faire des calculs de combustion pour déterminer la composition des fumées, les pouvoirs calorifiques et évaluer l'erreur relative sur les pouvoirs calorifiques.

### **Réactions de combustion du fuel oil**

Evaluons tout d'abord la quantité d'air qui réagit avec un kg de combustible.

#### **Le pouvoir comburivore: $A_0$**

C'est la quantité d'air strictement nécessaire pour la combustion complète d'un kg de combustible dans les conditions stœchiométriques [II.1] :

$$A_0 = \frac{1}{23} \left[ \frac{8}{3} \%C + 8 \%H + \%S - \%O \right] \quad (2.2)$$

$$\% C = 84.9$$

$$\% H = 10.6$$

$$\% S = 3.9$$

$$\% O = 0.36$$

Ce qui donne finalement  $A_0 = 13.67$  kg

#### **L'excès d'air : EA**

Pour éviter que la proportion d'imbrûlés ne soit trop importante, on introduit une quantité A d'air supérieure à  $A_0$  où A représente le pouvoir comburivore réel.

$$EA = A/A_0 \quad (2.3)$$

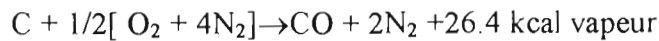
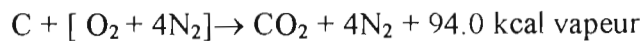
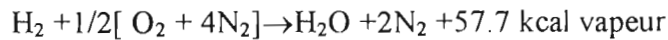
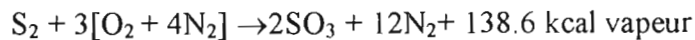
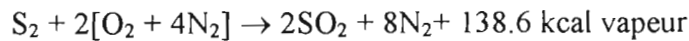
ou bien

$$EA(\%) = (A - A_0)/A_0$$

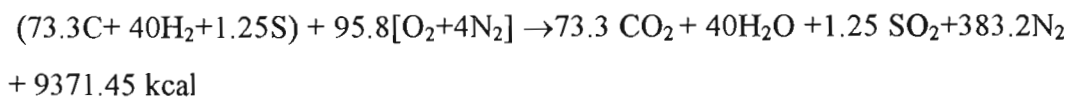
La valeur optimale de  $A/A_0$  pour les combustibles liquides est de 1.2 [ II.1]

D'où  $EA = 1.2$  et  $A = 16.40$  kg

Donc 1 kg de combustible réagit avec strictement 13.67 kg d'air pour donner les réactions suivantes dans les conditions stœchiométriques :

CarboneHydrogèneSoufre

En équilibrant ces équations de réaction avec les pourcentages molaires des constituants et en faisant la somme membre à membre nous obtenons l'équation générale de réaction suivante:



Nous avons donc, à partir d'un kg de combustible la formation de :

- 73.3 moles de  $CO_2$
- 40 moles de  $H_2O$
- 1.25 moles de  $SO_2$
- 383.2 moles de  $N_2$

Connaissant la masse molaire de tous ces éléments constitutifs des produits de combustion, nous en tirons la composition massique de ces éléments que nous mentionnons sur le tableau suivant:

Produits	$CO_2$	$H_2O$	$SO_2$	$N_2$
Masses(kg)	3.225	0.72	0.08	10.72

Tableau II.1.2.1 Composition en masse des produits de la combustion d'un kg de combustible. Ces valeurs théoriques peuvent changer en fonction de la teneur en cendre du combustible.

**Pouvoir fumigène  $P_f$** 

C'est la masse de fumées obtenue lors de la combustion complète d'un kg de combustible dans les conditions stœchiométriques .

$$P_f = (A+1) - \frac{x}{100} \quad (2.4)$$

Où  $x$  représente la teneur en cendre du combustible

Le fuel lourd utilisé par la SENELEC présente un  $x = 0.03\%$

D'où  $P_f = 17.40\text{kg}$  de fumées pour un kg de combustible

**Composition des fumées**

La mesure de la teneur en  $\text{CO}_2$  des fumées nous permet de contrôler la combustion : de voir si elle est complète ou non

**Recherche de la teneur en  $\text{CO}_2$** 

1 kg de combustible contenant

$\frac{84.9 \times 1000}{100}$  g de C libère  $\frac{44 \times 849}{12}$  g de  $\text{CO}_2$  soit 3.113 kg de  $\text{CO}_2$ . Donc la teneur en  $\text{CO}_2$

des fumées est  $\frac{3.113 \times 100}{17.40} = 17.89\%$

Supposons que la combustion soit complète alors la loi ci dessous doit être vérifiée :

$$EA \geq \frac{0.79 w}{0.21(1-y) - w} \quad (2.5)$$

Où  $w =$  teneur en  $\text{CO}_2$

$y =$  teneur en  $\text{O}_2$

Calcul de  $y$  :

Dans les combustions des fuels lourds les teneurs en  $\text{CO}_2$  et  $\text{O}_2$  doivent vérifier la relation suivante :

$$y = y_0 - \frac{y_0 w}{0.21} \quad (2.6)$$

Où  $y_0 = 0.161$

D'où l'on a  $y = 0.024$  soit 2.4%

Nous pouvons ainsi calculer le second membre de l'équation 2.5 :

$$\frac{0.79w}{0.21(1-y) - w} = 5.42\%$$

Nous notons ainsi que  $EA > 5.42\%$  ; cela veut dire que notre supposition est bonne

D'où la combustion est complète.

### Détermination des pouvoirs calorifiques théoriques

$Q_v$  = pouvoir calorifique à la bombe Mahler à volume constant

$Q_p$  = pouvoir calorifique à la bombe Mahler à pression constante

$$Q_p = Q_v + 1.3H \quad (2.7)$$

où  $H$  = % hydrogène du combustible

Passage du pouvoir calorifique à la Bombe Mahler au pouvoir calorifique réel des combustibles :

$$P_{cs} = Q_v \times (100 - a) / 100 \quad (2.8)$$

Où  $a$  est la teneur en % d'humidité du combustible

$$P_{ci} = P_{cs} - (54H + 6a) \quad (2.9)$$

En formule approchée l'expression du  $P_{ci}$  s'écrit :

$$P_{ci} = 77 * (\% C + 3.5 \% H + 0.27 S) \text{ en mth/kg} \quad (2.10)$$

D' où  $P_{ci} = 39658 \text{ kJ/kg}$

Connaissant  $P_{ci}$ ,  $H$ , et  $a$  ( voir tableau II.1), nous pouvons tirer la valeur de  $P_{cs}$  :

$$P_{cs} = 42300 \text{ kJ/kg}$$

Nous constatons une légère différence entre les pouvoirs calorifiques fournis par la SAR et ceux calculés. Cet écart est dû essentiellement au fait que nous ayons négligé certains constituants du fuel lors des calculs.

Evaluons les erreurs relatives pour mesurer la fiabilité des futurs calculs

$$P_{cs} (\text{SAR}) = 43.84 \text{ MJ/kg}$$

$$P_{ci} (\text{calculé}) = 39.658 \text{ MJ/kg}$$

$$P_{ci} (\text{SAR}) = 41.40 \text{ MJ/kg}$$

$$P_{cs} (\text{calculé}) = 42.30 \text{ MJ/kg}$$

$$E ( P_{cs} ) = 9.5 \%$$

$$E ( P_{ci} ) = - 2.1\%$$

Le pouvoir calorifique supérieur présente une erreur relative de 9.5 % que nous considérons comme importante. Nous allons tenir compte de cette erreur dans les calculs. Par contre, le pouvoir calorifique inférieur, couramment utilisé dans les calculs pour un combustible liquide présente une erreur relative assez faible que nous allons négliger.

Il faudrait noter que nous allons utiliser les paramètres fournis par la SAR dans les calculs.

Ainsi la puissance calorifique produite par la combustion du FO2 est donnée par la relation :

$$Q = M \times P_{ci}$$

Où  $M$  est le débit massique de combustible en  $\text{kg/h}$

$$P_{ci} = 41400 \text{ kJ/kg}$$

### II.1.2.2 Température théorique de combustion : $T_h$

C'est la température à laquelle sont portés les produits de combustion appelés fumées du fait de la chaleur dégagée par la combustion. On l'appelle aussi température adiabatique de combustion.

Hypothèses : Combustion complète . pas d'imbrûlés, pas de pertes.

Considérons le mélange suivant : 1kg de combustible + A kg d'air

Etats du système	Masse du système	Température	Chaleur massique à pression constante
Etat initial	A kg d'air	T <sub>a</sub>	C <sub>a</sub>
	1 kg de combustible	T <sub>c</sub>	C <sub>c</sub>
Etat final	(A+1) kg de combustible	T <sub>h</sub>	C <sub>f</sub>

Tableau II.1.2.2a Paramètres du mélange combustible air avant et près la combustion

Le premier principe de la thermodynamique stipule que la chaleur dégagée par la combustion complète à pression constante Q<sub>p</sub> est égale à la variation d'enthalpie massique du système :

$$Q_p = \Delta h = h_f - h_i \tag{2.11}$$

Où h<sub>i</sub> est l'enthalpie du mélange avant combustion

h<sub>f</sub> est l'enthalpie du mélange après combustion (fumées)

Par ailleurs nous savons que :

$$dh = mC_p dt \tag{2.12}$$

$$h_f = (A+1) \int_0^{T_h} C_f dt \tag{2.13}$$

$$h_i = A \int_0^{T_a} C_a dt + \int_0^{T_c} C_c dt \tag{2.14}$$

ce qui donne donc :

$$Q_p = Pci = (A+1) \int_0^{T_h} C_f dt - A \int_0^{T_a} C_a dt - \int_0^{T_c} C_c dt \tag{2.15}$$

Généralement une valeur approchée de C<sub>f</sub> est utilisée

$$C_f = 0.24 + 6 \cdot 10^{-5} T \text{ en kcal/kg.K et T en } ^\circ\text{C} \tag{2.16}$$

**Exemple de calcul de la température de combustion  $T_h$** 

Le combustible liquide de composition centésimale

$$C = 84.9 \%$$

$$H_2 = 10.6 \%$$

$$O_2 = 0.36 \%$$

$$N_2 = 0.24\%$$

$$\text{Cendres} = 0.03\%$$

$$H_2O = 0.1\%$$

Et des traces de soufre

$$\text{Le } P_{ci} = 41400 \text{ kJ/kg } EA = 20 \%$$

1 kg de combustible contient :

- 70.75 atome gramme de carbone
- 53 atome gramme d'  $H_2$
- 0.11 atomes gramme de  $O_2$
- 0.0357 atomes gramme de  $N_2$
- 0.6555 atomes gramme de  $H_2O$

NB : A certaine température,  $N_2$  ne réagit pas avec l'oxygène. Donc la quantité de  $O_2$  extérieure nécessaire pour la combustion complète d'un kg de combustible est :

$$70.75 + 53/2 - 0.11 = 97.14 \text{ mol de } O_2$$

Or dans l'air il y a 4 fois plus d'azote que d'oxygène d'où la quantité de  $N_2$  participant à la combustion est :

$$4 \times 97.14 = 388.56 \text{ mol}$$

**Composition des fumées pour 1 kg de combustible**

Nous avons :  $97.44 / 2 = 48.72$  moles de  $O_2$  en excès dans les fumées

$$388.56 + 0.0857 = 388.64 \text{ moles de } N_2$$

$$70.75 \text{ moles de } CO_2$$

$$53 + 0.0055 = 53 \text{ moles de } H_2O$$

Nous résumons les résultats de calculs que nous avons faits sur la composition des fumées dans le tableau suivant :

Constituants	Quantités en moles	Quantité en kg
O <sub>2</sub>	48.72	1.56
N <sub>2</sub>	388.64	10.88
CO <sub>2</sub>	70.75	3.113
H <sub>2</sub> O	53	0.954

Tableau II.1.2.2 : Composition des fumées pour la combustion d'un kg de combustible

### Calcul de T<sub>h</sub>

Sachant que  $T_h \gg T_a$  et  $T_c$  alors nous pouvons faire une approximation de l'équation 2.15 qui devient alors :

$$Q = (A+1) \int_0^{T_h} C_f dt \quad (2.17)$$

Nous allons présenter deux méthodes de calcul de T<sub>h</sub>

1<sup>ère</sup> Méthode : Nous utilisons l'intégrale de l'équation ( 2.17)

où C<sub>f</sub> est donnée par l'expression de l'équation 2.16 d'où l'on a :

$$Q = P_{ci} = (A+1) \int_0^{T_h} (0.24 + 0.00006T) dt$$

Connaissant P<sub>ci</sub> et A nous calculons cette intégrale et nous trouvons

$$T_h = 1638.50 \text{ } ^\circ\text{C}$$

2<sup>ème</sup> Méthode :

C'est une méthode itérative guidée par les tables sur les chaleurs d'échauffement des différents composantes gazeuses des fumées de 0 °C à T<sub>h</sub>



1<sup>ère</sup> étape : Chercher les chaleurs massiques d'échauffement des constituants des fumées ( $O_2$ ,  $N_2$ ,  $H_2O$ ,  $CO_2$ ) de  $0^\circ$  à  $T = 1600^\circ C$ .

2<sup>ème</sup> étape : Connaissant la quantité des produits de combustion (tableau II.1.4), on calcule le  $P_{ci}$  en supposant  $T_h = 1600^\circ C$ .

3<sup>ème</sup> étape : Si le  $P_{ci}$  trouvé est inférieur au  $P_{ci}$  du fuel oil fourni (  $41400 \text{ kJ/kg}$ ) alors  $T_h > 1600^\circ C$  et on passe à la 4<sup>ème</sup> étape

Si par contre Le  $P_{ci}$  trouvé est supérieur au  $P_{ci}$  fourni alors  $T_h \leq 1600^\circ C$ . Etant donné que  $T_h$  est compris entre  $1600^\circ$  et  $2200^\circ C$  [II.1], alors on prend  $T_h = 1600^\circ C$

4<sup>ème</sup> étape : Chercher les chaleurs d'échauffement des constituants des fumées pour  $T_h$  appartenant à  $[1600 ; 2000]$  et calculer à nouveau le  $P_{ci}$  en supposant  $T_h = 2000^\circ C$

Si  $P_{ci}$  trouvé  $> 41400 \text{ kJ/kg}$  alors  $T_h < 2000^\circ C$  et on fait une interpolation entre :

$P_{ci}$  trouvé étape 3 pour  $T = 1600^\circ C$

$P_{ci} = 41400 \text{ kJ/kg}$  pour  $T = T_h$  ?

$P_{ci}$  trouvé étape 4 pour  $T = 2000^\circ C$

Si  $P_{ci}$  trouvé  $< 41400 \text{ kJ/kg}$  alors  $T_h > 2000^\circ C$  et on reprend l'étape 4

### Température réelle de combustion : $T_r$

Cette température tient compte :

- du taux d'imbrûlés  $r$  : proportion de combustible non brûlée
- du rayonnement des flammes vers les parois de la chambre de combustion  $q_r$  est la quantité de chaleur rayonnée lors de la combustion d'un kg de FO2

$$T_r / P_{ci}(1 - r) - q_r = (A + 1) \int_0^{T_h} C_f dt - A \int_0^{T_a} C_a dt - \int_0^{T_c} C_c dt \quad (2.18)$$

Généralement  $T_r$  appartenant à  $[1500 - 1700]$  [II.1].

Ceci explique le fait que l'azote ne s'oxyde pas parce que sa température d'oxydation est d'environ  $2000^\circ C$ .

Evaluons la quantité  $q_r$  de la chaleur rayonnée par les flammes vers les parois latérales de la chambre de combustion après la combustion complète d'un kg de FO2.

### Rayonnement des flammes lumineuses [ II.3]

Jusqu'à présent, le calcul d'une manière exacte de la transmission de la chaleur par rayonnement des flammes lumineuses reste difficile. A SHACK a essayé de donner une méthode de calcul. La connaissance des constantes expérimentales indispensables aux calculs fait cependant défaut de façon encore plus criarde que pour le cas du déroulement de la combustion.

La méthode est exposée ci après.

