

وزارة التعليم العالي و البحث العلمي

BADJI MOKHTAR-ANNABA UNIVERSITY
UNIVERSITE BADJI MOKHTAR-ANNABA



جامعة باجي مختار -
عنابة

Faculté des Sciences de l'Ingénieur

Année 2006

Département d'Electromécanique

MEMOIRE

Présenté en vue de l'obtention du diplôme de **MAGISTER**

Simulation des paramètres thermo-hydrauliques d'un générateur de vapeur en régime stationnaire

Chaudière 40 Sonelgaz - Annaba -

Option : Maintenance industrielle

Par

Dalila KHALFA

DIRECTEUR DE MEMOIRE	Mr BOUCHAMI .T	M.C	U.ANNABA
-----------------------------	----------------	-----	----------

DEVANT LE JURY

PRESIDENT	HADJADJ .A.E	M.C	U.ANNABA
------------------	--------------	-----	----------

EXAMINATEURS	BENRTEM A	M.C	U.ANNABA
---------------------	-----------	-----	----------

	OTMANI.A	M.C	U.ANNABA
--	----------	-----	----------

MEMBRES INVITES	BERKANI. M	C.C	U.ANNABA
------------------------	------------	-----	----------

	CHIGHIB.H	C.C	U.ANNABA
--	-----------	-----	----------

REMERCIEMENTS

Je tiens tout d'abord à remercier DIEU s'est grâce à ces pouvoirs et ces aides que cette étude a été réalisée, Le mérite vient à lui seul.

Puis j'exprime ma profonde reconnaissance à Monsieur T. BOUCHAMI pour la grande disponibilité et la confiance qu'il m'a accordée tout au long de mon travail, Je veux souligner ici la pertinence de son jugement scientifique et plus généralement, la qualité d'encadrement qui ma permis de progresser au cours de ces études.

Ma gratitude va aussi à Monsieur M. BERKANI pour n'avoir jamais cessé de me faire confiance pour ce travail. Je n'aurais jamais pu réaliser cette thèse sans ces conseils et son soutien moral.

Mes remerciements aussi à Monsieur A.E.HADJAJ M.C de l'Institut electromecanique d'avoir accepté la charge d'être président de jury.

Mon remerciement aussi à Monsieur A.BENRETEM M.C de l'Institut electromecanique qui m'a permis de soutenir ma Thèse dans de bonnes conditions. Merci d'avoir accepté de faire part au jury d'examen.

Ma reconnaissance est aussi à Monsieur H. CHIGHIB C.C de l'Institut électromécanique

Mon remerciement aussi à Monsieur A. OTMANI M.C de l'Institut de mécanique .Merci d'avoir accepté de faire part au jury d'examen.

Je tiens à remercier Monsieur S.Benjedou (Mettal Steel – Annaba –) et son épouse Amel, et A/Nasser. Haroun (Sonelgaz –Annaba –) pour les données expérimentales qu'ils m'ont fournies. Leur expertise m'a permis de mener à bien les comparaisons entre le modèle présenté dans ce travail et leurs mesures.

Je n'oublie pas bien sûr les innombrables personnes qui m'ont soutenu, encouragé ou qui, tout simplement, m'ont offert leur amitié durant ce travail ; en particulier ma famille, mon neveu Mourad, et mes confrères d'études.

ملخص

هذا البحث يلخص العمل المنجز في وحدة انتاج الكهرباء سونلغاز-عنابة

هدف الدراسة هو ثميني و ابراز انماط التغيرات الهيدروحرارية في مولدة البخار40 - سونلغاز-
تعمل هذه الأخيرة بضغط عالي 221 بار للانتاج 245 طن/سا من البخار

تعاني مولدات البخار من التصدع والانفجار المفاجئ لأنابيب التبخير , معظم الدراسات تشير الى أن
تأثير الحرارة على جدران الأنابيب قد يكون السبب الرئيسي في تلفها

لهذا قمنا بدراسة التسرب الثنائي ماء/بخار داخل الأنابيب , و ركزنا على معرفة قيم عامل التحول
الحراري و التدفق الحراري , و دراسة تغيرات درجة الحرارة على جدران الأنابيب

استعملنا علاقات تمثل نماذج مختارة بعناية لها مجال واسع التطبيق , استخرجنا منها جملة من المعادلات
الرياضية تشمل التحول الحراري بجميع أنواعه

حضرنا برنامج حسابي لحل جملة المعادلات يساعد على معرفة التغيرات الهيدروحرارية , وتأثيرها
على تصدع وانفجار انابيب التبخير.

مكننا البرنامج من تتبع تغيرات درجة الحرارة على الجدران ومعرفة قيمها .

لكل علاقة مطبقة مميزات هيدروحرارية خاصة بها , مقارنة النتائج المحصل عليها مع الملاحظات
والتحليل والتجارب العملية المستنتجة خلال انجاز هذا العمل , ساعدتنا على معرفة العلاقة المناسبة .

واحدة من بين هذه العلاقات تشير الى أن رداءة التسرب هو السبب في ارتفاع درجة الحرارة و من تم
انفجار أنابيب التبخير تظهر لنا انها الأكثر تناسب مع ما استنتجنا .

ABSTRACT

This research describes work made to the power station thermal Sonalgaz
-Annaba –

The study aims to model and to simulate the thermohydraulics parameters of the dynamic boiler 40

This last functions at high-pressure, maximum of 221 bars to produce 245 T/h of steam.

She is become vulnerable to repeated arrest because of explosion of the tubes vaporizer; it is here about establishing the fact that the excessive temperature of wall of the tube could be at the origin of the explosion of these last. This work is consecrate to the study of two phase flow in the tubes vaporizer.

A collection of interrelationships that characterizes several models of heat transfer principle to been introduced, the adopted approach permitted to finalize a system of equations relative to the thermal transfer associates to the convection, to the conduction, and to the radiation.

A computing program has been elaborated to solve this system in order to get the influence of the thermohydraulics parameters on the phenomenon of explosion of the tubes vaporizer.

The feasibility of the detection and the follow-up of the evolution of the temperature of the internal wall have been confirmed, the thermohydraulics characteristic produced during phase transition is different for every applied model. These results suggest that the models exist after filtering are not the same for every approach. Our results confront has those of the literature, are interpreters in relation with the different mechanisms proposed to explain the phenomenon of bursting of the tubes sprays.

A mechanism based on a bad quality of flow provokes the high temperature of the intern wall, and cause a explosion of type "fish mouth" appear the in agreement with our observations

SOMMAIRE

	PAGE
RESUME EN ARABE	
RESUME EN ANGLAIS	
RESUME EN FRANÇAIS	
INTRODUCTION GENERALE	1
CHAPITRE I RECHERCHE BIBLIOGRAPHIQUE	ERREUR ! SIGNET NON DEFINI.
a- histoire de la machine à vapeur	Erreur ! Signet non défini.
b- L'éclatement dans les générateurs de vapeur	Erreur ! Signet non défini.
c- Résultats	Erreur ! Signet non défini.
I-1 ébullition en vase	Erreur ! Signet non défini.
I-1-a Expérience de Nukiyama et la courbe d'ébullition en vase	Erreur ! Signet non défini.
I-1-b Modes d'ébullition en vase	Erreur ! Signet non défini.
I-1-c Etude sur les régimes d'ébullition en vase	Erreur ! Signet non défini.
a-Inspection de l'ébullition	Erreur ! Signet non défini.
b-Région des bulles isolées	Erreur ! Signet non défini.
c- flux de chaleur maximale d'ébullition en vase	Erreur ! Signet non défini.
d- Prévision de q_{\max}	Erreur ! Signet non défini.
e- Ébullition en film	Erreur ! Signet non défini.
g- Flux de chaleur minimal	Erreur ! Signet non défini.
I-2- ébullition en convection forcée	Erreur ! Signet non défini.
I-2-a Tube vertical	Erreur ! Signet non défini.
I-2-b Etude sur l'ébullition saturée	Erreur ! Signet non défini.
Modèles étudiées sur l'ébullition saturée	Erreur ! Signet non défini.
A- Modèle d'intensification	Erreur ! Signet non défini.
B- Modèle asymptotique	Erreur ! Signet non défini.
C- modèle de superposition	Erreur ! Signet non défini.
I-2-c Tubes horizontaux ou inclinés	Erreur ! Signet non défini.
I-3 FLUX DE CHALEUR MAXIMALE	ERREUR ! SIGNET NON DEFINI.
I-3-1 crise d'ébullition	Erreur ! Signet non défini.
1- corrélation de browning	Erreur ! Signet non défini.
2- corrélation de Katto & Ohne	Erreur ! Signet non défini.
3- corrélation de Shah	Erreur ! Signet non défini.
I-4 ébullition transitoire	Erreur ! Signet non défini.
I-5 écoulement annulaire inversé	Erreur ! Signet non défini.

CHAPITRE II PRESENTATION DU GENERATEUR DE VAPEUR
ERREUR ! SIGNET NON DEFINI.

II-1 Introduction	Erreur ! Signet non défini.
II-2 Description de la chaudière	Erreur ! Signet non défini.
II-3 Caractéristiques de fonctionnement	Erreur ! Signet non défini.
II-4 Principe de fonctionnement	Erreur ! Signet non défini.
Chambre de combustion	Erreur ! Signet non défini.

CHAPITRE III ANALYSE FMD **ERREUR ! SIGNET NON DEFINI.**
PROBLEME EXPOSE DANS LES GENERATEURS DE VAPEUR
ERREUR ! SIGNET NON DEFINI.

Analyse FMD	Erreur ! Signet non défini.
III-1 Etude de la loi de weibull	Erreur ! Signet non défini.
a-La densité de probabilité	Erreur ! Signet non défini.
b-La fonction de répartition	Erreur ! Signet non défini.
c-La fiabilité	Erreur ! Signet non défini.
	III-2 La maintenabilité
	Erreur ! Signet non défini.
III-3 La disponibilité	Erreur ! Signet non défini.
CONCLUSION	ERREUR ! SIGNET NON DEFINI.

CHAPITRE IV LA THEORIE DE LA COMBUSTION **ERREUR ! SIGNET NON DEFINI.**

IV-1 Approche du problème et traitement mathématique	Erreur ! Signet non défini.
Calcul de pouvoir calorifique inférieur et supérieur	Erreur ! Signet non défini.
IV-2 Formulation mathématique du problème	Erreur ! Signet non défini.
IV-2-a Calcule de facteur de forme	Erreur ! Signet non défini.
IV-2-b Détermination de l'émissivité totale du gaz	Erreur ! Signet non défini.
IV-2-c Détermination de la transmittivité totale	Erreur ! Signet non défini.
IV-2-d Radiosité	Erreur ! Signet non défini.
IV-3 Bilan énergétique sur les surfaces interne du foyer	Erreur ! Signet non défini.
IV-4 La Perte de pression dans les Tubes	Erreur ! Signet non défini.
Etape de résolution	Erreur ! Signet non défini.
IV -6 Résultats et discussion	Erreur ! Signet non défini.
IV-6-1 Le calcul de Rayonnement thermique	Erreur ! Signet non défini.
IV-7 Etude de régime saturé dans les tubes vaporisateurs	Erreur ! Signet non défini.
IV-7-1 Corrélation de Shah	Erreur ! Signet non défini.
IV-7-2 Corrélation de Chen	Erreur ! Signet non défini.
IV-7-3 Corrélation de Kandlikar	Erreur ! Signet non défini.
IV- 8 calcul de flux de chaleur critique	Erreur ! Signet non défini.
Conclusion	Erreur ! Signet non défini.
Comparaison avec l'étude expérimentale	Erreur ! Signet non défini.

CONCLUSION GENERALE **ERREUR ! SIGNET NON DEFINI.**

ANNEXE A
ANNEXE B
ANNEXE C

ERREUR ! SIGNET NON DEFINI.
ERREUR ! SIGNET NON DEFINI.
ERREUR ! SIGNET NON DEFINI.

BIBLIOGRAPHIE

SYMBOLES

A	Surface	[m]
Bo	Le nombre d'ébullition	
C_v	Le nombre de convection	
c_{sf}	Facteur des surfaces combinées	
C_p	Chaleur spécifique	[J/Kg K]
Cp_{gaz}	Chaleur spécifique des gaz	[J/Kg K]
e	l'excès d'air dans la chambre de combustion	
Ja	Nombre de Jacob	
J_i	Radiosité	[W/m ²]
G	Flux superficiel	[Kg/m ² s]
g	Gravité	[m/s ²]
h	Coefficient de transfert de chaleur	[W/m ² °C]
L	Longueur de tube	[m]
M	masse molaire	[Kg]
Nu	Nombre de Nuslet	
q	Flux de chaleur	[W/m ²]
σ	Tension superficielle	[N/m]
ρ_f	Densité de fluide	[Kg /m ³]
ρ_g	Densité du gaz	[Kg /m ³]
λ_d	Longueur d'onde	[m]
N	Facteur d'intensification	
i_{fi}	L'enthalpie à la température d'admission	[J/kg]
i_f	L'enthalpie de l'eau saturée	[J/kg]
i_{fg}	La chaleur latente de la vaporisation	[J/kg]
$(\Delta i_{sub})_i$	Admission d'enthalpie sous saturation	[J/ kg]
We	Le Nombre Weiber	
χ	Paramètre de Lokhart-Martinelli	
λ	Conductivité thermique	[W/m°C]
μ	Viscosité dynamique	[Ns/m ²]
J_i	Radiosité	
$\phi_{i,net}$	Flux net pour chaque surface	[W/m ²]
T	Température	[°C]
T_0	La température de référence	[°C]
α_{ij}	Transmittivité	
Les paramètres de l'analyse FMD		
$MTBF$	Moyenne temps de bon fonctionnement	[h]

$MTTR$	moyenne temps d'arrêt	[h]
T	Temps	[h]
TBF	Temps de bon fonctionnement	[h]
TTR	Temps d'arrêt	[h]
$D(t)$	La fonction de disponibilité	
$\mu(t)$	La fonction de maintenabilité	
$f(t)$	Densité de probabilité	
$F(t)$	La fonction de répartition	
$R(t)$	La fonction de probabilité	
β	Paramètre de forme	
δ	Paramètre de position	
μ	Paramètre d'échelle	
$\lambda = 1/MTBF$	Taux de défaillance	

Indice

cb	Ébullition convective « convective boiling »
f	Fluide
fg	Fluide/gaz
g	Gaz
max	Maximum
min	Minimum
nb	Ébullition nucléée « nucleate boiling »
i,g	Indice de surface émettrice dans la chambre de combustion
TP	Two phase « deux phase liquide/vapeur »

LISTE DES TABLEAUX

N=° Tableau	Désignation	Page
Tableau 1-1	tension superficielle de diverses substances	91
Tableau 1-2	valeur de c_{sf} pour les surface combinées	92
Tableau 1-3	prévision de transfert thermique maximal d'ébullition en vase	92
Tableau 1-4	conditions expérimentales des études analyses par Chen	93
Tableau 1-5	conditions expérimentales des études analyses par Liu & Winterton	93
Tableau 1-6	conditions expérimentales des études analyses par Steiner & Taborek	93
Tableau 1-7	Coefficients d'écoulement d'ébullition Nucléée aux conditions $pr=0.1$, et $R_{po}=1\mu m$	93
Tableau 1-8	paramètre de fluide- dépendent F_{PL} dans la corrélation de Kandlikar	94
Tableau 1-9	Choix de X pour la corrélation de Katto et d' Ohne	94
Tableau 4.1	Forme de la chambre de combustion	66
Tableau 4.2	Caractéristiques du tube de la chaudière 40	72
Tableau 4.3	valeurs des paramètres de la corrélation de Shah obtenues à l'aide du programme de calcul	74
Tableau 4.4	valeurs des paramètres de la corrélation de Chen obtenues à l'aide du programme de calcul	78
Tableau 4.5	valeurs des paramètres de la corrélation de Kandlikar obtenues à l'aide du programme de calcul	82

LISTE DES FIGURES

<i>Figure N°=</i>	<i>Désignations</i>	<i>page</i>
Fig.1.1	la machine de Papin	4
Fig.1.2	la machine de Watt	5
Fig1.3a	Tubes vaporisateur éclaté " chaudière 40 Sonelgaz"	6
Fig.1-3b	Tubes vaporisateur éclaté " chaudière E.V.T Mettal Steel"	6
Fig. 1-4	corrosion par attaque caustique	7
Fig. 1-5	corrosion par piqûre	7
Fig. 1-6	dommage d'hydrogène	8
Fig. 1-7	attaque acide	8
Fig. 1-8	corrosion de type SCC	8
Fig. 1-9	corrosion cendrée	9
Fig. 1-10	oxydation à haute température rupture de type gueule poisson	9
Fig. 1-11	fatigue mécanique	10
Fig. 1-12	expérience de Nukiyama	12
Fig. 1-13	courbe d'ébullition typique	13
Fig. 1-14a	régime de bulles isolées d'eau	14
Fig. 1-14b	deux vues de région des colonnes et des Bouchons	14
Fig. 1-14c	régime d'ébullition transitoire	15
Fig. 1-14d	régime d'ébullition en film	16
Fig. 1-15	schéma agrandi d'une surface métallique	16
Fig. 1-16	équilibre thermique et mécanique d'une bulle de vapeur	17
Fig. 1-17	comportement d'une bulle dans un liquide	18
Fig. 1-18	développement d'un écoulement diphasique dans un tube vertical	23
Fig. 1-19	L'influence de flux de chaleur sur le comportement d'écoulement diphasique	26
Fig. 1-19	configuration d'écoulement dans un tube horizontal	35
Fig. 2-1	la chambre de combustion	50
Fig. 2-1a	les tubes écrans	50
Fig. 2-1b	les brûleurs	50
Fig. 2-3	coupe du ballon "chaaudière 40"	51
Fig. 2-4	circuit eau/vapeur	52
Fig. 2-5	Circuit Air/Fumées	52
Fig. 3-1	courbe densité de probabilité	57
Fig. 3-2	courbe de fonction de répartition	58
Fig. 3-3	courbe de fiabilité	59
Fig. 3-4	courbe de maintenabilité	60
Fig. 3-5	courbe de disponibilité	61

Fig. 3-6	'Tubes vaporisateurs éclatés"chaudière 40 façade avant février 2005 "	62
Fig. 4-1	Flamme prémélangée et flamme de diffusion	63
Fig. 4-2a	Surfaces parallèles	66
Fig. 4-2b	Surface perpendiculaire	66
Fig. 4-3	Organigramme	70
Fig. 4-4	variation de ϕ_{net} en fonction de flux <i>hshah</i>	72
Fig. 4-5	variation de Nombre de Martinnelli en fonction de titre de vapeur x	73
Fig. 4-6	variation de coefficient de transfert d'ébullition nucléée en fonction de N	73
Fig. 4-7	variation de coefficient de transfert d'ébullition convective en fonction de N	74
Fig. 4-8	variation de Nombre de Convection en fonction de titre x	74
Fig. 4-9	variation de $\phi_{net} = q$ en fonction de coefficient de transfert <i>hChen</i>	75
Fig. 4-10	variation de $Retp$ en fonction de Ref	76
Fig. 4-11	variation de hcb en fonction de Ref	76
Fig. 4-12	variation de coefficient hnb en fonction de facteur S	77
Fig. 4-13	variation de $Retp$ en fonction de facteur S	77
Fig. 4-14	variation de ϕ_{net} en fonction de <i>hkandlikar</i> (tube vertical)	79
Fig. 4-15	variation de coefficient hnb en fonction de titre x	79
Fig. 4-16	variation de coefficient hcb en fonction de titre x	80
Fig. 4-17	variation de coefficient hcb en fonction de Co	80
Fig. 4-18	variation de coefficient hnb en fonction de Co	81
Fig. 4-19	variation de Co en fonction de titre x	81
Fig. 4-20	variation de la température de surchauffe en fonction de diamètre hydraulique	85
Fig. 4-21	visualisation d'écoulement d'eau à grande vitesse qui coule dans un tube de 197 mm×1054µm.	86
Fig. 4-22a	comparaison de la corrélation de <i>Kandlikar</i> avec des données expérimentales pour l'eau	87
Fig. 4-22b	comparaison de la corrélation de <i>Kandlikar</i> avec des données expérimentales pour les fluides R-134a fluides R-134a	87
Fig. 4-23	Nombre de Nusselt en fonction de Nombre Reynolds pour l'eau à (x=0.1)	87
Fig. 4-24	Nombre de Nusselt en fonction Reynolds pour l'eau (x=0.5)	87
Fig. 4-25	Effet de la sous saturation sur l'ébullition nucléée	88

INTRODUCTION GÉNÉRALE

Lors de l'ébullition ou de la condensation d'un fluide, les transferts de chaleur augmentent considérablement par rapport à des situations analogues sans changement de phase.

