

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

Ministère De L'Enseignement Supérieur Et De La Recherche Scientifique



المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات
Ecole Nationale Polytechnique

P0005/05A

Département de Génie Mécanique

Projet de fin d'étude

En vue de l'obtention du Diplôme d'Ingénieur d'Etat en
Génie mécanique



Thème

**AMELIORATION DES PERFORMANCES D'UNE TURBINE A GAZ
DE TYPE M5332B UTILISEE DANS LE PROCESSUS DE
RECOMPRESSION DU GAZ NATUREL AU NIVEAU DU
COMPLEXE DE HASSI R'MEL AU MOYEN D'UNE
REGENERATION**

Proposé par :

Mr. M.MOUSALMEL
Chef de service maintenance
turbine (DP/HR)

Dirigé par :

Mr. H.BENNOUR
Mr. N.ARBAOUI

Etudié par :

KARA Khoudir

PROMOTION

Juin 2005

الموضوع: تحسين فعاليات عنفة غازية من نوع M5332B مستعملة في عملية إعادة ضغط الغاز الطبيعي على مستوى المركب الغازي لحاسي الرمل عن طريق استرجاع طاقة الغازات المحترقة المنبعثة منها.

الملخص: إن دراسة إمكانية تطبيق عملية استرجاع طاقة الغازات المحترقة في العنفات الغازية لمحطات إعادة ضغط الغاز الطبيعي على مستوى المركب الغازي لحاسي الرمل تُظهر أنه بالإمكان اقتصاد 2.7 مليون م³ نظامي من الغاز الطبيعي سنويا.

الكلمات المفتاحية: تحسين، عنفة غازية، استرجاع طاقة الغازات المحترقة، المبادلات الحرارية.

Sujet : Amélioration des performances d'une turbine a gaz de type M5332B utilisée dans le processus de recompression du gaz naturel au niveau du complexe de Hassi R'mel au moyen d'une régénération.

Résumé : L'étude de la faisabilité d'une régénération sur les turbines à gaz de stations de recompression du gaz naturel au niveau du complexe gazier de Hassi R'mel a montré qu'on pourrait réalisé une économie d'environ 2.7 millions de m³ standard du gaz naturel.

Les mots clés : Amélioration, Turbine à gaz, Régénération, échangeur de chaleur amélioration performance.

Subject: Improvement of the performances of a gas turbine of the type M5332B used in the process of recompression of natural gas on the level of the complex of Hassi R' mel by means of a regeneration.

Summary: The feasibility study of a regeneration on the gas turbines of stations of recompression of natural gas on the level of the gas complex of Hassi R' mel showed that one could carried out a saving in approximately 2.7 million standard m³ of natural gas.

Key words: Improvement, Gas turbine, Regeneration, exchanger of heat performance improvement.

REMERCIEMENTS

Je remercie DIEU tout puissant qui m'a donné le courage, la volonté et le pouvoir de réaliser ce modeste travail.

Mes sincères remerciements vont à mes promoteurs Mr H.BENNOUR de l'ENP et Mr N.ARBAOUI de SONATRACH, pour m'avoir conseillé et dirigé pendant la réalisation de ce travail.

Mes remerciements vont également à tous les enseignants qui ont contribué à ma formation et qui n'ont pas manqué de me prodiguer leur aide pendant mes années d'études.

Par la même occasion, je remercie vivement tous ceux qui ont participé au bon déroulement de mon stage par leur soutien et conseils, je cite en particulier : Monsieur M. MOUSSALMEL, chef de service maintenance turbine (DP/HR), Monsieur S. BOUSSOUFA, chef de département méthodes (DP/HR), sans oublier : HADJ KOUAIDER, LAZIZ, BOUKRAA, DJAMEL, DAOUI, KERKACHA.

Je remercie enfin tous mes amis et camarades de promotion ainsi que tous ceux qui ont contribué de près ou de loin à la bonne réalisation de ce modeste travail.

Khoudir

Dédicace

Chaleureusement je dédie ce modeste travail

A l'âme de mon cher père et à celui de ma chère grand mère

*A ma chère mère pour son amour et les sacrifices sans limites qu'elle a
consenti pour que je réussisse*

A ma sœur et mes frères

A toute les familles KARA et TADJROUNA.

A tous mes amis TAWAT...

A mes amis et camarades d'études

A toutes les personnes qui me connaissent de près ou de loin...

Khoudir

TABLE DES MATIERES

| | |
|--|----|
| INTRODUCTION | 1 |
| CHAPITRE I : PRESENTATION DU COMPLEXE DE HASSI R'MEL | 3 |
| I.1 Introduction | 4 |
| I.2 Situation Géographique du complexe gazier de Hassi R'Mel | 4 |
| I.3 Historique et développement du champ de Hassi R'Mel..... | 5 |
| I.4 Les installations gazières à Hassi R'Mel | 6 |
| I.4.1 Les modules de traitement de gaz..... | 7 |
| I.4.2 Centre de traitement de gaz de Djebel-Bissa..... | 8 |
| I.4.3 Centre de traitement de gaz Hassi R'mel sud (HR-Sud)..... | 8 |
| I.4.4 Station de récupération des gaz associés (SRGA)..... | 8 |
| I.4.5 Les Stations de compression | 9 |
| I.4.6 Centre de stockage et de transfert par facilité (CSTF)..... | 9 |
| I.4.7 Centre national de dispatching de gaz (CNDG)..... | 9 |
| I.4.8 Les stations de BOOSTING..... | 10 |
| I.5 Description des processus utilisés dans le traitement du gaz naturel..... | 10 |
| CHAPITRE II : DESCRIPTION DETAILLEE DE LA STATION ÉTUDIÉE | 15 |
| II.1 Introduction..... | 16 |
| II.2 Description générale de la station de recompression de gaz moyenne pression..... | 16 |
| II.3 Description détaillée de la turbine M5332B, Objet de l'étude..... | 17 |
| II.3.1 Le système d'aspiration..... | 18 |
| II.3.2 Le Compresseur | 18 |
| II.3.3 Section Combustion | 19 |
| II.3.4 Section turbine..... | 20 |
| II.3.5 Section d'échappement | 21 |
| II.4 Caractéristiques et performances de la turbine M5332B au régime nominal | 21 |
| CHAPITRE III : FAISABILITE DE LA REGENERATION AU NIVEAU DE LA STATION | 23 |
| III.1 Cycle de régénération | 24 |
| III.2 Application de la régénération à la turbine M5332B | 25 |
| III.3 Description des échangeurs à tubes et calandre..... | 26 |

CHAPITRE IV : ETUDE THEORIQUE D'UN ECHANGEUR

| | |
|--|-----------|
| A TUBES ET CALANDRE..... | 29 |
| IV.1 Étude du transfert de chaleur dans les échangeurs à tubes et calandre..... | 30 |
| IV.1.1 Équations fondamentales..... | 30 |
| IV.1.2 Coefficient de transfert global U | 30 |
| IV.1.2.1 Expression générale..... | 30 |
| IV.1.2.2 Calcul du coefficient de film interne h_i | 31 |
| IV.1.2.3 Calcul du coefficient du film externe h_0 | 32 |
| IV.1.2.4 Les températures caloriques des deux fluides..... | 33 |
| IV.1.2.5 Les résistances d'encrassement | 34 |
| IV.2 Etude de la perte de charge dans les échangeurs à tubes et calandre..... | 34 |
| CHAPITRE V : DIMENSIONNEMENT DU REGENERATEUR..... | 37 |
| V.1 Présentation des données du problème..... | 38 |
| V.2 Composition du gaz à l'entrée de la turbine haute pression..... | 38 |
| V.3 Composition des gaz à l'échappement..... | 40 |
| V.4 Détermination de la température de l'air à la sortie du régénérateur (T_2')..... | 41 |
| V.5 Détermination de la température des gaz à la sortie du régénérateur (T_4') | 42 |
| V.6 Calcul de la différence de température moyenne logarithmique entre les deux fluides. | 43 |
| V.7 Détermination des températures caloriques | 44 |
| V.8 Propriétés physiques des deux fluides évaluées aux températures caloriques | 44 |
| V.9 Calcul de l'échangeur..... | 46 |
| V.9.1 Les caractéristiques de l'échangeur à prévoir..... | 46 |
| V.9.2 Estimation de l'intervalle des valeurs du coefficient de transfert sale (U_s) | 47 |
| V.9.3 Estimation de la valeur exacte du coefficient de transfert sale (U_s) et caractéristiques de l'échangeur optimisé | 47 |
| V.9.4 Calcul de la perte de charge dans le régénérateur | 55 |
| V.10 Calcul des performances de la turbine après régénération..... | 57 |
| CONCLUSION | 61 |

BIBLIOGRAPHIE

ANNEXES

TABLE DES FIGURES



| | |
|--|----|
| Fig I.1 Situation Géographique de Hassi R'Mel..... | 4 |
| Fig I.2 Répartition des différentes installations sur le champ de Hassi R'Mel..... | 7 |
| Fig I.3 Station de récupération des gaz associés (SRGA)..... | 8 |
| Fig I.4 Diagramme simplifié du procédé PRITCHARD..... | 10 |
| Fig I.5 Diagramme simplifié de procédé de HUDSON..... | 10 |
| Fig II.1 Station de compression de gaz moyenne pression..... | 16 |
| Fig II.2 compresseur centrifuge type BCL..... | 17 |
| Fig II.3 Vue générale de la turbine à gaz M5332B..... | 17 |
| Fig II.4 Système d'aspiration de la turbine..... | 18 |
| Fig II.5 Le compresseur axial de la turbine..... | 19 |
| Fig II.6 l'extraction de l'air du dixième étage..... | 19 |
| Fig II.7 La chambre de combustion..... | 20 |
| Fig II.8 La distribution de l'air dans la chambre de combustion..... | 20 |
| Fig II.9 La roue turbine haute pression..... | 21 |
| Fig II.10 La roue turbine basse pression..... | 21 |
| Fig III.1 Cycle de régénération (turbine à gaz à deux arbres)..... | 24 |
| Fig III.2 Architecture de la chambre de combustion avec cycle de régénération..... | 25 |
| Fig III.3 Schéma fonctionnel du régénérateur..... | 26 |
| Fig III.4 Echangeur à tubes et calandre..... | 27 |
| Fig III.5 disposition des tubes du faisceau | 27 |
| Fig IV.1 Résistances thermiques..... | 31 |
| Fig IV.2 Ecoulement du fluide à travers la calandre..... | 32 |
| Fig V.1 Schéma de la turbine à gaz à deux arbres..... | 38 |
| Fig.V.2 : Schéma thermodynamique du régénérateur..... | 43 |
| Fig V.3 Organigramme de la méthode de Kern | 45 |
| Fig V.4 schéma simplifié du régénérateur | 56 |

TABLE DES TABLEAUX

| | |
|--|----|
| Tableau I.1 : Composition volumique du gaz brut de Hassi R'mel..... | 10 |
| Tableau II.1 Caractéristique de la turbine à gaz M5332B d'après la feuille de données de la machine..... | 22 |
| Tableau II.2 Caractéristique du combustible (gaz naturel)..... | 22 |
| Tableau V.1 : Composition des gaz à l'entrée de la roue HP..... | 40 |
| Tableau V.2 : Composition des gaz d'échappement..... | 41 |
| Tableau V.3 : Propriétés physiques des fluides de l'échangeur | 46 |
| Tableau V.4 Caractéristiques du régénérateur..... | 57 |

NOMENCLATURE



- A : surface d'échange offerte par l'appareil
- B : espace entre les chicanes
- C_p : chaleur spécifique côté tube
- C_p' : chaleur spécifique côté calandre
- $\bar{C}_p|_{T_i}^{T_j}$: chaleur spécifique moyenne entre T_i et T_j
- \dot{d}_c : débit de combustible
- \dot{d}_{ce} : débit de combustible dans le cycle de régénération
- d_i : diamètre intérieur des tubes de l'échangeur
- d_0 : diamètre extérieur des tubes de l'échangeur
- DTLM : différence de température moyenne logarithmique
- D_c : diamètre de la calandre
- D_e : diamètre équivalent
- f : facteur de configuration de l'échangeur
- f_t : coefficient de frottement côté tube
- f_{ct} : coefficient de frottement côté calandre
- G_t : vitesse massique côté tube
- G_{ct} : vitesse massique côté calandre
- h_i : coefficient du film interne
- h_{i0} : coefficient du film interne corrigé
- h_0 : coefficient du film externe
- l : longueur des tubes du régénérateur
- M_i : masse molaire de l'élément i
- \dot{m}_1 : débit d'air à l'aspiration du compresseur axial
- \dot{m}_2 : débit d'air de combustion
- \dot{m}_{comb} : débit de combustible
- \dot{m}_3 : débit de gaz dans la chambre de combustion
- \dot{m}_{ref} : débit d'air de refroidissement qui se dirige vers l'échappement
- \dot{m}_4 : débit des gaz d'échappement
- \dot{m}_2' : débit d'air de combustion dans chaque régénérateur
- \dot{m}_4' : débit des gaz d'échappement dans chaque régénérateur

- n_i : nombre de mole de l'élément i
 N_t : nombre de tubes
 N_c : nombre de chicanes dans la calandre
 n_c : nombre de passes côté calandre
 n_t : nombre de passes côté tube
 p : "pas", entraxe de deux tubes conjoints
 P_1 : pression ambiante
 P_2 : pression de l'air au refoulement du compresseur axial
 P_3 : pression des gaz brûlés à la sortie de la chambre de combustion
 P_4 : pression des gaz brûlés à l'échappement
 PCI : pouvoir calorifique inférieur du combustible
 Pr : nombre de Prandtl côté tube
 Pr' : nombre de Prandtl côté calandre
 Q : flux de chaleur
 $Q_{g \text{ côté tube}}$: flux de chaleur global côté tube
 $Q_{g \text{ côté calandre}}$: flux de chaleur global côté calandre
 Q_h : chaleur absorbée par le système
 Re_t : nombre de Reynolds côté tube
 Re_{ct} : nombre de Reynolds côté calandre
 R_{s0} : résistance d'encrassement à l'extérieur des tubes
 R_{si} : résistance d'encrassement à l'intérieur des tubes
 R_{si0} : résistance d'encrassement à l'intérieur des tubes corrigée
 s : surface d'échange dans un tube
 s_t : section de passage des gaz côté tube
 s_{ct} : section de passage de l'air (côté calandre)
 T_1 : température ambiante
 T_2 : température de l'air au refoulement du compresseur axial
 T_2' : température de l'air à la sortie du régénérateur côté calandre
 T_3 : température des gaz brûlés à la sortie de la chambre de combustion
 T_4 : température des gaz brûlés à l'échappement
 T_4' : température des gaz brûlés à la sortie du régénérateur côté tube
 U : coefficient de transfert global
 U_s : coefficient de transfert global sale
 W_{net} : puissance nette fournie par la turbine

x_i : fraction molaire de l'élément i

ΔP : perte de charge dans la chambre de combustion

ΔP_t : perte de charge côté tube

ΔP_c : perte de charge côté calandre

τ : taux de compression dans le compresseur axial

η_{th} : rendement thermique de la turbine

ρ : masse volumique côté tube

ρ' : masse volumique côté calandre

μ : viscosité côté tube

μ' : viscosité côté calandre

λ : conductivité thermique côté tube

λ' : conductivité thermique côté calandre

ΔT_m : différence de température moyenne entre les deux fluides dans le régénérateur

μ_t : viscosité à la température du tube côté tube

μ_t' : viscosité à la température du tube côté calandre

$\Phi_t = \left(\frac{\mu}{\mu_t} \right)^{0.14}$: facteur correctif côté tube (expression du coefficient du film IV.6)

$\Phi_c = \left(\frac{\mu}{\mu_t'} \right)^{0.14}$: facteur correctif côté calandre (expression IV.12)

Abréviations :

CNDG : Centre national de dispatching du gaz

CSTF : Centre de stockage et de transfert par facilité

CTH : centre de traitement d'huile

CTG : centre de traitement du gaz

GN : gaz naturel

MPP : module processing plant

SCS (N) : Station de compression sud (nord)

SRGA : Station de récupération des gaz associés

De nos jours, les problèmes de l'utilisation rationnelle de l'énergie occupent le devant de la scène énergétique, à cause d'une croissance économique sans précédent qui s'impose comme le moyen le plus efficace pour faire face aux problèmes de chômage d'un pays et pour permettre aux pays en développement d'améliorer progressivement le niveau de la vie de leurs citoyens. Mais il y a également les problèmes qui touchent à l'environnement et qui sont exacerbés par les taux élevés de combustion déchargés dans l'atmosphère; ces taux sont en effet d'autant plus importants que les rendements énergétiques sont faibles. C'est ainsi qu'on assiste au cours de ces deux dernières décennies à la rénovation de vieilles installations afin d'améliorer leurs rendements par des opérations de "boosting".

Dans notre pays qui dispose de ressources énergétiques relativement importantes, le souci a presque toujours été orienté vers une économie de l'investissement au détriment d'une économie énergétique. Mais avec la mondialisation, la politique énergétique mondiale est appelée à s'uniformiser et nous sommes donc amenés à revoir nos règles fixes par rapport à l'organisation des installations et à l'optimisation de leur fonctionnement. C'est dans ce cadre que nous nous intéressons dans le cadre de ce projet à l'étude de la faisabilité d'une régénération sur des stations de compression du gaz naturel au niveau du complexe gazier de Hassi R'Mel.

INTRODUCTION :

De nos jours, les problèmes de l'utilisation rationnelle de l'énergie occupent le devant de la scène énergétique, à cause d'une croissance économique sans précédent qui s'impose comme le moyen le plus efficace pour faire face aux problèmes de chômage d'une part et pour permettre aux pays en développement d'améliorer progressivement le niveau de la vie de leurs citoyens. Mais il y a également les problèmes qui touchent à l'environnement et qui sont exacerbés par les taux des gaz de combustion dégagés dans l'atmosphère; ces taux sont en effet d'autant plus importants que les rendements énergétiques sont faibles. C'est ainsi qu'on assiste au cours de ces deux dernières décennies à la rénovation de vieilles installations afin d'améliorer leurs rendements par des opérations de "boosting".

Dans notre pays, qui dispose de ressources énergétiques relativement importantes, le souci a presque toujours été orienté vers une économie de l'investissement au détriment d'une économie énergétique. Mais avec la mondialisation, la politique énergétique mondiale est appelée à s'uniformiser et nous serons tenus dans le futur à respecter des règles dictées par des organisations à l'échelle de la planète qui s'inscrivent dans une optique d'un développement durable.

C'est dans cet esprit que nous nous intéressons dans le cadre de ce projet à l'étude de la faisabilité d'une régénération sur des stations de recompression du gaz naturel au niveau du complexe gazière de Hassi R'Mel.

CHAPITRE I : PRESENTATION DU COMPLEXE DE HASSI R'MEL

I.1 Introduction

Le secteur des hydrocarbures joue un rôle très important dans l'économie du pays. Dans chaque foyer et dans chaque entreprise, l'utilisation des hydrocarbures est aujourd'hui incontournable.

Découvert aux USA en 1932, le gaz naturel a été d'abord utilisé comme combustible à usage domestique avant de gagner le domaine industriel où il représente aujourd'hui l'une des sources d'énergie principales pour la production d'électricité et le transport.

La production de gaz naturel qui couvre tous les processus allant de son traitement jusqu'à son transport, est un procédé qui vise à anticiper sa qualité en tant que produit fini pour qu'il puisse répondre aux spécifications demandées avec le minimum de pertes possible.

L'Algérie est classée parmi les plus grands pays exportateurs de gaz naturel et possède l'un des plus grands réservoirs de gaz à l'échelle mondiale.