Si un rayonnement d'intensité  $J_0$  traverse un milieu absorbant d'épaisseur  $e$  mm, l'intensité parvenant à l'autre frontière opposée du milieu considéré est :

$$d\phi = J_0 \exp(-ke) \text{ (kcal/m}^3 \cdot \text{h)} \quad (2.19)$$

$k$  est le pouvoir absorbant du milieu

L'énergie absorbée pour la longueur d'onde  $\lambda$  est donnée par la relation

$$d\phi = J_0 \left[ 1 - \exp(-ke) \right] \text{ (kcal/m}^2 \cdot \text{h)} \quad (2.20)$$

D'après les études des différents chercheurs, les pouvoirs absorbants de la suie est fonction de la longueur d'onde du rayonnement. SNACK en a déduit la relation suivante :

$$k \lambda^{0.9} = k_0 \lambda_0^{0.9} \quad (2.21)$$

$\lambda_0$  est la longueur d'onde de référence =  $10^{-2}$

La loi de PLANCK donne la valeur de  $J_0$  pour une valeur de  $\lambda$  donnée.

$$J_0 = 3.1710^{-16} \frac{\lambda^{-5}}{\left[ \exp(0.0143/T\lambda) - 1 \right]} \text{ en kcal/m}^3 \cdot \text{h} \quad (2.22)$$

On obtient le pouvoir absorbant de la couche de suie en faisant le rapport du flux total  $\Phi$  absorbé par l'ensemble du spectre au flux absorbé par le corps noir donné par la loi de Stefan BOLTZMANN, soit :

$$\varepsilon_1 = \frac{3.1710 \cdot 10^8}{5.67 \left[ \frac{T}{100} \right]^4} \int_0^\infty \frac{\lambda^{-5} (1 - e^{-\frac{k_0 e \lambda_0}{\lambda}})}{[e^{\frac{143}{\lambda T}} - 1]} d\lambda \quad (2.23)$$

Selon la loi de KIRCHOFF, cette équation est valable pour l'émissivité pourvu que le milieu absorbant qui est la flamme chargée de suie ait une température plus haute que son environnement.

L'équation (2.23) a permis de tracer la courbe de la figure II.4 de l'annexe 4 qui donne l'émissivité des flammes en fonction de l'intensité d'absorption  $k_0 \cdot e$  et par les températures des flammes de 1200 à 2400° C.

La quantité de chaleur transmise par rayonnement par les flammes est donnée, comme pour les surfaces grises, par la loi de Stefan BOLTZMANN :

$$Q = 5.67 \varepsilon S_1 \left[ \left[ \frac{T_f}{100} \right]^4 - \left[ \frac{T_e}{100} \right]^4 \right] \text{ en kcal/h} \quad (2.24)$$

$T_f$  est la température des flammes

$T_e$  est la température superficielle de l'environnement

Une flamme de diamètre  $d = 0.5$  mm avec une intensité d'absorption de  $k_0 \cdot e = 1$ , une température de 1800°C donne pour 1 m de flamme dans un environnement de 1638.5 °C

$$\varepsilon = 0.42$$

et

$$Q = 39174.99 \text{ kJ/kg}$$

Nous notons que la quantité de chaleur rayonnée par les flammes lumineuses dépend de la température de ces dernières, de la température de leur environnement, de leur émissivité qui dépend elle-même de la température et de la longueur d'onde de celles-ci.

Finalement nous aurons :

$$q_r = 233.93 \text{ kW} = 842144 \text{ kJ/h}$$

Ce taux d'imbrûlés  $r$  correspond à la teneur en cendres du combustible si l'on suppose un excès d'air suffisant à la combustion ;  $r = 0.03$  d'où l'on a en négligeant les deux derniers termes du second membre de l'équation (2.18)

$$41400M(1-0.03)-842144=17.40M\left[0.24T_r+310^{-5}T_r^2\right]_0^{T_r} \quad (2.25)$$

ou encore

$$310^{-5}T_r^2+0.24T_r=2307.93M-48399 \quad (2.26)$$

$T_r$  est la température réelle de combustion

$M$  est le débit massique de combustible en kg/h

Il faut noter par ailleurs que le premier membre de l'équation (2.26) est en kcal/h et le second en kJ/kg

Pour apporter tout en système international nous aurons :

$$0.01254T_r^2+1003.2T_r=641.09M-13444.16 \quad (2.27)$$

Nous obtenons ainsi une équation à deux inconnues directement liées.

En supposant une température réelle de combustion donnée on tire la valeur de  $M$  ou vice-versa.

### II.1.2.2 Pertes principales

Les pertes principales de chaleur après la combustion sont composées essentiellement de :

[I.4]

- la perte due aux résidus solides,
- la perte par imbrûlés gazeux,
- la perte par chaleur sensible des gaz secs,
- la perte par l'eau du combustible et l'eau de combustion,
- parmi toutes ces pertes, seule celle par l'eau du combustible et l'eau de combustion nous intéresse dans cette présente étude d'un combustible liquide.

L'expression générale de cette perte se présente comme suit :

$$P = [9(H - H') + E](h_{gc} - h_{ec}) \quad (2.28)$$

H : teneur massique en hydrogène du combustible = 88%,

H' : la fraction de combustible perdue sous forme d'hydrogène libre dans les gaz de combustion,

E : teneur massique en eau du combustible = 0.1%,

$h_{gc}$  : enthalpie de la vapeur d'eau dans les gaz de combustion,

$h_{ec}$  : enthalpie de l'eau dans le combustible,

Pas d'hydrogène libre dans les gaz de combustion donc  $H' = 0$ .

La température des produits de combustion théorique est de l'ordre de 1638.5°C

La pression aux brûleurs est de l'ordre de 1.8 MP : les tables thermodynamiques donnent

$$h_{gc} = 6226.28 \text{ kJ/kg}$$

Le combustible à l'entrée des brûleurs est de l'ordre de 145°C ; ce qui donne une enthalpie de

$$h_{ec} = 610.63 \text{ kJ/kg}$$

Les pertes principales s'élèvent donc à :

$$P = 44481.56 \text{ M (kW)}$$

M est le débit massique d'eau contenu dans le combustible

### II.1.2.3. Pertes annexes :

Les pertes annexes sont constituées essentiellement des pertes par échauffement de la vapeur d'eau contenue dans l'air comburant.

$$P_{e2} = C_e (T_1 - T_2) \frac{M}{A} K_e \quad (2.29)$$

$C_e$  = la chaleur spécifique de la vapeur d'eau = 0.45 kcal / kg °C

$T_1$  et  $T_2$  sont identiques aux températures obtenues II.1.2.2

M est le débit de combustible

A est le débit de comburant

$K_e$  est la teneur massique du comburant en vapeur d'eau

Par ailleurs, le comburant (l'air) est préchauffé puis réchauffé avant d'entrer dans la chaudière alors sa teneur en vapeur d'eau peut être négligée en toute rigueur.

Ce qui fait que les pertes annexes deviennent négligeables.

Ces calculs théoriques sur la combustion va nous permettre de faire les calculs de transmissions thermiques en partant de certaines hypothèses.

## II.2 La transmission de la chaleur et profil de températures des fumées :

### II.2.1 Quantité de chaleur fournie :

Tous les calculs de combustion se feront en fonctionnement nominale :

- Charge nominale 27.5 MW,
- Pression de fonctionnement : 70 bars,
- Température de surchauffe 510°C ,
- Température de l'eau entrée chaudière : 205°C.

Juste après la combustion des gaz dans la chambre de combustion, il y'a naissance des fumées qui sont canalisées avec leur énergie interne suivant un certain chemin. Elles cèdent d'abord de la chaleur aux tubes de la chambre de combustion, puis aux tubes des surchauffeurs, ensuite empruntent les 1<sup>er</sup>/2<sup>ème</sup> et 2<sup>ème</sup>/3<sup>ème</sup> parcours pour finir leur échange dans l'économiseur.

**Configuration de la chaudière après la réhabilitation :** Voir annexe 3

**Cloison I :** 60 tubes de diamètre 57 épaisseur 4.5 Hauteur 5762 largeur 3600

**Cloison II :** 58 tubes de diamètre 57 épaisseur 4.5 Hauteur 5669 largeur 3750

**Ecran latéral droit :** 77 tubes de diamètre 57 épaisseur 4.5 longueur 7858 et 2 tubes de 57 x 4.5 x 7396 ; dimensions 5850 x 7858

**Ecran latéral gauche :** 77 tubes de 57 x 4.5 x 7858 + 2 tubes 57x4.5x7396  
Dimensions 5850x7858

**Tubes de descente:** 435 tubes de 57x4.5x5762  
Dimensions 4312x5762

**Tubes bouilleurs :** 34 tubes de 57x4.5x5900

**Paroi membrane :** 56 tubes de 57x4.5x5900

#### II.2.1.1 Quantité de chaleur transmise à travers les tubes de la chambre de combustion

Il faudra noter qu'il se passe au niveau de la chambre de combustion différents modes de transfert de chaleur très complexes et variés. Nous assistons à :

- Un rayonnement des flammes vers les parois latérales : donc un transfert par rayonnement où s'appliquent les règles classiques de transmission de chaleur

par rayonnement : Loi de Stefan BOLTZMAN. Mais il faut noter l'aspect diphasique de l'écoulement à l'intérieur des tubes ; c'est à ce niveau que réside l'importance de ce transfert à cause du coefficient d'échange par convection de l'eau en ébullition dans les tubes.

- Un transfert de chaleur par convection associé à une conduction à travers les tubes de la paroi membrane et tous les autres tubes sur les différents parcours des fumées.

Nous allons essayer de voir tout d'abord ce qui se passe par rayonnement au niveau des différentes parois , pour ensuite passer au transfert au niveau des différents parcours des fumées.

Cette quantité de chaleur va se subdiviser en plusieurs portions pour attaquer les différentes parois qui composent l'environnement de la chambre de combustion. Ce qui nous amène ainsi à introduire la notion de facteur de forme.

### **II.2.1.2 Chaleur transmise à travers le faisceau vaporisateur :parois latérales gauche et droite**

A la naissance des flammes, il apparaît un rayonnement de celles ci vers les parois qui composent la chambre de combustion. Ce transfert obéit à la loi de Stefan BOLTZMANN soit :

$$Q_r = \sigma (T_f^4 - T_{paroi}^4) A \quad (2.30)$$

La quantité de chaleur rayonnée sur chaque tube s'exprime donc par cette relation où :

$\sigma = 5.67 \cdot 10^{-8} \text{ W/K}^4\text{m}^2$  constante de BOLTZMANN

$T_f$  : température des flammes

$T_{paroi}$  : température de la paroi extérieure des tubes

$A = \pi RL$  surface d'échange

$T_{paroi}$  est presque inconnue ; une autre loi régit aussi ce transfert. Etant donné que nous assistons à une évaporation au niveau de ces deux parois, nous allons modéliser le problème et l'étude du transfert thermique se fera sur un seul tube. Si nous avons N tubes qui composent le faisceau nous aurons :



$$Q_{tube} = \frac{Q_T}{N} \quad (2.31)$$

Modélisation du système :

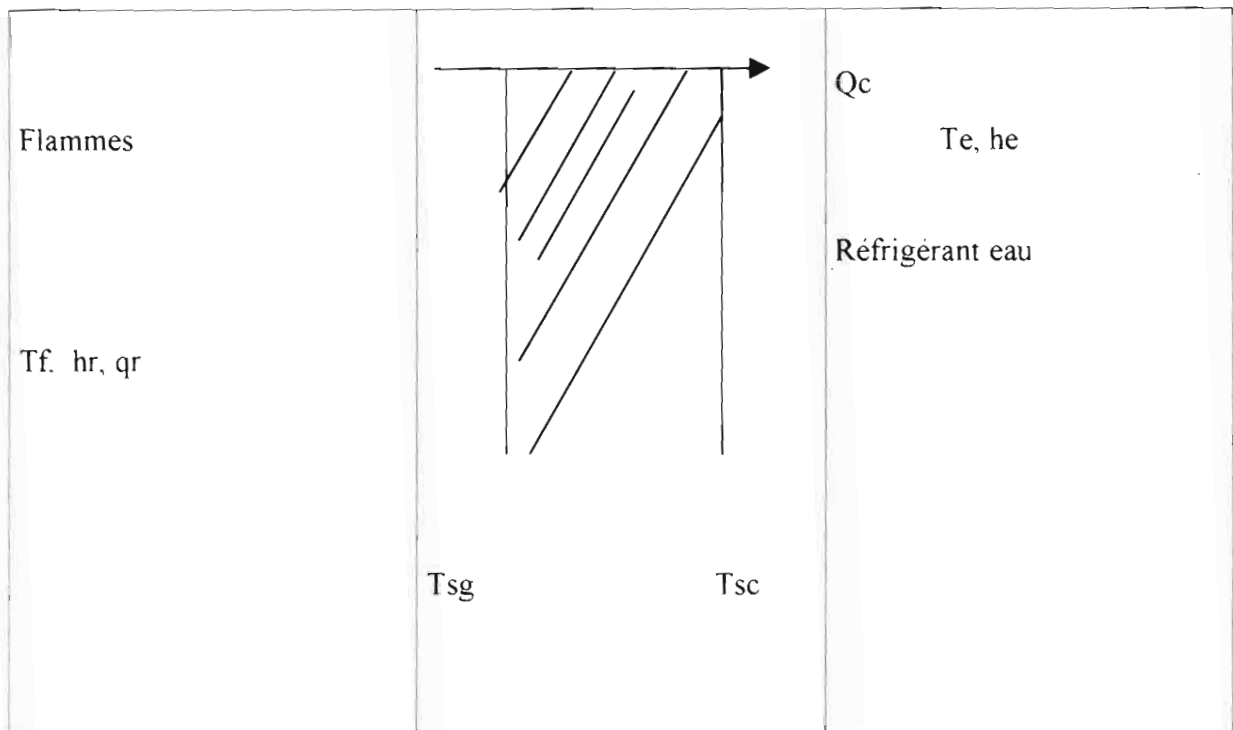
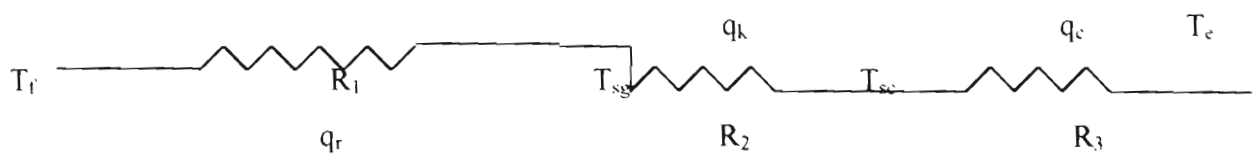


Figure II.1 Modélisation du transfert thermique

Analogie Thermique – Electrique



- qc : densité de flux de chaleur transmise par convection
- qr : densité de flux de chaleur transmise par rayonnement
- qk : densité de flux de chaleur transmise par conduction

D'une manière générale, la transmission est régie par la loi décrite par l'équation :

$$Q = \frac{\Delta T}{R_{eq}}$$

$$\text{où } \Delta T = T_g - T_e$$

$$R_{eq} = R_1 + R_2 + R_3$$

$$R_1 = \frac{1}{Ah_r}; R_2 = \frac{e}{Ak}; R_3 = \frac{1}{Ah_{eb}}$$

Ce qui donne donc

$$Q = \frac{A(T_g - T_{sat})}{\left( \frac{1}{h_r} + \frac{e}{k} + \frac{1}{h_{eb}} \right)} \quad (2.32)$$

$T_{sat}$  est la température de saturation de l'eau à la pression de fonctionnement de la chaudière (70 MPa) = 285.88 °C

$h_r$  = coefficient d'échange par rayonnement des flammes

$e$  = 4.5 mm : épaisseur des tubes

$k$  = 98.855 W/m.K conductibilité thermique des tubes

$$A = \frac{\pi}{2} D(L - Z_{eb})$$

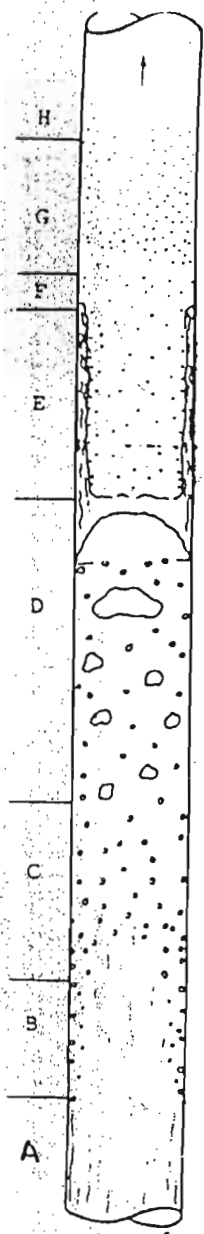
$T_f$  = Température des flammes

$h_{eb}$  = coefficient de convection de l'eau par rapport à la paroi

Il faut remarquer qu'au niveau du faisceau vaporisateur, nous assistons à un écoulement diphasique. Cependant le coefficient d'échange par convection ne se déterminera plus par les méthodes classiques mais plutôt par une analyse plus poussée.