Ces phénomènes interviennent dans de nombreux domaines tels que l'électronique, l'aéronautique, le spatial, l'automobile, les échangeurs de chaleur, les réacteurs, les piles à combustibles ...

Les échelles d'applications varient considérablement, depuis celles relatives à la production de vapeur de process et de l'électricité dans les centrales (à combustion, nucléaires) jusqu'à celles du refroidissement des piles à combustible et des composants électroniques.

Un autre type de problème concerne celui des transitions rapides de phases. Celles-ci peuvent conduire à des explosions, provoquées par le changement de phase liquide -vapeur.

Des accidents ont eu lieu dans les usines, lors de l'étalement de gaz naturel liquéfié sur l'eau ...

Dans l'environnement naturel, c'est par exemple, l'explosion catastrophique du Perbuatan à Krakatoa (île d'Indonésie) partiellement détruite en 1883, ou plus récemment celle du mont St Hélens (Etats Unis)

Et celle de la centrale de Three Mile Island, Le 28 mars 1979. [1]

Au cours de cette étude, nous avons cherché à développer les techniques de transfert de chaleur appliquée dans les chaudières pour caractériser la cinétique d'évolution des paramètres thermohydrauliques, et préciser le rôle de ces derniers dans le phénomène d'éclatement des tubes.

Par ailleurs les utilités industrielles équipées des générateurs de vapeurs sont confrontées à maintes difficultés techniques dont l'origine à priori est liée à l'explosion.

Les exemples existent à la centrale thermique Sonelgaz -Annaba- et l'entreprise Métal Steel (El-Hadjar) ainsi les chaudières du complexe Asmidal (Annaba) ou des incidents ont été notés lors de la conduite normale de ces équipements.

par conséquent, la production de vapeur accuse beaucoup d'insuffisance à cause de la rupture de faisceau tubulaire qui influe sur le programme de livraison contractuelle des entreprises.

Ce travail comporte 4 chapitres pour l'étude des paramètres thermohydrauliques dans un générateur de vapeur en régime stationnaire:

Le premier chapitre présente une recherche bibliographique sur les différents régimes d'écoulement diphasique et la description de tous les mécanismes associés et voir aussi l'exposé du problème dans les installations industrielles, justifié avec la comparaison de l'enquête de Babcock & Wilcox, pour pouvoir localisée les principales causes d'éclatements des tubes vaporisateurs.

Le deuxième chapitre présente une description de la chaudière 40 "notre exemple d'étude".

Le troisième chapitre vise à étudier l'influence d'éclatements des tubes vaporisateurs sur les paramètres FMD de la chaudière 40, et par conséquent sur la rentabilité de cette dernière.

Le quatrième chapitre comporte une analyse de la combustion dans la chaudière 40. Et une application avec le développement d'un programme de calcul

introduisons dans ce dernier tous les modes de transfert de chaleur "rayonnement et convection¹ et conduction".

Finalement nous confrontons nos résultats avec ceux de la littérature pour distinguer parmi les mécanismes généralement proposées ceux qui nous semblent les mieux adaptés.

Les phénomènes de changement de phase sont d'une importance parfois capitale dans des problèmes industriels. En particulier, la connaissance des coefficients d'échange thermique en ébullition nucléée, qui dépend de manière cruciale de caractéristiques microscopiques.

Ces caractéristiques sont parfois difficiles à déterminer expérimentalement et la simulation numérique directe apparaît alors comme une alternative permettant d'avoir accès à cette information.

Simuler numériquement de tels phénomènes demande des méthodes de résolution performante. C'est la raison pour laquelle nous avons visé dans notre étude à développer un modèle permettant de prendre en compte les phénomènes de changement de phase; ainsi tout les types de transfert de chaleur qui ont un rôle dans le changement de phase.

¹ La traduction littérale de con-vection est « bouger ensemble » : c'est en quelque sorte un flux de particules qui bougent plus ou moins dans la même direction. Ce phénomène ne s'observe que dans les gaz et les liquides, étant donné que les particules doivent pouvoir se mouvoir.
Internet de la chaleur agréable site web : www.dutry.com

II- Présentation du Générateur de Vapeur

II-1 Introduction:

Les Chaudières peuvent être conçue de façon que les gaz de combustion circulent :

- ❖ Soit dans les tubes intérieur, c'est le cas des chaudières à tubes de fumée dans laquelle les gaz de combustion circulent à travers des tubes insérés dans le réservoir d'eau
- ❖ Soit à l'extérieur des tubes, cas des chaudières à tubes d'eau dans laquelle l'eau passe à travers des tubes chauffées depuis l'extérieur par le gaz de combustion ; la vapeur est collectée dans le ballon supérieur, cette disposition utilise à la fois la chaleur de convection des gaz de combustion et la chaleur radiale du feu et des parois de la chaudière

Il existe cinq types des ces chaudières :

- ✓ A circulation naturelle¹
- ✓ A circulation contrôlée²
- ✓ A circulation forcée³
- ✓ A combustion sous pression⁴
- ✓ A récupération⁵

¹ La vapeur qui se produit au contact des parois chauffées forme des bulles qui montent dans l'eau ; il faut que le liquide soit remplacé immédiatement au contact de la paroi; ce qui constitue la circulation la plus importante dans les chaudières utilisées dans l'industrie de l'énergie.

² Ce types des chaudières ou les tubes sont verticaux donne l'avantage d'un taux de vaporisation particulièrement élevé, cet accroissement du taux est obtenue par un nombre très important de tubes d'eau garnissent les parois de la chambres de combustion c à d un contact avec la flamme.

³ "Chaudière à circuit ouvert " :l'eau n'effectue q'un simple passage entre son entrée à une extrémité des faisceaux, et sa sortie sous forme de vapeur à l'autre extrémité.

⁴ La chambre de combustion est se pression de 10bars et les fumées sont utilisées pour faire tournées une turbine à gaz qui peut être accomplie à un alternateur ou un compresseur.

⁵ Ce type des chaudières est généralement volumineux et leur vaporisation est peu importante, on ne peut obtenir avec se types que des faibles pressions ou de l'eau à haute température.

II-2 Description de la chaudière :

La chaudière de notre sujet est implantée dans l'entreprise centrale thermique Sonelgaz–Annaba; elle est de type d'eau à circulation naturelle; elle a pour rôle d'extraire l'énergie calorifique du combustible pour la céder à l'eau et produire de la vapeur à des paramètres fixés.

Ces chaudières ont leurs importances dans l'usine du fait que leurs produits participent dans le processus de production d'énergie électrique; fournissant de la vapeur sèche pour entraîner le groupe turboalternateur.

Elle est composée de différents éléments:

La chambre de combustion (foyer): c'est le siège de rayonnement des flammes, ces parois sont tapissées de tubes appelés tubes écrans dans lesquels l'eau se vaporise en partie. (Voir figure 2.1)

Des tubes écrans : Où ont lieu les plus importants échanges thermiques (voir figure 2.2a)

Un ballon : réservoir d'eau et vapeur saturée il reçoit l'eau sortant de l'économiseur Surchauffeur et resurchauffeur: Servant à élever la température de la vapeur en utilisant les calories des gaz de combustion

Economiseur : récupère une partie des calories restantes dans les gaz de combustion Pour élever la température d'eau d'alimentation.

Un réchauffeur d'air: prélève la chaleur des gaz sortant de la chaudière pour élever la température de l'air

La cheminée: elle a pour but d'évacuer les gaz de combustion en dehors de la chaudière

Un ventilateur de soufflage d'air vers les brûleurs

Un ventilateur de tirage :pour aspirer les produits de combustion

La bêche alimentaire: La bêche alimentaire constitue à la fois un réchauffeur particulier et un réservoir d'eau, un régulateur d'eau maintient le niveau constant par l'alimentation en eau, car ce niveau baisserait en raison des pertes.

Les brûleurs: au nombre de neuf, leur rôle est de provoquer le mélange air - combustible pour obtenir la combustion complète de ce mélange (voir figure 2.2b)

II-3 Caractéristiques de fonctionnement :

- Débit vapeur.....245 t/h.
- Pression de sortie de la vapeur surchauffée..... 134 kg/cm².
- Timbre du générateur.....153 kg/cm².
- Débit de la vapeur resurchauffée.....204,5 t/h.
- Pression de la vapeur entrée resurchauffeur.....39,6 kg/cm².
- Température de la vapeur sortie resurchauffeur..... 540°C.
- Température de l'eau entrée économiseur..... 241°C.
- Température de l'eau sortie économiseur..... 340°C.

II-4 Principe de fonctionnement :

La chaudière est un générateur de vapeur destinée à produire la vapeur sèche à une température et une pression bien déterminée.

-Après préparation convenable du combustible, la combustion se produit grâce à des brûleurs dans un foyer ; mais pour ce faire, il fallu introduire l'oxygène nécessaire à cette combustion sous forme d'air, injecté dans les brûleurs et dans le foyer. Cet air est pris à l'extérieur, et pulsé vers le foyer par un ventilateur de soufflage, il passe par un réchauffeur d'air à vapeur soutirée à la sortie de la chaudière ; qui permet d'améliorer le rendement de celle-ci ; par ailleurs ; le réchauffage de l'air est bénéfique en ce sens qu'il améliore la combustion et assure le séchage du combustible. [30]

Les produits de combustion sortent à haute température du foyer (1300°C) sous forme de fumées ; passent à travers des échangeurs qui transfèrent leur chaleur à la vapeur saturée pour la surchauffer dans des surchauffeurs où la température des fumées diminue, puis vers l'économiseur, et sont extraites par un ventilateur de tirage avant d'être rejetées dans l'atmosphère par une cheminée.

- Dans le parcours du fluide chauffé et vaporisé dans la chaudière, il faut distinguer plusieurs zones différentes :

- Celle de l'eau, réchauffée dans l'économiseur, pour aboutir à une température bien déterminée.

- A la sortie de l'économiseur l'eau est dirigée vers le ballon (gaine eau/vapeur); qui est équipé de plusieurs Colonnes d'alimentation des collecteurs inférieurs des tubes écrans

L'eau se dirige ensuite vers les tubes formants le plancher de la chambre de combustion

- Après vaporisation partielle, la vapeur arrive au ballon à travers les collecteurs supérieurs sous forme de mélange eau-vapeur passant par des chicanes placées devant les tubes de dégagement de vapeur elles empêchent cette vapeur de se mélanger à l'eau du ballon et l'oblige à passer par les cyclones ; Le mélange attaque tangentiellement ces cyclones, agissant comme un séparateur par centrifugation statique.

L'eau projetée contre les parois des cyclones retombe dans la masse d'eau du ballon sans entraînement de vapeur.

Deux séries des plaques ondulées sont placées au dessus des cyclones et faiblement espacées entre elles, impose la vapeur à suivre un passage sinueux et abandonner l'humidité restant (voir figure 2.3)

Une boîte à vapeur sèche placée juste devant les tubes de départ de vapeur, servant à réduire l'humidité de la vapeur sortant dans les tôles ondulées.

Les figures 2.4 et 2.5 mettent en évidence le circuit eau-vapeur et le circuit air-fumées de combustion

La vapeur alors saturée sèche se dirige vers les surchauffeurs qui est constitué de tubes à serpentins, ces derniers est situés dans le premier passage des fumées qui à pour but de reculer le seuil de condensation de la vapeur qui est destinée enfin, vers la turbine [31]

Chambre de combustion: Etant donnée que le problème traitée dans ce travail est situé dans cette zone, alors une description plus détaillée est nécessaire.

C'est une chambre étanche aux gaz tapissée de tubes écrans jointifs soudés, formant les six faces de la chambre de combustion composé de

- Parois avant et arrière: chaque paroi comprend : 03 collecteurs inférieurs et 03 autres supérieurs [$D_{ex}=273\text{mm}$; M=acier]

Tubes : [$D_{ex}=63.5\text{mm}$; N=79 ; e=6.3mm ; M=acier; L=20m]

- Parois gauche et droite:chaque paroi comprend 3 collecteurs inférieurs et 3 autres supérieurs.[$D_{ex}=273\text{mm}$; e=58mm ; M=acier]

Tubes : [N=80 ; e=6.3mm ; M=acier, L=20m]