CHAPITRE I :

PRESENTATION DU COMPLEXE DE HASSI R'MEL



Fig. I.1 Situation Géographique de Hassi R'mel

CHAPITRE I : PRESENTATION DU COMPLEXE DE HASSI R'MEL

I.1 Introduction

Le secteur des hydrocarbures joue un rôle très important dans l'économie du pays. Dans chaque foyer et dans chaque entreprise, l'utilisation des hydrocarbures est aujourd'hui incontournable.

Découvert aux USA en 1921, le gaz naturel, a été d'abord utilisé comme combustible à usage domestique avant de gagner le domaine industriel où il représente aujourd'hui l'une des sources d'énergie principales pour la production d'électricité et le transport.

La production du gaz naturel, qui couvre tous les processus allant de son traitement jusqu'à son transport; est un procédé qui vise à améliorer sa qualité en tant que produit fini pour qu'il puisse répondre aux spécifications demandées avec le minimum de pertes possible.

L'Algérie est classée parmi les plus grands pays exportateurs de gaz naturel et possède l'un des plus grands gisements de gaz à l'échelle mondiale, le gisement de Hassi R'mel.

Les informations contenues dans ce chapitre sont essentiellement tirées de la documentation interne du complexe gazier de Hassi R'mel.

I.2 Situation Géographique du complexe gazier de Hassi R'mel

Le gisement de Hassi R'mel est situé à 525 km au sud d'Alger, entre les Wilayas de Ghardaïa et Laghouat. Dans cette région relativement plate du Sahara, l'altitude moyenne est d'environ 750m au dessus du niveau de la mer.

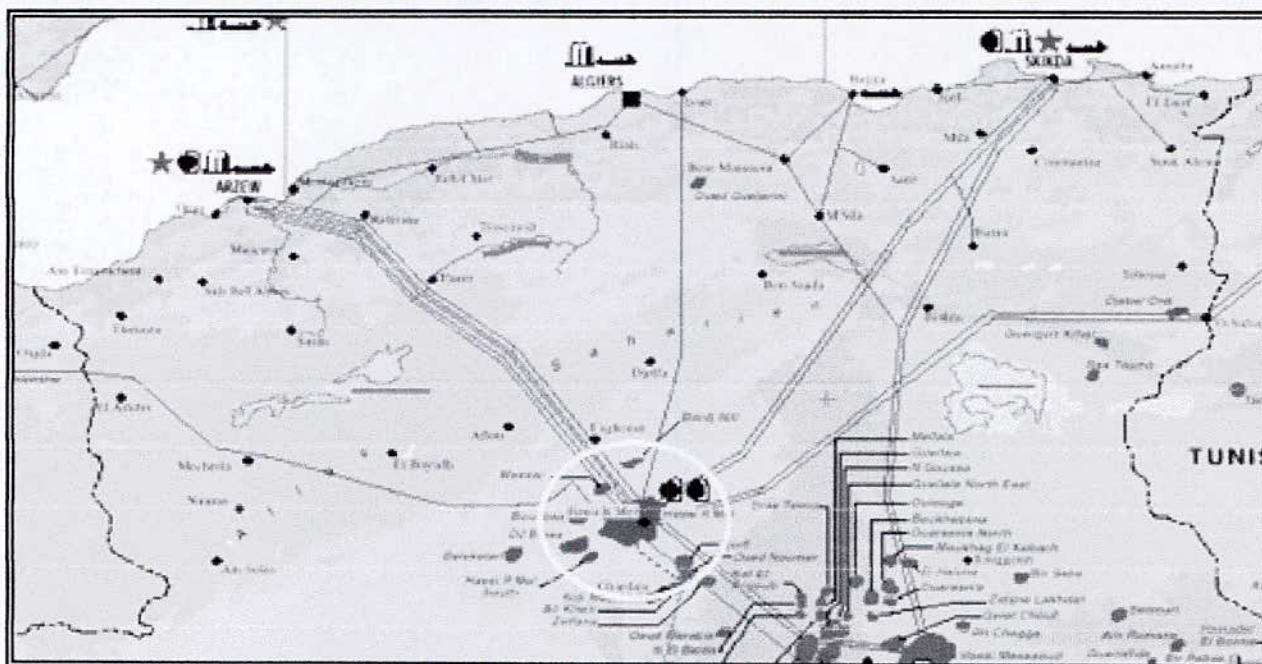


Fig I.1 Situation Géographique de Hassi R'mel

Le climat de la région est caractérisé par une faible pluviométrie (140 mm/an) et une humidité moyenne de 19% en été et 34% en hiver, les amplitudes thermiques sont importantes variant de 0°C en hiver à 45°C en été, les vents dominants sont de direction nord ouest.

Le gisement de Hassi R'mel est l'un des plus grands gisements de gaz à l'échelle mondiale. Il a une forme d'ellipse (70 x 150 km) de direction Sud ouest - Nord est, il se situe à une profondeur de 2132 m. La capacité de récupération du gisement est de l'ordre de :

- 2600 milliards de mètres cubes de gaz sec.
- 448 millions de tonnes de condensât.
- 120 millions de tonnes de GPL (gaz de pétrole liquéfié).
- 20 millions de tonnes d'huile.

I.3 Historique et développement du champ de Hassi R'mel

Dans le champ de Hassi R'mel, le premier puits (HR1) a été foré en 1956, ce puits a mis en évidence la présence de gaz riche en condensât à une pression de 310 bars et à une température de 90 °C.

De 1957 à 1960, sept puits (HR2 à HR8) ont été forés, et en 1961 Le gisement de Hassi R'mel a commencé à produire.

Le développement du gisement de Hassi R'mel a été réalisé en plusieurs étapes, répondant à l'évolution économique du pays et au développement technologique du marché du gaz naturel.

- 1961- 1969 : Mise en exploitation de 06 unités de traitement de gaz d'une capacité de 04 Milliards de m³ par an.
- 1972-1974 : Mise en exploitation de 06 unités supplémentaires pour atteindre une capacité totale de 14 milliards de m³ par an.
- 1975-1980 : Mise en œuvre et réalisation de :
 - quatre modules -usines de traitement de gaz- dont la capacité nominale unitaire est de 20 milliards de m³ par an de gaz sec (modules 1, 2, 3 et 4),
 - deux stations de réinjection de gaz dont la capacité nominale unitaire est de 30 milliards de m³ par an de gaz sec (stations nord et sud),
 - un centre de stockage et de transfert de condensât et de GPL. (CSTF),

pour augmenter la capacité de traitement de 14 à 94 milliards de m³ par an et maximiser la récupération des hydrocarbures liquides tels que le condensât et le GPL.

- Octobre 1981 : construction et mise en exploitation du premier centre de traitement d'huile (CTH1) à cause de la découverte en 1980 de l'anneau de pétrole brut qui entoure le gisement de gaz.
- 1985 : Réalisation et mise en service d'une unité (la phase B) pour la récupération des gaz torchés et la production du GPL des modules 0 et 1.
- Juin 1987 : Démarrage du centre de traitement de gaz CTG/Djebel-Bissa d'une capacité de 1,4 milliards de m³ par an.
- Novembre 1989 : mise en service du centre de traitement d'huile N°2 (CTH2).
- Octobre 1992 : mise en service du centre de traitement d'huile N°3 (CTH3).
- Juillet 1993 : mise en service de centre de traitement d'huile N°4 (CTH4).
- 1995 – 1999 : mise en service des unités de déshydratation de gaz de SBAA (ADRAR) et IN SALAH.
- Avril 1999 : Démarrage de la Station de récupération des gaz associés (SRGA) d'une capacité de 1,2 milliards de m³ par an.
- Janvier 2000 : Démarrage du centre de traitement de gaz CTG/HR-Sud d'une capacité de 2,4 milliards de m³ par an.
- 2004 : Réalisation et mise en service du projet BOOSTING qui est censé augmenter la pression d'entrée des modules.

Actuellement, la capacité totale de traitement de gaz est de 98 milliards de m³ par an.

I.4 Les installations gazières à Hassi R'mel

Le plan d'ensemble des installations gazières implantées sur le champ de Hassi R'mel est élaboré de façon à permettre une exploitation rationnelle du gisement et pouvoir récupérer le maximum de liquide. Les cinq modules de traitement de gaz (de 0 à 4) sont disposés d'une manière alternée par rapport aux deux stations de compression (stations nord et sud), pour un meilleur balayage des condensats du gisement.

Les installations mises en œuvres sont comme suit :

1. Zone Centre :

- Modules de traitement de gaz 0, 1 et 4 ;
- Centre de stockage et de transfert par facilité (CSTF) ;
- Centre national de dispatching du gaz (CNDG) ;
- Station de récupération des gaz associés (SRGA) :

2. Zone Nord :

- Module de traitement de gaz 3 ;
 - Station de compression nord (SCN).
3. Zone Sud :
- Module de traitement de gaz 2 ;
 - Station de compression sud (SCS) ;
 - Centre de traitement de gaz CTG/Djebel-Bissa ;
 - Centre de traitement de gaz CTG/HR-Sud.

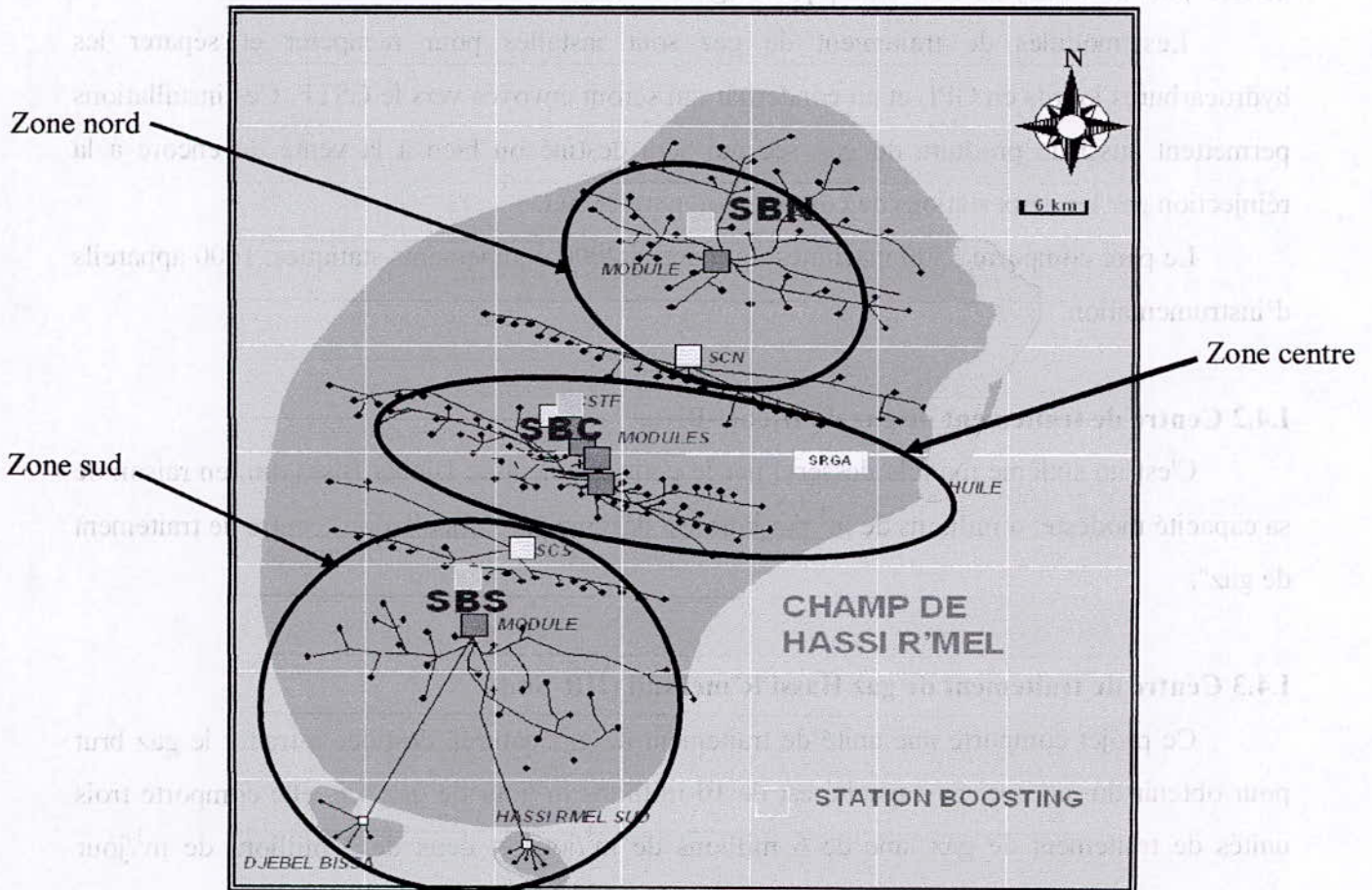


Fig I.2 Répartition des différentes installations sur le champ de Hassi R'mel

I.4.1 Les modules de traitement de gaz

Un module de traitement de gaz "module processing plant" sera désigné par le diminutif MPP, c'est une usine de traitement de gaz brut en produits finis :

- Gaz de vente (C_1 , C_2)
- GPL (C_3 , C_4) ;
- Condensât (C_5 , C_6 , C_7 , ...).

Cinq modules sont implantés sur le champ de Hassi R'mel, quatre d'entre eux ont une capacité unitaire de 60 millions de m^3 de gaz sec par jour, ils sont constitués de trois trains

parallèles : A, B et C dont chacun assure la même capacité de production en produits finis de gaz sec, soit 20 millions de m^3 ; le cinquième module est le module "0" qui comporte deux trains parallèles identiques, il a une capacité de production globale de 30 millions de m^3 de gaz sec, 1300 tonnes de GPL et 6100 tonnes de condensât par jour

Les modules "0" et "1" disposent d'une unité complémentaire commune, désignée par "la phase B", son rôle est de maintenir ces modules en exploitation grâce à un circuit de réfrigération au propane pour une meilleure récupération du GPL et du condensât, et pour comprimer les gaz de tête pour être réinjectés dans les pipes de gaz de vente.

Les modules de traitement de gaz sont installés pour récupérer et séparer les hydrocarbures lourds en GPL et en condensât qui seront envoyés vers le CSTF. Ces installations permettent aussi de produire du gaz sec qui sera destiné ou bien à la vente ou encore à la réinjection par les deux stations de compression nord et sud.

Le parc comporte 5500 machines tournantes, 2000 équipements statiques, 1600 appareils d'instrumentation.

I.4.2 Centre de traitement de gaz de Djebel-Bissa

C'est un sixième module desservi par le petit gisement de Djebel Bissa qui, en raison de sa capacité modeste, 6 millions de m^3 par jour, est désigné par l'appellation "centre de traitement de gaz".

I.4.3 Centre de traitement de gaz Hassi R'mel sud (HR-Sud)

Ce projet comporte une unité de traitement de gaz naturel, destinée à traiter le gaz brut pour obtenir du gaz sec. Sa capacité est de 10 millions m^3 /jour de gaz sec, elle comporte trois unités de traitement de gaz, une de 6 millions de m^3 /jour et deux de 2 millions de m^3 /jour chacune.

I.4.4 Station de récupération des gaz associés (SRGA)

C'est une station de compression, elle est implantée à proximité du CTH1 et est constituée de quatre lignes de compression identiques d'une capacité unitaire de 1 million m^3 /j, leur but est la récupération des gaz associés produits par les quatre CTH (CTH 1 à CTH 4), et ces gaz comprimés sont injectés dans deux collecteurs pour être traités au niveau du module 4.

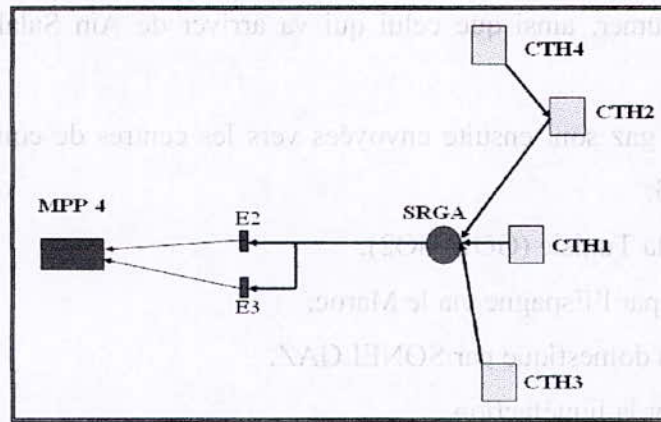


Fig I.3 Station de récupération des gaz associés (SRGA)

I.4.5 Les Stations de compression

Les deux stations de compression sud et Nord disposent chacune de 18 compresseurs centrifuges entraînés par des turbines à gaz pour comprimer le gaz sec (traité et non commercialisé) qui arrive des unités et modules jusqu'à une pression de 350 bar avant de le réinjecter au niveau du gisement afin de :

- réduire la condensation des hydrocarbures liquides dans le réservoir par le maintien de la pression,
- maximiser l'extraction des hydrocarbures liquides,
- optimiser la production de condensât et de GPL sans avoir recours au torchage des gaz excédentaires, d'où une meilleure flexibilité d'exploitation des unités de traitement de gaz.

I.4.6 Centre de stockage et de transfert par facilité (CSTF)

Le condensât et le GPL, produits par tous les modules, sont acheminés vers le centre de stockage et de transfert (CSTF) qui se trouve dans la zone centrale de Hassi R'mel ; là, ils sont débarrassés des éventuelles quantités d'eau résiduelles avant d'être expédiés via SP4 vers ARZEW.

Le CSTF comprend trois bacs cylindriques de 35000 m³ et quatre de 45000 m³ chacun, pour le stockage du condensât, ainsi que douze réservoirs sphériques de 7000 m³ chacun pour le stockage du GPL. Les vapeurs formées dans les sphères, sous l'effet de la température ambiante sont comprimées par des turbocompresseurs, condensées puis remises dans le stockage.

I.4.7 Centre national de dispatching de gaz (CNDG)

Son rôle consiste à collecter tout le gaz produit au niveau de Hassi R'mel et celui qui provient du Sud algérien et qui est acheminé par pipeline depuis Ain Amenas via Hassi

Messaoud et Oued Noumer, ainsi que celui qui va arriver de Ain Salah dans un futur très proche.

Ces quantités de gaz sont ensuite envoyées vers les centres de consommation par cinq gazoducs issus du CNDG:

- GO : vers l'Italie via la Tunisie (GO1, GO2).
- GME : vers l'Europe par l'Espagne via le Maroc.
- GG : vers l'utilisation domestique par SONELGAZ.
- GK : vers Skikda pour la liquéfaction.
- GZ : vers Arzew pour la liquéfaction également (GZ0, GZ1, GZ2, GZ3).

Le gaz inventu sera destiné à la réinjection par les stations de compression.

I.4.8 Les stations de BOOSTING

La pression d'entrée du gaz brut aux modules décroît avec le temps, ce qui influe sur la quantité et la qualité des produits de chaque catégorie, ainsi que sur le fonctionnement de ces unités de traitement de gaz elles mêmes, qui sont conçues pour fonctionner avec une pression minimale de 100 bars à l'entrée. Les stations de boosting ont pour but de comprimer le gaz brut issu des puits producteurs afin d'avoir une récupération optimale des condensats. Les modules 2 et 3 ont chacun leur propre station de boosting, les autres modules 0,1 et 4 ont un boosting commun.

I.5 Description des processus utilisés dans le traitement du gaz naturel

Pour extraire les composants utiles du gaz brut et les adapter aux normes de vente, on lui fait subir différents traitements. Ces derniers sont basés en général, sur des techniques combinant des échanges thermiques et des détentes de telle manière à mettre à profit les différentes températures d'ébullition des différents composants du gaz brut.