Mise en évidence de l'écoulement diphasique :

On a transfert de chaleur en écoulement diphasique lorsque l'un des fluides de l'échange change de phase. C'est ce que nous avons au niveau de l'écoulement à travers les tubes du faisceau vaporisateur : l'eau entre par le bas à l'état liquide et sort par le haut à l'état vapeur.

	Description
	<p><u>Zone A :</u> On assiste ici à une convection forcée et éventuellement à la naissance des premières bulles de vapeur</p> <p><u>Zone B :</u> Ebullition locale, condensation locale des bulles de vapeur au sein du liquide tant que l'ensemble du liquide n'a pas atteint sa température de saturation</p> <p><u>Zone C :</u> Le liquide a atteint sa température de saturation ; début de l'ébullition nucléée ; on a un coefficient d'échange meilleur qu'en ébullition en vase à cause de l'effet d'arrachement des bulles par la vitesse.</p> <p><u>Zone D :</u> Les bulles devenant nombreuses ont tendance à s'agglomérer (coalescence) et à former des bouchons de vapeur au centre du tube d'où le non d'écoulement en bouchon</p> <p><u>Zone E :</u> Les bouchons sont à la queue leu leu et se rejoignent pour former un manchon de vapeur au centre du tube ; la paroi est baignée par un mince film annulaire de liquide : écoulement annulaire. La surface du film liquide en contact avec le noyau central de la vapeur est extrêmement agitée, il s'y produit une évaporation intense ainsi qu'un arrachement de gouttelettes liquides.</p> <p><u>Zone F :</u> Le film liquide disparaît peu à peu et il y'a contact direct entre la vapeur et la paroi chauffante. La valeur de l'échange reste à une valeur acceptable : échauffement critique par arrachement.</p>

	<p><u>Zone G :</u></p> <p>Le film liquide a complètement disparu, il ne reste qu'un brouillard formé de microscopiques gouttelettes en suspension dans la vapeur d'où le nom d'écoulement à brouillard.</p> <p><u>Zone H :</u></p> <p>Il n'y a plus du tout de phase liquide, on a un écoulement simple phase de vapeur sèche où s'applique les lois classiques de transmission de chaleur par convection forcée.</p>
--	---

Figure II.2 Mise en évidence de l'écoulement diphasique

Pour poser des hypothèses simplificatrices afin de pouvoir résoudre avec beaucoup plus d'aisance, nous allons supposer que l'écoulement se fait en trois grandes phases essentielles :

	Description
	<p><u>Zone 1 :</u></p> <p>Cette zone sera monophasique ; nous avons simplement de l'eau à l'état liquide où nous appliquerons les règles classiques de convection forcée</p> <p><u>Zone 2 :</u></p> <p>Zone d'ébullition nucléée dans laquelle nous avons coexistence de deux phases liquide et vapeur. Le coefficient d'échange par convection sera alors déterminé</p> <p><u>Zone 3 :</u></p> <p>Nous allons supposer qu'ici on a que de la vapeur saturée sèche où nous aurons aussi à appliquer les règles classiques de la convection forcée.</p>

Nous aurons ainsi la nouvelle modélisation suivante du système de transfert thermique composé :

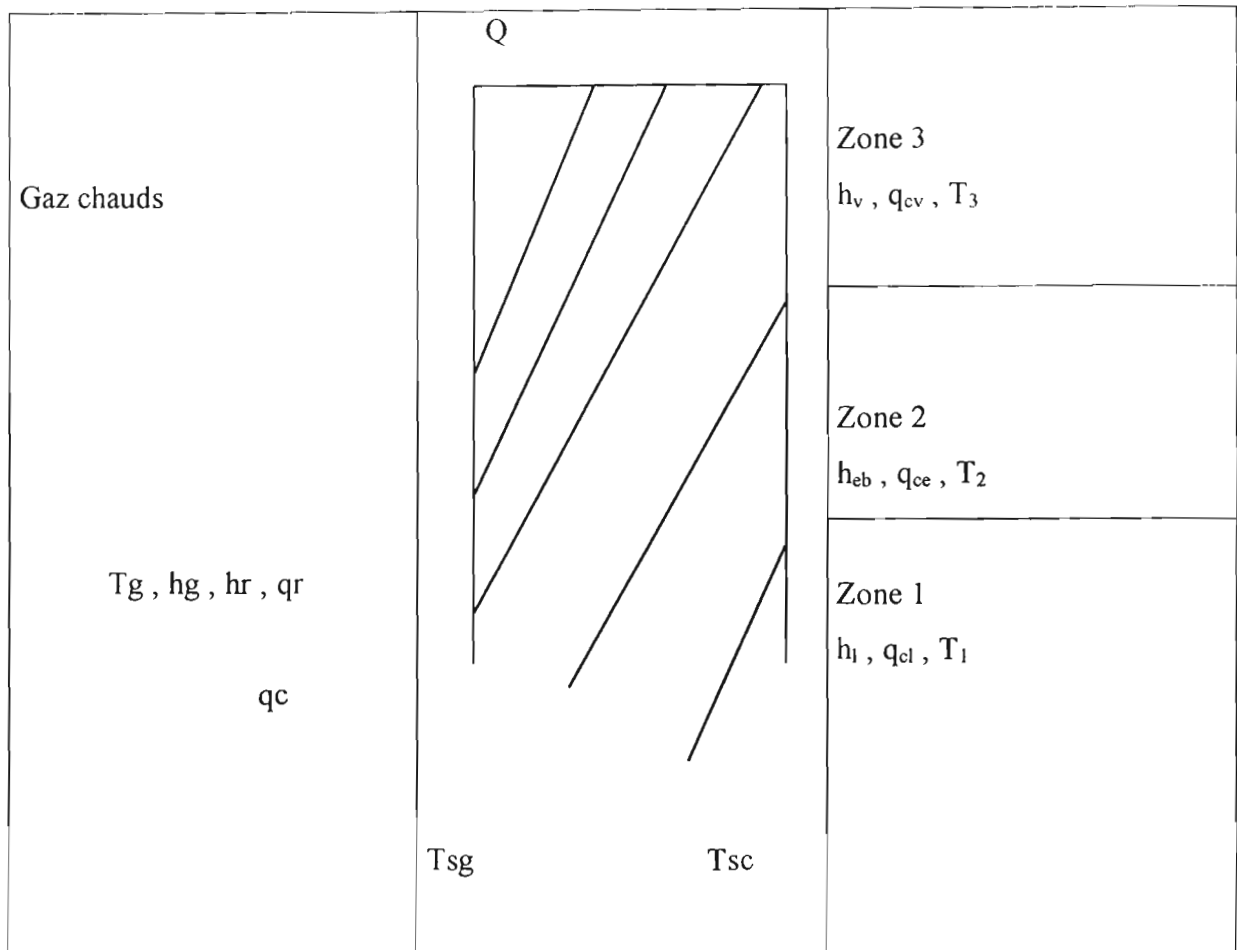


Figure II.3 Modélisation de l'écoulement diphasique

En appliquant les mêmes analogies que précédemment, nous aurons :

$$R_{eq} = \frac{1}{Ah_r} + \frac{e}{Ak} + \frac{1}{A_1h_1 + A_2h_{eb} + A_3h_v} \quad (2.33)$$

Ce qui nous amène à écrire l'équation générale de transfert composé ; soit :

$$Q_{tube} = \frac{T_f - T_{sat}}{\frac{1}{Ah_r} + \frac{e}{kA} + \frac{1}{A_1h_1 + A_2h_{eb} + A_3h_v}} \quad (2.34)$$

Tous ces paramètres sont spécifiés sur la figure.

$h_g$ ,  $k$ ,  $h_l$ ,  $h_v$  peuvent être connus

$h_{cb}$  par contre demande une étude très approfondie pour sa détermination

### Recherche du coefficient d'échange par convection $h_{cb}$ à l'intérieur des tubes :

La grande majorité des chercheurs dans ce domaine ont recours à l'expérience pour obtenir des informations qualitatives et quantitatives. Il ne semble pas qu'une loi générale permettant de connaître avec exactitude le coefficient d'échange de chaleur par convection soit encore établie. En fonction de la densité du flux, on a affaire à la convection forcée ou à l'ébullition nucléée.

Nous allons proposer par la suite quelques expressions empiriques pour la détermination de ce paramètre.

#### Première approche :

Une valeur limite de la densité du flux de chaleur détermine deux régimes d'écoulement thermique diphasique caractérisés chacun par une expression empirique du coefficient :

$$\Phi_{\text{limite}} = \left( \frac{B_v}{A_v} \right)^{1.43} m^{1.83} \quad (2.35)$$

où  $m$  est la densité de débit massique =  $\frac{4M}{\pi D^2}$

$A_v$  et  $B_v$  sont des coefficients qui dépendent des propriétés physiques du fluide en évaporation.

$$B_v = \frac{0.0115 \lambda_l \rho_l^{0.06}}{g \rho_v \mu_l^{0.66} \mu_v^{0.225}} \quad (2.36)$$

$$A_v = 0.85 B f_v \quad (2.37)$$

Or  $f_x = 0.9(1-x)^{0.1}$  et

$$B = \frac{2.059 \lambda_l^{0.6} L^{0.133} R^{0.133} \rho_v^{0.133}}{g^{0.2} T^{0.4} \sigma^{0.3} d_B^{0.399} \rho_l^{0.233}}$$

Dans cette expression,

$d_B = 0.511 * b$  avec  $b$  : constante de Laplace

$$b = \left[ \frac{2\sigma}{g(\rho_l - \rho_g)} \right]^{1/2}$$

$f = 0.56 \left( \frac{g}{d_B} \right)^{1/2}$  est la fréquence d'émission des bulles

- Si  $\Phi \geq \Phi_{limite}$  alors  $h_{eb} = \frac{A_v m^{0.1} \Phi^{0.7}}{D^{0.54}}$

- Si  $\Phi \leq \Phi_{limite}$  alors  $h_{eb} = \frac{B_v m^{1.38}}{D^{0.54}}$

Données relatives à l'eau et à la vapeur pour nos conditions d'utilisation dans la chaudière : T °C [205 – 280°C]

- $\rho_l = 750 \text{ kg/m}^3$  : densité de l'eau-liquide
- $\rho_v = 33.19 \text{ kg/m}^3$  : densité de la vapeur
- $\mu_l = 98.067 \cdot 10^{-6} \text{ Ns/m}^2$  : viscosité dynamique du liquide
- $\mu_v = 25 \cdot 10^{-6} \text{ Ns/m}^2$  : viscosité dynamique de la vapeur

- $\nu_l = 0.131 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$  : viscosité cinématique du liquide
- $\lambda_l = 0.588 \text{ W/m}^\circ\text{K}$  : conductibilité thermique de l'eau
- $\lambda_v = 53.731 \cdot 10^{-3} \text{ W/m}^\circ\text{K}$  : conductibilité thermique de la vapeur
- $C_p = 5.234 \text{ kJ/kg}^\circ\text{K}$  : chaleur spécifique de l'eau
- $\xi = 1542.836 \text{ kJ/kg}$  : chaleur latente de vaporisation
- $\sigma = 7010^{-3} \text{ kg/s}^2$  : tension superficielle de l'eau aux environs de  $300^\circ\text{C}$
- $Pr = 0.89$  nombre de Prandtl

Dans ces conditions nous aurons numériquement :

$$A_v = 2.86875$$

$$B_v = 2.03846$$

Avec  $M = 110550 \text{ kg/h}$  et  $D = 52.5 \text{ mm}$ , nous aurons  $m = 16970 \text{ kg/s.m}^2$

Et finalement  $\Phi_{\text{limite}} = 33.738 \text{ MW}$

Nous savons par ailleurs que la quantité de chaleur sous forme de puissance calorifique produite lors de la combustion complète de  $3025.45 \text{ kg/h}$  de fuel donne :

$$\Phi = 33.514 \text{ MW}$$

Nous remarquons ainsi que  $\Phi < \Phi_{\text{limite}}$  alors

$$h_{eb} = \frac{B_v m^{1.38}}{D^{0.54}}$$

Deuxième approche :

Plus récemment, une analyse de plusieurs résultats expérimentaux ont permis à DEMBI DHAR et ARORA de proposer une corrélation pour l'ébullition nucléée :

$$Nu = 2.33885 * \left( \frac{\phi}{\rho_v w} \right)^{0.64} \left( \frac{gD}{L} \right)^{0.27} \left( \frac{m^2 D}{\sigma \rho_v} \right)^{0.14} \quad (2.38)$$

avec :



$$w = 0.3610^{-3} \left[ \frac{P_{\text{critique}}}{P} \right]^{1.4} \text{ est la vitesse de formation des bulles ; } P_{\text{critique}} = 70 \text{ bar}$$

En considérant que l'on cherche le coefficient de convection pour un tube, au niveau du faisceau vaporisateur, nous aurons :

$$Nu = 6902.29 \frac{\phi^{0.64}}{N^{0.92}}$$

où N représente le nombre de tubes qui composent l'environnement dont on veut connaître son coefficient de convection.

Sachant que :

$$Nu = \frac{h_{ec} D}{\lambda_l},$$

nous en déduisons l'expression de  $h_{ec}$  soit :

$$h_{ec} = 71202.57 \frac{\phi^{0.64}}{N^{0.92}} \quad (2.39)$$

Nous remarquons qu'ici aussi une itération s'impose entre le coefficient h et la puissance calorifique.

Troisième approche :

En partant de la dynamique de formation des bulles, FORSTER et ZUBER ont proposé une formulation avec la relation adimensionnelle suivante :

$$Nu = \frac{\phi r}{\lambda_l (T_p - T_{sat})} \quad (2.40)$$

r est le rayon des bulles

$T_p$  est la température de la paroi

$T_{sat}$  est la température de saturation de l'eau circulant à l'intérieur des tubes

$$r = \frac{\rho_l C_p \Delta T_{sat} (\pi a_l)^{0.5}}{L} \left( \frac{2\sigma}{P_v - P_{sat}} \right)^{0.5} \left( \frac{\rho_l}{P_v - P_{sat}} \right)^{0.25}$$

avec

$$a_l = \frac{\lambda}{C_p \rho_l}$$

En posant

$$\text{Re} = \frac{\rho_l}{\mu_l} \left[ \frac{C_p \rho_l \Delta T_{sat} (\pi a_l)^{0.5}}{L} \right] \quad (2.41)$$

et

$$\text{Pr} = \frac{C_p \mu}{\lambda_l} \quad (2.42)$$

ils proposent finalement la relation adimensionnelle suivante :

$$\text{Nu} = 0.0015 \text{Re}^{0.62} \text{Pr}^{0.3333} \quad (2.43)$$

Ce qui revient à dire que :

$$h_{ec} = 0.01547 \text{Re}^{0.62} \text{Pr}^{0.3333} \quad (2.44)$$

Avec les valeurs numériques dont nous disposons, nous trouvons numériquement

$$h_{ec} = 1047.78 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{K}$$

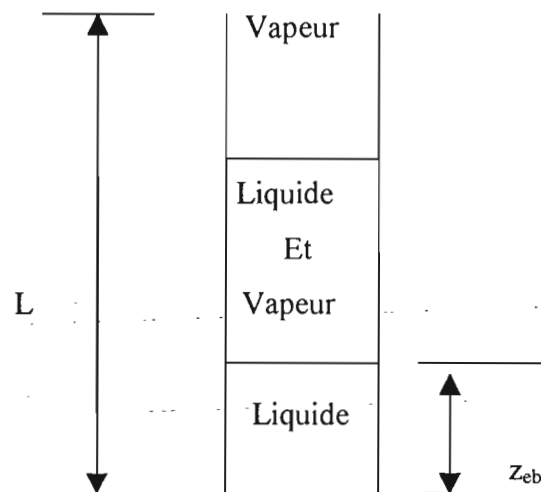
Nous constatons qu'au niveau de la troisième approche,  $h_{ec}$  ne dépend pas de la chaleur échangée ce qui nous pousse à l'utiliser dans les calculs du coefficient d'échange par convection.