- Tubes forment le plafond et autres forment le plancher

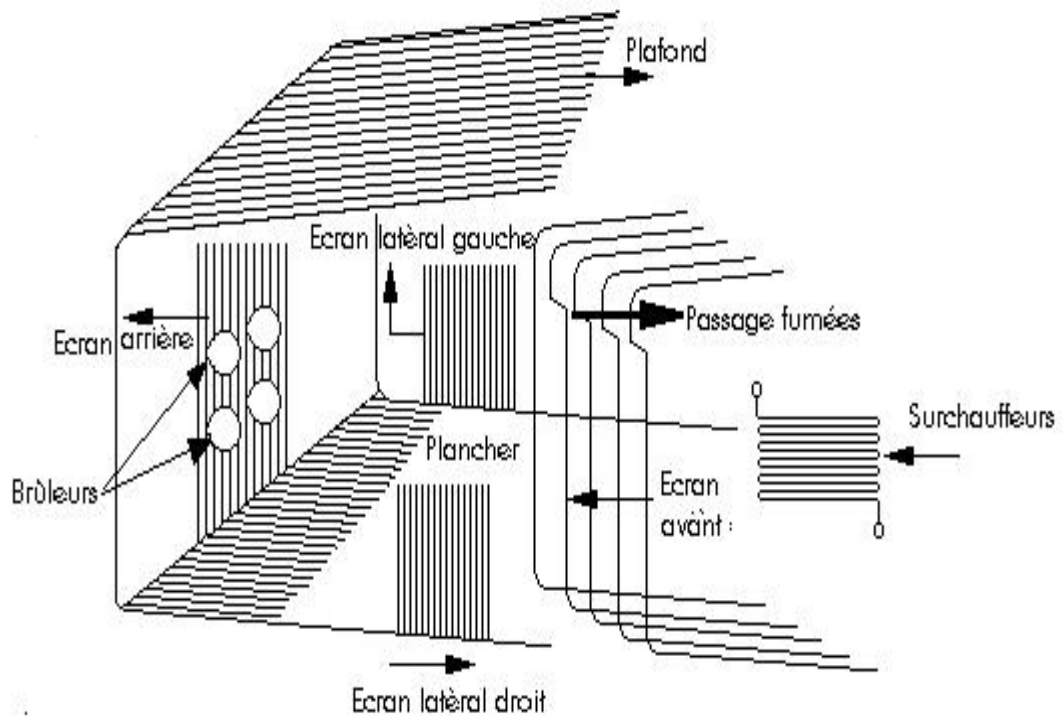


Fig. 2.1: la chambre de combustion



Fig. 2.2a: les tubes écrans



Fig. 2.2b: les brûleurs

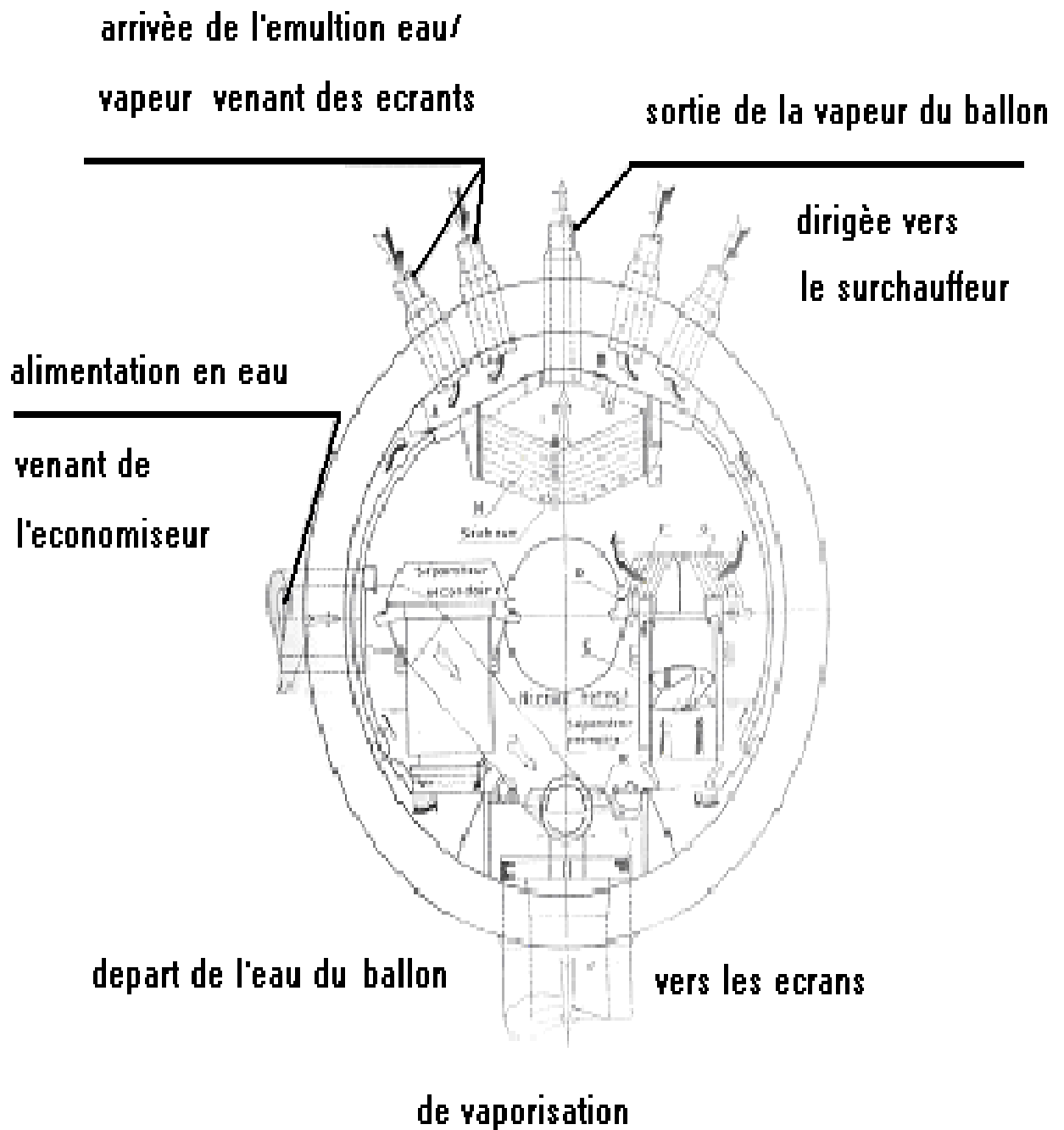


Fig. 2.3: coupe du ballon de la chaudière 40

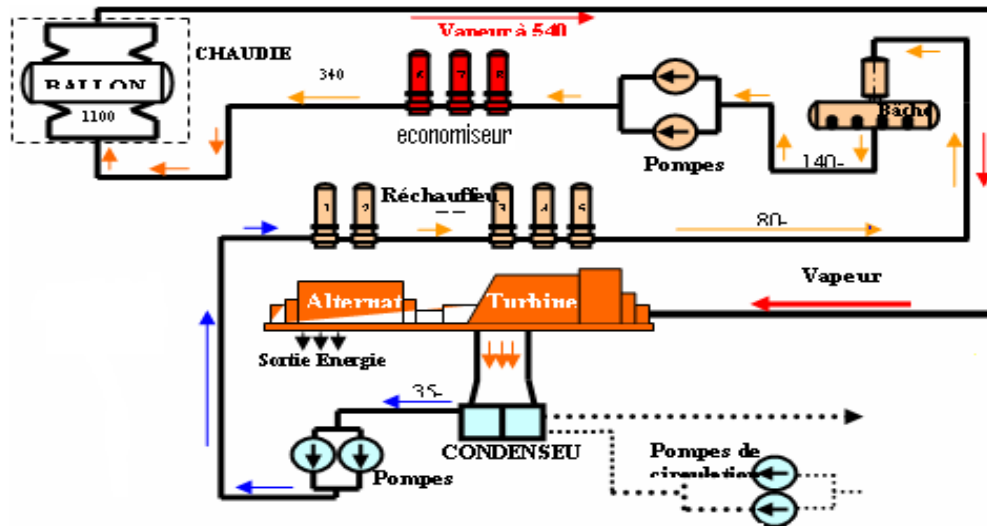


Fig.2.4: circuit eau/vapeur

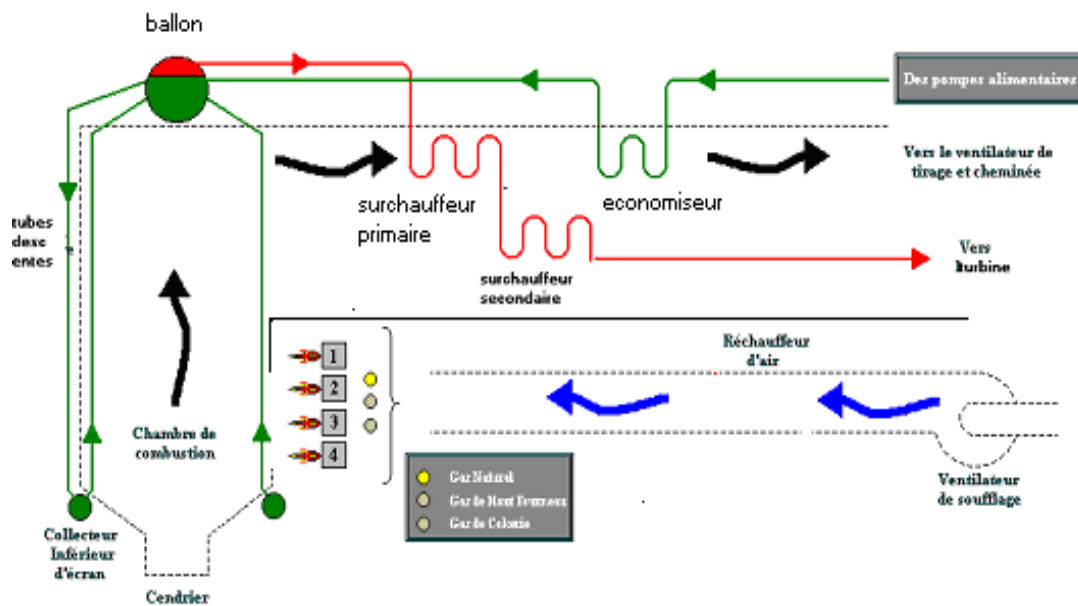


Fig. 2.5 Circuit Air/Fumées Chaudière 40" Sonelgaz"

Conclusion :

Les tubes écrans engendrent des éclatements très fréquentes, provoquant l'arrêt de la centrale ; ces éclatements influent directement sur le programme d'exploitation et de production de l'entreprise, L'analyse FMD montre clairement l'influence des pannes sur le rendement de la chaudière.

III- Problème exposé dans les Générateurs de Vapeur:

Introduction :

Dans cette étude le problème qui se pose à la chaudière 40 est l'éclatement des tubes vaporisateurs.

Les arrêts non programmés résultent des chutes préjudiciables sur l'échelle de production.

A chaque déclaration de panne, les agents de maintenance utilisent la soudure comme solution pour diminuer la tension d'éclatement des tubes vaporisateurs. Cette solution n'est pas toujours un avantage durable. Les éclatements sont d'une manière continue, et apparaissent éternellement un initial facteur dans la liste des pannes.

Nous allons intéresser à l'analyse FMD, et étudier l'influence des éclatements sur la fiabilité, la maintenabilité, et la disponibilité de la chaudière 40

On a pris un prélèvement de 6 mois sur l'échelle des pannes de la chaudière, comme période d'analyse (du 14/07/2005 au 3/12/2005).

Le calcul du temps de bon fonctionnement "TBF" entre les périodes des arrêts, ainsi le temps d'arrêts "TA" ; nous donne un ensemble d'information sur les paramètres qui influent sur le rendement de la chaudière.

Tableau 3.1:Chronologie des incidents survenus sur la chaudière 40 du 14 / 07 / 2005 au 03 / 12 / 2005

Date déclanch	Heure declanch	Date fonct	Heure fonct	TBF	TTR	TBF Ordon	TTR Ordon	Anomalies constatées	Travaux réalisés
14/07/20 05	05:20 : 00	15/07/20 05	10:10 : 00	-	-	-	-	Chaudière percée	Remplacement d'une manchette de 1,5m façade avant tube N°28.
22/07/20 05	18:03 : 00	24/07/20 05	00:45 : 00	176	12.5	1.58	0.75	Chaudière percée	Remplacement d'une manchette de 1,5m façade avant .tube N°31
24/07/20 05	02:20 : 00	25/07/20 05	12:23 : 00	1.58	16	3.33	1	Chaudière percée	Remplacement d'un tronçon sur le tube N°58 façade avant chambre de combustion au niveau de la 1 ^{ère} rampe des brûleurs.
26/07/20 05	08:10 : 00	27/07/20 05	17:52 : 00	30.30	16	22	12	Chaudière percée	Remplacement d'un tronçon sur le tube N°13 façade avant chambre de combustion au dessus de la 3 ^{ème} rampe des brûleurs.
28/07/20 05	20:08 : 00	30/07/20 05	18:00 : 00	22	45.5	24	12.5	Chaudière percée	<ul style="list-style-type: none"> - Changement d'une manchette de 1m sur la façade avant (tube altéré et plein d'ancienne soudures). Tube N°49 - Réparations de 02 fuites par soudures sur tube écran façade avant. - Réalisation de 03 lumières façade avant. - Réalisation d'une lumière façade gauche. - Réalisation d'une lumière façade droite. - Réalisation d'une lumière façade Ouest au niveau du planché.
30/07/20 05	18:00 : 00	01/08/20 05	00:07 : 00					Fuites des gaz chaud paroi droit	/

Date déclanch	Heure declanch	Date fonct	Heure fonct	TBF	TTR	TBF Ordon	TTR Ordon	Anomalies constatées	Travaux réalisés
								chambre de combustion.	
10/08/2005	13:00:00	12/08/2005	18:54:00	229	37	30.30	15	Chaudière percée	/
15/08/2005	16:21:00	17/08/2005	07:51:00	68.5	21.5	40	16	Chaudière percée	/
18/08/2005	18:23:00	21/08/2005	03:06:00	3.33	38.5	51	16	Chaudière percée	/
21/08/2005	06:14:00	23/08/2005	15:27:00	113	39	57.13	18	Chaudière percée	/
28/08/2005	08:27:00	29/08/2005	21:07:00	97.61	18	58	21.25	Chaudière percée	/
02/09/2005	22:30:00	04/09/2005	13:00:00	24	20.5	68.5	21.5	Chaudière percée	/
05/09/2005	12:58:00	06/09/2005	19:00:00	277	12	73.25	22	Chaudière percée	/
18/09/2005	07:53:00	19/09/2005	23:08:00	40	21.25	95	30	Chaudière percée	/
21/09/2005	15:00:00	23/09/2005	00:26:00	57.13	15	97.61	31	Etancher les fuites de gaz chaud chambre de combustion.	Les fuites sont étanchées
25/09/2005	10:36:00	28/09/2005	01:14:00	58	44	104	37	Chaudière percée	/

Date déclanch	Heure declanch	Date fonct	Heure fonct	TBF	TTR	TBF Ordon	TTR Ordon	Anomalies constatées	Travaux réalisés
28/10/20 05	10:40:00	30/10/20 05	11:37:00	741.5	30	113	38.5	Chaudière percée	/
04/11/20 05	10:35:00	04/11/20 05	21:45:00	95	1	176	39	Fuite importante des fumées façade sud près du regard en face brûleur 03.	
07/11/20 05	22:30:00	09/11/20 05	15:08:00	73.25	22	229	44	Réparation du béton des gueulards des brûleurs 2ème et 3ème rampes.	
11/11/200 5	18:17:00	12/11/20 05	10:45:00	51	0.75	277	45.5	Fuites des gaz chauds près des regards 1ère rampe brûleurs	
26/11/20 05	02:40:00	28/11/20 05	14:23:00	340	31	340	67	1 - Tube écran percé vers l'extérieur étage des regards en face 1 rampe brûleurs 2 - Manque ailettes entre tubes écrans façade droit et avant 1ere rampe brûleurs (fumées noires)	La fuite est réparée et les ailettes sont soudées
02/12/20 05	22:37:00	06/12/20 05	11:47:00	104	67	741.5	205	Rougisement trou d'homme paroi droit chambre de combustion	

Analyse FMD

III-1 Etude de la loi de weibull:

C'est un model statistique particulièrement bien adapté à l'étude statistique des défaillances. Weibull à donne au taux d'avaries une formule générale dépendant de trois paramètres (μ, δ, β) et qui rend compte avec une bonne précision dans une gamme étendue. [32]

a-La densité de probabilité:

Définition: la densité de probabilité est la probabilité d'avarie au temps t

$$\text{Fonction : } f(t) = \frac{\beta}{\mu} \left[\frac{t - \delta}{\mu} \right] \times e^{-[(t - \delta) / \mu]^\beta}$$

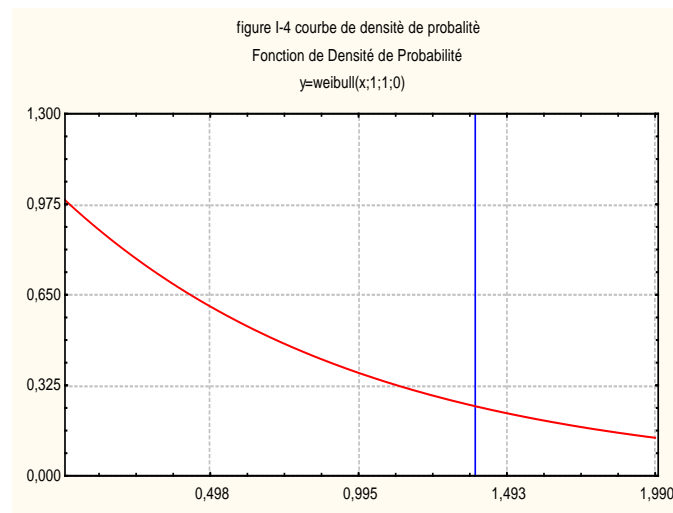


Fig.3.1: courbe densité de probabilité

Interprétation: La courbe $f(t)$ diminue rapidement et atteint des petites valeurs avec les variations de TBF; sa correspondre à la courte période de mise en marche "défaillance de jeunesse"

b-La fonction de répartition:

Définition: probabilité d'avarie cumulée au temps de 0 à t

Fonction: $F(t) = 1 - e^{-[(t-\delta)/\mu]^\beta}$

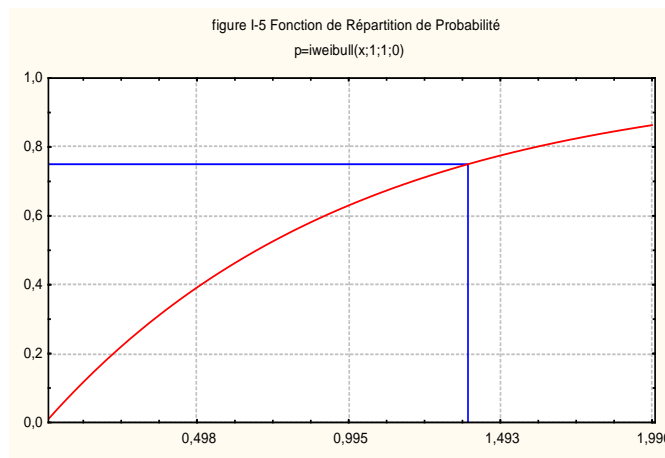


Fig.3.2: courbe de fonction de répartition

Interprétation: L'allure de la courbe $F(t)$ croît rapidement dans des petites durées de TBF; ce phénomène justifie que la chaudière a subi plusieurs défaillances dans des courts cycles de fonctionnement ce qui est mauvais pour la fiabilité de la chaudière.

c-La fiabilité:

Définition: elle est définie comme étant la caractéristique exprimée par la probabilité qu'un dispositif accomplisse une fonction requise dans une condition donnée et pour un temps donné.

La fonction de fiabilité : $R(t) = e^{-[(t-\delta)/\mu]^\beta}$

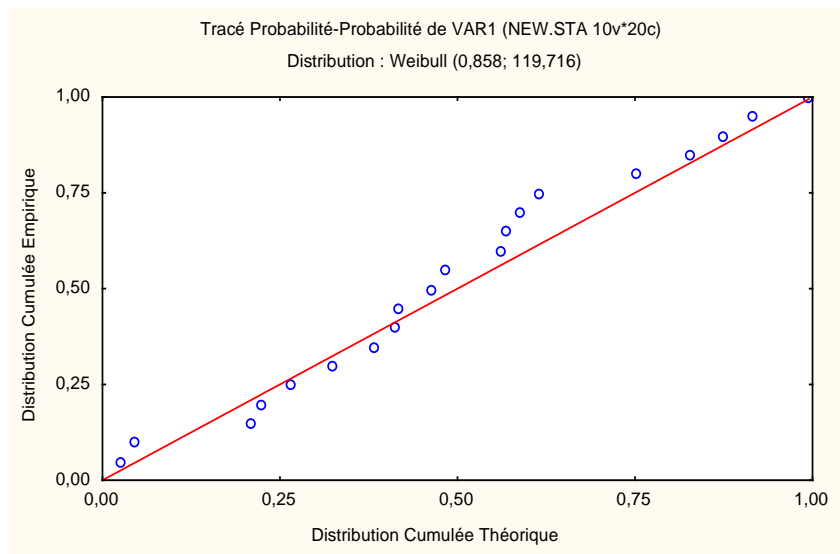


Fig.3.3: courbe de fiabilité

*- Les indicateurs de fiabilité:

β : Paramètre de forme, définit l'allure de la distribution de la loi de weibull

δ : Paramètre de position; indique la date de l'apparition d'une défaillance

μ : Paramètre d'échelle; caractérise le choix d'un échelle

MTBF: moyenne temps de bon fonctionnement

$$\beta = 0.86; MTBF = \frac{\sum TBF}{n} = 130,1100h; \mu = 119.716h \sum TBF = 2602.200h$$

Interprétation: à $t=MTBF$ la fiabilité $R(t) = e^{-[(130.11-0)/119.716]^{0.86}} = 0.3927\%$

$\beta < 1$ C'est une valeur caractéristique de période de jeunesse, les défaillances sont des défaillances de fabrication, ou le non respect des conditions de fonctionnement ce qui vraie car la chaudière à subit une rénovation en 2001 malgré sa la fiabilité très faible a $t=MTBF$

III-2 La maintenabilité:

Définition: la maintenabilité est la capacité d'un équipement à être établi lorsqu'un besoin de maintenance apparaît et que la probabilité $\mu(t)$ est la probabilité d'un système en panne soit rétablie à l'instant "t"

***-Les indicateurs de maintenabilité:**

Taux de réparation h^{-1} :

$$\mu = \frac{1}{MTTR} ET.MTTR = \frac{\sum TTR}{n}; \mu = 1/34.65 = 0.0289h^{-1}$$

$$MTTR = 2602,200/20 = 34.65h$$

$$\mu(15) = 1 - e^{-0.0289 \times 15} = 0.3518\%$$

Prenant $t=15h$ comme exemple d'étude $at = 30h$

$$\mu(30) = 1 - e^{-0.0289 \times 30} = 0.5798\%$$

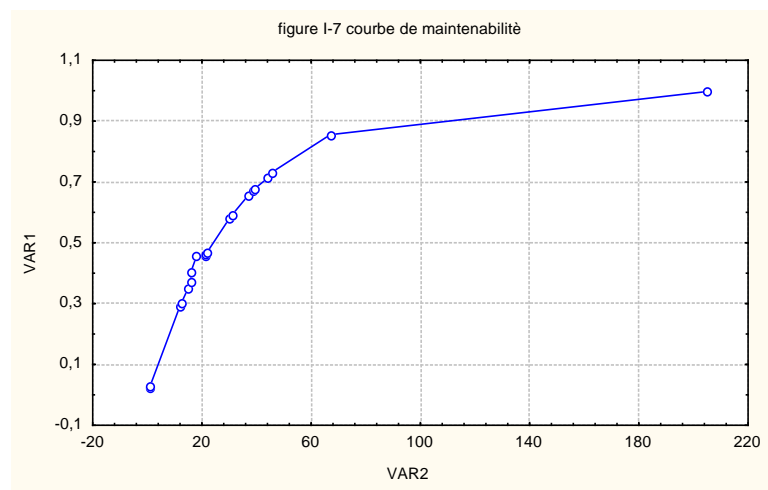


Fig.3.4: courbe de maintenabilité

Interprétation: Il y a une probabilité de 0.35% pour une réparation à $t=15h$; et une probabilité de réparation égale 0.58% à $t=30h$;

à $t=MTTR$ $\mu(t) = 63\%$

la réparation prend des longues durées avec 12h de refroidissement lors d'apparition d'une panne et 8h d'essai en marche progressive.