Les procédés de traitement de gaz naturel sont multiples et le choix d'un procédé particulier se base sur les critères suivants :

- coût de l'investissement,
- taux de récupération des hydrocarbures liquides,
- paramètres et composition du gaz brut,
- spécifications des produits.

Le champ de Hassi R'mel met en oeuvre deux types de procédés :

A – Le procédé PRITCHARD

Utilisé dans les modules 0 et 1, il est basé sur le refroidissement du gaz par des échanges thermiques et par des détentes simples avec, en plus, l'utilisation du propane comme fluide réfrigérant pour atteindre des températures voisines de (- 23°C).

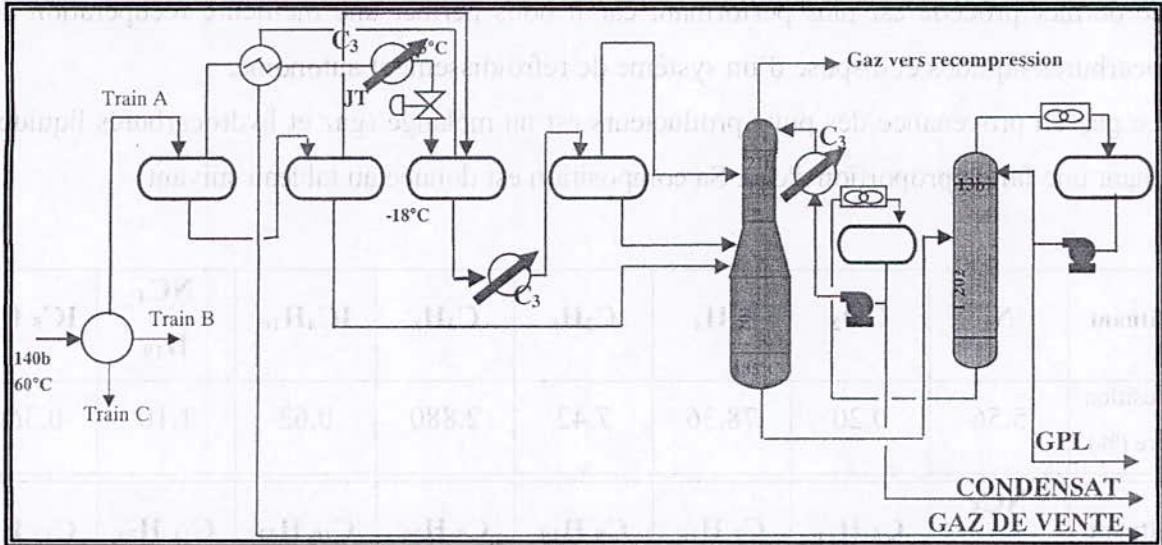


Fig I.4 Diagramme simplifié du procédé PRITCHARD

B - Procédé HUDSON

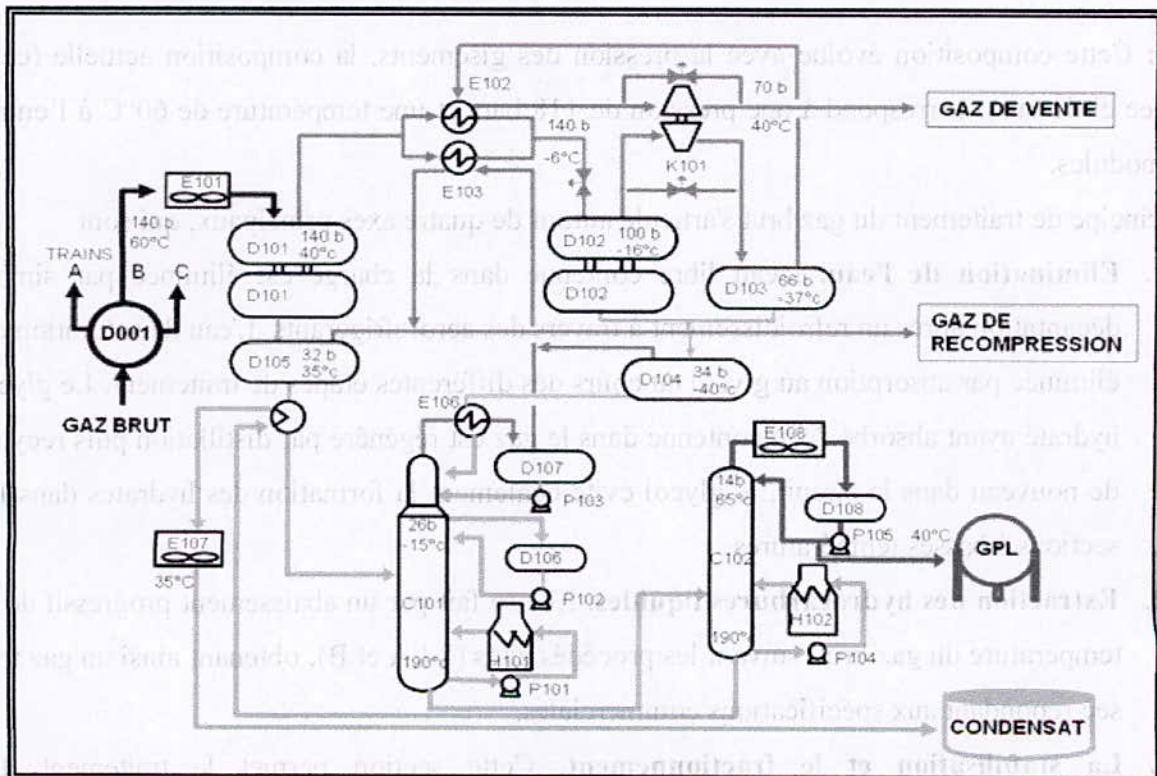


Fig I.5 Diagramme simplifié de procédé de HUDSON

Utilisé dans les modules 2, 3 et 4, il est basé sur le refroidissement du gaz par échange thermique et par une série de détentes complétées d'une détente à travers une machine dynamique appelée "TURBO-EXPANDER" qui permet d'atteindre un niveau de température relativement plus bas (- 37°C).

Ce dernier procédé est plus performant car il nous permet une meilleure récupération des hydrocarbures liquides et dispose d'un système de refroidissement autonome.

Le gaz en provenance des puits producteurs est un mélange (gaz et hydrocarbures liquides) contenant une faible proportion d'eau. Sa composition est donnée au tableau suivant:

| constituant | N ₂ | CO ₂ | CH ₄ | C ₂ H ₆ | C ₃ H ₈ | IC ₄ H ₁₀ | NC ₄ H ₁₀ | IC ₅ H ₁₂ |
|-------------------------|------------------------------------|--------------------------------|--------------------------------|--------------------------------|--------------------------------|---------------------------------|------------------------------------|---------------------------------|
| Composition molaire (%) | 5.56 | 0.20 | 78.36 | 7.42 | 2.880 | 0.62 | 1.10 | 0.360 |
| constituant | NC ₅ H ₁₂ | C ₆ H ₁₄ | C ₇ H ₁₆ | C ₈ H ₁₈ | C ₉ H ₂₀ | C ₁₀ H ₂₂ | C ₁₁ H ₂₄ | C ₁₂ H ₂₆ |
| Composition molaire (%) | 0.480 | 0.590 | 0.560 | 0.450 | 0.370 | 0.270 | 0.210 | 0.570 |

Tableau I.1 : Composition volumique du gaz brut de Hassi R'mel

N.B : Cette composition évolue avec la pression des gisements, la composition actuelle (celle donnée ci-dessus), correspond à une pression de 118 bars et une température de 60°C à l'entrée des modules.

Le principe de traitement du gaz brut s'articule autour de quatre axes principaux, qui sont

- 1. Elimination de l'eau.** L'eau libre contenue dans la charge est éliminée par simple décantation après un refroidissement à travers des aéroréfrigérants. L'eau de saturation est éliminée par absorption au glycol au cours des différentes étapes de traitement. Le glycol hydraté ayant absorbé l'eau contenue dans le gaz est régénéré par distillation puis recyclé de nouveau dans le circuit, le glycol évite également la formation des hydrates dans les sections à basses températures.
- 2. Extraction des hydrocarbures liquides.** Elle se fait par un abaissement progressif de la température du gaz brut, suivant les procédés cités (I.4 A et B), obtenant ainsi un gaz très sec répondant aux spécifications commerciales.
- 3. La stabilisation et le fractionnement.** Cette section permet le traitement des hydrocarbures liquides extraits de l'effluent, en deux phases et par distillation. La *stabilisation* permet d'éliminer tous les gaz légers tels que le méthane et l'éthane entraînés

par les hydrocarbures liquides lors des différentes séparations dans les ballons. Le *fractionnement* consiste à séparer les hydrocarbures liquides stabilisés en condensât et GPL.

- 4. Recompression des gaz moyenne pression.** Les gaz des séparateurs moyenne pression ont les mêmes qualités que le gaz sec produit, c'est pourquoi ils sont récupérés puis recomprimés avant d'être mélangés au gaz de vente. Leur récupération permet d'éviter le torchage du gaz. Cette opération se fait à l'aide d'un compresseur centrifuge entraîné par une turbine à gaz de type *MS5002B* qui fait l'objet de la présente étude.

Les produits doivent obéir aux spécifications suivantes :

1. Les spécifications du gaz sec :
 - Point de rosé : -6°C
 - Teneur en eau : 50 ppm
 - PCS : [9250 - 9350] Kcal/m³
 - Teneur en C₅, C₆, C₇ et plus : 0.5 %
 - Température : 60°C
 - Pression : 72 bar
2. Spécification du GPL :
 - Teneur en C₂ et C₁ : 3 %
 - Teneur en C₅, C₆, C₇ et plus : 0.4 %.
3. Spécification du condensât :
 - Tension de vapeur reid (TVR) : 10 psia

CHAPITRE II :

DESCRIPTION DETAILLEE DE LA STATION ETUDIEE

CHAPITRE II : DESCRIPTION DÉTAILLÉE DE LA STATION ÉTUDIÉE

II.1 Introduction

La turbine qui fait l'objet de notre étude est fournie par HITASHI, modèle M5332B de type à usage industriel, elle intervient comme équipement de recompression des gaz de moyenne pression au niveau des modules 2, 3 et 4.

Dans ce chapitre, les informations utilisées sont issues essentiellement des manuels de service et de maintenance de la turbine étudiée, manuels bien sûr disponibles au niveau du complexe de Hassi R'mel.

II.2 Description générale de la station de recompression de gaz moyenne pression :

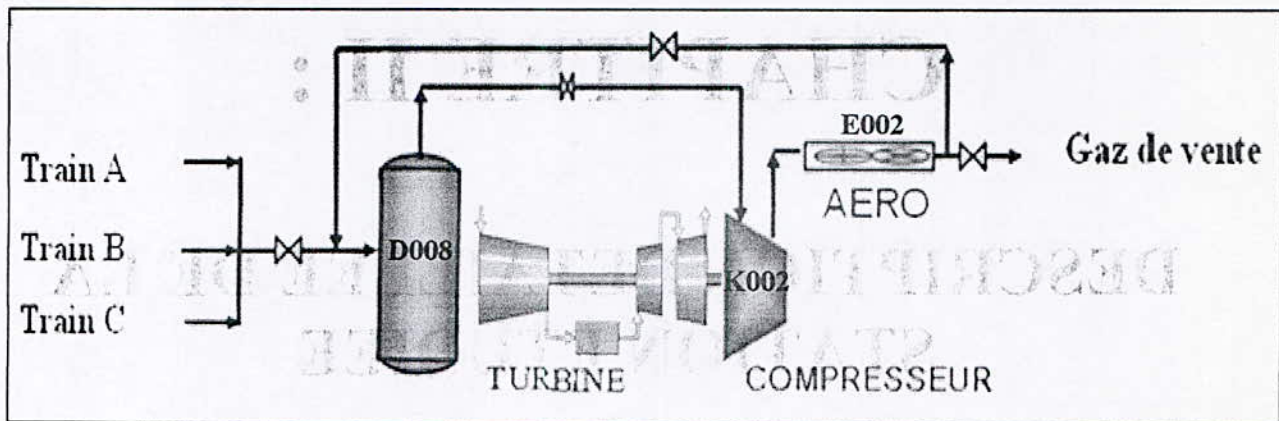


Fig II.3 Station de compression de gaz moyenne pression

Comme il a été noté précédemment, les modules 2, 3 et 4 utilisent le procédé HUDSON. Dans ce procédé, le gaz sortant du ballon (D105) à $P = 32 \text{ Kg/cm}^2$ et $T = 32^\circ\text{C}$, rencontre celui qui provient des ballons D104 et D107 et qui transite par l'échangeur (E103) qu'il traverse côté calandre (voir figure I.5). Le gaz résultant se dirige vers le ballon tampon (D008) où il rencontre les courants gazeux moyennes pression issus des trois trains A, B et C. Le gaz est envoyé ensuite vers l'aspiration du compresseur (K002), qui le comprime jusqu'à une pression de 74 Kg/cm^2 avant d'être refroidi jusqu'à 40°C à l'aide des aéro-réfrigérants (E002), enfin il est dirigé vers le pipe de gaz de vente.

Le compresseur de gaz entraîné par notre turbine est un compresseur centrifuge dénommé dans la station par (K002), il est de type BCL, fourni par NUOVO PIGNONE.

Le transfert d'énergie de la machine au fluide s'opère dans la roue, le fluide est guidé avant et après son passage dans la roue par des organes fixes, qui sont :

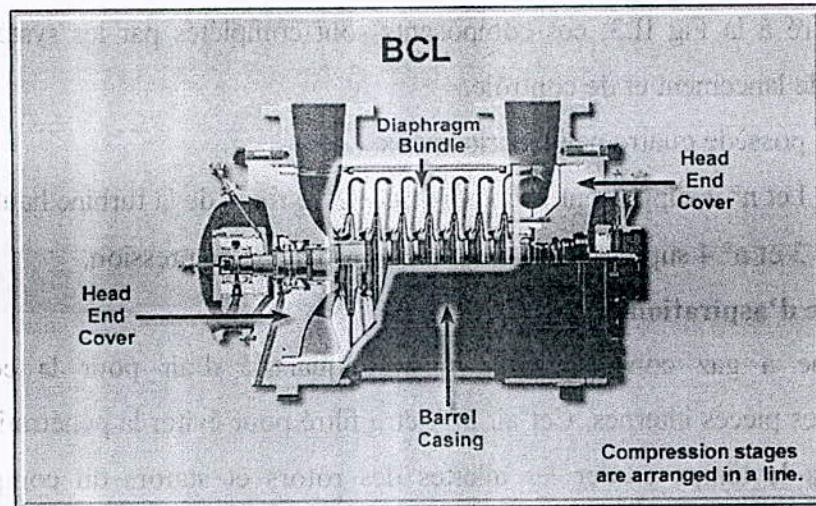


Fig II.2 compresseur centrifuge type BCL

- Un organe d'admission : il reçoit le fluide de l'extérieur ou de l'étage précédent et l'oriente vers l'entrée de la roue.
- Un diffuseur : il reçoit le fluide à la sortie de la roue, et transforme une partie de son énergie cinétique en énergie de pression.

II.3 Description détaillée de la turbine M5332B, Objet de l'étude :

La turbine M5332B est une turbine à gaz à deux arbres, elle fonctionne suivant le cycle thermodynamique simple de Brayton, elle comporte essentiellement un compresseur axial, 12 chambres de combustion tubulaires et deux roues-turbines : une roue haute pression pour l'entraînement du compresseur de cycle (compresseur axial) et une roue basse pression pour l'entraînement du compresseur de process.

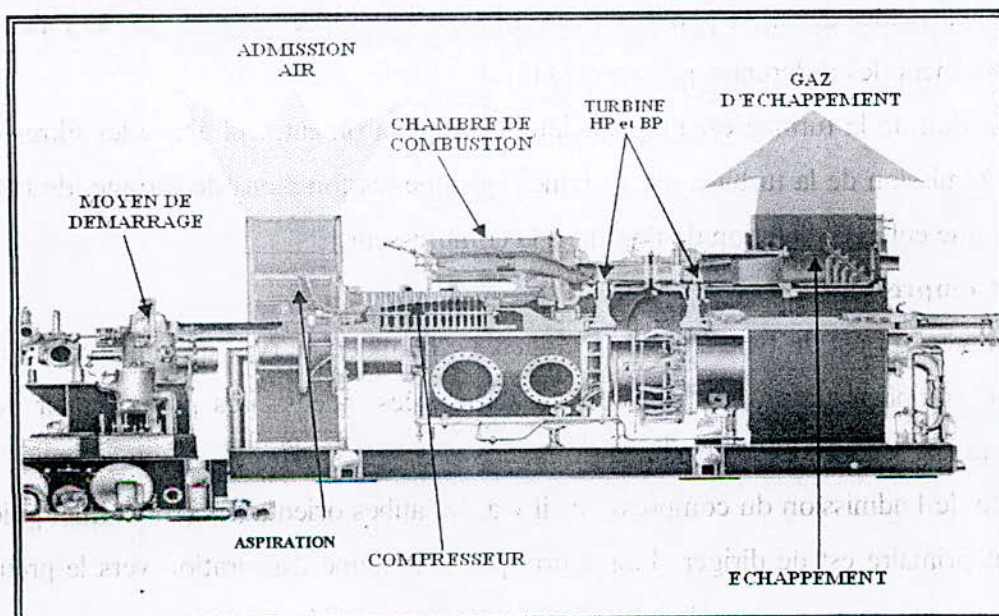


Fig II.3 Vue générale de la turbine à gaz M5332B

Comme illustré à la Fig II.3, ces composants sont complétés par les systèmes d'aspiration, d'échappement, de lancement et de contrôle.

Notre turbine possède quatre paliers principaux :

- Les paliers n° 1 et n° 2 supportent le compresseur et le rotor de la turbine haute pression.
- Les paliers n° 3 et n° 4 supportent le rotor de la turbine basse pression.

II.3.1 Le système d'aspiration :

La turbine à gaz consomme une grande quantité d'air pour la combustion et le refroidissement des pièces internes. Cet air doit être filtré pour éviter la pénétration des particules qui peuvent avec le temps éroder les ailettes des rotors et stators du compresseur d'air et entraîner des pertes de performance dues aux pertes de charge au niveau du compresseur axial.

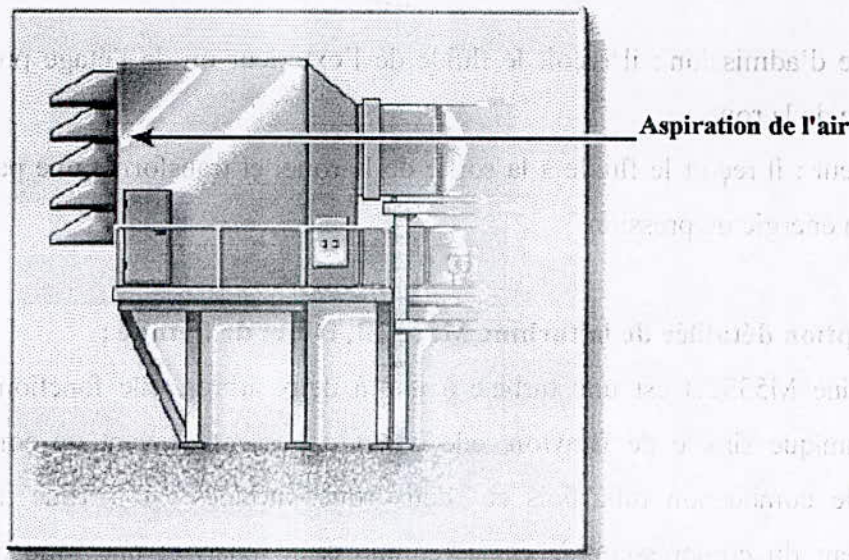


Fig II.4 Système d'aspiration de la turbine

Les particules de saleté peuvent aussi colmater les orifices et passages de l'air utilisé pour le refroidissement des différentes pièces de la turbine.