Par ailleurs les erreurs qui se présenteraient si nous utilisions l'une des deux premières approches, causées essentiellement par les itérations, influenceraient les résultats que nous aurons sur le coefficient d'échange.

### Calculs des surfaces d'échange A1, A2 et A3 de l'équation (2.24)

#### Déterminons pour cela la côte $z_{eb}$ d'ébullition.

C'est la hauteur à partir de laquelle commence l'ébullition nucléée. En supposant trois zones principales dans l'écoulement diphasique le long des tubes, nous aurons :



Le bilan enthalpique le long du tube est donné par la relation :

$$m \frac{\partial h}{\partial z} = \phi \frac{P_{ch}}{S} \quad (2.45)$$

avec : h : enthalpie du système

$\Phi$  : densité de flux de chaleurs =  $\frac{Q}{\pi DL}$  avec Q la puissance calorifique

$P_{ch}$  : circonférence

S : section droite

L : longueur du tube

Cette équation peut aussi s'écrire sous la forme d'une variation d'enthalpie par unité de longueur soit :

$$m \frac{h-h_0}{z-z_0} = \phi \frac{P_{ch}}{S} \quad (2.46)$$

A  $z=z_{eb}$ , on a  $h=h_{sat}$

Pour  $z_0=0$  on a  $h_0$ =enthalpie de l'eau à l'entrée du tube

Ce qui fait qu'on a finalement l'expression de  $z_{eb}$  :

$$z_{eb} = \frac{m(h_{sat}-h_0)\pi D^2 L}{4Q} \quad (2.47)$$

avec :  $h_{sat}=2773.3$  kJ/kg

$h_0=1262.31$  kJ/kg

$L=7.858$  m

$D=48$  mm

$m=16970$  kg/s.m<sup>2</sup>

Nous trouvons ainsi

$$z_{eb} = 364609.36 / QN \quad (2.48)$$

Nous notons que  $z_{eb}$  dépend de densité de flux de chaleur qui est recherchée; une itération s'impose.

Supposons que  $z_{eb} = 0$  et calculons  $Q$  à l'aide de l'équation (2.24) puis vérifions l'influence de cette hypothèse.

L'équation (2.24) devient alors :

$$Q_{/tube} = \frac{(T_g - T_{eau})A}{\frac{1}{h_r} + \frac{e}{k} + \frac{1}{h_{eb}}}$$

avec  $A=\pi L D$

$h_r=0.13669$  W/m<sup>2</sup>°C

Par ailleurs le faisceau vaporisateur comporte au total (435+56+34) tubes ; ce qui donne

$$Q_{paroi} = 20.12 MW$$

Recalculons  $z_{eb}$  :

$$z_{eb} = \frac{67.0910^6}{Q_T} = \frac{67.0910^6}{20.1210^6} = 3.33 m$$

Nous remarquons que  $z_{eb}$  ne doit pas être en toute rigueur négligée.

Mais il faudrait aussi remarquer que

$$\left( \frac{1}{h_g} + \frac{e}{k} \right) \text{ est largement supérieur à } \frac{1}{A_1 h_{cl} + A_2 h_{eb} + A_3 h_{ev}}$$

### Chaleur transmise à travers la paroi membrane $Q_1$

Ce mode de transfert se fait par convection entre les fumées et les parois associée à une conduction à travers les parois des tubes

L'eau quitte le ballon supérieur à  $205^\circ C$  environ et est portée à sa température de saturation au niveau du ballon inférieur à travers ces tubes.

Nous pouvons écrire d'une part que :

$$Q_{1c} = m_f C_p (T_g - T_1) \quad (2.49)$$

Où :

$m_f$  : débit massique des fumées

$C_p$  : chaleur massique des fumées

$T_g$  : température des gaz =  $1638.5^\circ C$

$T_1$  : température des gaz juste après la paroi membrane

### Recherche du débit thermique des fumées

La combustion complète d'un kg de combustible donne , avec 16.40 kg d'air :

- 1.56 kg de  $O_2$  :  $C_p = 1.1744 \text{ kJ/kg}^\circ K$
- 10.88 kg de  $N_2$  :  $C_p = 1.2784 \text{ kJ/kg}^\circ K$

- 3.113 kg de CO<sub>2</sub>:  $C_p = 1.3597 \text{ kJ/kg}^\circ\text{K}$
- 0.954 kg de H<sub>2</sub>O:  $C_p = 2.8133 \text{ kJ/kg}^\circ\text{K}$

Pour la combustion complète de M kg de combustible par seconde, nous aurons :

$$m_f C_p = M(1.56C_{p_{O_2}} + 10.88C_{p_{N_2}} + 3.113C_{p_{CO_2}} + 0.954C_{p_{H_2O}})$$

Ce qui donne le débit thermique  $m_f C_p = 22.65M$  en kW/K

M est en kg/s

Ce qui donne finalement :

$$Q_1 = 22.65M(1638.5 - T_1) \text{ en kW} \quad (2.50)$$

Pour un débit massique de 3025.45 kg/h, nous aurons :

$$Q_1 = 21.55(1638.5 - T_1) \text{ en kW}$$

D'autre part :

$$Q_1 = \frac{(T_g - T_{eau})A}{\frac{1}{h_g} + \frac{e}{k} + \frac{Di}{2\lambda_1}} N$$

La température de l'eau au niveau du ballon supérieur est de 205°C

N = 56 est le nombre de tube

$h_g$  est donnée en fonction de la teneur en humidité des produits de combustion et à 13% de CO<sub>2</sub>, nous avons :

H%	5	10	15	20	30
$h_g$	99.785	108.973	117.463	125.604	132.582

Le calcul de combustion que nous avons fait au chapitre II.1 donnait 4.9% d'humidité donc sensiblement égale à 5% ; nous allons considérer alors  $h_g = 99.785 \text{ W/m}^2\text{K}$

Et  $k$  est de l'ordre de  $98.855 \text{ W/m}^\circ\text{K}$  ;  $L = 5.9 \text{ m}$

Ce qui donne finalement la puissance calorifique transmise par convection à l'eau circulant à travers les tubes du faisceau qui fait écran aux fumées

$$Q_1 = 1.60 \text{ MW}$$

$$\text{Soit } T_1 = 1564.25^\circ\text{C}$$

### Quantité de chaleur transmise aux tubes bouilleurs (encens) entre la chambre de combustion et les surchauffeurs : $Q_2$

L'équation (2.24) reste valable mais certains indices changent :

$$Q_{/tube} = \frac{(T_1 - T_{eau})A'}{\frac{1}{h_g} + \frac{e}{k} + \frac{Di}{2\lambda_1}}$$

Avec un nombre 34 de tubes

#### Calcul du coefficient d'échange $h_g$

Les tubes bouilleurs forment deux nappes ; l'une en quinconce et l'autre en ligne. Nous allons ainsi utiliser les méthodes de calculs sur les échangeurs thermiques pour la détermination de ce paramètre.

Tubes en quinconce :  $N = 16$  tubes

$$D = 76 \text{ mm}$$

$$L = 7.8 \text{ m}$$

$N_t = 02$  : nombre de tubes transversaux

$N_l = 08$  : nombre de tubes longitudinaux

$e_t = e_l = 308 \text{ mm}$  sont les pas transversaux et longitudinaux

$$e_D = \sqrt{e_t^2 + e_l^2} = 435.578 \text{ mm} : \text{ pas diagonal}$$

$$X_1 = \frac{e_t}{D} = 4.05$$

$$X_t = \frac{e_t}{2D} = 2.025$$

$$X_D = \frac{e_D}{D} = 5.73$$

On définit le nombre de Reynolds par l'équation :

$$\text{Re} = \frac{q_m D}{\mu S^0}$$

avec  $S^0 = \left( \frac{e_t}{2} + D \right) (8e_t + D)$  pour les tubes en quinconce

$q_m$  est le débit massique qui traverse les tubes soit  $q_m = \frac{110550}{3600} \times \frac{16}{645} = 0.762$

$$\mu = 38.531 \cdot 10^{-6} \text{Ns/m}^2$$

Ce qui donne

$$\text{Re} = 8.4861 \cdot 10^3$$

$$\text{Pr} = 0.89$$

Définissons le nombre adimensionnel  $\psi$  tel que :

$$\psi = \frac{X_t - 1}{2(X_D - 1)} = 0.1084$$

$\psi < 1$  alors le nombre de Stanton s'écrit :

$$\text{St} = 0.023 \left[ 1 + \left( \frac{29X_t}{X_t - 1} - 1 \right)^{0.66} \right] \text{Re}^{-0.34} \text{Pr}^{-0.7}$$

Nous trouvons numériquement

$$\text{St} = 0.0176$$



Par ailleurs,  $St = \frac{h_g S^0}{q_m C_p}$  d'où l'on tire  $h_g$  soit

$$h_g = 65.75 \text{ W/m}^2 \text{ K}$$

En corrigeant avec le facteur de brassage  $c=0.98$  pour  $N_t=2$ , nous aurons :

$$h_g = 64.43 \text{ W/m}^2 \text{ K}$$

Tubes en ligne :  $N=18$  tubes

$$D = 76 \text{ mm}$$

$$L = 7.8 \text{ m}$$

$N_t = 02$  : nombre de tubes transversaux

$N_l = 09$  : nombre de tubes longitudinaux

$e_t = e_l = 154 \text{ mm}$  sont les pas transversaux et longitudinaux

$$e_D = \sqrt{e_t^2 + e_l^2} = 435.578 \text{ mm} : \text{ pas diagonal}$$

$$X_t = \frac{e_t}{D} = 2.02$$

$$X_l = \frac{e_l}{2D} = 2.02$$

$$X_D = \frac{e_D}{D} = 2.86$$

On définit le nombre de Reynolds par l'équation :

$$Re = \frac{q_m D}{\mu S^0}$$

avec  $S^0 = (e_t + D)(e_l + D)$  pour les tubes en quinconce

$$q_m \text{ est le débit massique qui traverse les tubes soit } q_m = \frac{110550}{3600} \times \frac{18}{645} = 0.857$$

$$\mu = 38.531 \cdot 10^{-6} \text{ Ns/m}^2$$

Ce qui donne

$$Re = 5027.89$$

$$Pr = 0.89$$

alors le nombre de Stanton s'écrit :

$$St = 0.23 \left[ 1 + 6.2 \left( \frac{X_i + 0.9}{X_i - 0.98} \right)^{0.6} X_i^{-0.2} \right] Re^{-0.32} Pr^{-0.7}$$

Nous trouvons numériquement

$$St = 0.1507$$

Par ailleurs,  $St = \frac{h_g S^0}{q_m C_p}$  d'où l'on tire  $h_g$  soit

$$h_g = 483.25 \text{ W/m}^2 \text{ K}$$

En corrigeant avec le facteur de brassage  $c = 0.98$  pour  $N_i = 2$ , nous aurons :

$$h_g = 473.58 \text{ W/m}^2 \text{ K}$$

Nous pouvons alors calculer les puissances calorifiques transmises à travers ces deux nappes de tubes soit

$$Q_{21} = \frac{(1564.25 - 244) \pi \times 0.076 \times 7.8 \times 16}{\frac{1}{64.43} + \frac{0.0045}{98.855} + \frac{0.076}{2 \times 0.588}} = 0.49 \text{ MW}$$

$$Q_{22} = \frac{(1564.25 - 244) \pi \times 0.076 \times 7.8 \times 18}{\frac{1}{473.58} + \frac{0.0045}{98.855} + \frac{0.076}{2 \times 0.588}} = 0.5518 \text{ MW}$$

Soit

$$Q_2 = 1.0525 \text{ MW}$$

### Température des fumées après les tubes bouilleurs : $T_2$

Nous pouvons exprimer  $Q_2$  à l'aide de l'équation (2.39) où les indices seront changés :

$$Q_2 = m_f C_{p_f} (T_1 - T_2)$$

Nous avons établi que pour une combustion complète, il faut brûler un kg de fuel avec 17.40 kg d'air ; donc nous pouvons dire que :

$$m_f = \frac{3025.45 \cdot 17.40}{3600} = 14.61 \text{ kg/s}$$

$$C_{p_f} = 4.18 \times (0.24 + 610^{-5} T)$$

Cp est en kJ/kg°K et T en °C

A  $T_1=1564.25^\circ\text{C}$ , nous avons

$$C_{p_f} = 1.395 \text{ kJ/kg}^\circ\text{K}$$

D'où l'on a :

$$T_2 = 1513.28^\circ\text{C}$$

### Chaleur transmise aux surchauffeurs primaire et secondaire : $Q_3$

L'eau à l'état vapeur dans l'épingle Basse Température ( BT) du surchauffeur primaire est à environ  $T_{sp}=285^\circ\text{C}$  (vapeur saturée sèche) ; elle est portée à environ  $T_{ss}=510^\circ\text{C}$  en charge nominale dans l'épingle Haute Température (HP) du surchauffeur secondaire. Ce qui fait une puissance calorifique admise de :

$$Q_3 = m_{eau} C_{p_{eau}} (T_{ss} - T_{sp}) \quad (2.51)$$

$C_{p_{eau}}=2.1319 \text{ kJ/kg}^\circ\text{K}$  ;  $m_{eau}=30.80 \text{ kg/s}$

Ce qui nous amène à une puissance calorifique de

$$Q_3 = 14.117 MW$$

### Température des fumées après les surchauffeurs : T<sub>3</sub>

Q<sub>3</sub> représente aussi la puissance perdue par les fumées lors de cet échange ; soit :

$$Q_3 = m_f C_{p_f} (T_2 - T_3)$$

$$C_{p_f} = 4.18 (0.24 + 610^{-5} \cdot 1513.28) \text{ kJ/kg}^\circ\text{K}$$

$$Q_3 = 14.117 MW = 20.41 (1513.28 - T_3)$$

Ce qui donne :

$$T_3 = 821^\circ\text{C}$$

### Chaleur transmise aux tubes du cloison I : Q<sub>4</sub>

Les deux équations qui peuvent régir cette puissance calorifique sont :

- relatives aux fumées :

$$Q_4 = m_f C_{p_f} (T_3 - T_4)$$

A T<sub>3</sub>=821°C, nous avons :

$$Q_4 = 17.69 (821 - T_4)$$

- relative à la chaleur transmise à l'eau par convection

$$Q_4 = \frac{(T_3 - T_{eau}) A'_4 N_4}{\frac{1}{h_g} + \frac{e}{k} + \frac{D}{2\lambda_l}}$$

$A'_4 = \pi D L_4$  où  $L_4 = 5762 \text{ mm}$  ;  $N_4 = 60$

Ce qui nous donne numériquement

$$Q_4 = 0.9566 \text{ MW}$$

D'où l'on tire la température  $T_4$  recherchée en égalant cette valeur numérique à l'expression de  $Q_4$  ci-dessus soit :

$$T_4 = 766^\circ\text{C}$$

#### Chaleur transmise à travers les tubes de descente du 2<sup>ème</sup> parcours : $Q_5$

$$Q_5 = \frac{(T_4 - T_{eau}) A N_5}{\frac{1}{h_g} + \frac{e}{k} + \frac{D}{2\lambda_L}}$$

Ces tubes sont disposés en ligne aux pas transversal et longitudinal de 130.6mm.