III-3 La disponibilité:

Définition: c'est l'aptitude d'un dispositif à être en état de fonctionnement dans des conditions données

*pour un système avec l'hypothèse d'un taux de défaillance $\lambda = 1/MTBF$ constant et d'un taux de réparation $\mu = 1/MTTR$ constant, on montre que la disponibilité à pour expression

$$D(t) = \frac{\mu}{(\mu + \lambda)} + \frac{\lambda}{(\mu + \lambda)} e^{-(\mu + \lambda)t} ; D(t) = 0.7897 + 0.2103e^{-0.0365 \times t}$$

***-La disponibilité opérationnelle:**

la disponibilité opérationnelle consiste un gisement d'amélioration à la production, elle présente un objectif de maintenance à atteindre

$$\mu = \frac{1}{34.65} = 0.0289 \text{ d'èf/h et}$$

$$t \rightarrow \infty \Rightarrow D(\infty) = \frac{\mu}{\mu + \lambda} ; \quad \lambda = \frac{1}{130.11} = 0.0077 \text{ d'èf/h}$$

$$\Rightarrow \text{Dop} = \frac{0.0289}{0.0289 + 0.0077} = 0.7897\%$$

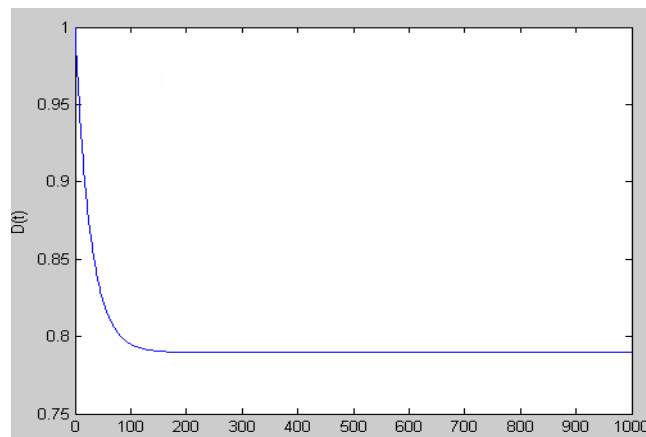


Fig.3.5: courbe de disponibilité

Interprétation: La courbe subit une chute de 10% avec l'accroissement des TBF, elle possède une asymptote égale à 79% et justifie que la chaudière atteindra des interventions rapides

Conclusion:

Les chaudières utilisées dans la centrale électrique sont des appareils dont l'importance est majeure et leur coût est onéreux puisque ils sont de construction difficile et présentent un nombre d'organes bien étudiés physiquement.

Les arrêts vulnérables répétés à causes d'éclatement des tubes vaporisateurs influent sur la fiabilité de la chaudière ; et par conséquent sur la production de l'unité; l'incident majeur répétitif touche les tubes avant en face des brûleurs (voir figure 3.6).

Des causes différentes peuvent nuire à la marche normale de ces appareils, notamment les facteurs qui par leur intégration conduisent à la détérioration des tubes sont primordiaux.

Les exposés effectuées précédemment sélectionnent la haute température comme Facteur de nuisance dans les générateurs de vapeur ; de ce fait il faut étudier la combustion dans la chaudière; puisqu'elle est la source de réchauffement.



Fig.3.6 Tubes vaporisateurs éclatés "chaudière 40 façade avant février 2005 "[33]

IV-La théorie de la combustion

Introduction :

La combustion est aujourd'hui un des principaux moyens de conversion de l'énergie. Elle est utilisée dans des nombreux systèmes pratiques aussi bien que produire de la chaleur (chaudière, ou fours domestiques et industriels), de l'électricité (central thermique), que pour le transport (moteurs automobiles et aéronautiques, moteurs fusées,...) ou encore la destruction de déchets.

la combustion peut être caractérisée comme des réactions irréversibles fortement exothermiques entre un combustible et un comburant(ou oxydant) selon le schéma global:

Combustible+comburant → produits de combustion+chaleur

Deux situations génériques idéales (figure 4.1) ont été identifiées selon la procédure utilisée pour introduire les réactifs dans le foyer. Dans les flammes prémélangées, les réactifs (combustible+comburant) sont mélangés avant la zone de réaction. Au contraire dans les flammes non- prémélangées ou de diffusion, les réactifs sont introduits séparément, de part et d'autre de la flamme et sont alors essentiellement entraînés l'un vers l'autre par diffusion moléculaire. [34]

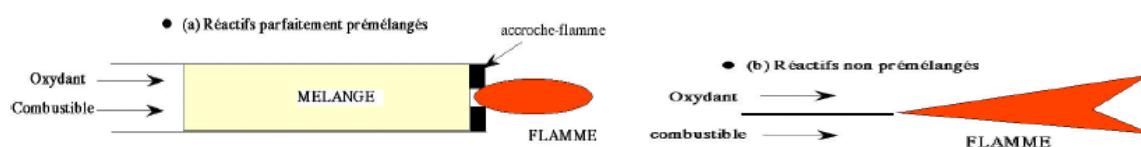
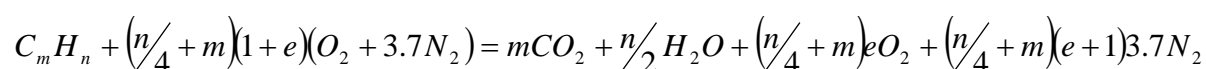


Fig4.1: Flamme prè mêlangèe (a) et flamme de dijfusion (b)

IV-1 Approche du problème et traitement mathématique:

L'énergie libérée sous forme thermique est utilisée pour le chauffage et la production de la vapeur. La réaction chimique mise en jeu dans la chambre de combustion s'écrit:



*e: l'excès d'air dans la chambre de combustion

Donnons la présentation de quelques notions élémentaires sur les réactions chimiques de combustion nous examinons l'état initial et l'état des constituants du gaz dans le cas simplifié de la combustion complète" dite parfaite".

Cette dernière, correspond à l'équilibre thermodynamique et à la prise en compte de réactions de dissociation qui sont des réactions inverse à la combustion; l'énergie dégagée peut être évaluée à l'aide du pouvoir calorifique inférieur PCI qui correspond à un Kg de combustible pris à la température de référence T_0 . [35]

Calcul de pouvoir calorifique inférieur et supérieur:

Si toute l'eau formée pendant la combustion étant condensée à la température T; on note : PCS"pouvoir calorifique supérieur"

En revanche, l'eau formée pendant la combustion est considérée à l'état gazeux à la température T; on obtient dans ce cas : PCI"pouvoir calorifique inférieur"

Ces deux grandeurs sont liées par la relation suivante:[36]

$$PCS = PCI + m / M \times \Delta H_v^0(T)$$

m : masse d'eau formée rapportée à l'unité de volume de gaz (g / m^3)

M :masse molaire d'eau (= 18g)

$\Delta H_v^0(T)$: enthalpie molaire de vaporisation de l'eau à la température T.

Le pouvoir calorifique supérieur est donné par :

$$PCS = n \times \rho \times [d \times C_v \times (P_v / (P - P_v)) + C_a] \times \Delta T$$

n :rapport de volume d'air d'absorption au volume de gaz consommé.

ρ masse volumique de l'air

(P, P_v) : pression atmosphérique et pression partielle de la vapeur d'eau

d : densité de la vapeur d'eau

C_v : capacité thermique massique de la vapeur d'eau.

C_a :capacité thermique massique de l'air.

Si on suppose que la combustion est adiabatique "pas d'échange avec l'environnement" l'énergie dégagée portera la température des gaz à une température notée T_{ad} . " T_{ad} est toujours supérieure de T_{gaz} ".

En première approximation, on peut écrire:

$$m_{com} PCI + m_{air} Cp_{air} (T_{prè} - T_o) = mg Cp_{gaz} (T_{ad} - T_o)$$

donc :

$$T_{ad} = T_o + \frac{m_{com} PCI + m_{air} Cp_{air} (T_{prè} - T_o)}{mg Cp_{gaz}}$$

La chaleur massique totale Cp_{gaz} est une fonction de la température du gaz, elle est donnée en fonction des chaleurs massiques des constituons du gaz par la relation:

$$Cp_{gaz} = \frac{Cp_{CO_2} + Cp_{H_2O} + Cp_{O_2} + Cp_{N_2}}{M_{tot}}$$

IV-2 Formulation mathématique du problème:

L'échange de chaleur par rayonnement entre le gaz de combustion et les parois de la chambre de combustion est obtenu à partir du système d'équation suivant :

$$\sum_{j=1}^6 (\delta_{ij} - F_{ij} \tau_{ij}) J_j = \phi_{i,net} + \varepsilon_{gi} \sigma T_g^4$$

$$\sum_{j=1}^6 (\delta_{ij} - (1 - \varepsilon_i) F_{ij} \tau_{ij}) J_j = \varepsilon_i \sigma T_i^4 + (1 - \varepsilon_i) \varepsilon_{gi} \sigma T_g^4$$

i et j sont respectivement l'indice de surface émettrice et la surface de réception, δ_{ij} est le symbole de Kronecker ($\delta_{ij} = 1$ Si $i = j$; $\delta_{ij} = 0$ Si $i \neq j$)

pour une surface de l'enceinte qui reçoit une densité de flux imposée, on doit utiliser l'équation (4.3), pour les surfaces ayant une température T_i connue "fixée", nous allons établir l'équation (4.4); cette équation correspond à la planche de la chambre.¹

IV-2-a Calcul de facteur de forme:

Le facteur de forme représente la fraction de flux totale émis entre les surfaces de l'enceinte.

Dans la littérature des formulations analytiques sont recommandées pour le calcul des facteurs de formes données comme suit:

¹ Dans certain conception la sole ni pas en brique réfractaire comme le cas étudiant : chaudière 40 Sonalgaz.

La chambre de combustion peut être présentée sous la forme de parallélépipède rectangulaire .pour simplifier l'étude, on considère la chambre constituée de six surface grises"surface de captation".

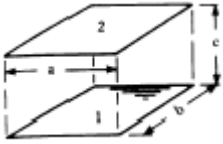
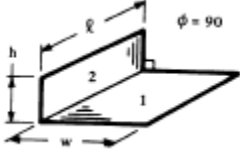
❖ pour deux surface rectangulaire perpendiculaire, le facteur de forme est données par:

$$F_{1-2} = \frac{1}{\pi w} \left\{ w \tan^{-1} \frac{1}{w} - \sqrt{H^2 + w^2} \tan^{-1} (H^2 + w^2)^{-1/2} + H \tan^{-1} \frac{1}{H} + \frac{1}{4} \text{Ln} \left[\frac{(1+w^2)(1+H^2)}{1+w^2+H^2} \right] \times \left[\frac{w^2(1+w^2+H^2)}{(1+w^2)(w^2+H^2)} \right]^{w^2} \left[\frac{H^2(1+H^2+w^2)}{(1+H^2)(H^2+w^2)} \right]^{H^2} \right\} \quad (4.5)$$

❖ pour le cas de deux surfaces rectangulaire parallèles; on établi la formulation suivante:

$$F_{1-2} = \frac{2}{\pi XY} \left\{ \text{Ln} \left[\frac{(1+X^2)(1+Y^2)}{1+X^2+Y^2} \right]^{1/2} - X \tan^{-1} X - Y \tan^{-1} Y + X \sqrt{1+Y^2} \tan^{-1} \frac{X}{\sqrt{1+Y^2}} + Y \sqrt{1+X^2} \tan^{-1} \frac{Y}{\sqrt{1+X^2}} \right\} \quad (4.6)$$

Tableau 4.1: Forme de la chambre de combustion

$X = a/c$ et $Y = b/c$	$w = h/l$ et $H = w/l$
	
Fig.4.2a Surfaces parallèles	Fig.4.2b Surfaces perpendiculaire

IV-2-b Détermination de l'émissivité totale du gaz:

La valeur de ϵ_{gi} dépend de la configuration du volume de gaz par l'intermédiaire de l'épaisseur équivalente relative au volume de l'enceinte, des pressions partielles des molécules de H2O, CO2 et de la température des gaz Tg.

Pour des températures inférieures à 3000°K, l'oxygène et l'azote sont transparents, par conséquent leurs émissivités sont négligeable. [37]

Nous considérons seulement les molécules de CO₂ et de H₂O diluées dans le gaz. l'émissivité totale du gaz rayonnant vers une surface est donnée par :

$$\varepsilon_g = C_{CO_2}\varepsilon_{CO_2} + C_{H_2O}\varepsilon_{H_2O} - \Delta\varepsilon$$

à l'aide des abaques de Hottel, on peut déterminer l'émissivité de CO₂ et celle de H₂O. et $\Delta\varepsilon$ étant donné aussi par des abaques (voir annexe B)

Une formulation mathématique pour le calcul de l'émissivité totale de la vapeur d'eau est donnée par:

$$\begin{aligned} \varepsilon_{H_2O} &= a_0 \left[1 - e^{-a_1 \sqrt{X}} \right] \\ X &= p_{H_2O} R (300/T) (p_{air} + b p_{H_2O}) \\ b &= 5.0 (300/T)^{1/2} + 0.5 \end{aligned} \quad (4.7)$$

Sachons que a_0 et a_1 sont des constants donnés en fonction de la température.

Les valeurs de C_{CO_2} et C_{H_2O} sont calculées à partir des pressions partielles des gaz et de l'épaisseur équivalente du volume de gaz. Ce dernier est une grandeur purement géométrique indépendante de la longueur d'onde du rayonnement.

L'épaisseur équivalente est utilisée pour caractériser approximativement le rayonnement total d'un volume gazeux, sa valeur peut être exprimée par la relation suivante: $R = 3.6V / S$

V et S: sont respectivement le volume et la surface interne de l'enceinte. [38]

IV-2-c Détermination de la transmittivité totale:

τ_{ij} est la transmittivité d'une couche gazeuse comprise entre deux surfaces S_i et S_j

Une bonne approximation consiste à prendre $\tau_{ij} = 1 - \alpha_{ij}$

ou α_{ij} est l'absorptivité totale du gaz à la température de la paroi

Une corrélation fortement recommandée:

$$\begin{aligned} \alpha_g &= \sum_{i=0}^3 a_{\alpha,i} (T, Ts) \left[1 - e^{-k_i L (P_{CO_2} + P_{H_2O})} \right] \\ a_{0,i} &= 1 - \sum_{i=1}^3 a_{\alpha,i} \end{aligned} \quad (4.8)$$

$a_{\alpha,i}$ Et k_i sont des paramètres donnés (voir annexe B)

IV-2-d Radiosité:

Le rayonnement qui quitte une surface S_i est la somme de son émission propre et de la réflexion d'une partie de rayonnement incident sur cette surface on appelle radiosité que l'on note J_i (W/m^2)

Rosin et Fehling ont proposé le diagramme J_i de la combustion "diagramme de chaleur totale température", il est valable avec bonne approximation pour tous les combustibles (voir annexe B)

Lorsque en calcule $\phi_{i,net}$ eq. (4.3), les densités de flux net en fonction de la température sont données par :

$$\phi_{i,net} = (\varepsilon_i / (1 - \varepsilon_i)) (\sigma \times T_i^4 - J_i) \quad (4.9)$$

En tire de cette relation T_i les températures des parois internes

IV-3 Bilan énergétique sur les surfaces interne du foyer:

Tenir compte des échanges thermiques avec l'extérieur de la chambre de combustion. On considère le transfert de chaleur par conduction à travers les murs de la chambre .Une quantité de cette énergie est transmise vers l'eau qui circule à l'intérieur des tubes écrans et faible quantité de chaleur sera transférée vers l'extérieur de la chaudière par conduction.[39]

- Sur la surface réfractaire, la densité nette de flux de rayonnée sur la sole est donnée par :

$$\begin{aligned} \phi_{6refl} &= \phi_{6conv} - \phi_{6cond} \\ \text{Avec } \phi_{6conv} &= h_{int} (T_g - T_6) \\ \phi_{6cond} &= (1/h_{ext} + \sum e/k)^{-1} (T_6 - T_{ext}) \end{aligned} \quad (4.10)$$

- Sur les surfaces de captation, la densité de flux utile est donnée par la formule suivante:

$$\phi_{utile} = \phi_{i,net} + h_{int} (T_g - T_i) \quad (4.11)$$

- Le flux total perdu par les gaz vers les parois de la chambre est :

$$\Phi_{gaz} = S_6 \phi_{6cond} + \sum_{i=1}^5 S_i \phi_{i,utile} \quad (4.12)$$

$$T_g = T_0 + (Cp_{gaz} / Cp_g) (T_{ad} - T_0) - (\Phi_{gaz} / m_g Cp_g) \quad (4.13)$$

Cp_g : chaleur spécifique moyenne évaluée entre (T_g & T_0)

Cp_{gaz} : chaleur spécifique moyenne évaluée entre (T_{ad} & T_0)

IV-4 La Perte de pression dans les Tubes:

Pour les écoulements à l'intérieur des tubes bouilleurs la perte sera causée par la friction, pesanteur et les changements dans le volume spécifique.

$$\Delta p = \Delta p_f + \Delta p_g + \Delta p_a \quad (4.14)$$

La perte de la pression frictionnelle est: $\Delta p_f = 4f \frac{L}{d} \frac{\rho w^2}{2}$

Pour écoulement turbulent $Re > 2300$, le facteur frottement est déterminé par:

$$f = (0.79 \ln Re + 1.64)^{-2}$$

La perte de la pression gravitationnelle peut être distingué comme $\Delta p_g = \rho g \Delta H$

La perte pression due à changement dans la vitesse d'écoulement est

$$\Delta p_a = \rho_i w_i^2 - \rho_i w_i^2$$

Etape de résolution

Etant donné que le seul paramètre connu pour la chaudière 40 est la température des gaz de fumée

Etape 1: de cette valeur on peut calculer la chaleur spécifique des gaz Cp_{gaz}

Etape 2: pour le régime de marche de la chaudière on calcul le pouvoir calorifique inférieur et T_{ad} de l'équation (4.1).

Etape 3: calcul de l'emmissivité de gaz, équation (4.7)

Etape 4: calcul de transmissivité, équation (4.8)

Etape 5: avec la géométrie de la chaudière, on peut estimer les facteurs de forme équation (4.5) et (4.6)

Etape 6: on donne la valeur de la radiosité ; le paramètre inconnu qui reste dans l'ensemble d'équation est le flux de chaleur, ainsi on calcule la température de la paroi et puis les différentes corrélations de convection forcée (chapitre I)

Et enfin les différentes corrélations de flux critique de la chaleur.