L'aspiration de la turbine est une enceinte, ou compartiment, qui abrite les filtres et relie au caisson d'admission de la turbine. Ce système regroupe les fonctions de filtrage, de réduction de bruit, ainsi que celle de direction de l'air dans le compresseur.

II.3.2 Le Compresseur :

Le compresseur est du type axial à 16 étages. Le choix de ce type de compresseur dépend du fait que ce compresseur produit des débits d'air élevés, nécessaires pour obtenir des valeurs élevées de puissance utile avec des dimensions réduites.

Du côté de l'admission du compresseur, il y a des aubes orientables (IGV, Inlet guide valve), dont le but primaire est de diriger l'air fourni par le système d'aspiration vers le premier étage des aubes du rotor. Une autre fonction importante des IGV est d'assurer un comportement

fluidodynamique correct du compresseur sous différents régimes transitoires de fonctionnement (par exemple, pendant le démarrage et l'arrêt).

Du côté refoulement du compresseur il existe également une rangée d'aubes orientables (EGV, Exhaust Guide Valve), qui jouent le rôle de diffuseur pour récupérer le maximum d'énergie cinétique du fluide sous forme de pression avant son arrivée dans la chambre de combustion.

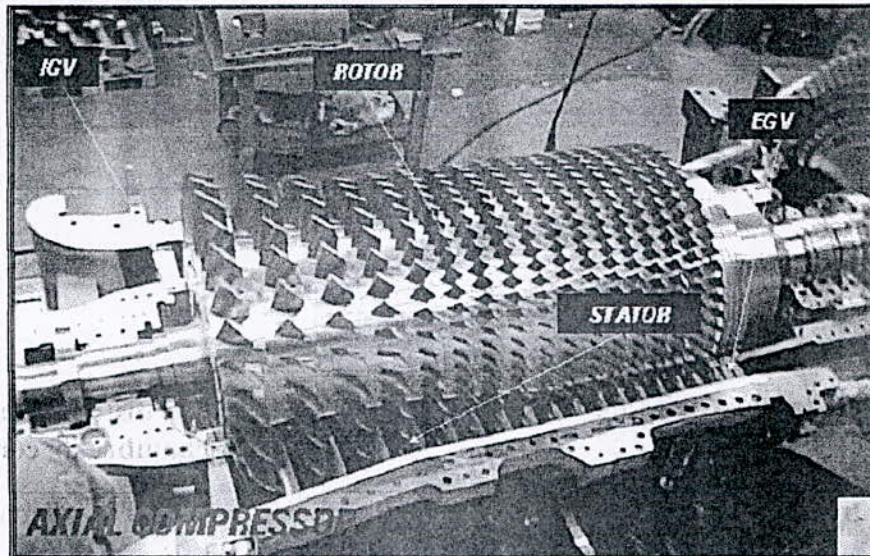


Fig II.5 Le compresseur axial de la turbine

Le compresseur sert également à fournir une source d'air nécessaire, par l'extraction d'air du dixième étage et au refoulement, pour refroidir les parois des directrices, des aubes et des disques de la turbine, auxquelles on accède par l'intermédiaire de canaux aménagés à cet effet et par la tuyauterie de raccordement extérieure. En plus, le compresseur fournit l'air d'étanchéité aux joints à labyrinthe du palier.

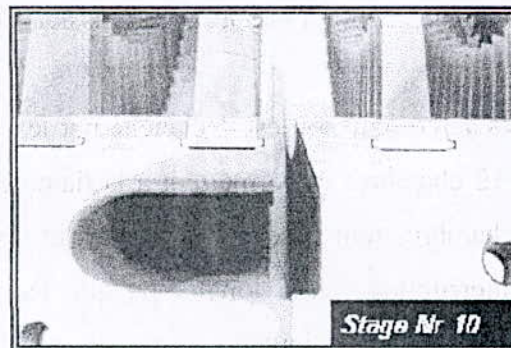


Fig II.6 l'extraction de l'air du dixième étage

II.3.3 Section Combustion :

La section de combustion se compose d'un système comprenant 12 chambres de combustion annulaires disposées symétriquement le long d'une circonférence; ces chambres reçoivent et brûlent du gaz naturel au moyen de 12 brûleurs (un pour chaque chambre), deux de ces chambres sont munies de bougies d'allumage.

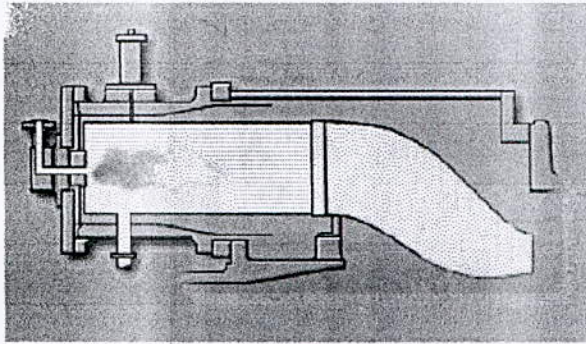


Fig II.7 La chambre de combustion

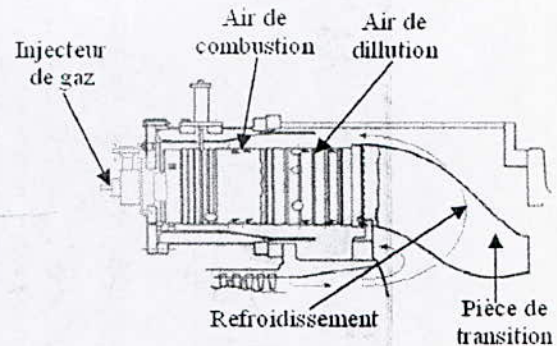


Fig II.8 La distribution de l'air dans la chambre de combustion

L'air entre dans chaque chambre dans une direction opposée à l'écoulement intérieur des gaz chauds (circulation à contre courant). Ce courant extérieur d'air, qui s'écoule le long des chemises, sert à les refroidir. En outre, l'air qui n'est pas employé dans le processus de combustion, est employé pour abaisser la température des gaz de combustion (air de dilution); en effet, il est introduit dans les chambres par les trous de mélange et refroidit le gaz à la température optimale d'admission de la turbine.

Le passage des gaz chauds du système de combustion à l'admission de la turbine traverse les pièces de transition qui transforment les écoulements du gaz de chacune des chambres de combustion en un courant annulaire continu adapté à l'admission de l'anneau de la directrice du premier étage.

Au début, le processus de combustion est déclenché par les deux bougies d'allumage. Des tubes à feu croisé relient les 12 chambres et permettent à la flamme de la chambre mise à feu de se propager dans les autres chambres non mises à feu de part et d'autre. Une fois déclenchée, la combustion continue sans interruption, aussi longtemps que les conditions d'alimentation en combustible et en air de combustion sont maintenues.

II.3.4 Section turbine :

La section de la turbine se compose de deux étages : un étage haute pression et un autre basse pression.

- **L'étage haute pression :**

Il est composé d'une directrice, de 36 aubes fixes et de 18 secteurs (2 aubes par secteur), et de la roue turbine haute pression de 80 aubes qui entraîne le compresseur axial et les accessoires entraînés par l'arbre de commande, sa vitesse est toujours constante.

- **L'étage basse pression :**

Il est composé :

a - d'une directrice de 36 aubes à angle variable, intercalées entre l'étage haute pression et la roue basse pression de la turbine. Ces aubes sont réglées de manière à maintenir constante la vitesse de la roue HP indépendamment des variations de charge qui peuvent concerner la turbine BP.

b - de la roue turbine basse pression qui comporte 80 aubes reliées à leur sommet pour éviter le fluage, et qui entraîne le compresseur centrifuge (la machine couplée), elle est mécaniquement indépendante de la roue HP, ce qui leur permet de tourner à des vitesses différentes (c'est ainsi que la vitesse de la roue BP peut être réglée de 50% à 105% de la vitesse nominale).

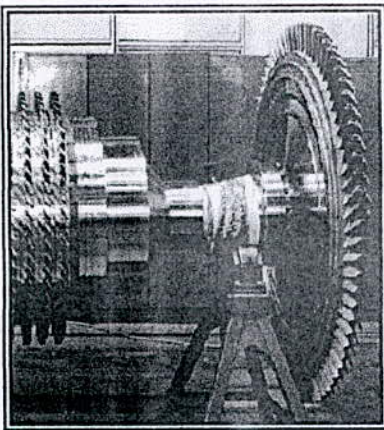


Fig II.9 La roue turbine haute pression

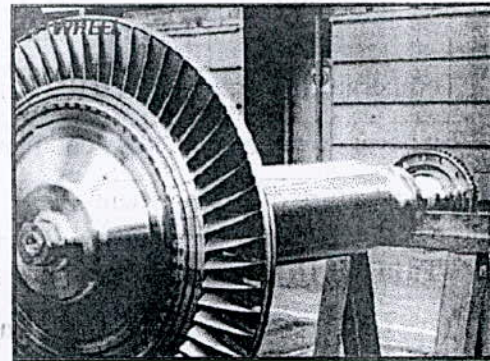


Fig II.10 La roue turbine basse pression

II.3.5 Section d'échappement :

Elle reçoit le gaz d'échappement provenant de la turbine, le gaz traverse d'abord le diffuseur, puis la bache d'échappement avant d'aboutir dans l'atmosphère.

II.4 Caractéristiques et performances de la turbine M5332B au régime nominal.

Une turbine à gaz utilise l'air atmosphérique, donc, ses performances sont considérablement influencées par tous les facteurs qui ont un effet sur le débit massique de l'air aspiré, Ces facteurs sont :

- La température ambiante.
- La pression atmosphérique.
- Le degré d'humidité de l'air.

Il est donc utile de préciser que les caractéristiques et les performances de la turbine M5332B, données dans le tableau ci-dessous, sont mesurées et calculées dans les conditions atmosphériques de chantier :

- Température moyen : 40°C.
- Elévation de 746 m au dessus de la mer, pression atmosphérique de 0.948 kg/cm².
- Climat sec.

| | | |
|--|--|------------------------|
| Puissance de la turbine | | 18500 KW |
| Débit d'air | | 95.4 kg/s |
| Débit d'échappement | | 96.2 kg/s |
| Combustible | | gaz naturel |
| Débit de combustible | | 93.2 kg/min |
| Pouvoir calorifique du combustible | | 10660 Kcal/kg |
| Compresseur d'air | Taux de compression | 8.2 |
| | Température de refoulement (T ₂) | 329.4°C |
| Température entrée turbine HP (T ₃) | | 927°C |
| La perte de pression dans la chambre de combustion | | 0.4 kg/cm ² |
| Température d'échappement (T ₄) | | 491°C |

Tableau II.1 Caractéristique de la turbine à gaz M5332B d'après la feuille de données de la machine

| Composition | Poids mol | normal | Composition | Poids mol | normal |
|----------------------------------|-----------|---------------|----------------------------------|-----------|--------|
| N ₂ | 28 | 5.9 | N-C ₄ H ₁₀ | 58 | 0.36 |
| Vapeur de H ₂ O | 18 | Saturé 10 ppm | I-C ₅ H ₁₂ | 72 | 0.06 |
| CO ₂ | 44 | 0.18 | N-C ₅ H ₁₂ | 72 | 0.05 |
| CH ₄ | 16 | 84.64 | C ₆ ⁺ | | 0.02 |
| C ₂ H ₆ | 30 | 6.69 | Poids moléculaire moyen | | 18.6 |
| C ₃ H ₈ | 44 | 1.84 | PCI (Kcal/kg) | | 10660 |
| I-C ₄ H ₁₀ | 58 | 0.27 | | | |

Tableau II.2 Caractéristique du combustible (gaz naturel)

CHAPITRE III :

FAISABILITE DE LA REGENERATION AU NIVEAU DE LA STATION

CHAPITRE III : FAISABILITE DE LA REGENERATION AU NIVEAU DE LA STATION

III.1 Cycle de régénération

Le cycle de régénération consiste à récupérer la chaleur des gaz d'échappement et à l'utiliser pour augmenter la température de l'air fourni par le compresseur avant qu'il soit envoyé dans la chambre de combustion.

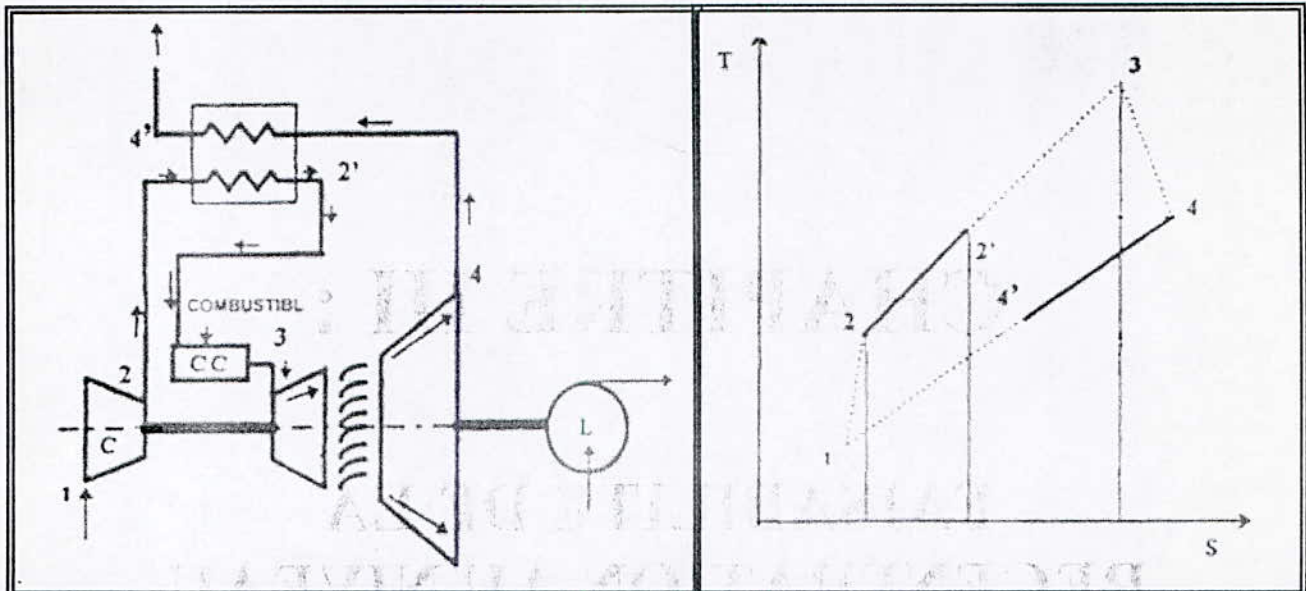


Fig III.1 Cycle de régénération (turbine à gaz à deux arbres)

Le transfert de chaleur des gaz d'échappement à l'air refoulé par le compresseur a lieu dans un échangeur (régénérateur). Dans ce système, la chaleur à fournir par le combustible dans la chambre de combustion afin d'atteindre le point 3, $Q_{2'-3}$, est réduite à l'air située sous le tronçon d'isobare 2' - 3 dans le diagramme T-s de la figure III.1 ci-dessus, alors que la chaleur économisée est représentée elle par l'aire située sous le tronçon d'isobare 2 - 2', la chaleur fournie par le combustible dans le cycle simple, Q_{2-3} , étant représentée par l'aire située sous toute l'isobare 2-3.

Le rendement thermique du système est défini par :

$$\eta = \frac{w_{net}}{Q_h} \quad (III.1)$$

où w_{net} est le travail utile sur l'arbre de la turbine basse pression et Q_h est la chaleur fournie par le combustible.

Dans le cycle de régénération (fig.III.1), la chaleur fournie par le combustible est seulement $Q_{2'-3}$ tandis que dans le cas d'un cycle simple elle est égale à Q_{2-3} . Ainsi, le rendement du cycle avec régénération (η_r) sera relié à celui du cycle simple (η_s) par :

$$\eta_r = \eta_s \frac{Q_{2-3}}{Q_{2'-3}} \quad (\text{III.2})$$

Le terme $\frac{Q_{2-3}}{Q_{2'-3}}$ est toujours supérieur à 1, il représente le bénéfice du cycle de régénération par rapport au cycle simple, en termes d'économie d'énergie thermique. Ce bénéfice est d'autant plus grand que la chaleur $Q_{2'-3}$ fournie par le combustible est plus petite; ceci correspond à la différence entre la chaleur Q_{2-3} du cycle simple et la chaleur échangée à l'intérieur du régénérateur $Q_{2-2'}$.

L'avantage de la régénération augmente proportionnellement au potentiel représenté par la différence de température ($T_4 - T_2$). Pour cette raison, la régénération n'est pas pratiquée sur les machines à taux de compression élevé (> 14 à 15), ne disposant pas d'un potentiel suffisant; elle est même impossible sur les moteurs à réaction d'avion, où T_4 est inférieure à T_2 .

III.2 Application de la régénération à la turbine M5332B :

La turbine M5332B fournie par HITASHI est prédisposée pour fonctionner en cycle de régénération ; il suffit simplement d'ajouter le régénérateur, les conduites d'air et de gaz et une cloison qui servira à orienter l'air vers le régénérateur. La turbine est déjà dotée de brides de raccordement et présente un potentiel de régénération assez intéressant ($T_4 - T_2 \approx 160^\circ\text{C}$) –voir tableau II.1.

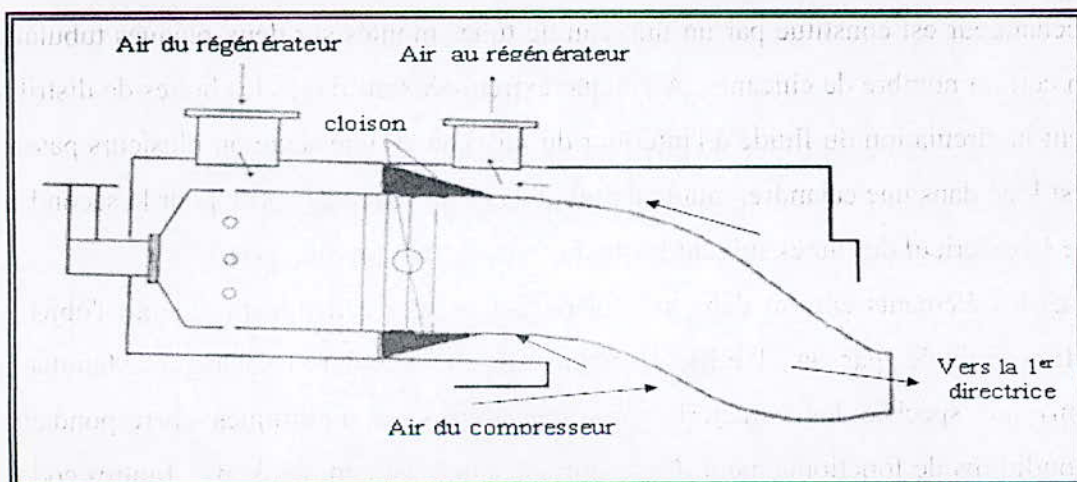


Fig III.2 Architecture de la chambre de combustion avec cycle de régénération

La figure III.2 [2] montre la cloison qui empêche l'air d'entrer directement dans la zone de combustion et le dirige vers la sortie, qui est raccordée à la tuyauterie d'admission du régénérateur par une bride. Après avoir traversé le régénérateur, l'air entre à nouveau dans la chambre de combustion à une température plus élevée par une autre bride qui relie la sortie du régénérateur à la chambre de combustion.