$$D = 76.7 \text{ mm}$$

$$N = 225 \text{ tubes}$$

$$N_t = 15$$

$$N_l = 15$$

La même méthode de calcul de  $h_g$  pour les tubes bouilleurs s'applique pour ces tubes. Nous trouvons :

$$h_g = 6718.51 \text{ W/m}^2\text{K} \text{ et}$$

$$Q_5 = 2.25 \text{ MW}$$

Nous pouvons aussi l'exprimer par rapport à la chaleur cédée par les fumées soit :

$$Q_5 = 17.69(766 - T_5)$$

Ce qui permet de déterminer la température des fumées après les tubes de descente :

$$T_5 = 636^\circ\text{C}$$

### Chaleur transmise à travers les tubes du cloison II : $Q_6$

Etant donné que les deux cloisons ont le même mode de transfert thermique, nous pouvons estimer que :

$$Q_6 = Q_5 = 0.9566\text{MW}$$

### Température des fumées après le cloison II : $T_6$

$$Q_6 = m_f C_{p_f} (T_5 - T_6)$$

En l'égalant à la valeur de  $Q_6$  ci-dessus, nous aurons :

$$T_6 = 580.53^\circ\text{C}$$

### Chaleur transmise à travers les tubes de descente du 3<sup>ème</sup> parcours : $Q_7$

$$Q_7 = \frac{(T_4 - T_{eau})A}{\frac{1}{h_g} + \frac{e}{k} + \frac{D}{2\lambda_L}} N_7$$

Ces tubes sont disposés en ligne aux pas transversal et longitudinal de 130.6mm.

$$D = 76.7\text{mm}$$

$$N_7 = 220 \text{ tubes}$$

$$N_t = 15$$

$$N_l = 14$$

La même méthode de calcul de  $h_g$  s'applique et on trouve la même valeur

$$h_g = 6718.51 \text{ W/m}^2 \text{ K}$$

$$Q_7 = 2.50 \text{ MW}$$

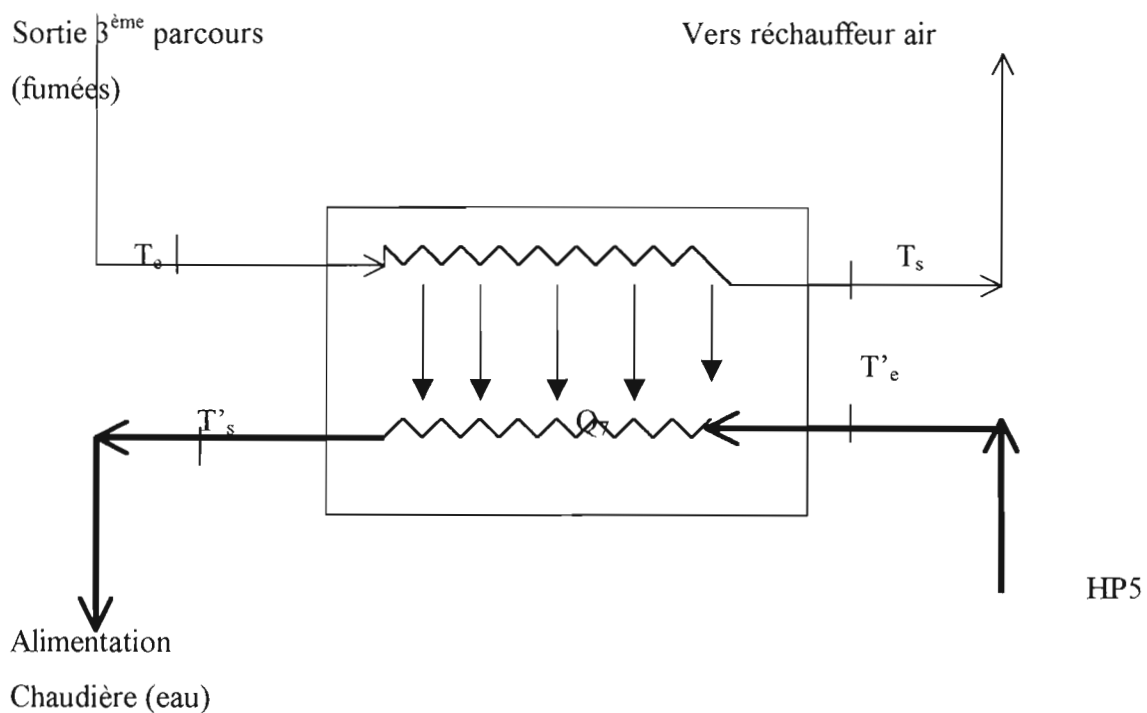
Nous pouvons aussi l'exprimer par rapport à la chaleur cédée par les fumées soit :

$$Q_7 = 16.78(580.23 - T_s)$$

Ce qui nous aide à tirer la température des fumées après les tubes de descente :

$$T_7 = 431.5^\circ \text{C}$$

### Etude de l'échange thermique à travers l'économiseur :



Caractéristiques de l'économiseur :

- Surface de chauffe :  $A_e=1650 \text{ m}^2$
- Pression de timbre  $P_e=90 \text{ bars}$
- Ailettes  $L=4.123 \text{ m}$
- Fumées descendantes
- Eau ascendante

Données du problème :

- Température des fumées à l'entrée de l'économiseur ;  $T_e=423^\circ\text{C}$
- Température de l'eau à l'entrée de l'économiseur en charge nominale ;  $T'_e=195^\circ\text{C}$
- Température de l'eau à la sortie de l'économiseur en charge nominale ;  $T'_s=244^\circ\text{C}$

Il reste alors à déterminer la température des fumées à la sortie de l'économiseur dans ces conditions.

**Quantité de chaleur transmise à l'eau à travers l'économiseur :  $Q_7$** Première méthode :

$$Q_7 = m_{eau} C_{p_{eau}} (T'_s - T'_e)$$

$$m_{eau}=30.80 \text{ kg/s} ; C_{p_{eau}}(250^\circ\text{C})=1.9706 \text{ kJ/kg}^\circ\text{K}$$

D'où

$$Q_7=3.33 \text{ MW}$$

La même équation s'applique pour les fumées aussi et nous avons :

$$T_7 = T_6 - \frac{Q_7}{m_f C_{p_f}}$$



Tout est connu et nous trouvons  $T_7=122^\circ\text{C}$

Deuxième méthode :

L'évolution de la température du fluide chaud en fonction de la surface d'échange  $S$  est donnée par l'opération suivante : [II.7]

$$\frac{T - T_e}{T_e - T'_e} = \frac{m_{eau}}{m_{eau} - m_{fumées}} \left[ \exp \left\{ - \left( \frac{1}{m_{fumées}} - \frac{1}{m_{eau}} \right) kS \right\} - 1 \right]$$

$k$  est le coefficient local d'échange auprès de la paroi

A  $S=1650 \text{ m}^2$ ,  $T=T_7$ ; tout est connu, on tire  $T_7$

Nous venons de déterminer la chaleur transmise par les fumées le long de leur parcours ainsi que leur profil de températures depuis leurs naissances jusqu'à la sortie de l'économiseur.

Ces calculs théoriques doivent être validés ou non par des résultats pratiques de fonctionnement de la chaudière.

En partant de valeurs réelles de fonctionnement en charge nominale avec tous les paramètres qui en découlent, nous allons essayer de faire des calculs réels des paramètres de fonctionnement de la chaudière.

# CHAPITRE III

### Paramètres de fonctionnement de la nouvelle installation

Dans le chapitre II, nous avons calculé les paramètres de combustion et de transmission de chaleur à partir d'hypothèses de charge nominale de 27.5 MW avec un débit d'eau de 110550 kg/h. A partir de ces données, nous avons déterminé la température de combustion et les quantités de chaleur transmises tout au long du parcours des fumées sous un aspect d'un design d'une chaudière. Nous avons établi des formules obtenues parla combustion complète d'un kg combustible ; et en se fixant une température théorique de combustion, nous avons déterminé la masse de fuel à brûler pour satisfaire la demande.

Nous allons essayer dans ce chapitre de faire une étude réelle de la chaudière en partant des données en charge nominale prises en fonctionnement de la chaudière :

- charge 27.5 MW,
- température de surchauffe 494°C,
- débit massique 116 tonnes/h,
- pression de marche 70 bars

en calculant le débit nécessaire de fuel qu'il faudrait brûler pour satisfaire cette charge, la température réelle de combustion et les chaleurs transmises par les fumées tout au long de leurs parcours.

#### III.1 Calcul du débit massique réel de combustible à brûler :

Nous avons établi au chapitre II que :

$$Q_T = M \times P_{ci} \quad (3.1)$$

Il revient alors de déterminer  $Q_T$  qui représente la puissance calorifique totale transmise à l'eau de son entrée à sa sortie du GV ajoutée des pertes totales dans tout le système.

##### III.1.1 Bilan énergétique du GV

Nous allons faire ce bilan en considérant la conservation de l'énergie calorifique cédée par le GV à l'eau, l'air et à l'atmosphère soit :

$$Q_c = m_e (h_v - h_e) + \text{pertes} \quad (3.2)$$

$h_v$  : enthalpie de la vapeur à la sortie de la chaudière,

$h_e$  : enthalpie de l'eau çà l'entrée de l'économiseur,

$m_e$  : débit massique de l'eau à travers la chaudière

les pertes seront constituées de :

$Q_{p1}$  : puissance calorifique cédée à l'air,

$Q_{p2}$  : puissance calorifique contenue dans les fumées à la cheminée,

$Q_{p3}$  : pertes dans la tuyauterie négligées par rapport à  $Q_c$

Température de surchauffe = 494 °C,

Pression de marche = 70 bars, donne  $h_v = 3395.42$  kJ/kg

Température de l'eau à l'entrée de l'économiseur = 183 °C,  $h_e = 776.51$  kJ/kg,

$m_e = 116$  tonnes/h.

Nous avons aussi la température des fumées à la sortie de la cheminée égale à 171°C et elle est de 418° à l'entrée de l'économiseur. On suppose une température de l'ambiance atmosphérique de 25°C.

$C_p$  ( fumées à ces températures) = 1.1080 kJ/kg.K

Le débit massique des fumées relié à celui du combustible et de celui de l'air = 17.40 M.

Ce qui nous les expressions des pertes :

$$Q_{p1} + Q_{p2} = m_f C_{p_f} (418 - 171) + m_f C_{p_f} (171 - 25) \quad (3.3)$$

Ce qui donne finalement :

$$Q_{p1} + Q_{p2} = 7.57696M \quad (3.4)$$

Le bilan se résume alors en l'équation suivante :

$$Q_c = m_e (h_v - h_e) + 7.57696M \quad (3.5)$$

### III.1.2 Détermination du débit massique de fuel :

En associant les équations (3.1), (3.4) et (3.5) nous aurons :

$$41.400M = 84380 + 7.57696M \quad (3.6)$$

D'où un débit massique de : **M = 8981.85 kg/h**

Cette valeur de M nous permet de refaire les calculs de combustion et de transmission de chaleur en charge nominale.

### III.2 Calcul de la température de combustion pour M = 8981.85 kg/h :

Nous avons établi au chapitre II une relation liant la température réelle de combustion et une unité de débit massique de fuel brûlé, nous obtenons alors pour M kg/h :

$$41400(1 - 0.03)M - 842144 = 17.40M \left( 0.24T_r + 310^{-5}T_r^2 \right) \times 4.18 \quad (3.7)$$

La solution de cette équation pour M = 8981.85 kg/h est de :

$$T_r = 1861.87^\circ\text{C}$$

Nous notons la différence entre la température théorique de combustion que nous avons utilisé pour les calculs de transmission de chaleur au chapitre II et celle que nous venons de calculer qui représente la température réelle de combustion en charge nominale. Nous

allons reprendre les calculs de transmission en utilisant les mêmes formules qu'au chapitre II mais avec changement de la température dans la chambre de combustion.

### III.3 Chaleur transmise aux différents tubes de la chaudière :

Toutes les expressions relatives aux transmissions de chaleur utilisées au chapitre II restent valables ; seules les données relatives aux températures vont changer. Nous avons obtenu les résultats suivant après calculs :

- $Q_r = 20.12 MW$  chaleur rayonnée sur chacune des parois latérales
- $Q_1 = 1.83 MW$  chaleur transmise à travers la paroi membrane
- $Q_2 = 1.38 MW$  chaleur transmise à travers les tubes bouilleurs
- $Q_3 = 14.30 MW$  chaleur transmise aux surchauffeurs
- $Q_4 = 1.627 MW$  chaleur transmise à travers le cloison I
- $Q_5 = 7.04 MW$  chaleur transmise à travers les tubes de descente du 2<sup>ème</sup> parcours
- $Q_6 = 1.627 MW$  chaleur transmise à travers le cloison II
- $Q_7 = 6.1722 MW$  chaleur transmise à travers les tubes de descente du 3<sup>ème</sup> parcours.

### III.4 Rendement énergétique de la chaudière :

La puissance calorifique que « l'on donne » à la chaudière est le produit du pouvoir calorifique et du débit massique de fuel :

- Rendement sur Pci

$$Q_T = M \times P_{ci}$$

La puissance cédée par la chaudière à l'eau pour le calcul du rendement énergétique s'exprime par la relation :

$$Q_{cédée} = m_e(h_v - h_e) \quad (3.8)$$

Le rendement énergétique de la chaudière s'obtient en faisant le rapport entre la puissance cédée et la puissance reçue soit :

$$\eta = \frac{m_v(h_v - h_e)}{M \times P_{ci}} \quad (3.9)$$

Ce qui nous donne numériquement :  $\eta = 81.7\%$

#### - Rendement sur Pcs

Le pouvoir calorifique supérieur du fuel est de 43.84 MJ/kg ; ce qui nous donne un rendement de :

$$\eta = 77\%$$

Le rendement sur Pci est supérieur au rendement sur Pcs ; une justification valable pour l'utilisation du pouvoir calorifique inférieur.

Connaissant les quantités de chaleur transmises à travers toutes les parois qui composent l'environnement de la chambre de combustion, nous pouvons alors aborder les calculs sur les isolations thermiques ; de voir si la Société BABCOCK a respecté les exigences de la SENELEC en ce qui concerne l'isolation.

# CHAPITRE IV

## Isolation thermique de la chambre de Combustion

### IV.1 Définition du problème

Un isolant thermique est un matériau dont la première fonction est de permettre le maintien en température d'un milieu solide ou fluide en limitant les pertes ou apports de chaleur entre ce milieu et le milieu extérieur.

Il est sujet ici de déterminer les épaisseurs d'isolant qui permettent de réaliser ces conditions.

Le choix d'un matériau n'est pas fondé seulement sur des critères énergétiques. En effet de nombreuses autres caractéristiques sont à prendre en compte en fonction des conditions d'utilisation des isolants thermiques. Nous notons essentiellement les caractéristiques physiques (masse volumique), les caractéristiques mécaniques (résistance à la compression), les caractéristiques chimiques (corrosion, résistance au feu).

Par ailleurs, nous avons les caractéristiques thermophysiques qui permettent de prévoir le comportement des matériaux au plan des échanges thermiques. Elles sont d'ordre internes, externes et globales. L'étude de cette isolation thermique de la chambre de combustion tient son importance en ce sens.

### IV.2 Objectifs

BABCOCK et WILOX ont proposé un type d'isolant ( de la laine de verre) avec certaines épaisseurs aux différents endroits de la chambre de combustion. Il nous a été proposé alors de faire une vérification de ces épaisseurs d'abord et de passer ensuite à une étude comparative par rapport à d'autres isolants.

### IV.3 Vérification de l'épaisseur d'isolant :

Nous allons présenter tout d'abord la configuration de l'isolation thermique autour de la chambre de combustion ( figure III.1). Nous avons les épaisseurs d'isolant posées aux différents endroits de la chambre.

$$e_g = e_a = e_d = 2 \times 120 \text{ mm}$$



Les indices a, g, et d désignent respectivement les parois arrière, gauche et droite de la chambre de combustion.