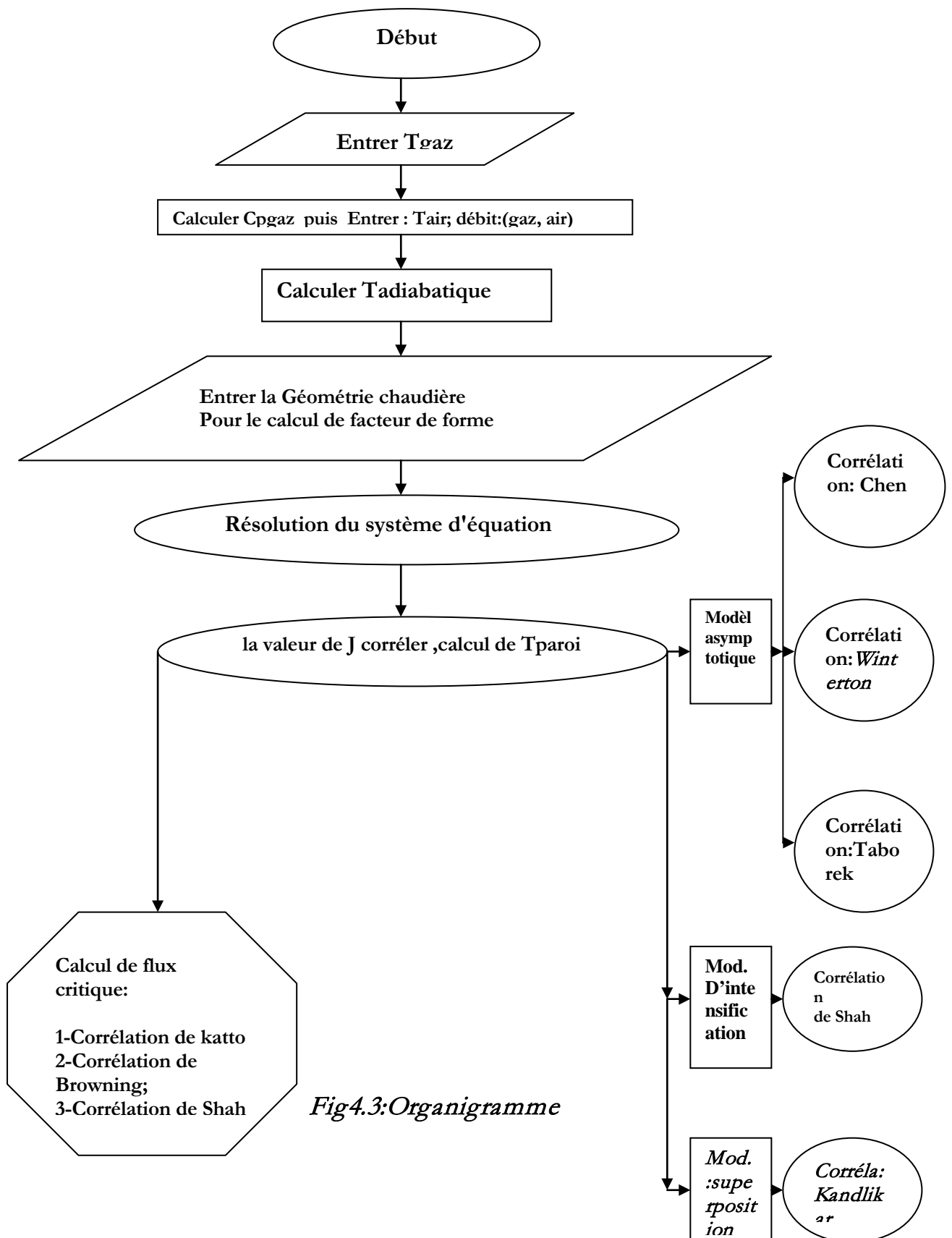


Fig4.3: Organigramme

IV-6 Résultats et discussion:**Paramètres de la chaudière 40:**

Régime de marche	La géométrie
Débit vapeur=245 T/h ; T _{gaz} =1300°C;	Volume chambre=583m ³
T _{air} =300°C ; Débit air=11300 kg/h	Surface d'échange=1130m ²
Débit combustible=2350 kg/h ; e=0.2,	La hauteur=21m ; La largeur=6m
	La longueur=6m

Résultats :**IV-6-1 Le calcul de Rayonnement thermique :**

avec Le calcul de rayonnement thermique à l'aide des équations mathématiques ; on obtient :

Calcul de rayonnement thermique
Le pouvoir calorifique inférieur PCI=1.6854×10 ⁸ cal
Température adiabatique T _{ad} =1.8835×10 ⁷ °C
Le flux net pour chaque surface $\phi_{net} = 3.532 \times 10^4$ W/m ²
La température de chaque paroi T _{paroi} = 847.0215°C
Le volume gazeux : R =1.8573m

Facteur de forme :

	0	0.0247	0.2755	0.2755	0.3339	0.3339
	0.0247	0	0.2755	0.2755	0.3339	0.3339
F=	0.2755	0.2755	0	0.0247	0.0697	0.0697
	0.2755	0.2755	0.0247	0	0.0697	0.0697
	0.3339	0.3339	0.0697	0.0697	0	0.0247
	0.3339	0.3339	0.0697	0.0697	0.0247	0

IV-7 Etude de régime saturé dans les tubes vaporisateurs « chaudière 40 »

Les caractéristiques expérimentales des tubes verticaux de la chaudière 40 Sonelgaz – Annaba – étaient employées pour étudier la comparaison des différents modèles; les conditions sont données dans le tableau 4.2 ; le titre de vapeur dans les tubes est de 0.2. On a fait varier le titre de vapeur x et le flux thermique $q = \phi_{net}$ pour voir la variation des paramètres thermohydrauliques de chaque modèle.

Tableau 4.2:Caractéristiques du tube de la chaudière 40

Longueur de tube 20m	diamètre D =6.5mm ; titre de vapeur $x=0.1 \div 0.9$.	Température de fluide a l'entrée =340 °C	pression d'entrée =145bar	Flux $q=Q_{net} =$ (13000; 15000; 35320 ; 70000; 100000) W/m ²
----------------------	---	---	------------------------------	--

IV-7-1 Corrélation de Shah

Les figures (4.4) (4.5) (4.6) (4.7) (4.8) montrent la variation des paramètres de la corrélation de Shah

La figure 4.4 présente l'évolution de flux de chaleur ϕ_{net} en fonction de coefficient de transfert de chaleur $hShah$, on remarque que $hShah$ est indépendant de ϕ_{net} et l'augmentation de ϕ_{net} n'influe pas sur $hShah$.

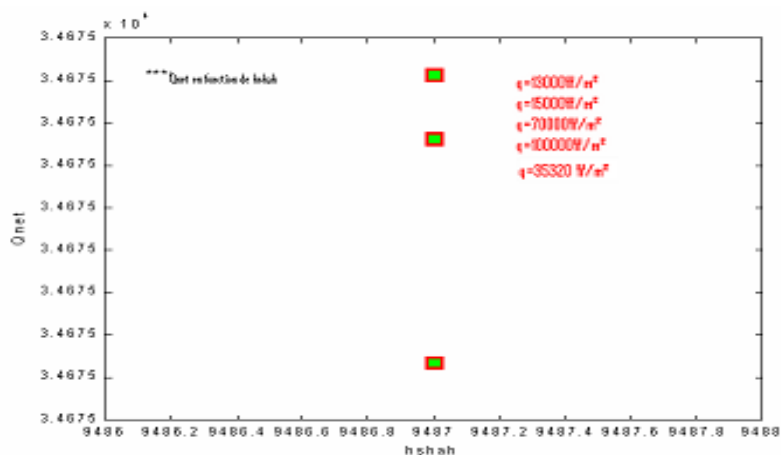


Fig4.4 : variation de $\phi_{net} = q$ en fonction de coefficient de transfert $hshah$

La figure (4.5) montre que le nombre de Martinnelli prend une allure croissante avec l'accroissement de x , ce nombre représente la chute de pression dans les écoulements diphasiques.

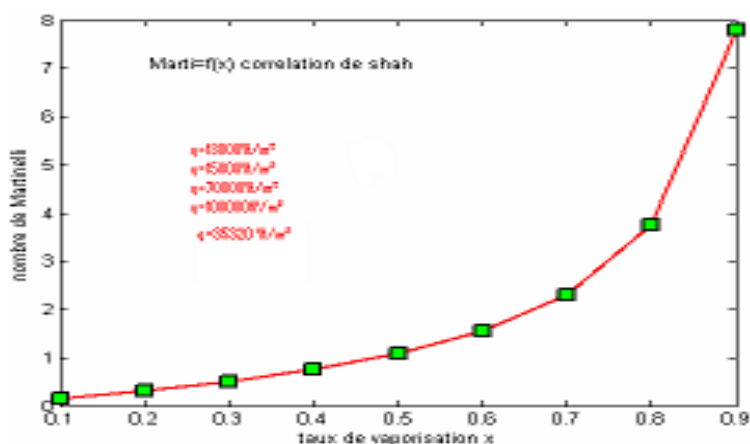


Fig.4.5 : variation de Nombre de Martinnelli en fonction de titre de vapeur x

La figure 4.6 présente l'allure de coefficient d'ébullition nucléée h_{nb} en fonction de nombre adimensionnel N de la corrélation de Shah, h_{nb} croit avec l'accroissement de N .

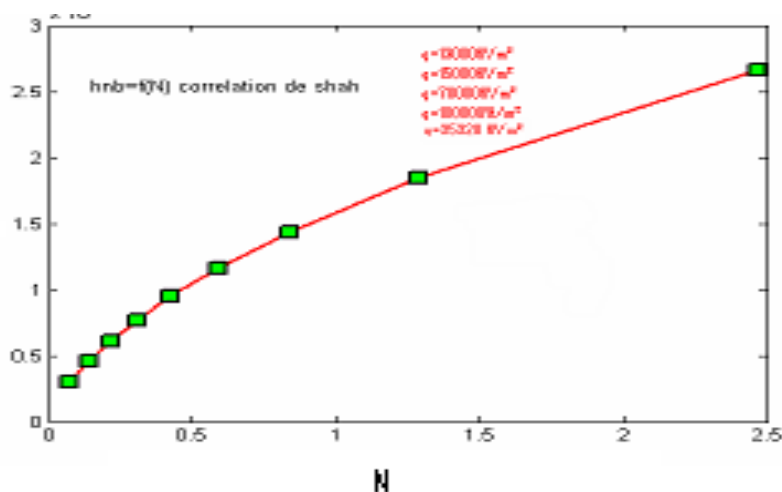


Fig.4.6 : variation de coefficient de transfert d'ébullition nucléée en fonction de N

la figure (4.7) présente l'allure de coefficient d'ébullition convective h_{cb} en fonction de nombre adimensionnel N de la corrélation de Shah, h_{cb} croit avec l'accroissement de N pour $N=0 \div 0.2$, au delà de $N=0.2$, h_{cb} décroît.

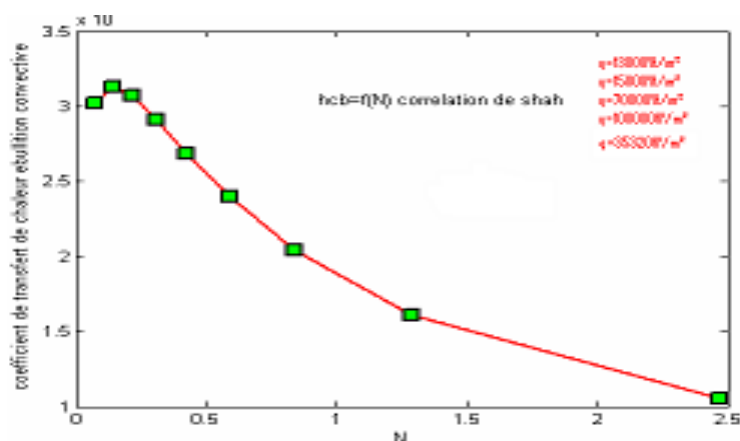


Fig.4.7 : variation de coefficient de transfert d'ébullition convective en fonction de N

La figure (4.8) montre que le nombre de convection déclin avec l'augmentation de titre de vapeur x

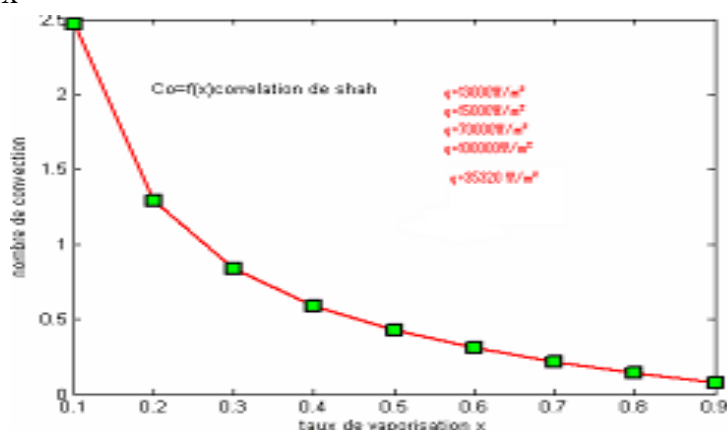


Fig.4.8 : variation de Nombre de Convection en fonction de titre x

le tableau 4.3 donne les valeurs de coefficient d'ébullition nucléée hnb et de coefficient d'ébullition convectif hcb de la corrélation de Shah pour la variation de titre de vapeur de 0.1 à 0.9 et pour les valeurs de flux de chaleur suivantes: $q=(13000;15000;35320 ;70000;100000)W/m^2$,d'après les résultats obtenues on remarque que : hnb augmente légèrement avec l'augmentation de q et x ;et hcb reste constant quelque soit la variation effectuée.

Tableau 4.3 valeurs des paramètres de la corrélation de Shah obtenues à l'aide du programme de calcul

$q=13000W/m^2$ corrélation de Shah

X	X=0.1	X=0.2	X=0.3	X=0.4	X=0.5	X=0.6	X=0.7	X=0.8	X=0.9
$h_{nb} \times 10^5$	2.1494	1.4877	1.1583	0.9360	0.7638	0.6192	0.4904	0.3695	0.2473
$hcb \times 10^5$	1.0534	1.6109	2.0440	2.3973	2.6858	2.9124	3.0698	3.1336	3.0243
q=15000W/m² corrélation de Shah									
$h_{nb} \times 10^5$	2.3088	1.5980	1.2442	1.0054	0.8205	0.6651	0.5268	0.3969	0.2656
$hcb \times 10^5$	1.0534	1.6109	2.0440	2.3973	2.6858	2.9124	3.0698	3.1336	3.0243
q=35320W/m² corrélation de Shah									
$h_{nb} \times 10^5$	3.8223	4.2542	4.4032	4.7623	4.9322	5.0150	5.3512	5.6402	5.7912
$hcb \times 10^5$	1.0534	1.6109	2.0440	2.3973	2.6858	2.9124	3.0698	3.1336	3.0243
q=70000W/m² corrélation de Shah									
$h_{nb} \times 10^5$	8.0716	9.1575	9.6465	9.7901	9.6684	9.3030	8.6771	7.7214	6.2238
$hcb \times 10^5$	1.0534	1.6109	2.0440	2.3973	2.6858	2.9124	3.0698	3.1336	3.0243
q=100000W/m² corrélation de Shah									
$h_{nb} \times 10^6$	0.9647	1.0945	1.1530	1.1701	1.1556	1.1119	1.0371	0.9229	0.7439
$hcb \times 10^5$	1.0534	1.6109	2.0440	2.3973	2.6858	2.9124	3.0698	3.1336	3.0243

IV-7-2 Corrélation de Chen

Les figures (4.9) (4.10) (4.11) (4.12) (4.13) montrent la variation des paramètres de la corrélation de Chen

La figure (4.9) : montre l'évolution de flux de chaleur ϕ_{net} en fonction de coefficient de transfert de chaleur $hChen$; on remarque que $hChen$ est indépendant de ϕ_{net} et l'augmentation de ϕ_{net} n'influe pas sur $hChen$.

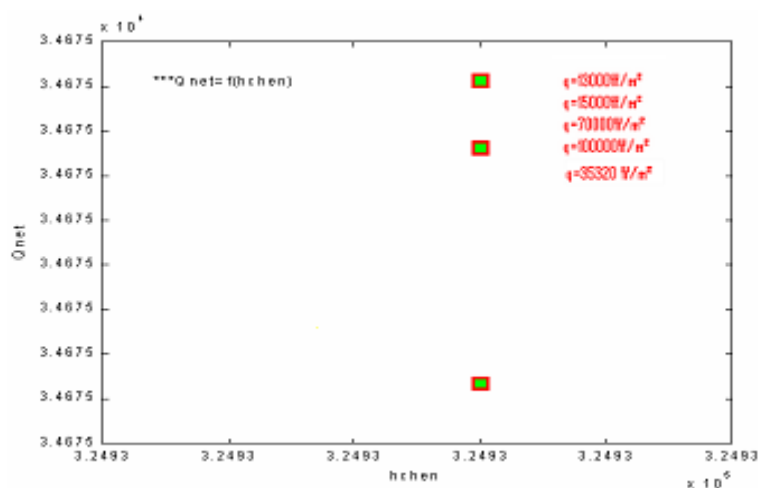


Fig4.9 : variation de $\phi_{net} = q$ en fonction de coefficient de transfert $hChen$

La figure (4.10) présente la variation de nombre de Reynolds des valeurs effectives biphasiques $Retp$ en fonction de nombre de Reynolds phase liquide Ref , $Retp$ croit avec l'accroissement de Ref

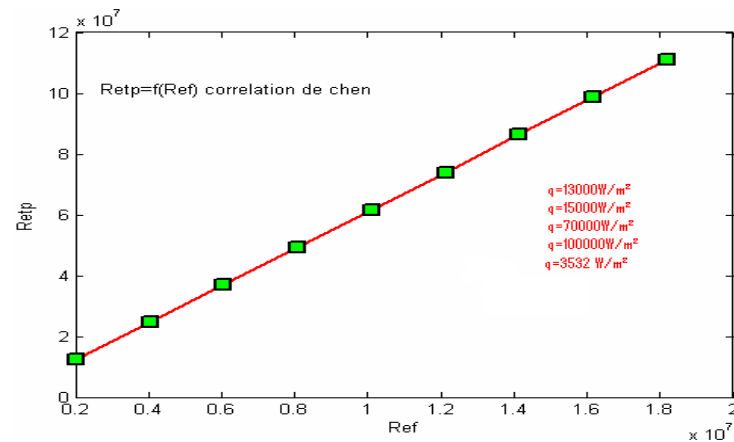


Fig.4.10 : variation de $Retp$ en fonction de Ref

La figure (4.11) montre la variation de coefficient de transfert de chaleur d'ébullition convective hcb en fonction de nombre de Reynolds phase liquide Ref ; on remarque que hcb augmente avec l'augmentation de Ref .