Le régénérateur est un échangeur à tubes et calandre, les gaz d'échappement y traversent des faisceaux tubulaires, tandis que d'air circule dans l'espace aménagé entre la calandre et ces derniers, l'échange thermique entre les deux fluides se fait à contre-courant.

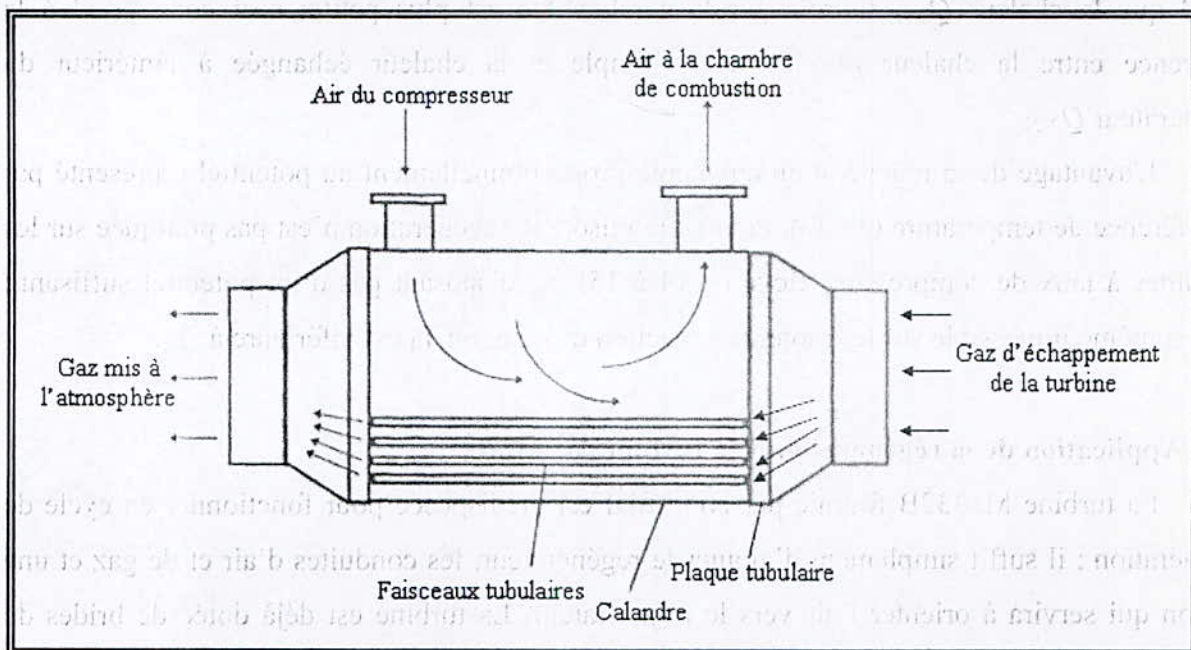


Fig III.3 Schéma fonctionnel du régénérateur [2]

III.3 Description des échangeurs à tubes et calandre

L'échangeur est constitué par un faisceau de tubes montés sur deux plaques tubulaires et portant un certain nombre de chicanes. A chaque extrémité, sont fixées les boîtes de distribution qui assurent la circulation du fluide à l'intérieur du faisceau en une seule ou plusieurs passes. Le faisceau est logé dans une calandre, munie de tubulures d'entrée et de sortie pour le second fluide qui circule à l'extérieur des tubes suivant le chemin imposé par les chicanes.

Tous les éléments entrant dans la construction de ces échangeurs ont fait l'objet d'une normalisation publiée par la T.E.M.A (Standards of Tubular Exchanger Manufacturers Association) qui spécifie les caractéristiques mécaniques et thermiques correspondant aux diverses conditions de fonctionnement. Cette normalisation est complétée par d'autres codes tels que ceux de l'A.P.I. et de l'A S M E [5].

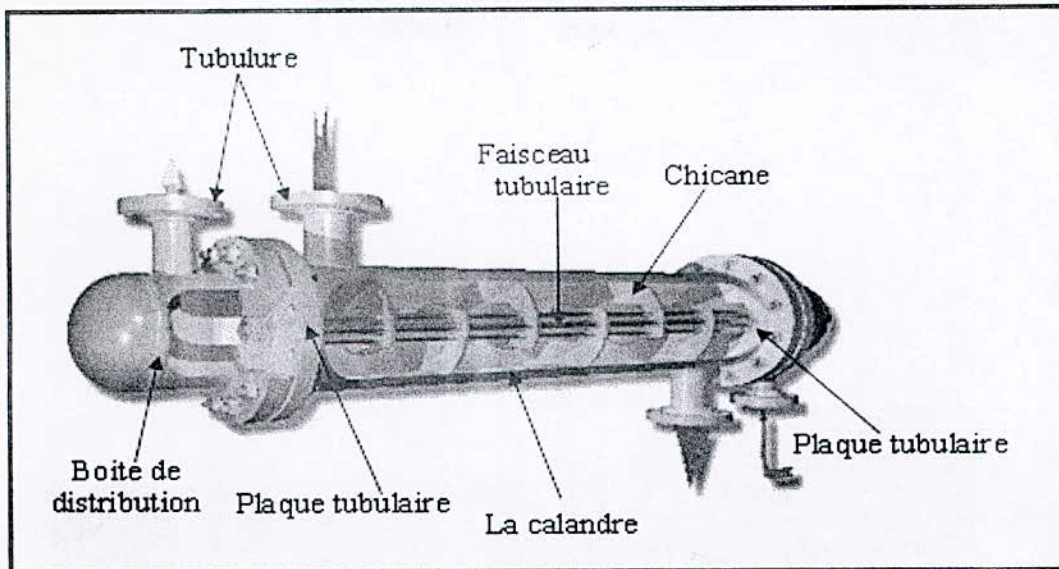


Fig III.4 Echangeur à tubes et calandre [7]

Les tubes sont fixés à chacune de leurs extrémités dans deux plaques tubulaires. La perforation des trous dans ces plaques est normalisée; elle s'effectue selon une disposition soit au pas carré, soit au pas triangulaire. Le pas triangulaire permet de placer environ 10% de tubes de plus que le pas carré sur une plaque tubulaire de diamètre donné, mais en contrepartie, la disposition des tubes rend impossible leur nettoyage extérieur par insertion de grattoirs ou de racloirs à travers le faisceau. Pour ces appareils, il faut avoir recours au nettoyage chimique et réserver leur emploi pour des fluides propres.

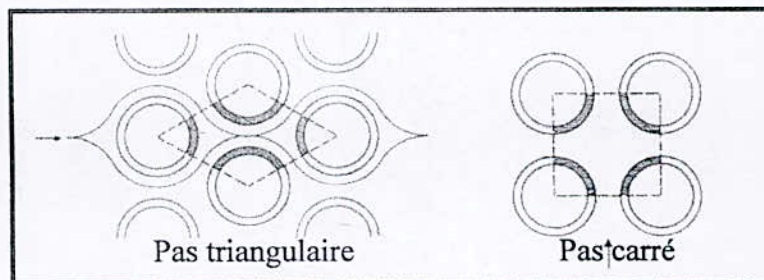


Fig III.5 disposition des tubes du faisceau

Le faisceau de tubes porte également des chicanes transversales qui ont pour but d'allonger le chemin du fluide circulant dans la calandre et d'améliorer ainsi le transfert à l'extérieur des tubes. Ces chicanes assurent en outre la rigidité du faisceau et sont solidaires de la plaque tubulaire fixe au moyen de tirants et entretoises. Elles sont généralement constituées par un disque ayant un diamètre légèrement inférieur à celui de la calandre et comportant un segment libre.

CHAPITRE IV : ETUDE THEORIQUE D'UN ECHANGEUR A TUBES ET CALANDRE

On considère un échangeur à tubes et calandre. Les fluides circulent dans les tubes et dans la calandre. On étudie le transfert de chaleur et les pertes de charge.

IV.1. Équations fondamentales

On considère un échangeur à tubes et calandre. Les fluides circulent dans les tubes et dans la calandre. On étudie le transfert de chaleur et les pertes de charge.

CHAPITRE IV :

ETUDE THEORIQUE D'UN ECHANGEUR A TUBES ET CALANDRE

On considère un échangeur à tubes et calandre. Les fluides circulent dans les tubes et dans la calandre. On étudie le transfert de chaleur et les pertes de charge.

On considère un échangeur à tubes et calandre. Les fluides circulent dans les tubes et dans la calandre. On étudie le transfert de chaleur et les pertes de charge.

On considère un échangeur à tubes et calandre. Les fluides circulent dans les tubes et dans la calandre. On étudie le transfert de chaleur et les pertes de charge.

CHAPITRE IV : ETUDE THEORIQUE D'UN ECHANGEUR A TUBES ET CALANDRE

Dans ce chapitre, nous allons présenter les équations générales qui régissent les phénomènes de transfert de chaleur et de pertes de charge dans les échangeurs à tubes et calandre, en vue de les appliquer dans le chapitre V dans les calculs de dimensionnement du régénérateur.

IV.1 Étude du transfert de chaleur dans les échangeurs à tubes et calandre

IV.1.1 Équations fondamentales

Quel que soit le type d'échangeur utilisé, si l'on ne prend en considération que les conditions d'entrée et de sortie des deux fluides, il est possible d'établir le bilan thermique global de l'appareil en écrivant que la quantité de chaleur Q perdue par le fluide chaud est égale à celle prise par le fluide froid, si l'on néglige les pertes thermiques :

$$\dot{Q} = \dot{m}(h_2 - h_1) = \dot{M}(H_1 - H_2) \quad (\text{IV.1})$$

Les lettres majuscules sont réservées pour le fluide chaud, les minuscules pour le fluide froid, alors que les indices 1 et 2 correspondent respectivement aux conditions d'entrée et de sortie. \dot{M} et \dot{m} désignent les débits massiques des fluides; H et h , les enthalpies des fluides en fonction de leurs températures T et t .

Par ailleurs, on peut appliquer l'équation de Fourier à l'ensemble de l'appareil

$$\dot{Q} = AF \frac{\Delta T_m}{\sum R} = UAF\Delta T_m \quad (\text{IV.2})$$

avec,

A : surface totale d'échange offerte par l'appareil;

U : coefficient de transfert global;

ΔT_m : différence de température moyenne entre les deux fluides.

F : facteur de configuration qui est fonction de la disposition des fluides l'un par rapport à l'autre (contre courant, parallèle, etc...) et du nombre de passes ; la valeur de F est lue sur un abaque avec les températures d'entrée et de sortie des fluides comme paramètres.

IV.1.2 Coefficient de transfert global U

IV.1.2.1 Expression générale

Pour un élément de tube de longueur dL , le flux de chaleur correspondant dQ traversera cinq résistances :

$R_0 = 1/h_0$: résistance dans le fluide à l'extérieur du tube, égale à l'inverse du coefficient du film externe.

R_{s0} : résistance due au film d'encrassement déposé sur l'extérieur du tube

R_t : résistance due à la paroi métallique du tube (cette résistance peut être négligée dans les calculs)

R_{si} : résistance due au film d'encrassement déposé à l'intérieur du tube;

$R_i = 1/h_i$: résistance dans le fluide à l'intérieur du tube, égale à l'inverse du coefficient du film interne.

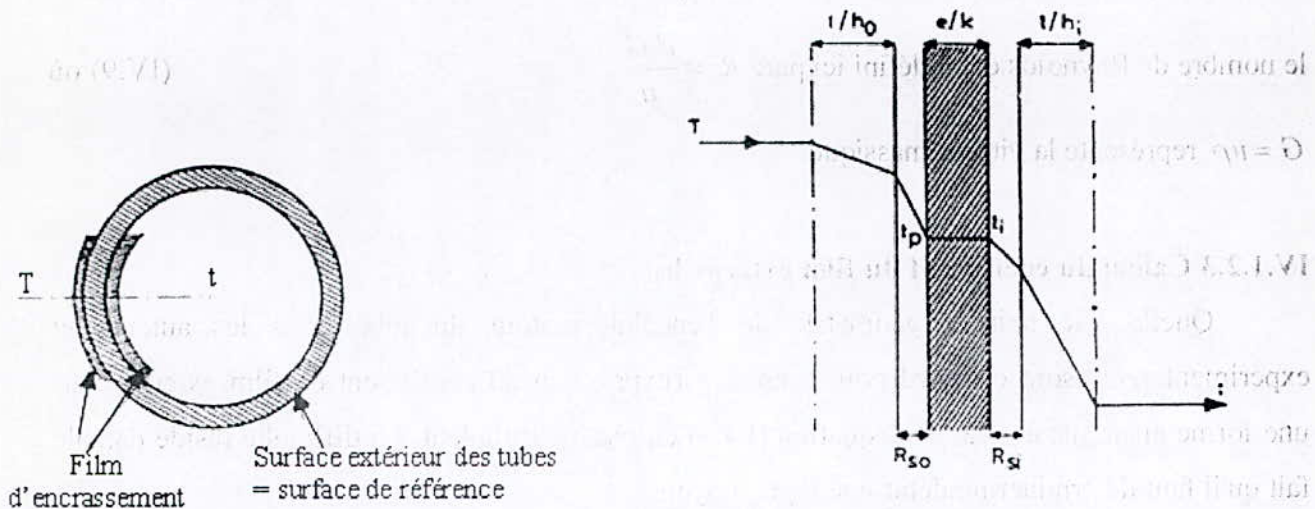


Fig IV.1 Résistances thermiques

Comme ces résistances s'expriment en: $h \text{ m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}/\text{kcal}$, il est nécessaire de rapporter tous ces termes à la même surface. On convient de choisir, en référence, la surface extérieure du tube, ce qui amène à corriger les résistances intérieures R_{si} et R_i en les multipliant par le rapport d_0/d_i des diamètres extérieur et intérieur du tube. Ces résistances corrigées s'écrivent:

$$R_{sio} = R_{si} (d_0/d_i) \quad (\text{IV.3})$$

$$h_{i0} = h_i (d_i/d_0) \quad (\text{IV.4})$$

Dans ces conditions, la résistance globale au transfert, égale à la somme des quatre résistances précédentes :

$$R_s = \frac{1}{h_0} + R_{s0} + R_{sio} + \frac{1}{h_{i0}} = \frac{1}{U_s} \quad (\text{IV.5})$$

U_s est le coefficient de transfert sale relatif à l'élément de tube dL . Lorsque cet élément est neuf, les résistances R_{s0} et R_{si} sont nulles.

La détermination des coefficients de transfert locaux U_s nécessite l'estimation des coefficients de film h_i et h_0 ainsi que des résistances d'encrassement R_{si} et R_{s0} .

IV.1.2.2 Calcul du coefficient du film interne h_i

Le calcul du coefficient de film en convection forcée à l'intérieur d'un tube pour les gaz se fait par l'expression [5]:

$$h_i = j_h \frac{\lambda}{d_i} \left(\frac{C_p \mu}{\lambda} \right)^{\frac{1}{3}} \left(\frac{\mu}{\mu_i} \right)^{0.14} \tag{IV.6}$$

Dans le cas d'un régime laminaire ($Re < 2100$): $j_h = 1.86 \left(Re \frac{d_i}{L} \right)^{\frac{1}{3}}$ (IV.7)

Tandis que pour un régime turbulent ($Re > 10000$): $j_h = 0.027 (Re)^{0.8}$ (IV.8)

le nombre de Reynolds étant défini ici par: $Re = \frac{d_i G}{\mu}$ (IV.9) où

$G = u\rho$ représente la vitesse massique.

IV.1.2.3 Calcul du coefficient du film externe h_0

Quelle que soit la géométrie de l'enceinte autour du tube, tous les auteurs et expérimentateurs sont d'accord pour présenter l'expression du coefficient de film externe sous une forme analogue à celle de l'équation (IV.6) en régime turbulent. La difficulté réside dans le fait qu'il faut déterminer un débit massique moyen.

L'écoulement dans la calandre s'effectue selon la disposition des chicanes et l'on peut distinguer grossièrement deux types de courant :

- un courant principal qui évolue, tantôt perpendiculairement au faisceau entre les chicanes, tantôt parallèlement au faisceau à l'aplomb des chicanes;
- de nombreux courants secondaires de fuite, dus aux tolérances de construction entre chicanes et calandre, et entre tubes et chicanes.

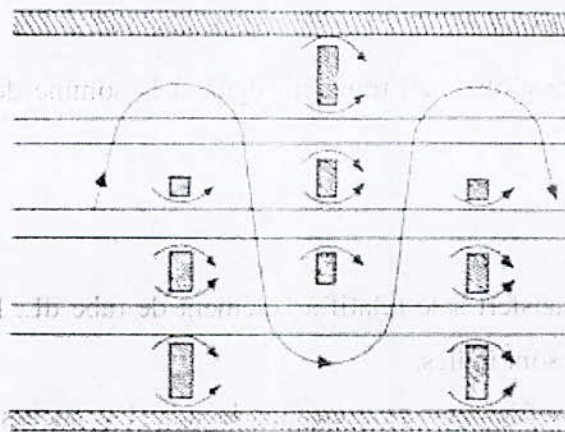


Fig IV.2 Ecoulement du fluide à travers la calandre

Cependant, compte tenu de l'effort de normalisation réalisé dans la construction de ces appareils, il a été possible d'établir des corrélations convenables permettant d'utiliser une forme d'équation analogue à l'équation (IV.6). Kern définit un seul débit moyen pour l'ensemble de l'appareil, il utilise à cet effet un diamètre équivalent qu'il définit par les équations (IV.10 et 11) selon la disposition des tubes :

$$\text{Pas carré : } D_e = \frac{4P^2}{\pi d_0} - d_0 \quad (\text{IV.10})$$

$$\text{Pas triangulaire : } D_e = \frac{3.464P^2}{\pi d_0} - d_0 \quad (\text{IV.11})$$

Où : P est le pas des tubes, et d_0 , le diamètre extérieur des tubes

Pour des chicanes normalisées dont la hauteur du segment libre représente 25% du diamètre intérieur de la calandre, Kern calcule la vitesse massique transversale G_{ct} , qu'il utilise en association avec le diamètre équivalent D_e dans la formule suivante pour la détermination du coefficient du film externe, formule valable uniquement en régime turbulent ($Re > 2\,100$) :

$$h_0 = j_h \frac{\lambda}{D_e} \left(\frac{C_p \mu}{\lambda} \right)^{\frac{1}{3}} \left(\frac{\mu}{\mu_t} \right)^{0.14} \quad (\text{IV.12})$$

$$\text{Avec : } j_h = 0.36 (Re)^{0.55} \quad (\text{IV.13})$$

$$\text{Où le nombre de Reynolds modifié, } Re = \frac{D_e G_{ct}}{\mu} \quad (\text{IV.14})$$

$$G_{ct} = \frac{\dot{M}}{a_{ct}} \quad \dot{M} \text{ étant le débit massique} \quad (\text{IV.15})$$

$$a_{ct} = \frac{D_c}{P} (P - d_0) B, \text{ aire de passage.} \quad (\text{IV.16})$$

B , l'espace entre les chicanes et D_c le diamètre intérieur de la calandre.

IV.1.2.4 Les températures caloriques des deux fluides

Les équations précédentes permettent le calcul des coefficients de film locaux h_0 et h_{i0} pour un élément d'échange dL . Il ressort de ces équations que les coefficients de film sont fonction des propriétés physiques des fluides, donc de leurs températures T et t . Il est donc nécessaire de définir pour les deux fluides des températures moyennes T_c et t_c , appelées généralement températures caloriques [5], qui serviront de référence pour le calcul des propriétés physiques qui interviennent dans les expressions des coefficients de film h_0 et h_{i0} .