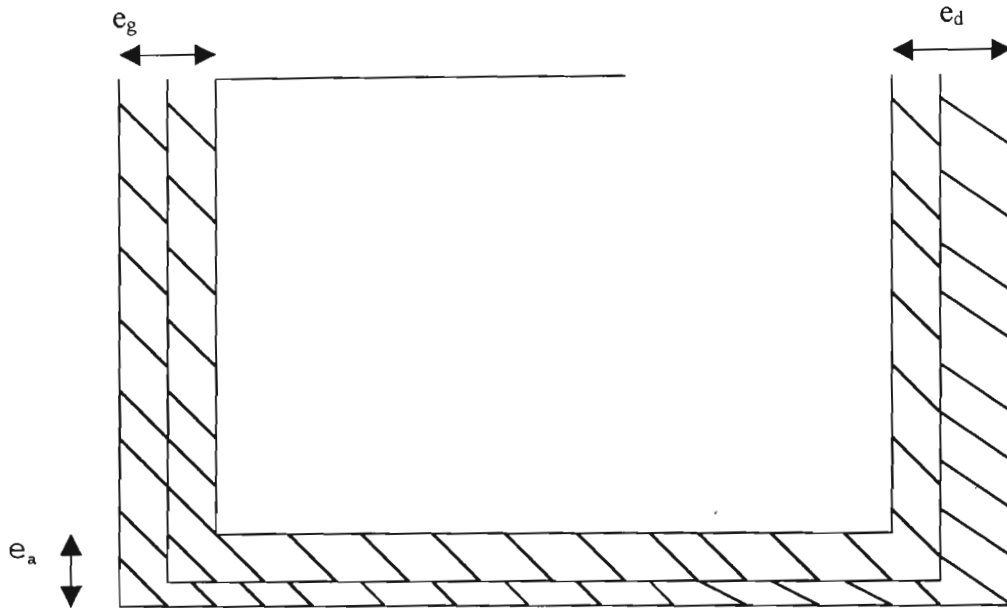


Figure IV.1 Isolation thermique de la chambre de combustion

La quantité de chaleur  $Q_r$  rayonnée par les flammes et qui se dissipe à travers les parois latérales gauche et droite peut être exprimée en fonction de la température interne de la chambre de combustion, de la température ambiante à un mètre de la face externe de la paroi et d'autres paramètres, en faisant l'hypothèse de tubes minces :

$$Q_r = \frac{(T_f - T_{amb})A}{\frac{1}{h_a} + \frac{e_{is}}{k_{is}} + \frac{2e_p}{k_{ep}} + \frac{1}{h_{eb}} + \frac{1}{h_r}}$$

De cette équation, nous pouvons tirer l'épaisseur d'isolant correspondant :

$$e_{is} = \left[ \frac{(T_g - T_{amb})A}{Q_r} - \left\{ \frac{1}{h_a} + \frac{2e_p}{k_p} + \frac{1}{h_{eb}} + \frac{1}{h_r} \right\} \right] k_{is}$$

$T_g$  : température des gaz = 1861.87 °C,

$T_{amb}$  : température ambiante = 30°C,

$Q_r$  : puissance calorifique transmise à travers les parois = 20.12 MW pour les parois latérales.

$h_a$  : coefficient de convection de l'air = 10 W/m<sup>2</sup>K,

$e_p$  : épaisseur de la paroi du tube ; le facteur 2 atteste des deux faces supposées planes des tubes traversées par le flux thermique,

$h_r$  : coefficient de convection des flammes = 136.7 W/m<sup>2</sup>K

$k_p$  : conductibilité du tube = 98.855 W/m<sup>2</sup>K

Cette équation est valable pour toutes les parois de la chambre de combustion.

L'isolant utilisé par BABCOCK est de la laine de verre qui est posée sur toute la surface externe de la chambre de combustion.

A travers la figure IV.2 nous pouvons déterminer les caractéristiques de conductibilité de la laine de verre en fonction de la température.[II.1]

A  $T= 285.88$  °C, nous avons  $k_{is}=0.084$  W/m. K

L'aire totale d'isolation pour toute la surface de chaque paroi est de 5850 x 7858

Ce qui nous donne numériquement une valeur de  $e_{is}$  de :

$$e_{is} = 351.48 \text{ mm}$$

Nous remarquons ainsi que l'épaisseur d'isolant proposée par BABCOCK ( 240 mm), ne correspondent pas à celle déterminée en fonctionnement de la chaudière en charge nominale. Cette écart est donc sensiblement de 110 mm.

Une limite de déperdition thermique a été fixée pour satisfaire les conditions environnementales et de protection des individus qui opèrent sur la chaudière.

$$\phi_{max} = 150 \text{ W/m}^2$$

De plus la température des parois externes de la chambre de combustion après isolation ne doit pas dépasser 55°C. Ce qui revient à dire qu'à 1m de cette paroi, nous devons avoir  $T_{amb}=30^\circ\text{C}$  au plus.

Des mesures de températures ont été faites sur les différentes parois de la chambre de combustion pour vérifier si BABCOCK a respecté ces exigences aux deux étages de la chaudière pour chaque paroi.

**IV.3.1 Sur la paroi latérale droite**

Nous avons mesuré la température de la surface externe de la chambre à ce niveau :

**Premier étage :**

$T_p$  : température de la paroi = 58 °C

$T_{amb}$  : température de l'ambiance à 1m = 37°

$h_{air} = 10 \text{ W/m}^2\text{K}$

Ce qui correspond à une déperdition thermique de :

$$\phi = \frac{(58-30)}{\frac{1}{10}} = 280 \text{ W/m}^2$$

Nous remarquons alors que la déperdition thermique à ce niveau n'est pas rigoureusement respectée. Ceci peut être du soit à une épaisseur insuffisante soit à une mauvaise opération de pose de l'isolant.

**Deuxième étage :**

A ce niveau, nous avons mesuré :

$T_p = 64^\circ\text{C}$

$T_{amb} = 40^\circ\text{C}$

La même méthode de calcul nous amène à :

$$\phi = 340 \text{ W/m}^2$$

Il faut noter qu'à cette hauteur, la tuyauterie de transport de la vapeur surchauffée vers la turbine passe auprès de cette paroi. Il y'a donc une éventuelle possibilité qu'une mauvaise isolation de cette tuyauterie puisse causer cette anomalie. Nous proposons alors qu'une petite étude soit faite à ce niveau pour évaluer la contribution de ce tuyau sur les pertes sur la paroi latérale droite.

#### **IV.3.2 Sur la paroi latérale gauche :**

Au niveau du premier et du deuxième étage de cette paroi, les conditions fixées sont respectées à quelques degrés près. Les valeurs mesurées sont :

$$T_p = 50^\circ\text{C} < 55^\circ\text{C}$$

$$T_{\text{amb}} = 39^\circ\text{C}$$

L'environnement peut beaucoup influencer les mesures parce que la paroi latérale gauche mène vers un espace très aéré, donc la température de l'ambiance peut être effectivement perturbée.

#### **IV.3.3. Sur la paroi arrière brûleurs :**

Deux niveaux de mesure ont été adoptés ici aussi pour lever tout équivoque et les éventuelles erreurs. Nous avons :

##### **Premier étage :**

$$T_p = 65^\circ\text{C}$$

$$T_{\text{amb}} = 36^\circ\text{C}$$

Ce qui correspond à :

$$\phi = 350\text{W}/\text{m}^2$$

**Deuxième étage :**

$$T_p = 66^\circ\text{C}$$

$$T_{\text{amb}} = 42^\circ\text{C}$$

On trouve :

$$\phi = 360 \text{ W/m}^2$$

Nous venons ainsi de justifier l'insuffisance des épaisseurs posées sur les trois parois latérales de la chambre de combustion par le calcul des déperditions thermiques qui sont supérieures aux consignes. Il faudrait ainsi penser à augmenter l'épaisseur posée et de vérifier le mode de pose de cette isolation pour palier à la déperdition thermique.

Partant du profil de températures des fumées, des contraintes thermiques appliquées sur les tubes, nous allons aborder dans le chapitre prochain la tenue thermomécanique des tubes des surchauffeurs.

# CHAPITRE V

## RESISTANCE THERMO-MECANIQUE DES MATERIAUX

L'objectif principal de ce chapitre est de déterminer la tenue mécanique des surchauffeurs sur lesquels il est noté une dégradation d'épaisseurs. Nous nous proposons alors de faire un état des lieux d'abord, de passer ensuite à l'étude des causes des pertes d'épaisseurs, et enfin de voir la durée résiduelle relative aux épaisseurs des surchauffeurs.

### V.1 Etat des lieux :

#### Surchauffeur primaire

Point de mesure	Dimensions et épaisseurs sur le dessin	Dimensions et épaisseurs mesurées	$\Delta e$ usure	Point de mesure	Dimensions et épaisseurs sur le dessin	Dimensions et épaisseurs mesurées	$\Delta e$ usure
1	51x5.6	51x4.2	1.4	19	51x 5.6	51x4.2	1.4
2	51x5.6	51x4.2	1.4	20	51x5.6	51x4.1	1.5
3	51x5.6	51x4.2	1.4	21	51x5.6	51x4.1	1.5
4	51x5.6	51x4.1	1.5	22	51x5.6	51x4.0	1.6
5	51x5.6	51x4.0	1.6	23	51x5.6	51x4.1	1.5
6	51x5.6	51x4.1	1.5	24	51x5.6	51x4.2	1.4
7	51x7.1	51x5.3	1.8	25	51x7.1	51x5.5	1.6
8	51x7.1	51x5.4	1.7	26	51x7.1	51x5.2	1.9
9	51x 3.2	51x2.0	1.2	27	51x 3.2	51x2.1	1.1
10	51x3.2	51x2.0	1.2	28	51x3.2	51x2.2	1.0
11	51x3.2	51x2.1	1.1	29	51x3.2	51x2.0	1.2
12	51x3.2	51x2.1	1.1	30	51x3.2	51x2.1	1.1
13	51x3.2	51x2.0	1.2	31	51x3.2	51x2.0	1.2
14	51x3.2	51x2.1	1.1	32	51x3.2	51x2.1	1.1
15	51x3.2	51x2.2	1.0	33	51x3.2	51x2.2	1.0
16	51x3.2	51x2.1	1.1	34	51x3.2	51x2.2	1.0
17	51x3.2	51x2.3	0.9	35	51x3.2	51x2.1	1.1
18	51x3.2	51x2.1	1.1	36	51x3.2	51x2.0	1.2

Tableau V.1 : Epaisseurs initiales et finales des tubes du surchauffeur primaire

Surchauffeur secondaire :

Point de mesure	Dimensions et épaisseurs sur le dessin	Dimensions et épaisseurs mesurées	$\Delta e$ usure
1	63.5x5.0	63.5x3.9	1.1
2	63.5x5.0	63.5x1.5	3.5
3	63.5x5.6	63.5x4.3	1.3
4	63.5x5.6	63.5x4.4	1.2
5	63.5x6.3	63.5x3.7	2.6
6	63.5x6.3	63.5x1.4	4.9
7	63.5x8.0	63.5x6.4	1.6
8	63.5x8.0	63.5x6.6	1.4

Tableau V.2: Epaisseurs initiales et finales des tubes du surchauffeur secondaire

Nous constatons ainsi une dégradation considérable de l'épaisseur sur tous les tubes les deux surchauffeurs. Il faut noter par ailleurs que la plus petite épaisseur résiduelle est de 1.4 mm sur le sixième point de mesure du surchauffeur secondaire.

**V.2 Causes des pertes d'épaisseurs :**

A travers les tubes des surchauffeurs circule un fluide chaud (eau) dont la température varie de 280 à 510° C environ. Les tubes étant en acier allié au cuivre peuvent être assimilés à du fer (Fe). Nous assistons alors à une dégradation du matériau qui se manifeste sous forme de corrosion en milieu neutre. Le fer se dissout en milieu neutre suivant les réactions :

- Oxydation anodique



- Réduction cathodique

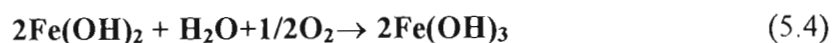




En faisant la somme membre à membre de ces deux équations, nous aurons :



La réaction continue et donne :



Cette dégradation obéit à une loi de cinétique de corrosion qui est exprimée par la loi de FARDAY :

$$m = \frac{A i_{\text{corr}} t}{nF} \quad (5.5)$$

où m : masse dissoute (g) ; (mm)

A : masse atomique du fer ( 56 g/mol)

t : temps en seconde

$i_{\text{corr}}$  : courant de corrosion

n : nombre d'électron mis en jeu lors de la réaction = 2

F : constante de FARADAY

m/t est appelé vitesse de corrosion (mm/an) ou (g/an)

### Détermination de $i_{\text{corr}}$

Ce paramètre est obtenu à l'aide des courbes de TAFEL qui expriment le potentiel d'équilibre E en fonction du logarithme du courant de corrosion log i

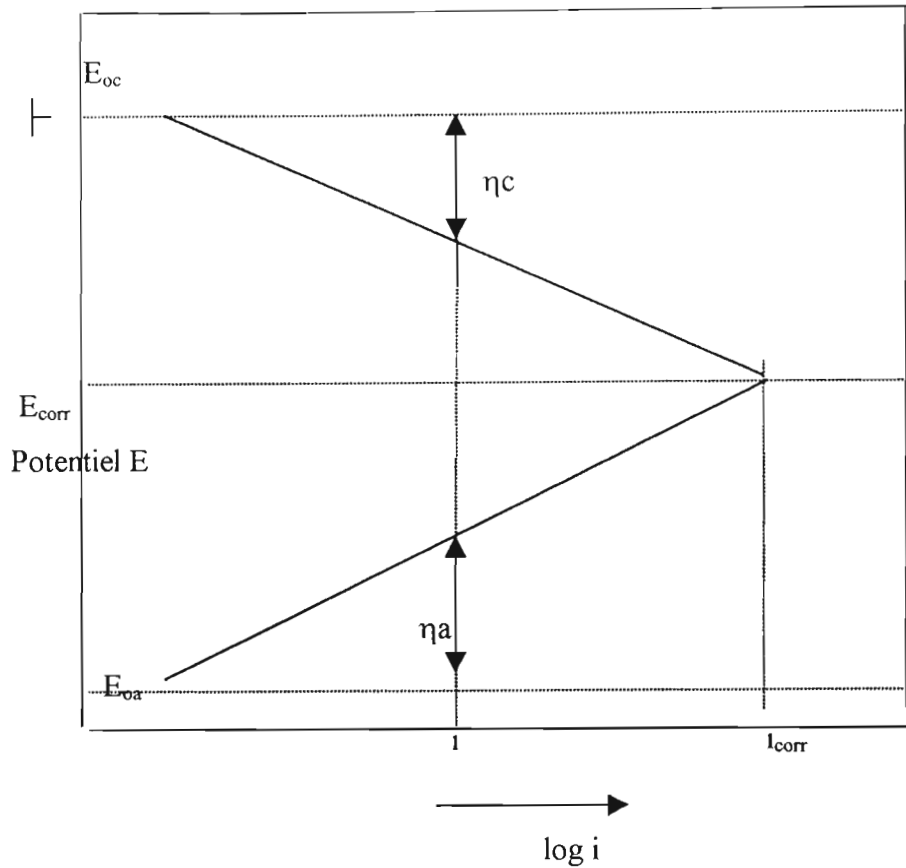


Figure V.1 Courbes de TAFEL

Le potentiel d'équilibre est donné par la relation de NERNST :

$$E = E_0 + \frac{RT}{nF} \text{Ln} a_M^{n+} \tag{5.6}$$

$E_0$  est le potentiel normal

$a_M^{n+}$  est la concentration molaire (activité des ions  $a^{n+}$ )

Le potentiel d'équilibre du fer est de  $-0.44 \text{ V}$  [  $\text{Fe} \rightarrow \text{Fe}^{2+} + 2 e^-$  ]

### V.3 Détermination de la durée de vie résiduelle des surchauffeurs

Nous avons énuméré précédemment la vitesse de corrosion qui dérive de la loi de FARADAY à savoir (IV.7)

$$\frac{m}{t} = \frac{A}{nF} i_{corr} \quad (5.7)$$

en g/an

En application à notre cas où :

$$A=56 \text{ g/mol}$$

$$n=2$$

$$F=96500 \text{ C}$$

Alors nous aurons

$$m/t = 2.9 \cdot 10^{-4} i_{corr}$$

Il reste à déterminer le courant de corrosion  $i_{corr}$

En toute rigueur, pour la détermination du courant de corrosion à une température comprise entre 280 et 510 °C, il est indispensable de retracer les courbes de TAFEL pour le fer à ces températures pour savoir avec exactitude la valeur de  $i_{corr}$  à l'aide d'expériences au laboratoire d'électrochimie.