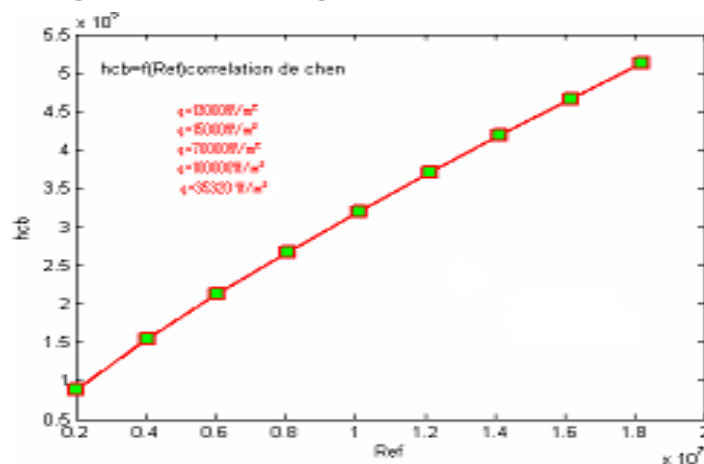


Fig.4.11 : variation de hcb en fonction de Ref

la figure (4.12) montre la variation de coefficient de transfert de chaleur d'ébullition nucléée hnb en fonction de facteur de suppression S , on remarque que le coefficient hnb augmente avec l'augmentation de facteur de suppression S

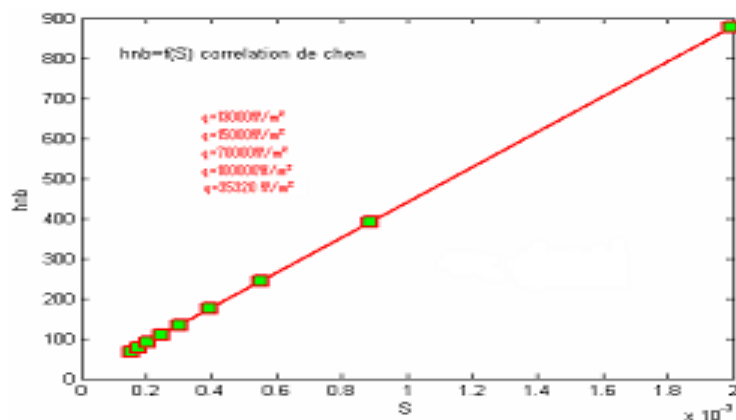


Fig.4.12 : variation de coefficient hnb en fonction de facteur S

La figure 4.13 montre la variation de nombre de Reynolds des valeurs effectives biphasiques Re_{tp} en fonction de facteur de suppression S se facteur décrois avec la l'accroissement de Re_{tp} .

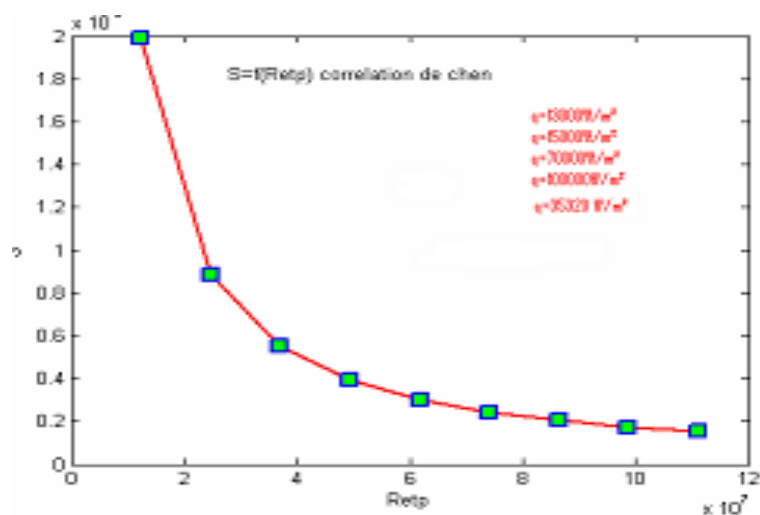


Fig.4.13 : variation de Re_{tp} en fonction de facteur S

le tableau 4.4 présente les valeurs de coefficient d'ébullition nucléée h_{nb} et de coefficient d'ébullition convectif h_{cb} de la corrélation de Chen pour la variation de titre de vapeur de 0.1 à 0.9 et pour les valeurs de flux de chaleur suivantes: $q=(13000; 15000; 35320; 70000; 100000)W/m^2$;d'après les résultats obtenues on remarque que h_{nb} prend des valeurs faibles et constantes avec la variation de q et x , et h_{cb} reste presque constant et prend des valeurs élevés

Tableau 4.4 valeurs des paramètres de la corrélation de Chen obtenues à l'aide du programme de calcul

q=13000W/m² corrélation de Chen									
X	X=0.1	X=0.2	X=0.3	X=0.4	X=0.5	X=0.6	X=0.7	X=0.8	X=0.9
h_{nb}	67.3121	77.2559	90.3170	108.1632	133.8740	173.7968	243.3053	390.8705	878.5307
$hcb \times 10^5$	5.1246	4.6639	4.1916	3.7056	3.2031	2.6800	2.1301	1.5422	0.8923
q=15000W/m² corrélation de Chen									
h_{nb}	67.3121	77.2559	90.3170	108.1632	133.8740	173.7968	243.3053	390.8705	878.5307
$hcb \times 10^5$	5.1239	4.6631	4.1907	3.7045	3.2017	2.6783	2.1277	1.5383	0.8835
q=35320 W/m² corrélation de Chen									
h_{nb}	67.3121	77.2559	90.3170	108.1632	133.8740	173.7968	243.3053	1.5422	0.8923
$hcb \times 10^5$	5.1239	4.6639	4.1916	3.7056	3.2031	2.6800	2.1301	1.5422	0.8923
q=70000W/m² corrélation de Chen									
h_{nb}	67.3121	77.2559	90.3170	108.1632	133.8740	173.7968	243.3053	390.8705	878.5307
$hcb \times 10^5$	5.1246	4.6639	4.1916	3.7056	3.2031	2.6800	2.1301	1.5422	0.8923
q=100000W/m² corrélation de Chen									
h_{nb}	67.3121	77.2559	90.3170	108.1632	133.8740	173.7968	243.3053	390.8705	878.5307
$hcb \times 10^5$	5.1246	4.6639	4.1916	3.7056	3.2031	2.6800	2.1301	1.5422	0.8923

IV-7-3 Corrélation de Kandlikar

Les figures (4.14) (4.15) (4.16) (4.17) (4.18) (4.19) montrent la variation des paramètres de la corrélation de Kandlikar.

La figure (4.14) montre l'évolution de flux de chaleur ϕ_{net} en fonction de coefficient de transfert de chaleur $hkandlikar$ pour les tubes verticaux ; on remarque que $hkandlikar$ augmente avec l'augmentation de ϕ_{net}

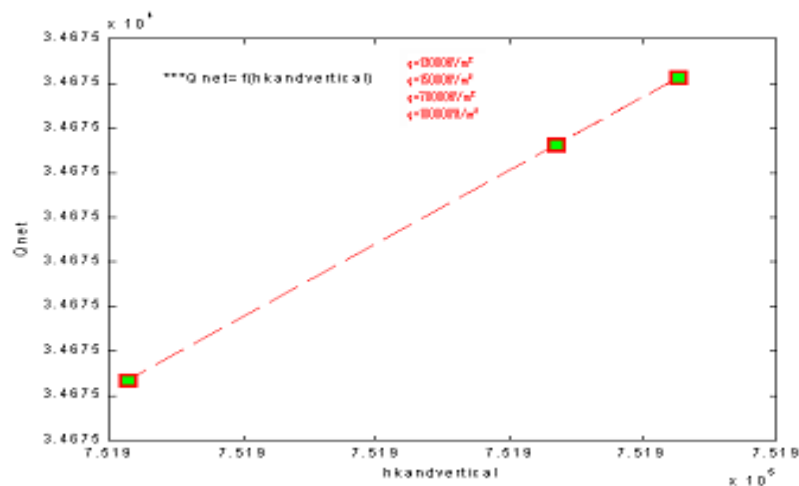


Fig4.14: variation de ϕ_{net} en fonction de $h_{kandvertikal}$ (tube vertical)

La figure (4.15) présente la variation de h_{nb} en fonction de titre de vapeur x pour les conditions précitées ; pour un titre x entre 0.1 et 0.2 le coefficient h_{nb} augmente rapidement, cette résultat justifie la rapidité de naissance des bulles dans les régions C et D dans la figure (1.18,§I-2-a), au delà de $x=0.2$, h_{nb} décrois avec l'accroissement de x .résultat justifier aussi car dans les régions supérieurs de la région D, l'ébullition part et la vaporisation a lieu.

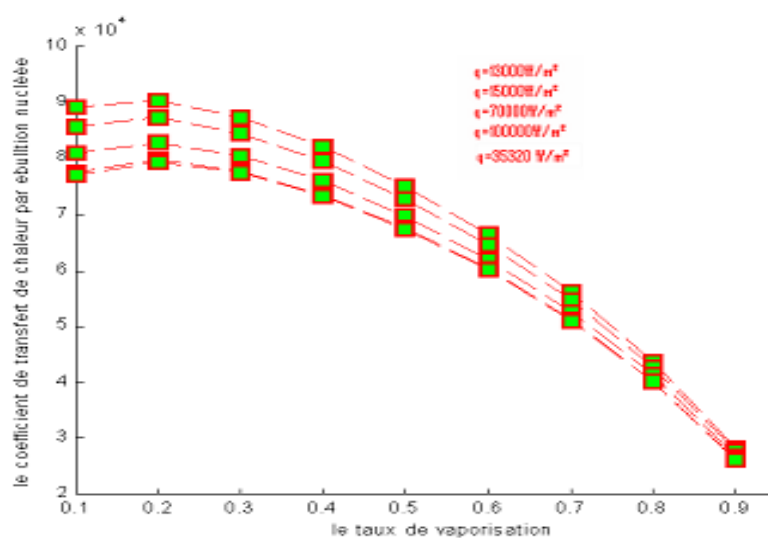


Fig4.15: variation de coefficient h_{nb} en fonction de titre x

la figure (4.16) présente la variation de h_{cb} en fonction de titre de vapeur x pour les conditions précitées, on remarque que le coefficient h_{cb} est faible pour des titres x faibles ,et il augmente avec l'augmentation de x .

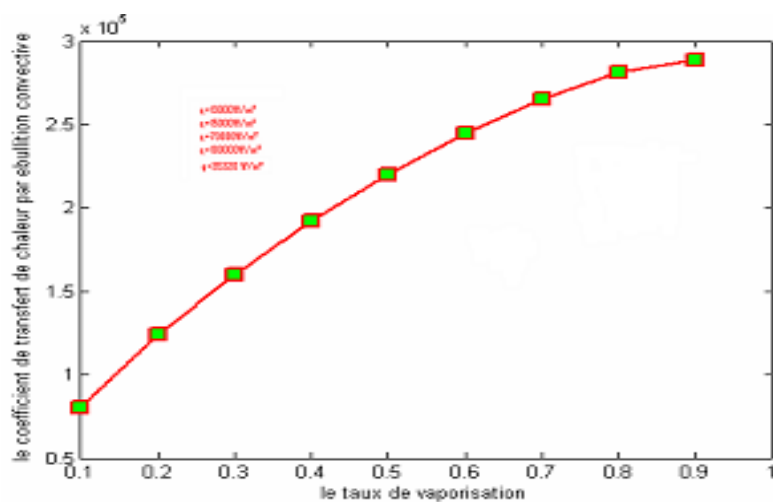


Fig4.16: variation de coefficient hcb en fonction de titre x

la figure (4.17) présente la variation de hcb en fonction de nombre de convection Co , on remarque que : pour des nombres de convection petits le coefficient hcb est grand ce qui justifie la bonne qualité d'écoulement et la prèdomination de l'ébullition convective pour ($Co < 0.65$) .

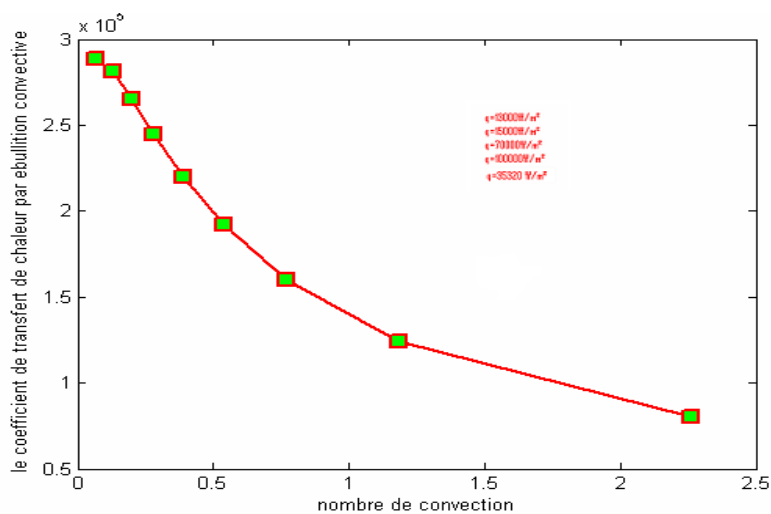


Fig4.17: variation de coefficient hcb en fonction de Co

La figure (4.18) présente la variation de hnb en fonction de nombre de convection Co on remarque que hnb augmente avec l'augmentation de Co ainsi que une prèdomination d'ébullition nucléée pour des valeurs de ($Co > 0.65$)

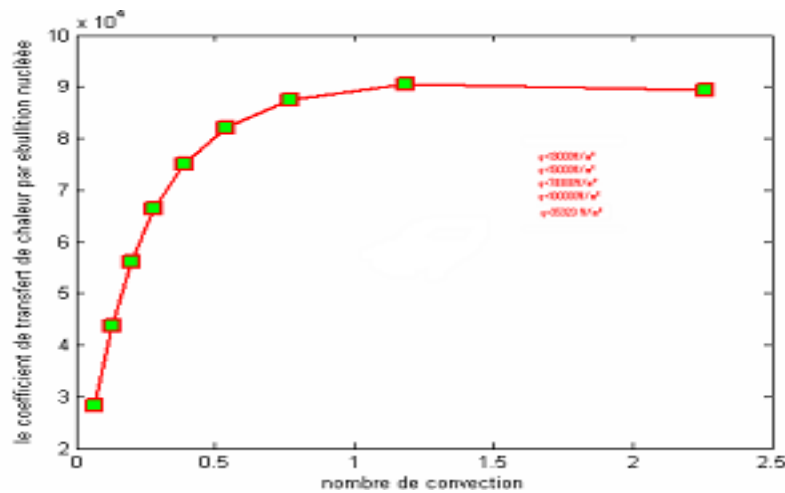


Fig4.18: variation de coefficient hnb en fonction de Co

la figure (4.19) présente la variation de nombre de convection Co en fonction de titre de vapeur x ;on remarque que le nombre de convection déclin avec l'accroissement de titre de vapeur x .

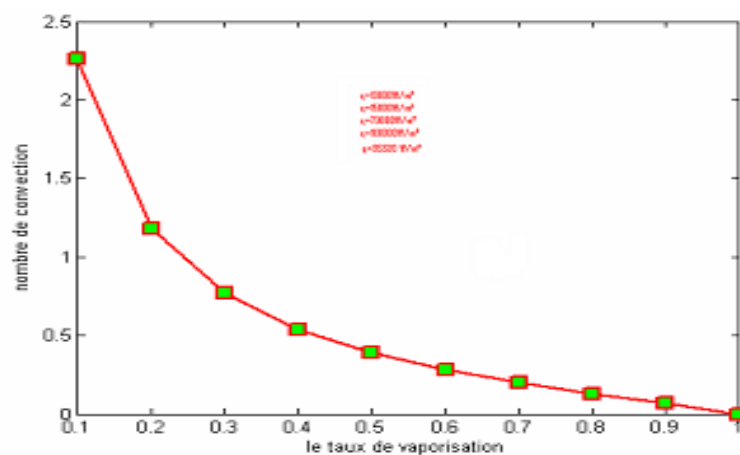


Fig4.19: variation de Co en fonction de titre x

le tableau 4.5 montre les valeurs de coefficient d'ébullition nucléée hnb et de coefficient d'ébullition convectif hcb de la corrélation de Kandlikar pour la variation de titre de vapeur de 0.1 à 0.9 et pour les valeurs de flux de chaleur suivantes: $q=(13000;15000;35320 ;70000;100000)W/m^2$,d'après les résultats obtenues on remarque que le coefficient d'ébullition nucléée hnb prend des valeurs grandes pour des faibles taux de vapeur et croit avec l'augmentation de q dans cette gamme "faible titre de vapeur x "; avec l'augmentation de x (au delà de $x=0.2$) hnb commence a descendre même si le flux q augmente . Le coefficient d'ébullition

convective h_{cb} croit avec l'accroissement de titre x et avec l'accroissement de flux de chaleur ; ces résultats confrontent avec le raisonnement physique et les littératures existantes à l'échelle internationale.

Tableau 4.5 valeurs des paramètres de la corrélation de Kandlikar obtenues à l'aide du programme de calcul

q=13000W/m² corrélation de Kandlikar									
X	X=0.1	X=0.2	X=0.3	X=0.4	X=0.5	X=0.6	X=0.7	X=0.8	X=0.9
$h_{nb} \times 10^4$	7.7050	7.9351	7.7451	7.3277	6.7416	6.0039	5.1073	4.0147	2.6161
$h_{cb} \times 10^5$	0.7274	1.1694	1.5398	1.8644	2.1525	2.4067	2.6242	2.7934	2.8733
q=15000W/m² corrélation de Kandlikar									
$h_{nb} \times 10^4$	7.7455	7.9720	7.7783	7.3570	6.7669	6.0251	5.1241	4.0268	2.6231
$h_{cb} \times 10^5$	0.7299	1.1717	1.5419	1.8662	2.1540	2.4080	2.6253	2.7941	2.8737
q=15000W/m² corrélation de Kandlikar									
$h_{nb} \times 10^4$	7.3205	7.5852	7.4307	7.0497	6.5013	5.8029	4.9476	3.8992	2.5498
$h_{cb} \times 10^5$	0.7031	1.1473	1.5199	1.8468	2.1373	2.3940	2.6141	2.7861	2.8691
q=70000W/m² corrélation de Kandlikar									
$h_{nb} \times 10^4$	8.5699	8.7222	8.4525	7.9530	7.2820	6.4560	5.4664	4.2743	2.7652
$h_{cb} \times 10^5$	0.7819	1.2190	1.5844	1.9038	2.1865	2.4352	2.6469	2.8098	2.8827
q=100000W/m² corrélation de Kandlikar									
$h_{nb} \times 10^4$	8.9242	9.0447	8.7423	8.2092	7.5034	6.6412	5.6136	4.3807	2.8263
$h_{cb} \times 10^5$	0.8043	1.2393	1.6026	1.9199	2.2005	2.4469	2.6561	2.8165	2.8865
Co	2.2603	1.1815	0.7676	0.5391	0.3897	0.2818	0.1979	0.1286	0.0672

IV- 8 calcul de flux de chaleur critique

Le calcul de flux de chaleur critique par les différentes corrélations, nous donne les résultats suivants :

Corrélation de calcul de flux critique	Valeurs obtenues
Corrélation de Katto	$q_{crkatto} = 1.3963 \times 10^4 (W / m^2)$ $Z_{sckatto} = 4.8796m$; $Z_{satkatto} = 3.5049m$ $Z_{katto} = 8.3845m$
Corrélation de Browing	$q_{crbrowing} = 2.1210 \times 10^4 (W / m^2)$ $Z_{scbrowing} = 3.2123m$; $Z_{satbrowing} = 2.3073m$ $Z_{browing} = 5.5196 m$
Corrélation de Shah	$q_{critshah} = 1.1425 \times 10^4 (W / m^2)$ $Z_{scshah} = 5.9631m$; $Z_{satshah} = 4.2832m$ $Z_{shah} = 10.6423m$

Conclusion:

D'après les résultats obtenus par la comparaison de plusieurs corrélations dans l'écoulement diphasique ; on distingue que :

1. Les deux phénomènes existants dans le régime saturé "la nucléation et la vaporisation" se développent d'une manière inverse ; l'augmentation de l'un des deux engendre la décroissance de l'autre.
2. la corrélation de Kandlikar présente des résultats plus logiques, car le coefficient de transfert de chaleur rassemble les deux nombres (nombre d'ébullition et nombre de convection); comme elle donne la nature de régime d'écoulement dans le tube ($Co < 0.65$) c'est la bonne qualité, et pour ($Co > 0.65$) c'est la mauvaise qualité); ainsi que le coefficient de transfert de chaleur augmente avec l'augmentation de flux de chaleur, se qui est juste.
3. les coefficients h_{nb} et h_{cb} de la corrélation de Kandlikar comportent tout les deux les mêmes paramètres et la sélection du plus grand des deux comme vraie valeur de coefficient de transfert de chaleur h ne supprime pas les paramètres de base de la corrélation utilisées dans la compréhension des mécanismes de phénomène.
4. Les corrélations de Chen et de Shah montrent que le flux de chaleur est indépendant de coefficient de transfert de chaleur, malgré que les études et les expériences faites depuis l'antiquité montrent que l'augmentation de flux de chaleur provoque l'augmentation de coefficient de transfert de chaleur.
5. choisir $h = \max(h_{nb}, h_{cb})$ "dans la corrélation de Chen ou Shah", fait perdre pas mal d'informations et paramètres utilisés dans la démarche du début.