La différence des températures ($T_c - t_c$), calculée en admettant une variation linéaire de U en fonction de la température, est toujours sensiblement très voisine de la différence de température moyenne logarithmique (DTLM), calculée en supposant U constant. Par conséquent, la DTLM permet le calcul direct du facteur F_c , puis des températures caloriques par les expressions suivantes :

$$t_c = t_1 + F_c(t_2 - t_1) \quad (\text{IV.17})$$

$$T_c = T_2 + F_c(T_1 - T_2) \quad (\text{IV.18})$$

$$\text{où } F_c = \frac{DTLM - \Delta t_{fr}}{\Delta t_{ch} - \Delta t_{fr}}, \quad \text{avec : } \Delta t_{ch} = T_1 - t_2 \quad \text{et} \quad \Delta t_{fr} = T_2 - t_1 \quad (\text{IV.19})$$

IV.1.2.5 Les résistances d'encrassement

Après un certain temps d'utilisation, il se produit des dépôts à l'intérieur et à l'extérieur des tubes, dépôts qui introduisent des résistances R_{si} et R_{so} au transfert de chaleur, de sorte que le coefficient de transfert global U diminue. Il est donc indispensable de calculer la surface d'échange de l'échangeur pour la valeur minimale admissible du coefficient de transfert quand l'échangeur est sale. On a l'habitude de considérer qu'un appareil tubulaire doit pouvoir fonctionner pendant une année sans nettoyage. Les valeurs des résistances R_{si} et R_{so} des films après un an de service ont été établies empiriquement, grâce à l'expérience industrielle des utilisateurs, en fonction de la nature des fluides utilisés. On trouvera dans la T.E.M.A. une liste de valeurs R_s correspondant aux divers produits [5].

IV.2 Etude de la perte de charge dans les échangeurs à tubes et calandre

Les deux fluides qui traversent l'échangeur s'écoulent sous l'effet d'un potentiel mesuré par la différence de pression ΔP entre l'entrée et la sortie et que l'on appelle la perte de charge. La valeur de cette perte de charge est fonction de la vitesse de circulation des fluides et de leurs caractéristiques physiques : masse volumique et viscosité, ainsi que de la géométrie de l'échangeur.

D'après Kern, la perte de charge totale due à la circulation du fluide à l'intérieur des tubes est:

$$\Delta P_t = \frac{n_c \times n_t \times G_t^2}{1.271 \times 10^{15} \times d} \times \left[\frac{f_t \times l}{d_i \times \phi_t} + 2 \right] \quad (\text{IV.20})$$

avec : n_c : nombre de passes côté calandre

n_t : nombre de passes côté tube

G_t : vitesse massique côté tube

d ; densité du fluide côté tube

d_i : diamètre intérieur des tubes

l : longueur des tubes

$$\Phi_t = \left(\frac{\mu}{\mu_t} \right)^{0.14} \approx 1 : \text{terme correctif}$$

En ce qui concerne le coefficient de frottement, on a :

$$\text{dans le cas d'un régime laminaire } (Re < 2100) : \quad f_t = \frac{32}{Re} \quad (\text{IV.21})$$

$$\text{tandis que pour un régime turbulent } (Re > 2100) : \quad f_t = 0.00280 + 0.250(R_e)^{-0.32} \quad (\text{IV.22})$$

Pour la perte de charge à l'extérieur des tubes, Kern simplifie le problème en ne prenant en considération que les échangeurs pour lesquels la hauteur du segment libre de la chicane est égale au quart du diamètre intérieur de la calandre et emploie le diamètre équivalent D_e pour établir la valeur du nombre de Reynolds :

$$Re_{ct} = \frac{D_e \times G_{ct}}{\mu}$$

Le coefficient de frottement f_{ct} est donné en fonction de Re_{ct} (voir annexe 1) et la distance parcourue par le fluide est égale à $(N_c + 1) D_c$.

La perte de charge est calculée par l'équation de Fanning modifiée :

$$\Delta P_t = \frac{n_c \times f_{ct} \times G_{ct}^2 \times (N_c + 1) \times D_c}{1.271 \times 10^{15} \times d' \times D_e \times \phi_c} \quad (\text{IV.23})$$

avec : G_{ct} : la vitesse massique côté calandre

N_c : nombre de chicanes

D_c : diamètre intérieur de la calandre

d' : densité du fluide côté calandre

CHAPITRE V : DIMENSIONNEMENT DU REGENERATEUR

Il est à noter que les données de dimensionnement sont données dans le tableau V.1. Les valeurs de dimensionnement sont données dans le tableau V.1. Les valeurs de dimensionnement sont données dans le tableau V.1.



CHAPITRE V :

DIMENSIONNEMENT DU REGENERATEUR

Les données de dimensionnement sont données dans le tableau V.1. Les valeurs de dimensionnement sont données dans le tableau V.1. Les valeurs de dimensionnement sont données dans le tableau V.1.

Table with 2 columns and 10 rows, containing numerical data for dimensioning. The text is mirrored and difficult to read.

CHAPITRE V : DIMENSIONNEMENT DU REGENERATEUR

Dans ce chapitre, nous allons en premier lieu déterminer toutes les conditions thermodynamiques aux entrées et sorties du régénérateur, ensuite nous procéderons au dimensionnement du régénérateur en appliquant la méthode de Kern [8] tout en faisant appel aux relations fondamentales introduites dans le chapitre IV.

V.1 Présentation des données du problème

Sur la feuille de données de la turbine M5332B, établie lors de l'exécution des tests de performance à l'installation de la turbine, on relève, comme mentionné dans le tableau II.1, les valeurs suivantes des paramètres pertinents de la turbine:

$$T_1 = 40^\circ\text{C}, P_1 = 0.948 \text{ kg/cm}^2, \dot{m}_1 = 95.4 \text{ kg/s};$$

$$T_2 = 329.4^\circ\text{C}, \tau = 8.2;$$

$$T_3 = 927^\circ\text{C};$$

$$T_4 = 491^\circ\text{C}, P_4 = 0.948 \text{ kg/cm}^2, \dot{m}_4 = 96.2 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_{comb} = 93.2 \text{ kg/min}$$

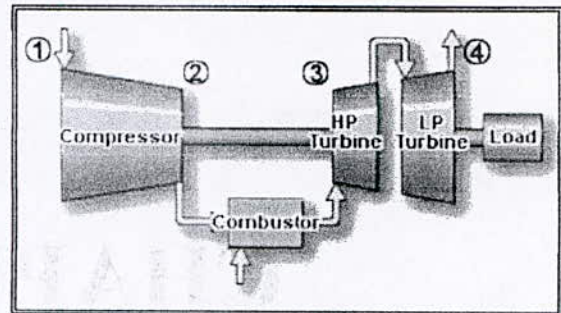


Fig V.1 Schéma de la turbine à gaz à deux arbres

V.2 Composition du gaz à l'entrée de la turbine haute pression

La combustion est supposée complète, car on a un grand excès d'air (presque 400%) et le carburant est bien mélangé à l'air grâce à une conception qui favorise la turbulence des écoulements à travers la chambre de combustion.

Les différentes réactions impliquant les divers constituants du gaz naturel, voir tableau II.2, sont écrites pour 100 moles de combustible :



$$n_{air} = n_{\text{O}_2} + n_{\text{N}_2}$$

$$n_{combustible} = \sum n_{composantes \text{ de combustible}}$$

Donc la réaction globale sera dans le cas où nous utilisons l'air théorique:



Ou encore :



On a: $M_{\text{comb}} = 18.6 \text{ g/mol}$ (tableau II.2)

et $\dot{m}_{\text{comb}} = 93.2 \text{ kg/min} = 1.553 \text{ kg/s} = 83.495 \text{ mol/s}$

$$\dot{m}_{\text{comb}} = 83.495 \text{ mol/s}$$

Le débit d'air dans les chambres de combustion vaut 95% du débit d'air aspiré à l'entrée du compresseur, les 5% restant constituent l'air de refroidissement et d'étanchéité.

On aura donc: $\dot{m}_2 = 95\% \dot{m}_1$

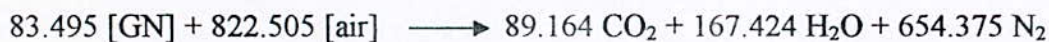
Soit,

$$\dot{m}_2 = 95.4 \times (95\%) = 90.63 \text{ kg/s} \quad (\text{V.1})$$

Et comme, on a $M_{\text{air}} = 28.97 \text{ g/mol}$, ce débit peut s'exprimer également en mol/s :

$$\dot{m}_2 = \frac{90.63}{28.97} = 3125.172 \text{ mol/s} \quad (\text{V.1a})$$

L'équation de combustion sans excès écrite pour les débits molaires est :



L'excès d'air employé dans les chambres de combustion se calcule donc comme suit :

Le débit d'air en excès sera :

$$\dot{m}_{2e} = 3125.172 - 822.505 = 2302.667 \text{ mol/s} \quad (\text{V.2})$$

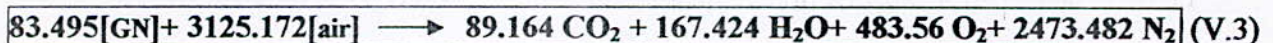
Ce débit peut être décomposé en débit d'oxygène,

$$\dot{m}_{\text{O}_2} = \dot{m}_{2e} \times 21\% = 483.56 \text{ mol/s}$$

et en débit d'azote,

$$\dot{m}_{\text{N}_2} = \dot{m}_{2e} \times 79\% = 1819.107 \text{ mol/s}$$

Finalement, l'équation de combustion avec excès d'air qui a lieu dans les chambres de combustion s'écrira :



Calcul des fractions molaires des constituants du gaz à l'entrée de la turbine HP

Le débit de des gaz à la sortie des chambres de combustion sera, $\dot{m}_3 = \sum \dot{m}_i$, l'indice (i) se référant aux différents gaz constituant les fumées. On a donc d'après la réaction ci-dessus (V.3):

$$\dot{m}_3 = 89.164 + 167.424 + 483.56 + 2473.482 = 3213.63 \text{ mol/s}$$

Ceci nous permet de déterminer la composition molaire des produits de combustion, soit :

$$[\text{CO}_2] = \frac{\dot{m}_{\text{CO}_2}}{\dot{m}_3} = \frac{89.164}{3213.63} = 2.774 \%$$

$$[\text{H}_2\text{O}] = \frac{\dot{m}_{\text{H}_2\text{O}}}{\dot{m}_3} = \frac{167.424}{3213.63} = 5.21 \%$$

$$[\text{O}_2] = \frac{\dot{m}_{\text{O}_2}}{\dot{m}_3} = \frac{483.56}{3213.63} = 15.047 \%$$

$$[\text{N}_2] = \frac{\dot{m}_{\text{N}_2}}{\dot{m}_3} = \frac{2473.482}{3213.63} = 76.968 \%$$

Les résultats sont rassemblés dans le tableau suivant :

| Les composants | CO ₂ | H ₂ O | O ₂ | N ₂ |
|----------------------|-----------------|------------------|----------------|----------------|
| Fraction molaire (%) | 2.774 | 5.21 | 15.047 | 76.968 |

Tableau V.1 : Composition des gaz à l'entrée de la roue HP.

Masses molaires apparentes des deux fluides:

On prend pour l'air : $M_{\text{air}} = 28.97 \text{ g/mol}$

et pour les gaz brûlés (à l'entrée de la turbine HP) : $M_{\text{gaz brûlé}} = \sum x_i M_i$;

x_i : fraction molaire, M_i : masse molaire du composant i . On trouve par calcul :

$$M_{\text{gaz brûlés}} = 44.01 \times 2.774 + 18.015 \times 5.21 + 31.999 \times 15.047 + 28.16 \times 76.968 = 28.648 \text{ g/mol}$$

Donc : $M_{\text{gaz brûlés}} = 28.648 \text{ g/mol}$

V.3 Composition des gaz à l'échappement

Après la détente dans les turbines, une partie de l'air extrait du compresseur pour le refroidissement rejoint les gaz brûlés, le mélange qui en résulte se dirige ensuite vers l'échappement.

Le débit de fluide traversant la chambre de combustion est :

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_2 + \dot{m}_{\text{comb}} = 90.63 + 1.553 = 92.183 \text{ kg/s} \quad (\text{V.4})$$

Le débit des gaz d'échappement est quant à lui :

$$\dot{m}_4 = 96.2 \text{ kg/s}$$

Le débit d'air de refroidissement (\dot{m}_{ref}) qui se dirige vers l'échappement s'obtient donc par la soustraction de ces deux dernières quantités :

$$\dot{m}_{\text{ref}} = \dot{m}_4 - \dot{m}_3 = 96.2 - 92.183 = 4.017 \text{ kg/s} = 138.66 \text{ mol/s} \quad (\text{V.5})$$

Finalement le débit molaire à l'échappement de la turbine sera :

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_3 + \dot{m}_{\text{ref}} = 3213.63 + 138.66 = 3352.29 \text{ mol/s}$$

A présent, la composition du gaz à l'échappement de la turbine se calcule aisément à l'aide de la relation :

$$[i] = \frac{\dot{m}_3 \times x_i + \dot{m}_{ref} \times x_i}{\dot{m}_4} \quad (V.6)$$

On a ainsi :

$$[CO_2] = \frac{\dot{m}_3 \times x_{CO_2} + \dot{m}_{ref} \times x_{CO_2}}{\dot{m}_4} = \frac{3213.63 \times 2.774}{3352.29} = 2.659\%$$

$$[H_2O] = \frac{\dot{m}_3 \times x_{H_2O} + \dot{m}_{ref} \times x_{H_2O}}{\dot{m}_4} = \frac{3213.63 \times 5.21}{3352.29} = 4.993\%$$

$$[O_2] = \frac{\dot{m}_3 \times x_{O_2} + \dot{m}_{ref} \times x_{O_2}}{\dot{m}_4} = \frac{3213.63 \times 15.047 + 138.66 \times 21}{3352.29} = 15.295\%$$

$$[N_2] = \frac{\dot{m}_3 \times x_{N_2} + \dot{m}_{ref} \times x_{N_2}}{\dot{m}_4} = \frac{3213.63 \times 76.968 + 138.66 \times 79}{3352.29} = 77.045\%$$

Les résultats des calculs de la composition des gaz d'échappement sont rassemblés dans le tableau suivant :

| Les composants | CO ₂ | H ₂ O | O ₂ | N ₂ |
|----------------------|-----------------|------------------|----------------|----------------|
| Fraction molaire (%) | 2.695 | 4.993 | 15.295 | 77.045 |

Tableau V.2 : Composition des gaz d'échappement

V.4 Détermination de la température de l'air à la sortie du régénérateur (T₂')

Sur les turbines M5332B, le rendement thermique (η_{th}), qui se situe autour de 29% pour le cycle simple, pourrait atteindre facilement de 32% à 34% dans le cas des cycles avec régénération, il peut même aller jusqu' à 36% d'après le constructeur. Cette dernière valeur fixerait vraisemblablement les limites de faisabilité de la régénération sur ce type de turbine. Autrement dit ; au-delà de cette limite, les dimensions de l'échangeur seraient telles qu'on ne pourrait pas l'adapter à l'installation. Adoptons donc la valeur $\eta_{th} = 36\%$ pour le rendement thermique de l'installation avec régénération. La connaissance de cette valeur du rendement va nous permettre de déterminer la température de l'air à la sortie du régénérateur. On a en effet,

$$\eta_{th} = \frac{W_{net}}{Q_h} \quad (III.1)$$

expression dans laquelle :

$$\dot{W}_{net} = 18500 \text{ kw (voir tableau II.1)}$$

$$\dot{Q}_h = \dot{Q}_{2'-3} = \dot{m}_3 \bar{C}_p \Big|_{T_2'}^{T_3} (T_3 - T_2') \quad (V.7)$$

Avec :

$$\dot{m}_3 = 92.183 \text{ kg/s (eq.V.4) et } T_3 = 927^\circ\text{C d'après les données du problème.}$$

La chaleur spécifique moyenne se calcule à partir des chaleurs spécifiques de l'air à T_2 et des gaz de combustion à T_3 ; ces dernières étant obtenues par le logiciel "DESIGN II FOR WINDOWS"; On a donc :

$$C_p(T_2') \approx C_p(T_2) = C_p(\text{air}, T_2=329.4^\circ\text{C}) = 0.2523 \text{ kcal/kg}^\circ\text{C} = 1.0547 \text{ kJ/kg}$$

$$C_p(\text{gaz de combustion}, T_3 = 927^\circ\text{C}) = 0.2943 \text{ kcal/kg} = 1.2302 \text{ kJ/kg}$$

$$\bar{C}_p|_{T_2}^{T_3} = \frac{C_p(329.4^\circ\text{C}) + C_p(927^\circ\text{C})}{2} = \frac{1.0547 + 1.2302}{2} = 1.1424 \text{ kJ/kg}$$

A présent, l'expression du rendement (III.1) devient :

$$\eta_{th} = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{m}_3 \times \bar{C}_p|_{T_2}^{T_3} \times (T_3 - T_2')}$$

d'où l'on tire :

$$T_2' = T_3 - \frac{\dot{W}_{net}}{\eta_{th} \times \dot{m}_3 \times \bar{C}_p|_{T_2}^{T_3}} = 439.022^\circ\text{C}$$

Or $C_p(\text{air}, T_2') > C_p(\text{air}, T_2=329.4^\circ\text{C})$, prenons donc :

$$\boxed{T_2' = 440^\circ\text{C}}$$

V.5 Détermination de la température des gaz à la sortie du régénérateur (T_4')

Pour déterminer cette température, il suffit à présent de considérer le bilan thermique du régénérateur supposé bien isolé de l'extérieur au moyen d'un calorifugeage qui empêche toute déperdition de chaleur. Le bilan s'écrit dans ces conditions (voir eq IV.1) :

$$\dot{m}_4 \bar{C}_p|_{T_4}^{T_4'} (T_4' - T_4) = \dot{m}_2 \bar{C}_p|_{T_2}^{T_2'} (T_2' - T_2)$$

et la température T_4' s'obtient alors comme suit

$$T_4' = T_4 - \frac{\dot{m}_2 \bar{C}_p|_{T_2}^{T_2'}}{\dot{m}_4 \bar{C}_p|_{T_4}^{T_4'}} (T_2' - T_2) \quad (\text{V.8})$$

avec

$$C_p(\text{air}, T_2=329.4^\circ\text{C}) = 0.2523 \text{ Kcal/kg}^\circ\text{C}$$

$$C_p(\text{air}, T_2'=440^\circ\text{C}) = 0.2575 \text{ Kcal/kg}^\circ\text{C}$$

On aura :

$$\bar{C}_p|_{T_2}^{T_2'} = \frac{0.2523 + 0.2575}{2} = 0.2549 \text{ kcal/kg}^\circ\text{C}$$

Pour le calcul de la chaleur spécifique moyenne des gaz, procédons de la manière suivante :

posons dans une première étape $\bar{C}_p|_{T_4} = C_p(\text{gaz d'échappement}, T_4) = 0.2709 \text{ kcal/kg}$

Pour cette valeur, l'équation (V.8) donne $T_4' = 392.96^\circ\text{C}$; ensuite on recalcule le $\bar{C}_p|_{T_4'}$ avec cette valeur de T_4' et on poursuit ainsi jusqu'à ce que le processus converge. On aboutit finalement à la valeur :

$$\boxed{T_4' = 391.95^\circ\text{C}}$$

A présent, toutes les conditions thermodynamiques des fluides aux entrées et aux sorties de notre régénérateur sont connues, elles sont portées sur la représentation schématique de notre régénérateur (fig. V.2 ci-dessous).