Par ailleurs nous disposons de l'évolution de l'épaisseur sur les différents tubes des surchauffeurs ; nous pouvons ainsi avec ces données, essayer de déterminer d'une manière approximative la valeur moyenne de  $i_{corr}$  du 15Mo3 à ces températures.

Reprenons la loi de FARADAY

$$m = 2.9 \cdot 10^{-4} t i_{corr}$$

La centrale a été installée en 1966 et réhabilitée en 2000 et le nombre d'heures de marche s'élève à  $t=157643 \text{ h}$  soit  $567514800 \text{ s}$

Nous savons que  $m=\rho V$  avec

$$\rho_{acier} = 7.8 \text{ g/cm}^3$$

$$V = \pi D L e$$

Ce qui donne alors :

$$\rho \pi D L e = 16.4579 \cdot 10^4 i_{\text{corr}}$$

Tout est constant sauf  $e$  qui représente l'épaisseur que l'on cherche :

$$e = \frac{16.4579 \cdot 10^{-2}}{\rho \pi D L} i_{\text{corr}} \quad (5.8)$$

### V.3.1 Surchauffeur primaire :

Les tubes qui composent le surchauffeur primaire ont un diamètre extérieur de 51 mm, une longueur de 5.8 m ; ce qui nous donne alors :

$$e = 0.0227 i_{\text{corr}}$$

Ou encore

$$i_{\text{corr}} = 44.05 e$$

En fonction de la position des tubes des surchauffeurs par rapport aux parcours des fumées, nous avons trois épaisseurs initiales. En tenant compte des épaisseurs résiduelles, nous serons en mesure de calculer les épaisseurs résiduelles :

- $e_i = 5.6$  mm correspond à  $e_{\text{fmoy}} = 4.15$  mm ; donc  $e_r = 1.45$  mm  
ce qui correspond à  $i_{\text{corr}} = 0.064$  A
- $e_i = 7.1$  mm correspond à  $e_{\text{fmoy}} = 5.35$  mm ; donc  $e_r = 1.75$  mm  
ce qui correspond à  $i_{\text{corr}} = 0.077$  A
- $e_i = 3.2$  mm correspond à  $e_{\text{fmoy}} = 2.1$  mm ; donc  $e_r = 1.10$  mm  
ce qui correspond à  $i_{\text{corr}} = 0.048$  A

En considérant ces trois courants de corrosion pour le surchauffeur primaire nous obtenons un courant de corrosion de :

$$i_{\text{cor moy}} = 6.31 \cdot 10^{-2} \text{ A}$$

L'équation (5.7) peut s'écrire sous la forme (5.9):

$$t = \frac{\rho \pi D L e}{2.9 \cdot 10^{-4} i_{corr}} \quad (5.9)$$

Ce qui nous donne numériquement :

$$t = 8.3111 \cdot 10^8 \text{ s} = 26.35 \text{ ans}$$

### V.3.2 Surchauffeur secondaire :

Ces tubes ont un diamètre extérieur de 63.5 mm et une longueur de 5.8 m ; ce qui donne :

$$e = 0.0182 i_{corr}$$

Ou encore

Ce surchauffeur présente quatre rangées de tubes dont les épaisseurs diffèrent et il y correspond à

$$i_{corr} = 55e$$

chacune une épaisseur moyenne finale ; ce qui nous permet de tirer l'épaisseur perdue :

- $e_i = 5 \text{ mm}$  correspond à  $e_{fmoy} = 1.5 \text{ mm}$  ; donc  $e_r = 3.5 \text{ mm}$   
ce qui correspond à  $i_{corr} = 0.19 \text{ A}$
- $e_i = 5.6 \text{ mm}$  correspond à  $e_{fmoy} = 4.35 \text{ mm}$  ; donc  $e_r = 1.25 \text{ mm}$   
ce qui correspond à  $i_{corr} = 0.068 \text{ A}$
- $e_i = 6.3 \text{ mm}$  correspond à  $e_{fmoy} = 1.4 \text{ mm}$  ; donc  $e_r = 4.9 \text{ mm}$   
ce qui correspond à  $i_{corr} = 0.27 \text{ A}$
- $e_i = 8 \text{ mm}$  correspond à  $e_{fmoy} = 6.5 \text{ mm}$  ; donc  $e_r = 1.5 \text{ mm}$   
ce qui correspond à  $i_{corr} = 0.082 \text{ A}$

Nous obtenons ici un courant de corrosion moyen de :

$$i_{corrmoy} = 15.27 \cdot 10^{-2} \text{ A}$$

Ce qui nous donne un temps résiduel de :

$$t = 2.8510^8 s = 9.04ans$$

Il faut noter que les calculs de ces deux durées résiduelles sont faits à partir de la plus petite épaisseur résiduelle pour chaque surchauffeur.

#### V.4 Détermination du Minimum Wall Thickness

Nous allons étudier les états de contraintes dans un des tubes de chacun des surchauffeurs primaire et secondaire.

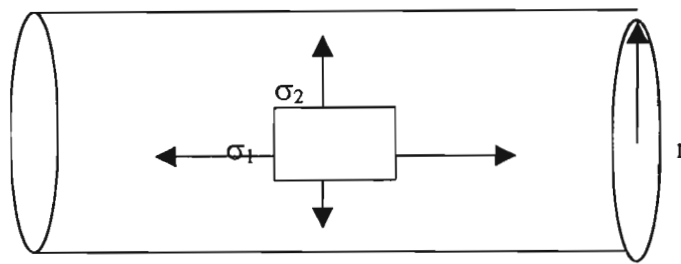


Figure V.2 Distribution des contraintes le long des tubes des surchauffeurs

Le tube de rayon  $r$ , d'épaisseur  $t$  soumis à une pression interne  $P = 70$  bars, présente des contraintes circonférentielles et longitudinales le long de sa surface externe.

L'équation générale régissant ces contraintes est donnée par :

$$\frac{\sigma_1}{r_1} + \frac{\sigma_2}{r_2} = \frac{P}{t} \quad (5.10)$$

$r_1$  et  $r_2$  représente respectivement les rayons longitudinaux et circonférentiels. Or  $r_1$  tend vers l'infini.

Ce qui revient à :

$$\frac{\sigma_2}{r_2} = \frac{P}{t} \quad (5.11)$$

La condition d'équilibre selon la direction longitudinale donne :

$$2\pi r t \sigma_1 = \pi r^2 p$$

D'où l'on tire l'expression de la contrainte longitudinale

$$\sigma_1 = \frac{pr}{2t} \quad (5.12)$$

Pour un acier au carbone, nous avons :

$$E=207 \text{ GPa}$$

$$\nu=0.292$$

$$\alpha=10.8 \cdot 10^{-6} \text{ mm/mm}^\circ\text{C}$$

Re=430 MPa : Limite d'élasticité du matériau

Sut=620 MPa : résistance ultime à la traction

Pour quelles valeurs de t nous aurons :

$$\sigma_1 = \text{Sut} \quad (5.13)$$

$$\sigma_2 = \text{Re} \quad (5.14)$$

Surchauffeur primaire :

Avec  $r=25.5\text{mm}$ , l'utilisation de l'équation (4.14) donne  $t_1=0.41 \text{ mm}$

L'équation (4.13) donne  $t_2=0.14\text{mm}$

Nous retenons  $t_1=0.41\text{mm}$  comme minimum wall thickness pour le surchauffeur primaire parce qu'à cette valeur de l'épaisseur, on atteint la limite d'élasticité du matériau, donc les surchauffeurs vont lâcher.

Surchauffeur secondaire :

Avec  $r=31.75\text{mm}$ , nous obtenons :

$$t_1=0.51 \text{ mm}$$

$$t_2=0.18\text{mm}$$

Le minimum wall thickness est égal à 0.51 mm.

Ces épaisseurs critiques de 0.48 pour le surchauffeur primaire et de 0.51 pour le surchauffeur secondaire doivent être majorées par un facteur de sécurité pour ne pas fonctionner jusqu'à la rupture. Nous proposons un facteur de sécurité de 1.5 ; ce qui fait :

- pour le surchauffeur primaire : 0.72 mm
- pour le surchauffeur secondaire : 0.76 mm

Après ce parcours de l'ensemble de ces chapitres, nous avons fait un certain nombre de remarques relatif aux limites de la nouvelle installation que nous allons présenter dans le chapitre prochain.



# CHAPITRE VI

## Etude critique de l'installation

En prenant un écart par rapport à l'installation avec la nouvelle chaudière et relativement à la configuration de cette dernière, notre intuition a été réveillée par un certain nombre de remarques relatives aux fonctionnements de la chaudière, de son isolation thermique ainsi que du mode de surchauffe.

### VI.1 Fonctionnement de la chaudière

#### VI.1.1 Configuration

Nous avons remarqué que parmi les parois qui composent la chambre de combustion, il existe une qui véhicule de l'eau liquide du ballon supérieur vers le ballon inférieur. Nous aurions proposé que toutes les parois de la chambre de combustion soient vaporisatrices. Ainsi la configuration serait changée de telle sorte que par le même système de gravité, l'eau circule du ballon inférieur vers le ballon supérieur à travers cette paroi membrane. Nous aurions ainsi de la vaporisation à travers ces tubes. Notre proposition se justifie dans la mesure où dans la chambre de combustion, on est à très grande température et que la convection entre les fumées et les parois des tubes qui composent ce faisceau devrait être en mesure de vaporiser cette eau. Cela peut être l'objet d'une autre étude plus approfondie pour voir la faisabilité de cette hypothèse.

#### VI.1.2 Surchauffage

Dans l'optique d'optimiser la surchauffe, c'est à dire avoir une température de surchauffe supérieure à celle avec laquelle la turbine fonctionne actuellement pour une charge de 27.5 MW, et par conséquent augmenter la puissance nominale de la tranche, nous aurions proposé que l'on installe un système de resurchauffe en remplacement de l'un des réchauffeurs d'eau alimentaire BT et HT. Il faudra tenir compte pour cette installation tous les accessoires qui permettront de bien contrôler la resurchauffe.

Le système serait constitué d'un soutirage de vapeur à un certain niveau des étages de la turbine que l'on réinjecte dans la chaudière par l'intermédiaire d'autres tubes qui seront plongés dans les premiers parcours des fumées.

Un inconvénient de ce système pourrait être effectivement l'augmentation du débit massique de fuel à brûler pour assurer cette resurchauffe. Une étude énergétique et économique entre le surplus de

débit et les coûts d'installation et d'exploitation des réchauffeurs s'impose pour pouvoir valider notre proposition.

## **VI.2 Isolation thermique**

Nous avons remarquer que la laine de verre utilisée comme isolant est directement posée sur les surfaces externes des parois qui constituent l'environnement de la chambre de combustion.

Par ailleurs, le choix d'un isolant sera fonction outre sa tenue aux températures, de sa résistance mécanique, de son vieillissement, des actions corrosives ou des réactions chimiques éventuelles avec les matériaux à son contact. Le dernier aspect attire notre attention dans la mesure où à certaines grandes températures, on peut assister à une réaction bien que fine mais existante de la laine de verre avec l'acier. Nous nous proposons alors d'intercaler un autre matériau entre les parois et la laine.

Il sera intéressant de faire une étude poussée sur la tenue de cet isolant face aux sollicitations thermiques.

# CONCLUSION ET RECOMMANDATIONS

Nous voilà à la fin d'un tour d'horizon de l'essence de la chaudière et de son fonctionnement. A partir de calculs de combustion, nous sommes arrivés à déterminer une température théorique de combustion à partir de laquelle nous avons calculé les quantités de chaleur transmises par les fumées tout au long de leurs parcours et le profil de température de ces dernières, dans un contexte de design. Nous avons pu ensuite vérifier l'épaisseur d'isolant posée aux différents endroits de la surface externe de la chambre de combustion. Puis faire l'étude de la tenue des tubes des surchauffeurs primaire et secondaire en se basant sur les épaisseurs résiduelles minimales pour déterminer les durées résiduelles des surchauffeurs et l'épaisseur critique de chaque surchauffeur (Minimum Wall Thickness). Avec une charge nominale de 27.5 MW, nous avons déterminé les nouveaux paramètres de la chaudière en s'appuyant sur la théorie de calcul de combustion. Une étude critique de la nouvelle installation nous a permis de noter certaines limites de notre étude. En effet, nous avouons que nous n'avons pas pu justifier avec toute la rigueur qu'il faut nos propositions en ce sens. Nous n'avons pas pu aller aussi au fond de toutes les sollicitations thermomécaniques des tubes des surchauffeurs lors de l'étude du comportement des surchauffeurs faces à la dégradation des matériaux de ces derniers.

Nous recommandons vivement de faire une étude beaucoup plus poussée sur la tenue des surchauffeurs ; étudier de fond d'en comble le phénomène de corrosion interne, de voir l'influence des dépôts des fumées sur les surfaces externes des tubes des surchauffeurs ainsi que la participation du vanadium dans la dégradation des matériaux.

Nous recommandons aussi de faire une étude de faisabilité de l'installation d'une resurchauffe pour augmenter l'enthalpie à l'entrée de la turbine.

Enfin, nous suggérons une étude sur l'écoulement diphasique dans un cadre pédagogique pour appréhender d'une manière exhaustive le phénomène de transfert thermique en ébullition.

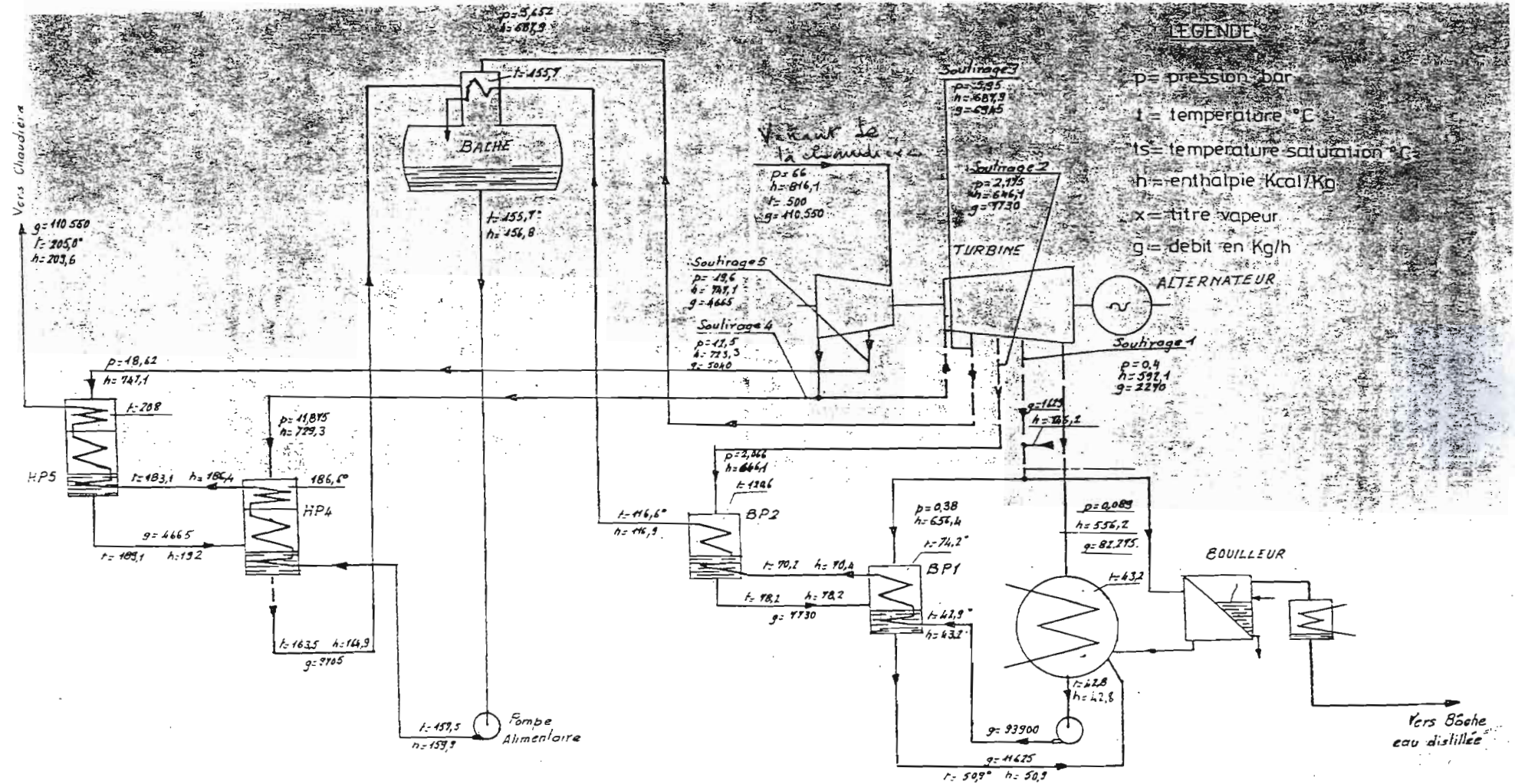
---

## REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- [I.1] BABCOCK et WILCOX  
« Guide de conduite et d'entretien »
- [II.1] Association Amicale des anciens élèves de l'Ecole de Thermique  
« Aide mémoire du thermicien A3.E2.Th » 1982
- [II.2] Dr. I MOURTADA, Abdel ; Pr. MENGUY , Gilbert  
« Transmission de la chaleur » 1998
- [II.3] HEILIGENSTAEDT , Werner  
« Thermiques appliquées aux fours industriels » 1971
- [II.4] Cours de l'ESIE  
« Méthodes de calculs relatives aux essais sur les générateurs de vapeur » 1990
- [II.5] AZILINON , Dorothe Laboratoire de l'Energie Appliquée ESP/DAKAR  
« Introduction à la thermie » 2000/2001
- [II.6] SACADURA, Jean François  
« Initiation aux transferts thermiques » 1993
- [II.7] AZILINON , Dorothe Laboratoire de l'Energie Appliquée ESP/DAKAR  
« Echangeurs Thermiques » 2000/2001