6. La comparaison de flux de chaleur ϕ_{net} avec ceux des corrélations de flux de chaleur critique montre que la valeur de $\phi_{net} = 3.532 \times 10^4 \text{ W/m}^2$ est supérieure de ($q_{crkatto} = 1.3963 \times 10^4 \text{ (W/m}^2)$), $q_{crlbrowning} = 2.1210 \times 10^4 \text{ (W/m}^2)$; ($q_{critshah} = 1.1425 \times 10^4 \text{ (W/m}^2)$);

ce qui signifie que le point de **Dryout** n'est pas atteint encore

Puisque, on a pas un assèchement dans le tube; le taux de vaporisation est de $x=0.2$; d'où on a une crise d'ébullition de type **Burnout**: le tube irrigué par le fluide ,mais il y a une mauvaise circulation d'eau ; un bouchon de vapeur bloque la circulation du fluide ,et provoque un échauffement des parois internes;c'est due à la faible conductivité du bouchon de vapeur ;comme montre les résultats dans la corrélation de Kandlikar , le coefficient de transfert de chaleur augmente; et la chaleur s'accumule dans la paroi; la température des parois excède des valeurs très élevées au delà de 600°C ($T_{paroi} = 847.0215^\circ\text{C}$) ,se qui cause des éclatements de type "**Fish mouth** " comme montre l'analyse de Babcock & Wilcox.

Les zones d'éclatement sont les zones en face des brûleurs ($>4\text{m}$); se qui convenable au résultats obtenus." de $Z = Z_{cr} + Z_{sat}$ "

Comparaison avec l'étude expérimentale

La variation de ΔT avec D_h est montrée dans la Fig.4.20 pour l'eau à ($T_{sat} = 100^\circ\text{C}$) et pour R-134a à ($T_{sat} = 30^\circ\text{C}$).

Pour les tubes > 1 mm, la surchauffe de la paroi est assez petite,

Mais comme la dimension du tube devient plus petite, des grandes valeurs de ΔT sont exigées pour lancer la nucleation.

pour les tubes < 50 μm , les surchauffes de la paroi peuvent devenir assez grands, en excès de 10°C pour l'eau, et au-dessus de 2.3°C pour les réfrigérants.

Les écoulements dans des tubes < 10 μm , posent des défis considérables.

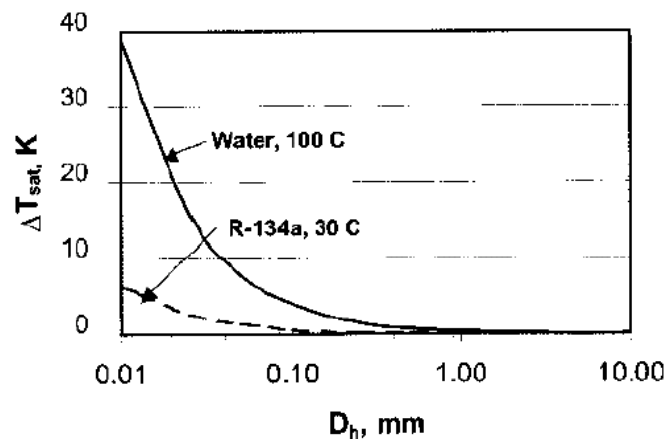


Fig. 4.20: variation de la température de surchauffe en fonction de diamètre hydraulique

Une fois que la nucléation commence, la grande surchauffe de la paroi cause une propagation soudaine d'énergie dans les bulles de vapeur qui grandissent rapidement et occupent le canal entier.

La figure 4.21 représentée par Steinke et Kandlikar montre les modèles d'évolution des bulles de nucleation, qui commence avec des petites bulles qui grandissent et remplissent complètement le tube et mènent à un mouvement rapide de l'interface vapeur /liquide .[23]

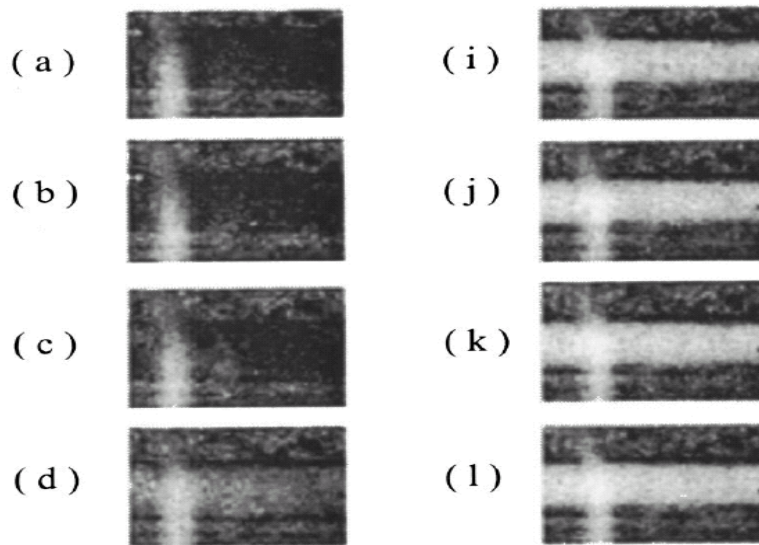


Fig.4.21 : visualisation d'écoulement d'eau à grande vitesse qui coule dans un tube de $197 \text{ mm} \times 1054 \mu\text{m}$.

une comparaison entre les données expérimentales et le modèle de la corrélation de Kandlikar, pour un écoulement laminaire, expose une prédominance d'ébullition nucléée, ou Le premier point montre un très grand coefficient du transfert de chaleur.

C'est dû au lancement soudain de la surchauffe de paroi qui cause l'augmentation rapide des bulles dans cette région comme montre la Fig.4.21.

Steinke et Kandlikar ont observé un comportement semblable ; les données sont schématisées dans la Fig.4.22.

Le mécanisme d'ébullition nucléée est assez complexe dans les tubes vaporisateurs comme montre les données expérimentales et l'étude de visualisation d'écoulement diphasique.

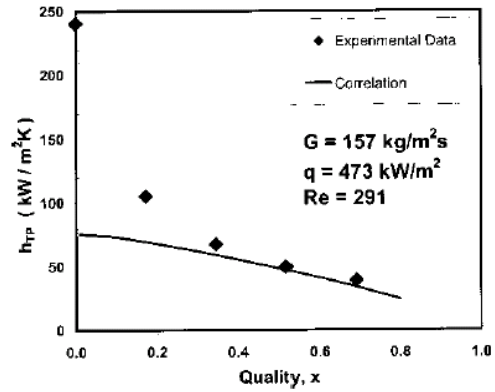
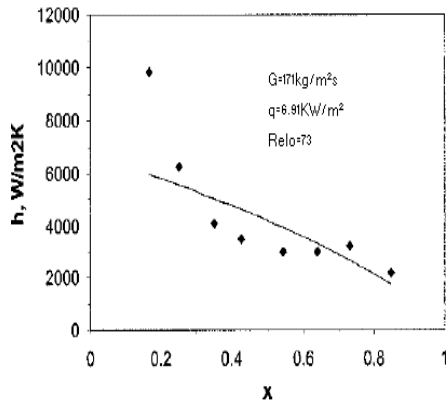


Fig. 4.22 a: comparaison de la corrélation de Kandlikar avec des données expérimentales pour l'eau

Fig.4.22b: comparaison de la corrélation de Kandlikar avec des données expérimentales pour le fluide R-134a

$D_h = 190\eta m; Re_{l_0} = 73,$
 $G = 171 kg / m^2 s, q = 6.91 Kw / m^2$

$D_h = 207\eta m; Re_{l_0} = 291,$
 $G = 157 kg / m^2 s, q = 473 Kw / m^2$

Figure 4.23 et figure 4.24 montre la comparaison de la corrélation de kandlikar avec d'autres corrélations biphasées pour un titre massique (qualité) de $x = 0.1$ et $x = 0.5$.

le processus du transfert de chaleur dans ce point est principalement convectif ($x=0.1$); cela montre que les corrélations biphasées sont strictement dépendantes du terme qualité. [22]

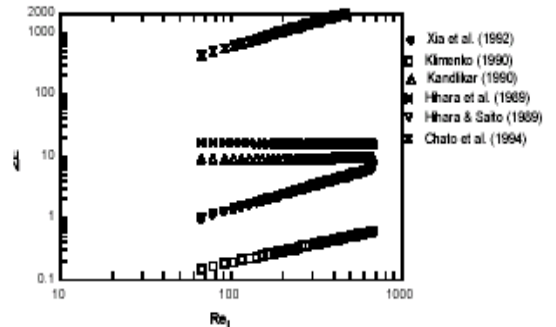
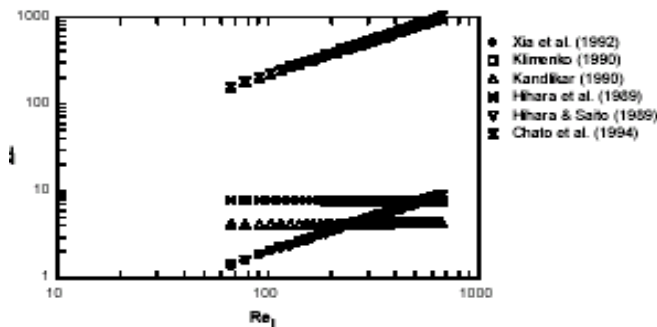


Fig4.23: Nombre de Nusselt en fonction de Nombre Reynolds pour l'eau ($x=0.1$)

Fig4.24: Nombre de Nusselt en fonction Reynolds pour l'eau ($x=0.5$)

Pour les modes du transfert de chaleur, le flux de chaleur augmente avec l'accroissement de surchauffe. La figure 4.25 montre la variation de flux de chaleur avec la différence de température $\Delta T = T_{paroi} - T_{sat}$ [40]

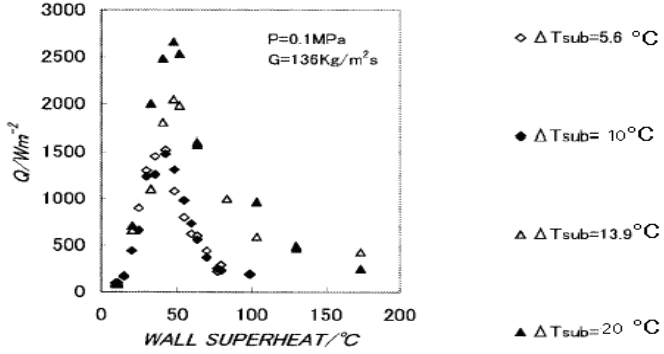


Fig. 4.25 : Effet de la sous saturation sur l'ébullition nucléée

CONCLUSION GÉNÉRALE

L'utilisation rationnelle de l'énergie constitue un gisement potentiel non encore suffisamment utilisé.

Les problèmes posés par les réacteurs nucléaires tournent autour de l'élaboration des relations et leur mise en oeuvre dans des conditions extrêmes de température et de flux.

Le chercheur, depuis des siècles, a toujours eu à l'esprit la volonté de développer des outils spécifiques. Il s'agit tout d'abord des techniques de modélisation et de simulation spécifiques en convection et en rayonnement, domaines sur lesquels l'expertise est difficile. Des moyens appropriés de mesure de température ont été développés grâce au progrès de l'instrumentation (dispositifs d'acquisition et de traitement numérique du signal).

Les méthodes modernes de mesure des propriétés thermophysiques ont été rendues possibles par la mise en oeuvre de méthodes de résolution de problèmes.

L'estimation de coefficient de transfert de chaleur, et flux de chaleur, et de validation de modèles et de construction de modèles pertinents est maintenant envisageable pour une grande classe d'application.

La thermodynamique, et ses évolutions récentes, constituent une science d'appui.

La haute qualité de production est liée à une maîtrise fine de la thermodynamique,

D'où on a essayé dans cette étude d'envisager le maximum des corrélations qui traitent le transfert thermique sur la base d'une gamme étendue d'expériences; et d'analyse mathématique "l'analyse dimensionnelle" qui reste toujours le meilleur outil de modélisation et de simulation et de design « conception » dans les machines thermiques.

Sur la base de cet ensemble de données le problème est détecté.

Notons que le domaine de transfert thermique reste jusqu'aujourd'hui un domaine vierge et vaste.

Le remplacement de la matière d'acier inoxydable qui fusionne à des températures élevées par la céramique apparaît aujourd'hui comme solution pour éviter le phénomène d'éclatement des tubes vaporisateurs.

En revanche les efforts visent à l'élaboration des matériaux qui travaillent dans des conditions extrêmes de température, sans fusion et accident.

BIBLIOGRAPHIE

1. Livre blanc : La recherche en thermique

Enjeux et perspectives en 2005 sociétés françaises de thermique ; version 3 document provisoire, 15 novembre 2004.

2. histoire de la machine à vapeur

Web site at: <http://visite.artsetmetiers.free.fr/plan.html>

3. Tube boiler analysis: Babcock & Wilcox, A McDermott Company, 2005

Web site at <http://www.babcock.com>

4. Delabrouille.Frédéric : Caractérisation par MET de fissures de corrosion sous contrainte d'alliages à base de nickel, Centre Interuniversitaire de Recherche et d'Ingénierie des Matériaux (CIRIMAT) Toulouse, 13 Janvier 2006

5. Rahmani .A & Chaoui .K : Modélisation du phénomène de crise d'ébullition dans un générateur de vapeur Juin 2002

6. Amrouni. M & Chaoui .K : Modélisation de l'écoulement lors de l'ébullition de l'eau dans un générateur de vapeur à haute pression Juin 99

7. Heat transfer textbook third edition / John H. Lienhard IV & John H. Lienhard V (version 1.12 dated January 19, 2003)

web site at <http://web.mit.edu/lienhard/www/ahtt.html>

8. International association for the properties of water and steam. Release on surface tension of ordinary water substance. Technical report, September 1995. Available from the executive secretary of IAPWS

web site at <http://www.iapws.org/>

9. K. Yamagata, F. hirano, K. Nishiwaka, and H. Matsuoka. Nucleate boiling of water on the horizontal heating surface .Mem. Fac. Eng. Kyushu 1955

10. Kandlikar, S.G., A Theoretical Model to Predict Pool Boiling CHF

Incorporating Effects of Contact Angle and orientation,

ASME Journal of Heat Transfer, 123, pp.1071–1079. 2001

11. D.C.Groeneveld.: Post dryout heat transfer at reactor operating conditions

National Topic Meeting on Water Reactor Safety,ANS,Salt Lake City,Utah,26-28 ,1973.

12. Convective boiling and condensation. John G. Collier F.R.S and John R. Thom. D. Phil Clarendon press OXFORD 1996

13. transferts Thermiques .Ives Jannot □□“CD Technique de l'ingénieur” 2002

14. Initiation aux transferts thermiques, Sacadura & al .Edition Dunod 1982

15. **transfert de chaleur lors de changements de phase** : V.A.Dorochenko & M.Tebbal 1995.
16. Z. Oulmi & T. Bouchami : **Recherche sur l'ébullition nucléée**. Janvier 2005
17. R.R .Riehl, P.Seleghim, Jr. and J.M .Ochterbeck
Comparison of Heat Transfer Correlations for Single and Two Phase microchannel Flows for microelectronics cooling
The National Science Foundation under Grant No. C TS-9730068.2004
18. Shah, M.M., **Chart Correlation for Saturated Boiling Heat Transfer: Equations and Further Study**, ASHRAE Trans., 88, Part I, pp. 185–196. 1982
19. Nitin N. Sawant*, Min Soo Kim**, W. Vance Payne*, Piotr A. Domanski* and Yun Wook Hwang** : **A Study of in –tube evaporation heat transfer of carbon dioxide and water** ,International Congress of Refrigeration 2003, Washington, D.C.
20. Gunger, K.E. and Winterton, R.H.S. **A General correlation for flow boiling in tubes and annuli**. Journal of Heat Transfer, 29,351-358, 1986.
21. D. Steiner & R.H.S. Winterton **Flow boiling heat transfer in vertical tubes correlated by an asymptotic model** .heat Transfer Engng, 13(2),43-69,New York □□Nov. 1992.
22. S.G. Kandlikar, **A General Correlation for Two-phase Flow Boiling Heat Transfer Coefficient inside Horizontal and Vertical Tubes**, J. Heat Transfer, Vol.102, pp.219-228, 1990.
23. **Further assessment of pool and flow boiling heat transfer with binary mixtures**
Satish G .Kandlikar (Visiting Professor, Kyushu University) Rochester Institute of Technology, Rochester, NY 14623, USA email: sgkeme@rit.edu
Shurong Tian, Jian Yu and Shigeru Koyama (Institute of Advanced Material Study, Kyushu University), Kasuga -kohen, Kasuga, 816-8580, JAPAN 2005
24. Satash. G. Kandlikar **Heat Transfer Mechanisms During Flow Boiling in Microchanelns**, Journal of Heat Transfer. February 2004, Vol.126
25. W.R .Browning: **A simple but accurate round tube uniform heat flux**. AEEW -R 489 Journal of Heat Transfer .1972.
26. Y. Katto & H. Ohne: **an improved version of the generalized correlation of critical heat flux for forced convective boiling in uniformly heated vertical tubes**. Int .J. Heat Transfer, 27(9), 1641-1648. 1984.
27. M.M. Shah: **Improved general correlation for critical heat flux during upflow in uniformly heated vertical tubes**. Heat and Fluid Flow, 8(4), 326-335. 1987.