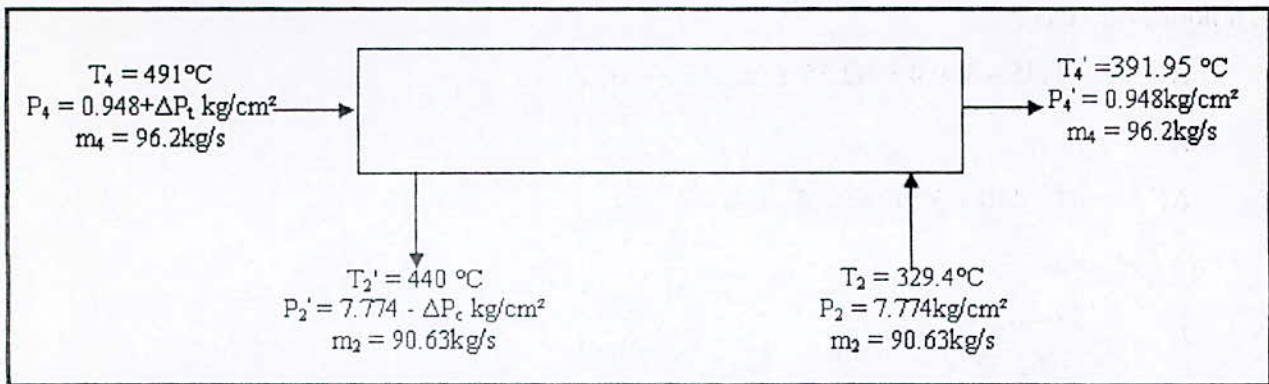


Fig. V.2 : Schéma thermodynamique du régénérateur

V.6 Calcul de la différence de température moyenne logarithmique entre les deux fluides

Dans le cas d'un échange de chaleur en contre courant, la différence de température moyenne logarithmique s'exprime par

$$\Delta T_m = \text{DTLM} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\text{Ln} \left(\frac{\Delta t_1}{\Delta t_2} \right)} \quad (\text{V.9})$$

où, $\Delta t_1 = T_4 - T_2'$ et $\Delta t_2 = T_4' - T_2$

On a par conséquent :

$$\Delta T_m = \frac{(491 - 440) - (391.95 - 329.4)}{\text{Ln} \left(\frac{491 - 440}{391.95 - 329.4} \right)} = 56.58^\circ\text{C}$$

Soit ;

$$\boxed{\Delta T_m = 56.58^\circ\text{C}}$$

V.7 Détermination des températures caloriques

Nous rappelons ici que les températures caloriques seront utilisées dans la procédure de calcul du régénérateur comme température de référence pour l'évaluation des propriétés physiques des fluides.

A - Température calorique côté calandre (T_{2c})

Cette température se calcule à l'aide de l'équation (IV.17) et (IV.19) :

$$T_{2c} = T_2 + F_c (T_2' - T_2)$$

$$\text{où } F_c = \frac{DTLM - \Delta T_{fr}'}{\Delta T_{ch} - \Delta T_{fr}'}$$

$$\text{avec : } \Delta T_{fr}' = T_4' - T_2 \quad \text{et} \quad \Delta T_{ch} = T_4 - T_2'$$

On a pour notre cas :

$$\Delta T_{fr}' = 391.95 - 329.4 = 62.55^\circ\text{C} \Rightarrow \Delta T_{fr}' = 62.55^\circ\text{C}$$

et

$$\Delta T_{ch} = 491 - 440 = 51^\circ\text{C} \Rightarrow \Delta T_{ch} = 51^\circ\text{C}$$

ce qui donne

$$F_c = \frac{56.58 - 62.55}{51 - 62.55} = 0.5169$$

et par suite :

$$T_{2c} = 329.4 + 0.5169 (440 - 329.4) = 386.57^\circ\text{C}$$

Soit :

$$\boxed{T_{2c} = 386.57^\circ\text{C}}$$

B - Température calorique côté tube (T_{4c})

De la même manière, on peut écrire du côté tube à l'aide de l'équation (IV.18) :

$$T_{4c} = T_4' + F_c (T_4 - T_4') \quad \text{avec toujours } F_c = 0.5169$$

On obtient :

$$T_{4c} = 391.95 + 0.5169 (491 - 391.95) = 443.15^\circ\text{C}$$

Soit :

$$\boxed{T_{4c} = 443.15^\circ\text{C}}$$

V.8 Propriétés physiques des deux fluides évaluées aux températures caloriques

D'après le logiciel "DESIGN II FOR WINDOWS", on trouve en introduisant les valeurs des températures caloriques ci-dessus et la composition de l'air et des gaz d'échappement, les propriétés physiques contenues dans le tableau (V.3) ci-après en page 39.

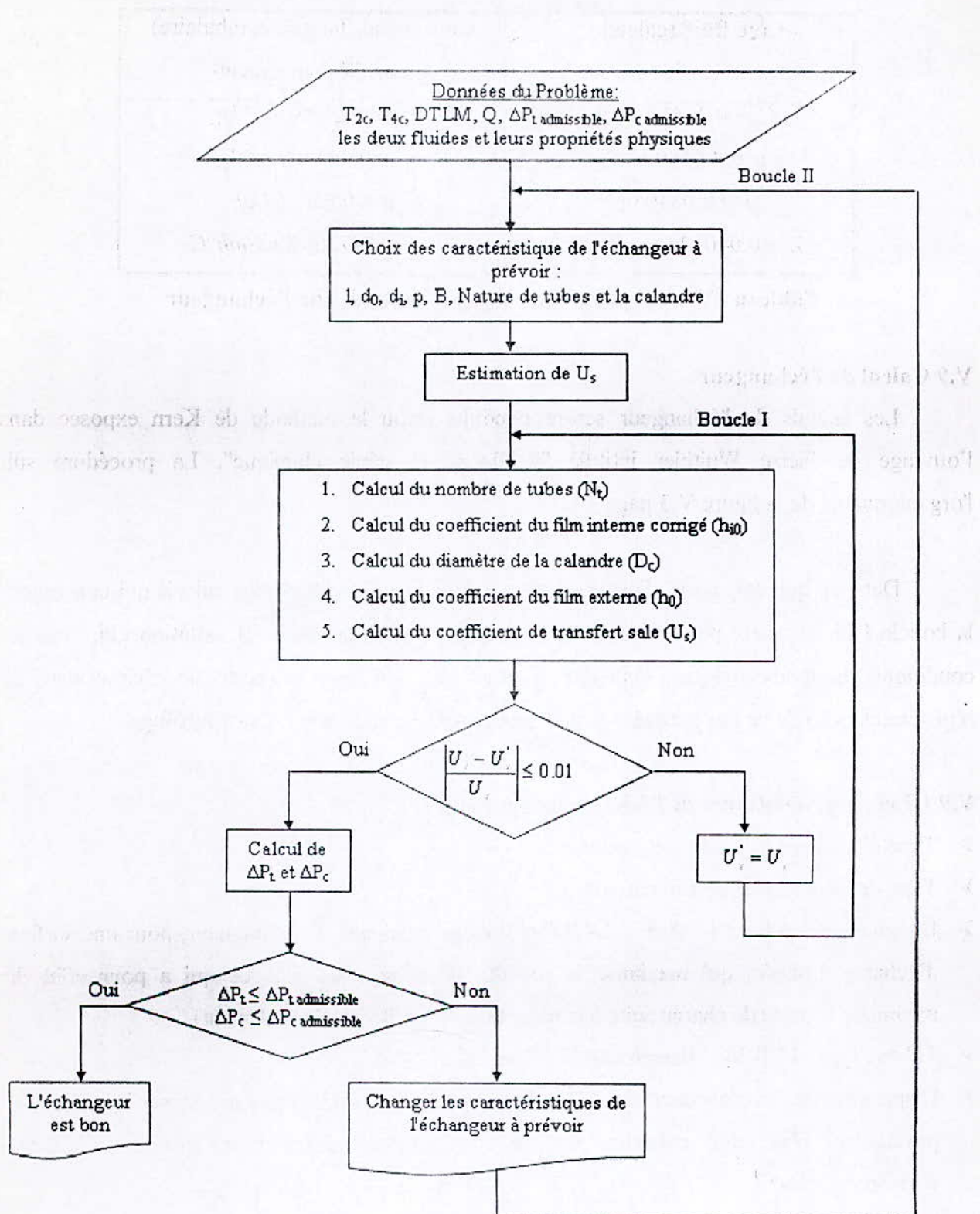


Fig V.3 Organigramme de la méthode de Kern

| Côté froid (calandre) -air- | Côté chaud (faisceaux tubulaire) -gaz d'échappement- |
|--|---|
| $C_p = 0.2545 \text{ kcal/kg}$ | $C_p = 0.2683 \text{ kcal/kg}$ |
| $\rho = 4.0169 \text{ m}^3/\text{kg}$ | $\rho = 0.445467 \text{ m}^3/\text{kg}$ |
| $\mu = 0.03406 \text{ cP}$ | $\mu = 0.034157 \text{ cP}$ |
| $\lambda = 0.040327 \text{ kcal/mh}^\circ\text{C}$ | $\lambda = 0.047268 \text{ kcal/mh}^\circ\text{C}$ |

Tableau V.3 : Propriétés physiques des fluides de l'échangeur

V.9 Calcul de l'échangeur

Les calculs de l'échangeur seront conduits selon la méthode de Kern exposée dans l'ouvrage de Pierre Wuithier intitulé "Raffinage et génie chimique". La procédure suit l'organigramme de la figure V.3 page 38.

Dans ce qui suit, nous allons présenter uniquement les détails des calculs qui concernent la boucle I et qui correspondent à la solution retenue pour la boucle II, solution qui, dans les conditions thermodynamiques imposées, permet de minimiser la perte de charge dans le régénérateur afin de ne pas perturber la puissance envoyée au compresseur centrifuge.

V.9.1 Les caractéristiques de l'échangeur à prévoir

- Type d'échangeur : à tubes et calandre.
- Type de circulation : contre courant.
- Longueur des tubes : $l = 8 \text{ ft} = 2.4384 \text{ m}$ (valeur minimale de la longueur, pour une surface d'échange donnée, qui maximise la section de passage du gaz, ce qui a pour effet de minimiser la perte de charge suite à la réduction de la vitesse d'écoulement).
- Tubes : type -14 BWG, diameters - $d_0 = 1 \text{ in}$, $d_i = 3/4 \text{ in}$.
- Disposition de l'emplacement des tubes : pas carré, $p = 1.25 \text{ in}$ (pour maximiser la surface de passage de l'air côté calandre, et par conséquent minimiser les pertes de charge correspondantes).
- Nature des tubes : acier faiblement allié (allié : à cause de haut niveau de température, et faiblement allié pour que le prix ne soit pas trop élevé).
- Nature de la calandre : acier faiblement allié 15Mo3, et d'une plaque tubulaire en acier allié. Espacement des chicanes $B = 0.8128 \text{ m}$, (cette valeur est suffisamment importante pour contribuer à minimiser la perte de charge côté calandre).

- On installe trois régénérateurs identiques en parallèle à une seule passe côté tube ($n_t=1$) et une seule passe également côté calandre ($n_c=1$), à cause des quantités considérables d'air refoulé (96.2kg/s). Ainsi donc, le flux de chaleur échangé entre les fluides et les débits de ces derniers seront partagés entre les trois régénérateurs et on aura pour chacun d'entre eux :

* un flux de chaleur :

$$\dot{Q} = \frac{1}{3} \dot{m}_2 \bar{C}_p \Big|_{T_2}^{T_2'} (T_2' - T_2) = 3066042.627 \text{ kcal/h}$$

Soit,

$$\dot{Q} = 3066042.627 \text{ kcal/h}$$

* le débit d'air dans chaque régénérateur est :

$$\dot{m}_2' = \frac{\dot{m}_2}{3} = \frac{90.63}{3} = 30.21 \text{ kg/s}$$

Soit,

$$\dot{m}_2' = 30.21 \text{ kg/s}$$

* le débit de gaz d'échappement dans chaque régénérateur est :

$$\dot{m}_4' = \frac{m_4}{3} = \frac{96.2}{3} = 32.067 \text{ kg/s}$$

Soit,

$$\dot{m}_4' = 32.067 \text{ kg/s}$$

V.9.2 Estimation de l'intervalle des valeurs du coefficient de transfert sale (U_s)

On trouve dans la référence [10] les coefficients de transfert sale de plusieurs pairs de fluides, et le cas le plus proche du nôtre correspond à la vapeur côté tube et à l'air côté calandre ; la référence sus-mentionnée donne pour ce cas : U_s dans l'intervalle $[50.100] \text{ kcal/hm}^2\text{C}$.

Dans ce qui suit, nous allons effectuer une 1^{ère} itération avec $U_s = 100 \text{ kcal/hm}^2\text{C}$ et une seconde itération avec $U_s = 50 \text{ kcal/hm}^2\text{C}$. Ces deux itérations vont nous permettre de voir si le choix de l'intervalle ci-dessus est judicieux ou non.

1^{ère} itération avec $U_s = 100 \text{ kcal/hm}^2\text{C}$

1. Calcul du nombre de tubes

Calculons d'abord la surface d'échange :

$$A = \frac{Q}{U_s \times \Delta T_m} = \frac{3066042.627}{100 \times 56.58} = 541.90 \text{ m}^2$$

Soit,

$$A = 541.90m^2$$

la surface d'échange correspondant à un seul tube sera :

$$s = \pi \times d_o \times l = \pi \times 0.0254 \times 2.4348 = 0.1946m^2$$

Soit,

$$s = 0.1946m^2$$

Le nombre de tubes avec une seule passe côté calandre ($n_c = 1$) est :

$$N_t = \frac{A}{s \times n_c} = \frac{541.90}{0.1946 \times 1} = 2784.66$$

Soit,

$$N_t = 2785 \text{ tubes}$$

2. Calcul du coefficient du film interne corrigé (h_{i0})

La section de passage des gaz d'échappement avec une seule passe côté tube ($n_t = 1$) est donnée par :

$$s_t = \frac{N_t}{n_t} \times \pi \times \frac{d_i^2}{4} = \frac{2785}{1} \times \pi \times \frac{0.02118^2}{4} = 0.9812m^2$$

Soit,

$$s_t = 0.9812m^2$$

A présent, calculons la vitesse massique (G_t)

$$G_t = \frac{\dot{m}_4}{s_t} = \frac{32.067}{0.9812} = 32.68kg/m^2s$$

Soit,

$$G_t = 32.68kg/m^2s$$

Ensuite, calculons le nombre de Reynolds (Re_t)

$$Re_t = \frac{d_i \times G_t}{\mu} = \frac{0.02118 \times 32.64 \times 3600}{0.034157 \times 3.6} = 2.03 \times 10^4$$

Soit,

$$Re_t = 2.03 \times 10^4$$

Avec $Re_t > 10^4$, l'écoulement des gaz côté tube est turbulent et on a :

$$j_h = 0.027 \times (Re_t)^{0.8} = 0.027 \times (2.03 \times 10^4)^{0.8} = 75.40$$

Le coefficient du film interne (h_i) se calcule à présent à l'aide de la relation :

$$h_i = j_h \times \frac{\lambda}{d_i} \times (\text{Pr})^{\frac{1}{3}} \times \left(\frac{\mu}{\mu_t}\right)^{0.14} c$$

où,

$$\left(\frac{\mu}{\mu_t}\right)^{0.14} \approx 1$$

le nombre de Prandtl :

$$\text{Pr} = \frac{C_p \times \mu}{\lambda} = \frac{0.2683 \times 0.034157 \times 3.6}{0.047268} = 0.6973$$

On a par calcul :

$$h_i = 75.04 \times \frac{0.047268}{0.02118} \times (0.6973)^{\frac{1}{3}} = 148.99 \text{ kcal} / \text{hm}^2 \text{s}$$

Soit,

$$h_i = 148.99 \text{ kcal} / \text{hm}^2 \text{C}$$

Finalement, le coefficient du film interne corrigé (h_{i0}) est obtenu en faisant appel à l'équation (IV.4) :

$$h_{i0} = h_i \times \frac{d_i}{d_0} = 148.99 \times \frac{0.02118}{0.0254} = 124.24 \text{ kcal} / \text{hm}^2 \text{C}$$

Soit,

$$h_{i0} = 124.24 \text{ kcal} / \text{hm}^2 \text{C}$$

3. Calcul du coefficient du film externe (h_0)

La section de passage de l'air dans côté calandre (s_{ct}) est donnée par :

$$s_{ct} = \frac{D_c}{p} \times (p - d_0) \times B$$

avec : $B = 0.8128 \text{ m}$, $p = 0.03175 \text{ m}$, $d_0 = 0.0254 \text{ m}$

Pour calculer cette section, il faut d'abord déterminer le diamètre de la calandre (D_c) :

$$D_c = \sqrt{\frac{4 \times A_c}{\pi}}$$

$$\text{ou : } A_c = N_t \times f_a \quad \text{et} \quad f_a = 1.65 d_i^2$$

Les calculs pour s_{ct} se font donc comme suit

$$f_a = 1.65 \times (0.0254)^2 = 0.001064 \text{ m}^2$$

$$A_c = 2785 \times 0.001064 = 2.96 \text{ m}^2$$

$$D_c = \sqrt{\frac{4 \times 2.96}{\pi}} = 1.9424 \text{ m}$$

$$s_{ct} = \frac{1.9424}{0.03175} \times (0.03175 - 0.0254) \times 0.8128 = 0.3108 \text{ m}^2$$

Calculons ensuite la vitesse massique côté calandre (G_{ct}) :

$$G_{ct} = \frac{\dot{m}_2}{s_{ct}} = \frac{30.21}{0.3108} = 97.21 \text{ kg/m}^2\text{s}$$

Soit,

$$G_{ct} = 97.21 \text{ kg/m}^2\text{s}$$

Le nombre de Reynolds (Re_{ct}) est donné par :

$$Re_{ct} = \frac{D_e \times G_{ct}}{\mu'}$$

Pour un pas carré, le diamètre équivalent se calcule comme suit :

$$D_e = \frac{4 \times p^2}{\pi \times d_0} - d_0 = \frac{4 \times 0.03175^2}{\pi \times 0.0254} - 0.0254 = 0.02513 \text{ m}$$

Soit,

$$D_e = 25.13 \text{ cm}$$

Ceci donne un nombre de Reynolds :

$$Re_{ct} = \frac{0.02513 \times 97.21 \times 3600}{0.03406 \times 3.6} = 7.19 \times 10^4$$

Cette valeur correspond à un régime d'écoulement turbulent, on a donc d'après l'équation (IV.13):

$$j_h = 0.36 \times (Re_{ct})^{0.55} = 0.36 \times (7.19 \times 10^4)^{0.55} = 168.79$$

Soit,

$$j_h = 168.79$$

Le coefficient du film interne (h_0) sera donc :

$$h_0 = j_h \times \frac{\lambda'}{D_e} \times (Pr')^{\frac{1}{3}} \times \left(\frac{\mu'}{\mu_i}\right)^{0.14}$$

$$\text{Avec } \left(\frac{\mu'}{\mu_i}\right)^{0.14} \approx 1$$

Le nombre de Prandtl :

$$Pr' = \frac{C_p' \times \mu'}{\lambda'} = \frac{0.2545 \times 0.03406 \times 3.6}{0.040327} = 0.7764$$

On a donc :

$$h_0 = 168.79 \times \frac{0.040327}{0.02513} \times (0.7764)^{\frac{1}{3}} = 248.16 \text{ kcal/hm}^2\text{°C}$$

Soit,

$$h_0 = 248.16 \text{ kcal/hm}^2\text{°C}$$

4. Calcul du coefficient de transfert sale (U_s)

$$\frac{1}{U_s} = \frac{1}{h_0} + R_{s0} + R_{si0} + \frac{1}{h_{i0}} \quad (\text{IV.5})$$

Avec, $h_0 = 248.16 \text{ kcal/hm}^2\text{C}$, $h_{i0} = 124.24 \text{ kcal/hm}^2\text{C}$

L'air est un fluide propre, la résistance d'encrassement côté air (R_{s0}) est très faible, $R_{s0} = 10^{-4} \text{ hm}^2\text{C/kcal}$ [5].