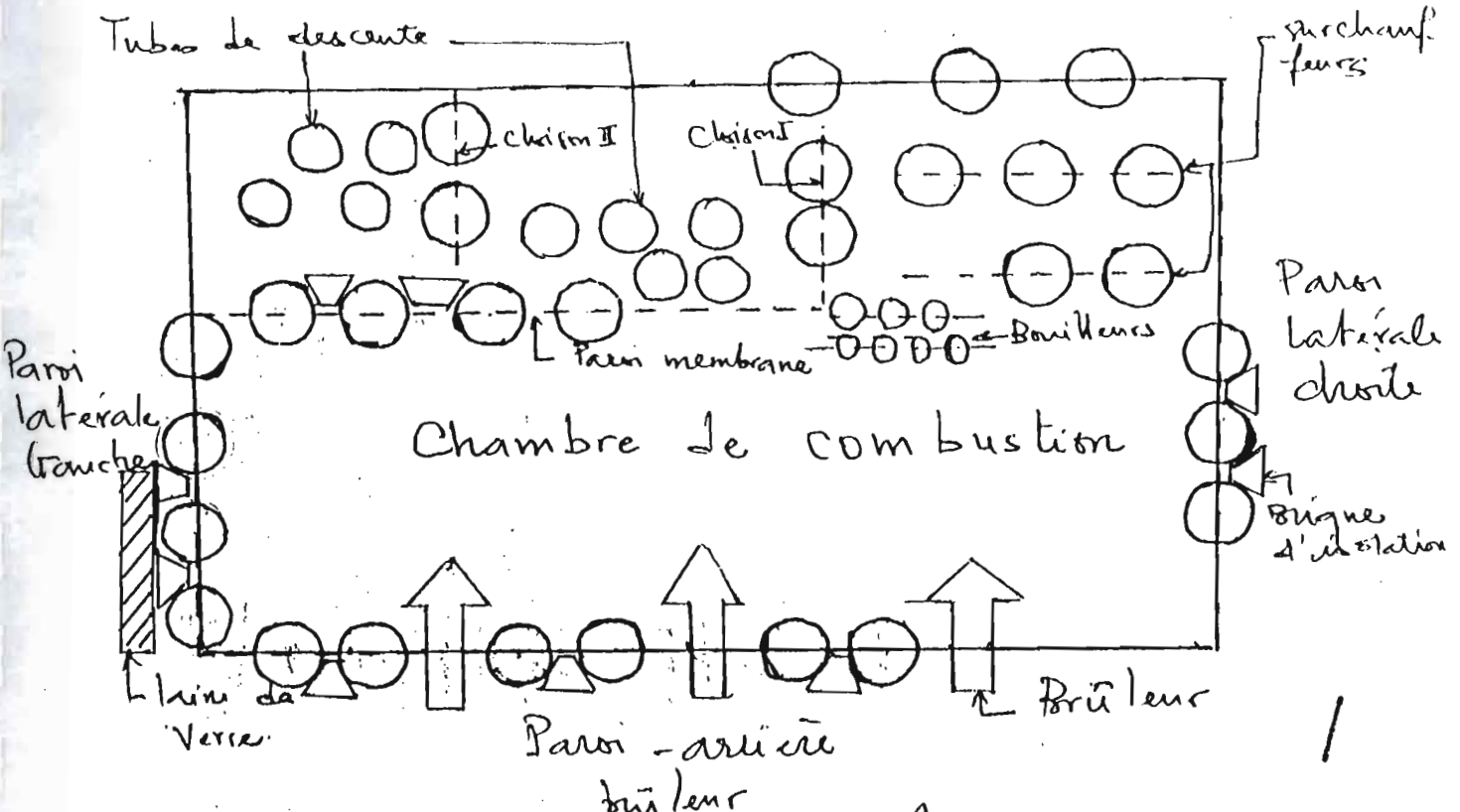
# ANNEXES

# Annexes 1

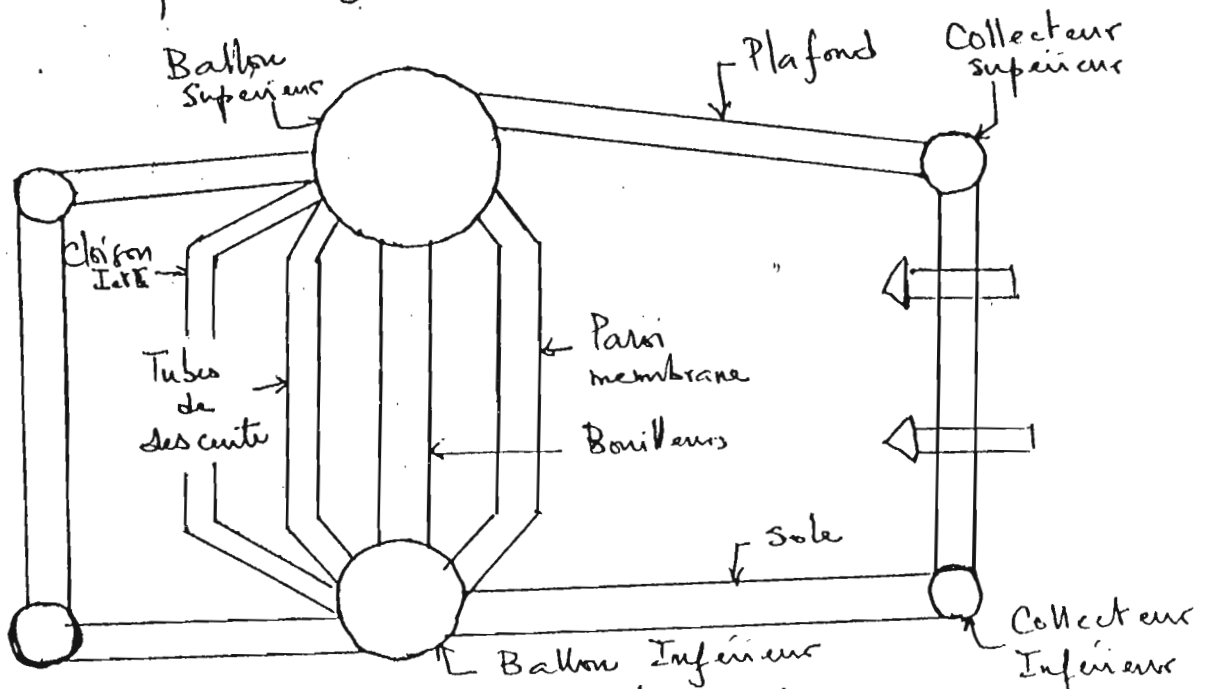




### Annexes 2

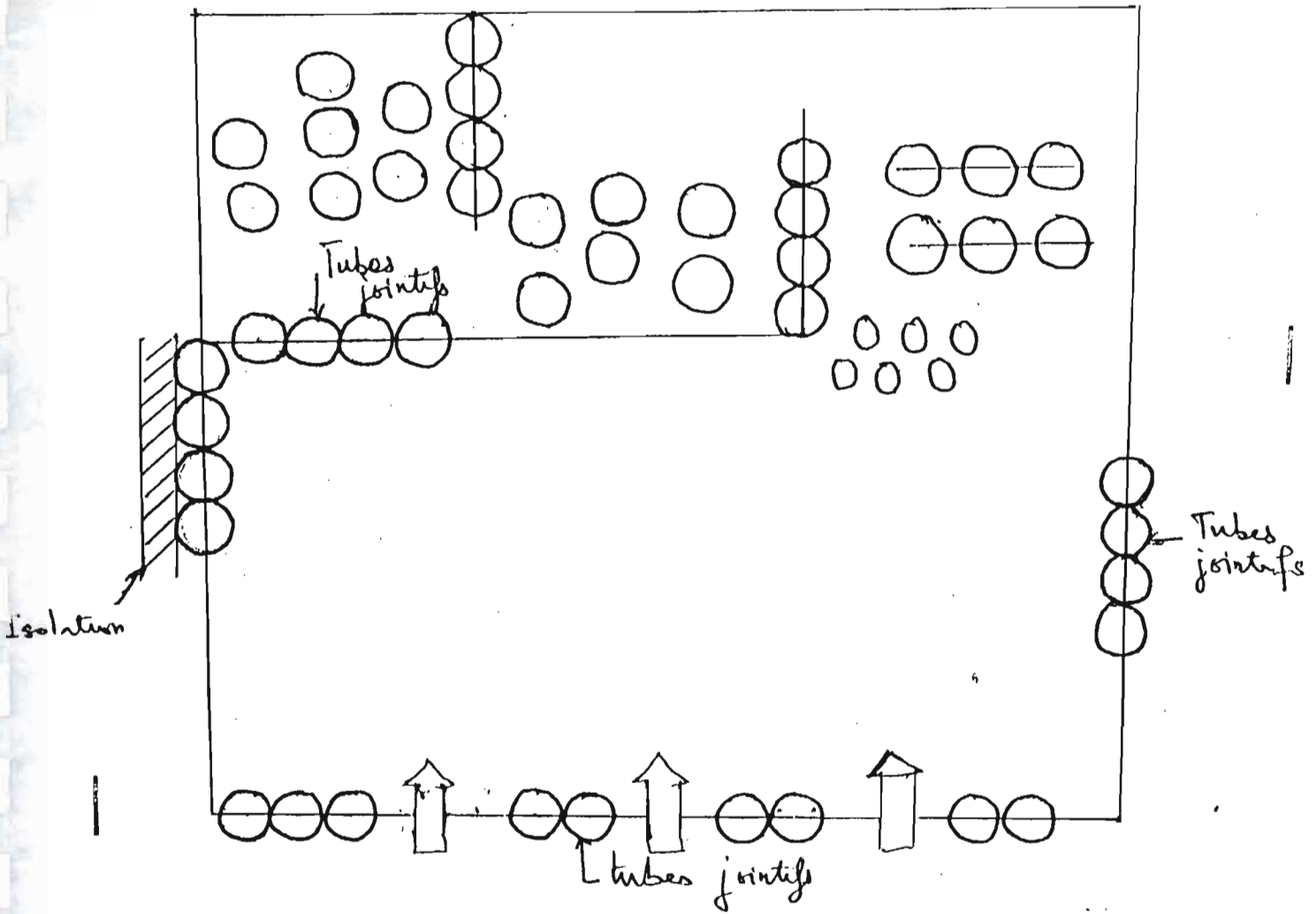


Coupe horizontale de la chaudière



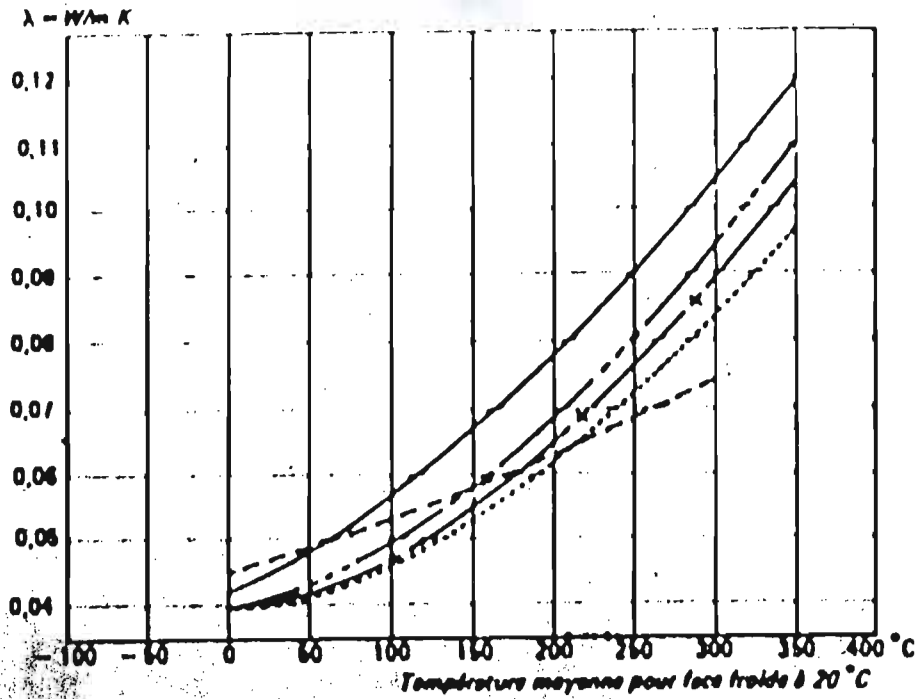
Coupes de la chaudière avant la réhabilitation

Annexe 3



Coupe de la chaudière après réhabilitation

Annexes 4



Coefficient de conductivité thermique des isolants à structure cellulaire.

- ..... Capote à 160 kg/m<sup>3</sup> (amianté ciment du Cap)
- +— Laine mixte (Mactane 343)
- Laine de roche (Sillan)
- ..... Laine minérale (SILVATE P 190)
- ..... Fibre de verre (Tolval 65)

Fig IV.2

262

THERMIQUE APPLIQUÉE AUX FOURS INDUSTRIELS

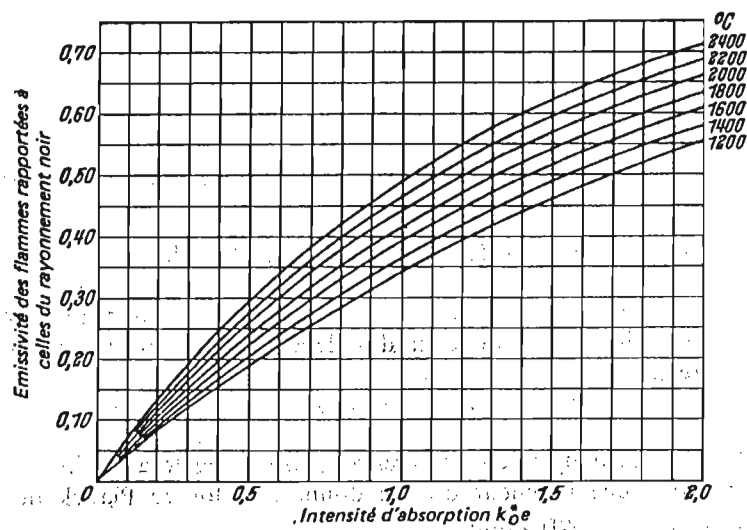


FIG. 58. Emissivité des flammes lumineuses