28. S.T. Tong & J.D. Yong: **A phenomenological transition and film boiling heat transfer correlation** .Proc.5th Int. Heat Transfer Conf. Tokyo .Paper B.3.9, 4 .September 1974.
29. D.C. Groeneveld: post **dryout heat transfer at reactor operating conditions** National Topic Meeting on Water Reactor Safety ,ANS, Salt Lake City ,Utah,26-28,1973.
30. Benjedou. S & Chaoui. K : **Analyse des défaillances et étude du comportement mécaniques des tubes vaporisateurs des générateurs de vapeur**, Juin 2003.
31. **EPIC-SONALGAZ**: Formation Globale Rondier ; Formation en milieu de travail Centrale thermique –ANNABA-1996
32. **Maintenance méthode et organisation**, F. Manchy, Edition Dunod 2000.
33. **Rapport technique mensuel**, Chaudière 40 SONALGAZ-ANNABA, A/Nasser. Haroun, Février 2005
34. Denis veynante : **Modélisation et simulation numérique de la combustion turbulente**, Centre de Recherche sur la Combustion Turbulente, Laboratoire E.M2.C C.N.R.S.Ecole Centrale de Paris92295 Chatenay 2005.
35. Friedrich.Nuber & Karl.nuber : **Calcul thermique des chaudières** Edition Dunod 1972.
36. Dominique.Ingrain:**Mesure du pouvoir calorifique des gaz**;
Technique de l'ingénieur "R3" (R2980v2).
37. T.Bouchami &A.Rahmani:**Programme de calcul pour l'estimation des densités de flux thermiques a travers les parois internes de la chambre de combustion d'une chaudière industrielle**. Séminaire Ghardaïa 2005.
38. Brian. Elmegaard: **Simulation of boiler dynamics Development, Evaluation and Application of a General Energy System Simulation Tool**; Ph.D.Thesis ET–PhD 99–02, Technical University of Denmark.1999.
39. T.bouchami & (S.Trabelsi et R.Telailia) : **Modélisation et simulation d'une chambre de combustion de la chaudière FCB par un code de calcul** .Juin 2005
40. S. Guanghui, K.Fukuda, K.Morita, M.Pidduck, J.Douan, T.Matsumoto et R.Akasaka: **Applications of artificial neural network for the prediction of flow boiling curves** Journal of Nuclear Science and Technology, Vol.39, No.11, p.1190-1998 November2002.

BIBLIOGRAPHIE

Annexe A

Tableau 1-1: tension superficielle de diverses substances

SUBSTANCE	TEMPÉRATURE AMBIANTE (C°)	σ (mN/m)	$\sigma=a-bT(C^\circ)$	
			a(mN/m)	b(mN/m)
<i>Acetone</i>	25 à 50		26.26	0.112
<i>Ammoniac</i>	-70	42.39		
	-60	40.25		
	-50	37.91		
	-40	35.38		
	15 à 90		44.87	0.1085
<i>Aniline</i>	10	30.21		
	30	27.56		
	50	24.96		
	70	22.40		
<i>Benzene</i>				
<i>Butyl alcohol</i>	10 à 100		27.18	0.08983
<i>Carbone</i>	15 à 105		29.49	0.1224
<i>tetrachloride</i>	20 à 100		35.33	0.0966
<i>Ethyl alcool</i>	10 à 100		24.05	0.0832
<i>Ethylène glycol</i>	20 à 140		50.21	0.089
	-258	2.80		
	-255	2.29		
	-253	1.95		
<i>Isopropyl alcool</i>	10 à 100			
<i>Mercur</i>	5 à 200			
<i>Methane</i>	90	18.877		
	100	16.328		
<i>Methyl alcohol</i>	10 à 60		24.00	0.0789
<i>Naphtalène</i>	100 à 200		42.84	0.1107
<i>Nicotine</i>	-40 à 90		41.07	0.1112
<i>Nitrogène</i>	-195 à -183		26.42	0.2263
<i>Octane</i>	10 à 120		23.52	0.09509
<i>oxygène</i>	-202 à -184		-33.72	-0.2561
<i>Pentane</i>	10 à 30		18.25	0.11021
<i>Toluène</i>	10 à 100		30.90	0.1189
<i>Eau</i>	10 à 100		75.83	0.1477
substance	TEMPERATURE RANGE (C°)	$\sigma=\sigma_o [1-T(K)/Tc]^n$		
		σ_o (mN/m)	Tc (K)	n
<i>Charbon dioxyde</i>	-56 à 31	75.00	304.26	1.25
<i>CFC-12[R12]</i>	-148 à 112	65.52	385.01	1.27
<i>HCFC-22(R22)</i>	-158 à 96	61.23	369.32	1.23
<i>HCF-134a[r134a]</i>				
<i>propane</i>	-30 à 101	59.60	374.018	1.266
	-173 à 96	369.85	369.86	1.242

Tableau 1.2: valeur de C_{sf} pour les surfaces combinées

Combinaison fluide- surface	C_{sf}	S
Eau -nickel	0.006	1.0
Eau- platine	0.013	1.0
Eau- cuivre	0.013	1.0
Eau- laiton	0.006	1.0
CCl ₄ - cuivre	0.013	1.7
Benzène- chrome	0.010	1.7
n- pentane- chrome	0.015	1.7
alcool éthylique - chrome	0.0027	1.7

Tableau 1.3: prévision de flux thermique maximal d'ébullition en vase

Range	DIMENSION	$q_{max} / q_{max\ Zuber}$	Geometry
Erreur ! Des objets ne peuvent pas être créés à partir des codes de champs de mise en forme.	With or diameter	1.14	1.infinite flat plate
$0.07 \leq L' \leq 0.2$	With or diameter	$1.14 A_{heater} / \lambda_d^2$	2.small flat heater
$R' \geq 0.15$	Radius R	$0.89 + 2.27e^{-3.44\sqrt{R}}$	3. horizontal cylindre
$R' \geq 1.2$	Rayon R	0.90	4. large horizontal cylindre
$0.15 \leq R' < 1.2$	Radius R	$0.94 / (R')^{1.4}$	5.small horizontal cylinder
$R' \geq 4.26$	Radius R	0.84	6. large sphère
$R' \leq 4.26$	Radius R	$1.734 / (R')^{1/2}$	7. small sphère
$0.15 \leq H' \leq 2.96$	Height of side H	$1.18 / (H')^{1/4}$	8.small horizontal ribbon oriented vertically (heated on the both sides)
$0.15 \leq H' \leq 5.86$	Height of side H	$1.4 / (P')^{1/4}$	9. small horizontal ribbon oriented vertically (one side insulated)
About $L' \geq 4$	Length L	About 0.9	10.any large finite body
$0.15 \leq P' \leq 5.86$	Transverse perimeter P	$1.4 / (P')^{1/4}$	11.smallslender cylinder of any cross section
About $L' \geq 4$	Length L	$constant / (L')^{1/2}$	12.small bluff body

Tableau 1.4: conditions expérimentales des études analysées par Chen

Fluide	géométrie	direction	P [bar]	U :vitesse entrée [m.s ⁻¹]	x	q [kw.m ⁻²]
Eau	Tube	Ascendant	0.5-	0.06-	0.150.71	88-630
Eau	Tube	Ascendant	2.76	1.45	0.03-0.5	205-
Eau	Tube	Ascendant	2.9-	0.24-4.5	0.02-	2400
Eau	Anneau	Ascendant	34.8	0.24-	0.14	44-158
Méthanol	Tube	Ascendant	1.1-2.1	0.82	0.01-	100-500
Cyclohexane	Tube	Ascendant	1-2.4	0.6-0.27	0.59	22-54
Pentane	Tube	Ascendant	1	0.3-0.76	0.01-	9.5-41
Heptane	Tube	Ascendant	1	0.4-0.85	0.04	9.5-38
Benzène	Tube	ascendant	1	0.27-	0.02-0.1	6.2-28
			1	0.67	0.01-	12.5-41
			1	0.3-0.73	0.12	
				0.3-0.73	0.02-0.1	
					0.02-	
					0.09	

Tableau 1.5: conditions expérimentales des études analysées par Liu & Winterton

Dh [mm]	p [bar]	G[kg.m ⁻² .s ⁻¹]	x	q [kw.m ⁻²]	Re _f	Pr _f
2.39-32.0	0.0023-0.895	12.4-817933	0.0-0.948	0.35-2620	569-87500	0.83-9.1

Tableau 1.6: conditions expérimentales des études analysées par Steiner & Taborek

Dh [mm]	Psat [bar]	G [kg.m ⁻² .s ⁻¹]	x	q [kw.m ⁻²]
1 - 32	0.1 - 215	3.9 -45500	0 - 1	0.017 - 4600

Tableau 1.7: Coefficients d'écoulement d'ébullition Nucléée aux conditions pr=0.1; q_o et R_{po}=1μm

fluides	P _{crit} [bar]	Masse Molaire	q _o [kw. m ⁻²]	h _{npb,0} [w.m ⁻² . °C]
méthane	46.0	16.04	20	8.060
Éthane	48.8	30.07	20	5.210
propane	42.4	44.10	20	4.000
n-butane	38	58.12	20	3.300
n- pentane	33.7	72.15	20	3.070
n-hexane	29.7	86.18	20	2.840
Benzène	48.9	78.11	20	2.73
Diphényle	38.5	154.12	20	2.030
Méthanol	81.8	32.04	20	2.770

R11	44.0	137.37	20	3.690
R12	41.6	120.91	20	3.290
R13B1	39.8	148.93	20	3.380
R22	49.9	86.74	20	3.930
R23	48.7	70.02	20	4.870
R114	32.6	170.92	20	2.460
R123	36.7	152.93	20	2.600
R134a	40.6	102.03	20	3.500
R152a	45.2	66.05	20	4.000
RC318	28.0	200.03	20	2.710
Hydrogène	12.97	2.02	10	12.22
Oxegene	50.8	32	10	4.120
L'eau	220.64	18.02	15	25.580
Ammoniac	113.0	17.03	36.64	15

Tableau 1.8: paramètre de fluide- dépendant F_{PL} dans la corrélation de Kandlikar

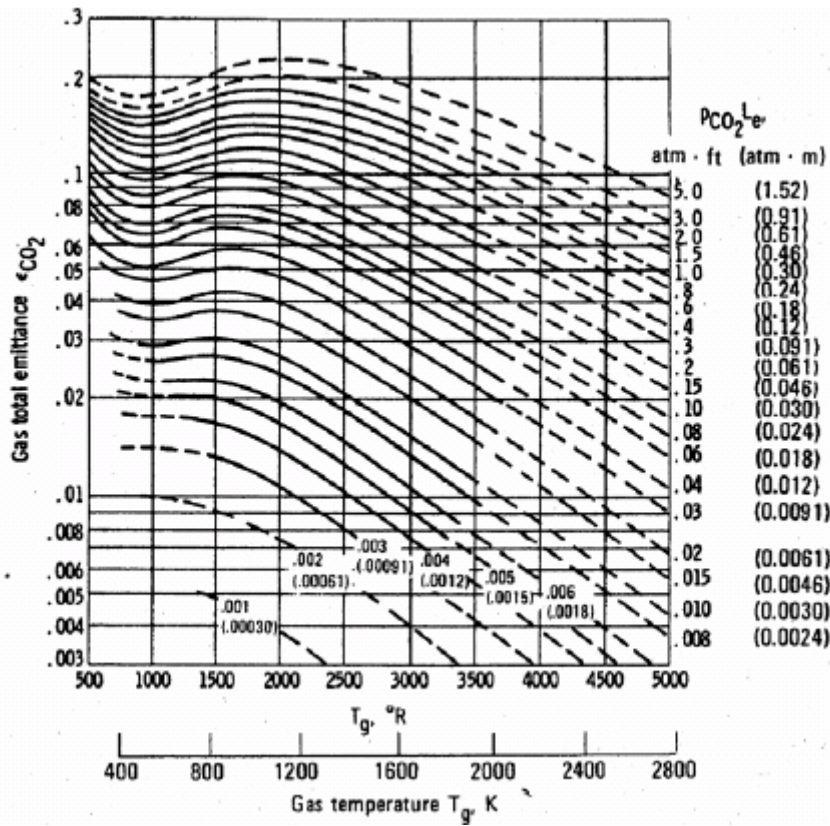
Fluides	F_{PL}	Fluides	F_{PL}
Eau	1.00	R-113	1.30
R-11	1.30	R-114	1.24
R-12	1.50	R-124	1.90

Tableau 1.9 Choix de X pour la corrélation de Katto et d' Ohne (1984)

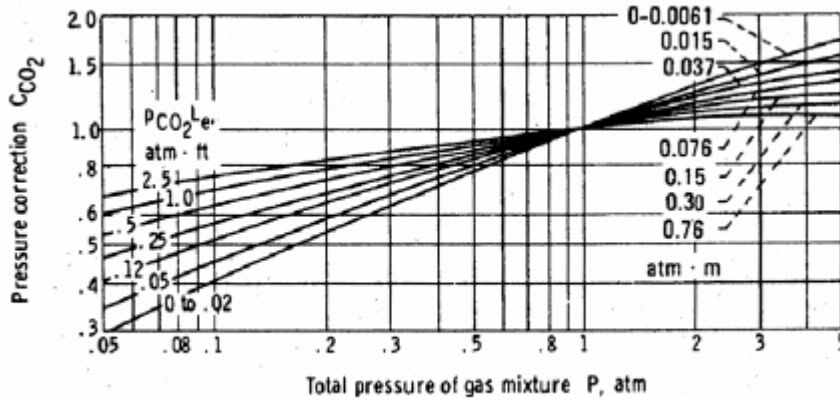
Pour	$R' < 0.15$	$R' > 0.15$
SI	$\left. \begin{array}{l} X_1 < X_2 \\ X_1 > X_2 \\ ET \end{array} \right\} \equiv X = X_1$ $\left. \begin{array}{l} X_2 < X_3 \\ X_1 > X_2 \\ ET \end{array} \right\} \equiv X = X_2$ $\left. \begin{array}{l} X_2 < X_3 \\ X_1 > X_2 \\ ET \end{array} \right\} \equiv X = X_3$ $\left. \begin{array}{l} X_2 > X_3 \\ K_1 > K_2 \\ K_1 < K_2 \end{array} \right\} \equiv K = K_1$ $\left. \begin{array}{l} K_1 > K_2 \\ K_1 < K_2 \end{array} \right\} \equiv K = K_2$	$\left. \begin{array}{l} X_1 < X_5 \\ X_1 > X_5 \\ ET \end{array} \right\} \equiv X = X_1$ $\left. \begin{array}{l} X_5 > X_4 \\ X_1 > X_5 \\ ET \end{array} \right\} \equiv X = X_5$ $\left. \begin{array}{l} X_5 > X_4 \\ X_1 > X_5 \\ ET \end{array} \right\} \equiv X = X_4$ $\left. \begin{array}{l} X_5 < X_5 \\ K_1 > K_2 \\ K_1 < K_2 \\ ET \end{array} \right\} \equiv K = K_1$ $\left. \begin{array}{l} K_1 < K_2 \\ ET \\ K_2 < K_3 \\ K_1 < K_2 \\ ET \end{array} \right\} \equiv K = K_2$ $\left. \begin{array}{l} K_2 < K_3 \\ K_1 < K_2 \\ ET \\ K_2 > K_3 \end{array} \right\} \equiv K = K_3$

Annexe B

Emissivité de Co2 et de la vapeur d'eau (Abaque de Hottel)

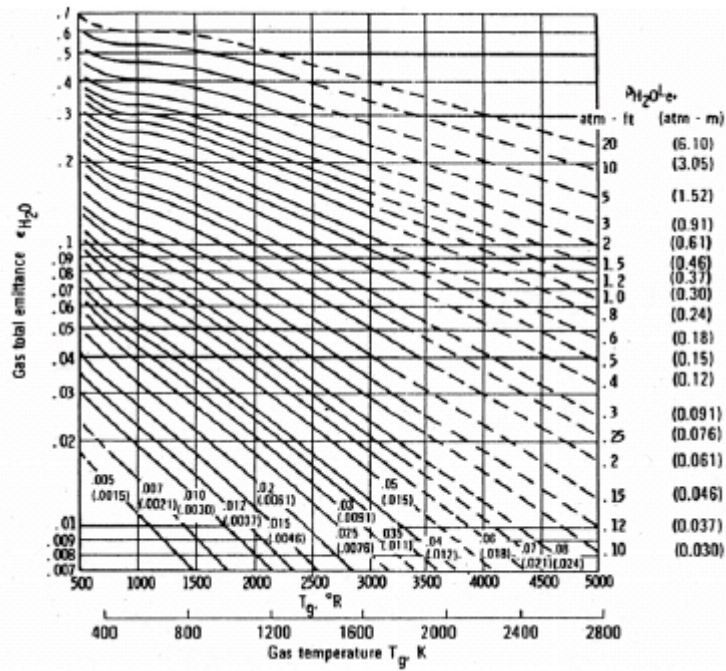


Emissivité totale de Co2 dans un mélange de pression=1atm

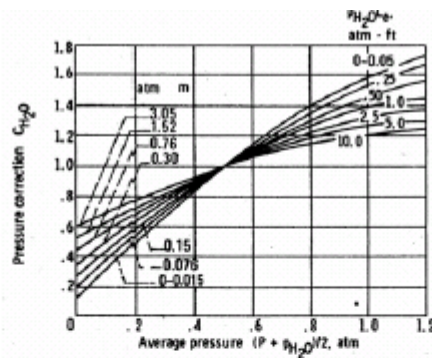


Facteur de correction pour une pression totale $p \neq 1$ atm

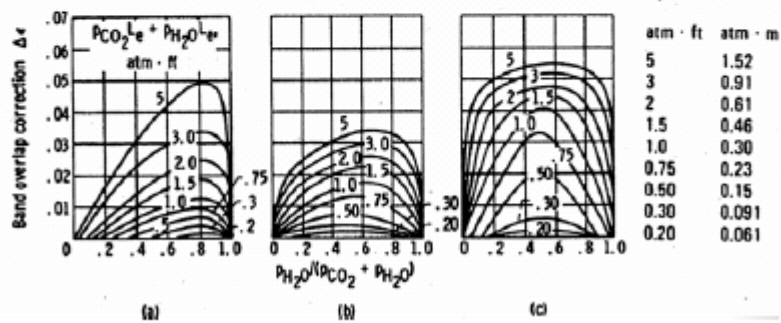
PCO_2 : pression partielle de Co2 dans un mélange
 L_e : épaisseur du gaz équivalente



Emissivité totale de vapeur d'eau dans un mélange de pression=1atm



Facteur de correction pour une pression totale $p \neq 1$ atm



Facteur de correction pour un mélange CO₂ + vapeur d'eau

P_{H_2O} : pression partielle de H_2O dans un mélange
 L : épaisseur du gaz équivalente

Les valeurs k_i de a_i et pour la détermination de la transmittivité totale

i	$i=0$	$i=1$	$i=2$	$i=3$
k_i	15×10^6	6.3×10^6	4.3×10^6	2.7×10^6
a_i	0.24	0.01	0.1	0.13

Les capacités calorifiques des gaz de combustion citées dans le chapitre IV sont formulées en fonctions polynomiales de la forme suivante:

$$Cp_{gaz} = A + B \times T + B \times T^2 + C \times T^3 + D \times T^4$$

Les constantes A, B, C et D sont regroupées dans le tableau

$Cp_{gaz} = f(T)$	A	B	C	D
H ₂ O	1.34224	0.001117	-2.23542×10^{-7}	7.96054×10^{-12}
CO ₂	0.7261	7.9369×10^{-4}	-3.4268×10^{-7}	5.27455×10^{-11}
N ₂	0.82672	5.24957×10^{-4}	-2.03417×10^{-7}	2.89195×10^{-11}
O ₂	0.83866	3.90601×10^{-4}	-1.70397×10^{-7}	3.0256×10^{-11}