Les gaz d'échappement ont une composition qui très proche de celle de l'air, leur résistance d'encrassement est aussi très faible mais elle est légèrement supérieure à celle de l'air, à cause des produits de combustion du gaz naturel qu'il contient, $R_{si} = 2 \times 10^{-4} \text{ hm}^2\text{C/kcal}$ [5].

La résistance d'encrassement corrigée (R_{si0}) se calcule comme suit :

$$R_{si0} = R_{si} \times \frac{d_0}{d_i} = 0.0002 \times \frac{0.0254}{0.02118} = 2.40 \times 10^{-4} \text{ hm}^2\text{C/kcal}$$

Soit,

$$R_{si0} = 2.40 \times 10^{-4} \text{ hm}^2\text{C/kcal}$$

$$\frac{1}{U_s} = \frac{1}{248.16} + 0.0001 + 0.00024 + \frac{1}{124.24} = 0.01242 \text{ hm}^2\text{C/kcal}$$

soit,

$$U_s = \frac{1}{0.01242} = 80.53 \text{ kcal/hm}^2\text{C}$$

Ce résultat signifie que le coefficient global U_s doit être en réalité inférieur à la valeur de $100 \text{ kcal/hm}^2\text{s}$ et c'est pour savoir s'il doit être supérieur à $50 \text{ kcal/hm}^2\text{C}$ que nous effectuons une seconde itération.

2^{ème} itération $U_s = 50 \text{ kcal/hm}^2\text{C}$

1. Calcul du nombre de tube

Calculons d'abord la surface d'échange :

$$A = \frac{Q}{U_s \times \Delta T_m} = \frac{3066042.627}{50 \times 56.58} = 1083.79 \text{ m}^2$$

Soit,

$$A = 1083.79 \text{ m}^2$$

Le nombre de tubes avec une seule passe côté calandre ($n_c = 1$) avec $s = 0.1946$, d'après la première itération est :

$$N_t = \frac{A}{s \times n_c} = \frac{1083.79}{0.1946 \times 1} = 5569.32$$

Soit,

$$N_t = 5570 \text{ tubes}$$

2. Calcul du coefficient du film interne corrigé (h_{i0})

La section de passage des gaz d'échappement avec une seule passe côté tube ($n_t = 1$) est donnée par :

$$s_i = \frac{N_t}{n_t} \times \pi \times \frac{d_i^2}{4} = \frac{5570}{1} \times \pi \times \frac{0.02118^2}{4} = 1.9624 \text{ m}^2$$

Soit,

$$s_i = 1.9624 \text{ m}^2$$

A présent, calculons la vitesse massique (G_t) :

$$G_t = \frac{\dot{m}_4}{s_i} = \frac{32.067}{1.9624} = 16.3403 \text{ kg / m}^2 \text{ s}$$

Soit,

$$G_t = 16.3403 \text{ kg / m}^2 \text{ s}$$

Ensuite, calculons le nombre de Reynolds (Re_t) :

$$Re_t = \frac{d_i \times G_t}{\mu} = \frac{0.02118 \times 16.3403 \times 3600}{0.034157 \times 3.6} = 1.01 \times 10^4$$

Soit,

$$Re_t = 1.01 \times 10^4$$

Avec $Re_t > 10^4$, l'écoulement des gaz côté tube est turbulent et on a :

$$j_h = 0.027 \times (Re_t)^{0.8} = 0.027 \times (1.01 \times 10^4)^{0.8} = 43.30$$

Le coefficient du film interne (h_i) se calcule à présent à l'aide de la relation :

$$h_i = j_h \times \frac{\lambda}{d_i} \times (Pr)^{\frac{1}{3}} \times \left(\frac{\mu}{\mu_t}\right)^{0.14}$$

où,

$$\left(\frac{\mu}{\mu_t}\right)^{0.14} \approx 1 \quad \text{et} \quad Pr = 0.6973, \text{ d'après la première itération}$$

On a par calcul :

$$h_i = 43.30 \times \frac{0.047268}{0.02118} \times (0.6973)^{\frac{1}{3}} = 85.57 \text{ kcal / hm}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Soit,

$$h_i = 85.57 \text{ kcal} / \text{hm}^2\text{C}$$

Finalement, le coefficient du film interne corrigé (h_{i0}) est obtenu en faisant appel à l'équation (IV.4) :

$$h_{i0} = h_i \times \frac{d_i}{d_0} = 85.57 \times \frac{0.02118}{0.0254} = 71.35 \text{ kcal} / \text{hm}^2\text{C}$$

Soit,

$$h_{i0} = 71.35 \text{ kcal} / \text{hm}^2\text{C}$$

3. Calcul du coefficient du film externe (h_0)

La section de passage de l'air dans côté calandre (s_{ct}) est donnée par :

$$s_{ct} = \frac{D_c}{p} \times (p - d_0) \times B$$

avec : $B = 0.8128 \text{ m}$, $p = 0.03175 \text{ m}$, $d_0 = 0.0254 \text{ m}$

Pour calculer cette section, il faut d'abord déterminer le diamètre de la calandre (D_c) :

$$D_c = \sqrt{\frac{4 \times A_c}{\pi}}$$

ou : $A_c = N_t \times f_a$ et $f_a = 0.001064 \text{ m}^2$ d'après la première itération

Les calculs pour s_{ct} se font donc comme suit

$$A_c = 5570 \times 0.001064 = 5.9265 \text{ m}^2$$

$$D_c = \sqrt{\frac{4 \times 5.9265}{\pi}} = 2.7470 \text{ m}$$

$$s_{ct} = \frac{2.7470}{0.03175} \times (0.03175 - 0.0254) \times 0.8128 = 0.4395 \text{ m}^2$$

Calculons ensuite la vitesse massique côté calandre (G_{ct}) :

$$G_{ct} = \frac{\dot{m}_2}{s_{ct}} = \frac{30.21}{0.4395} = 68.7349 \text{ kg} / \text{m}^2\text{s}$$

Soit,

$$G_{ct} = 68.7349 \text{ kg} / \text{m}^2\text{s}$$

Le nombre de Reynolds (Re_{ct}) est donné par:

$$Re_{ct} = \frac{D_e \times G_{ct}}{\mu}$$

Pour un pas carré, et $D_e = 0.02513 \text{ m}$ d'après la première itération, Le nombre de Reynolds se calcule comme suit :

$$Re_{ct} = \frac{0.02513 \times 68.7349 \times 3600}{0.03406 \times 3.6} = 5.08 \times 10^4$$

Cette valeur correspond à un régime d'écoulement turbulent, on a donc d'après l'équation (IV.13):

$$j_h = 0.36 \times (\text{Re}_{ct})^{0.55} = 0.36 \times (5.08 \times 10^4)^{0.55} = 139.49$$

Soit,

$$j_h = 139.49$$

Le coefficient du film interne (h_0) sera donc :

$$h_0 = j_h \times \frac{\lambda}{D_e} \times (\text{Pr}')^{\frac{1}{3}} \times \left(\frac{\mu'}{\mu_t}\right)^{0.14}$$

avec : $\left(\frac{\mu'}{\mu_t}\right)^{0.14} \approx 1$ et $\text{Pr}' = 0.7764$, d'après la première itération

On a donc :

$$h_0 = 139.49 \times \frac{0.040327}{0.02513} \times (0.7764)^{\frac{1}{3}} = 205.09 \text{ kcal/hm}^2\text{C}$$

Soit,

$$h_0 = 205.09 \text{ kcal/hm}^2\text{C}$$

4. Calcul du coefficient de transfert sale (U_s)

$$\frac{1}{U_s} = \frac{1}{h_0} + R_{s0} + R_{si0} + \frac{1}{h_{i0}}$$

Avec, $h_0 = 205.09 \text{ kcal/hm}^2\text{C}$, $h_{i0} = 71.35 \text{ kcal/hm}^2\text{C}$,
 $R_{si} = 2.40 \times 10^{-4} \text{ hm}^2\text{C/kcal}$, $R_{s0} = 10^{-4} \text{ hm}^2\text{C/kcal}$.

$$\frac{1}{U_s} = \frac{1}{205.09} + 0.0001 + 0.00024 + \frac{1}{71.35} = 0.01923 \text{ hm}^2\text{C/kcal}$$

Soit,

$$U_s = \frac{1}{0.01923} = 52.00 \text{ kcal/hm}^2\text{C}$$

Ce résultat signifie que le coefficient global U_s doit être en réalité supérieur à la valeur de $50 \text{ kcal/hm}^2\text{s}$

Ce qui donne que:

$$50 \text{ kcal/hm}^2\text{C} < U_s < 100 \text{ kcal/hm}^2\text{C}$$

V.9.3 Estimation de la valeur exacte du coefficient de transfert sale (U_s) et caractéristiques de l'échangeur optimisé

On estime la valeur exacte du coefficient de transfert sale (U_s) et les caractéristiques de l'échangeur optimisé par itération comme indiqué dans l'organigramme ci-dessus, ce calcul itératif a été exécuté à l'aide d'une petite procédure en langage fortran (voir annexe 2). Les résultats obtenus sont :

Coefficient de transfert sale : $U_s = 73.96048 \text{ kcal/hm}^2\text{°C}$

Nombre de tubes : $N_t = 3766$

Diamètre de la calandre : $D_c = 2.258739 \text{ m}$

Nombre de Reynolds côté tube : $Re_t = 14985.89$

Nombre de Reynolds côté calandre : $Re_{ct} = 60704.20$

Vitesse massique côté tube : $G_t = 24.16775 \text{ Kg/m}^2\text{s}$

Vitesse massique côté calandre : $G_{ct} = 82.27557 \text{ Kg/m}^2\text{s}$

V.9.4 Calcul de la perte de charge dans le régénérateur

a. Côté tube (ΔP_t)

$$\Delta P_t = \frac{n_c \times n_t \times G_t^2}{1.271 \times 10^{15} \times d} \times \left[\frac{f_t \times l}{d_i \times \phi_t} + 2 \right]$$

$$\text{Où : } n_c = 1, \quad n_t = 1, \quad G_t = 24.17 \text{ Kg/m}^2\text{s}, \quad d = \frac{0.445467}{10^3} \text{ kg/m}^3,$$

$$d_i = 0.02118 \text{ m}, \quad \Phi_t = \left(\frac{\mu}{\mu_t} \right)^{0.14} \approx 1, \quad l = 2.4384 \text{ m.}$$

$$f_t = 0.00280 + 0.250 Re_t^{-0.32}$$

$$\text{AN: } f_t = 0.00280 + 0.250 (14985.89)^{-0.32} = 0.01432714$$

$$\Delta P_t = \frac{1 \times 1 \times (24.17 \times 3600)^2}{1.271 \times 10^{15} \times 0.445467 \times 10^{-3}} \times \left[\frac{0.01432714 \times 2.4384}{0.02118 \times 1} + 2 \right] = 0.00049 \text{ kg/cm}^2$$

Soit,

$$\Delta P_t = 0.00049 \text{ kg/cm}^2$$

b. Côté calandre (ΔP_c)

$$\Delta P_c = \frac{n_c \times f_{ct} \times G_{ct}^2 \times (N_c + 1) \times D_c}{1.271 \times 10^{15} \times d' \times D_e \times \phi_c}$$

Où : $n_c = 1$, $G_{ca} = 82.27557 \text{ kg/m}^2\text{s}$, $d' = \frac{\rho'}{10^3} = \frac{4.0169}{10^3}$,

$D_e = 0.02513 \text{ m}$, $\Phi_c = \left(\frac{\mu_i}{\mu_e}\right)^{0.14} \approx 1$, $D_c = 2.254236 \text{ m}$,

Or $Re_{ca} = 60704.20$, d'après le graphe de l'annexe 1 $f_{ca} = 0.11$

$\frac{l}{B} = \frac{2.4384}{0.8128} = 3 \Rightarrow l = 3B \Rightarrow N_c = 2$ (On a deux chicanes)

$\Delta P_c = \frac{1 \times 0.11 \times (82.27557 \times 3600)^2 \times (2+1) \times 2.254236}{1.271 \times 10^{15} \times 4.0169 \times 10^{-3} \times 0.02513 \times 1} = 0.0051 \text{ kg/cm}^2$

Soit,

$\Delta P_c = 0.0051 \text{ kg/cm}^2$

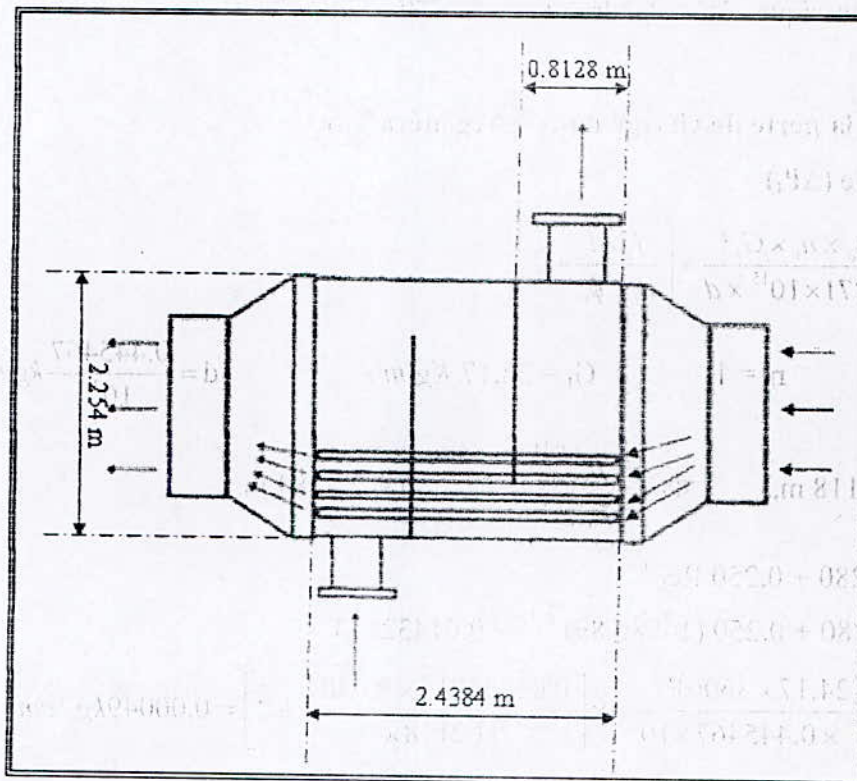


Fig V.4 schéma simplifié du régénérateur

| | |
|--------------------------------|------------------------|
| Type d'échangeur | à tubes et calandre |
| Type de circulation | Contre-courant |
| Nombre de tubes | 3766 |
| Longueur des tubes | 2.4384 m |
| Diamètre intérieur des tubes | 0.02118 m |
| Diamètre extérieur des tubes | 0.0254 m |
| Pas entre les tubes | 0.03175 m (pas carré) |
| Nature des tubes | Acier faiblement allié |
| Nombre de passes côté tube | Une seule |
| Diamètre de la calandre | 2.254 m |
| Nature de la calandre | Acier faiblement allié |
| Nombre de passes côté calandre | Une seule |
| Espace entre les chicanes | 0.8128 m |

Tableau V.4 Caractéristiques du régénérateur

V.10 Calcul des performances de la turbine après régénération

Notons d'abord pour les calculs qui vont suivre que la puissance nette de l'installation reste quasiment la même après régénération, étant donné que les pertes de charge dues à la circulation des fluides dans le régénérateur ne représentent qu'environ 0.2% de cette puissance nette, ce qui n'affecte pas la valeur du rendement de manière significative. On prendra donc la valeur de 18 500 kW pour la puissance nette dans le calcul du rendement de l'installation aussi bien dans le cas simple que dans celui avec régénération. Sur cette base, nous allons donc évaluer le rendement de l'installation actuelle, puis celui de l'installation avec régénération en vue de les comparer et d'en tirer des conclusions quant au gain qu'on pourrait réaliser grâce à la régénération.

1. Rendement thermique actuel du cycle simple

$$\eta_{th} = \frac{W_{net}}{Q_h}$$

$$\dot{W}_{net} = 18500 \text{ kW}$$

$$\dot{Q}_h = \dot{Q}_{2-3} = \dot{m}_3 \bar{C}_p \Big|_{T_2}^{T_3} (T_3 - T_2)$$

$$\dot{m}_3 = 92.183 \text{ kg/s}, T_3 = 927^\circ\text{C}, T_2 = 329.4^\circ\text{C}$$

$$C_p (\text{gaz de cc}, T_3 = 927^\circ\text{C}) = 0.2943 \text{ kcal/kg} = 1.2302 \text{ kj/kg}$$

$$C_p (\text{air}, T_2 = 329.4^\circ\text{C}) = 0.2523 \text{ kcal/kg} \cdot ^\circ\text{C} = 1.0546 \text{ kj/kg}$$

$$\bar{C}_p \Big|_{T_2}^{T_3} = \frac{C_p(T_3) + C_p(T_2)}{2} = \frac{1.2302 + 1.0546}{2} = 1.1424 \text{ kj/kg}$$

$$\dot{Q}_{2-3} = 92.183 \times 1.1424 \times (927 - 329.4) = 62933.172 \text{ kW}$$

$$\eta_{th} = \frac{18500}{62933.172} = 29.39\%$$

Soit, $\eta_{th} = 29.39 \%$

2. Rendement thermique de la turbine avec régénération

$$\dot{Q}_{2-3} = \dot{m}_3 \bar{C}_p \Big|_{T_2'}^{T_3} (T_3 - T_2')$$

$$\dot{m}_3 = 92.183 \text{ kg/s}, T_3 = 927^\circ\text{C}, T_2' = 440^\circ\text{C}$$

$$C_p (\text{gaz de cc}, T_3 = 927^\circ\text{C}) = 0.2943 \text{ kcal/kg} = 1.2302 \text{ kj/kg}$$

$$C_p (\text{air}, T_2' = 440^\circ\text{C}) = 0.2575 \text{ kcal/kg} \cdot ^\circ\text{C} = 1.0764 \text{ kj/kg}$$

$$\bar{C}_p \Big|_{T_2'}^{T_3} = \frac{C_p(T_3) + C_p(T_2')}{2} = \frac{1.2302 + 1.0764}{2} = 1.1533 \text{ kj/kg}$$

$$\dot{Q}_{2-3} = 92.183 \times 1.1533 \times (927 - 440) = 51774.114 \text{ kW}$$

$$\eta_{th} = \frac{w_{net}}{\dot{Q}_h} = \frac{18500}{51774.114} = 0.32495 \Rightarrow \eta_{th} = 35.73\%$$

Soit, $\eta_{th} = 35.73 \%$

3. Evaluation de l'économie d'énergie réalisée

$$\dot{Q}_{2-2'} = \dot{m}_2 \bar{C}_p \Big|_{T_2}^{T_2'} (T_2' - T_2)$$

$$\bar{C}_p \Big|_{T_2}^{T_2'} = \frac{C_p(T_2) + C_p(T_2')}{2}$$

$$C_p (\text{air}, T_2 = 329.4^\circ\text{C}) = 0.2523 \text{ Kcal/kg} \cdot ^\circ\text{C} = 1.0546 \text{ kj/kg}$$

$$C_p (\text{air}, T_2' = 440^\circ\text{C}) = 0.2575 \text{ Kcal/kg} \cdot ^\circ\text{C} = 1.0764 \text{ kj/kg}$$

$$\bar{C}_p \Big|_{T_2}^{T_2'} = \frac{1.0546 + 1.0764}{2} = 1.0656 \text{ kcal / kg} \cdot ^\circ\text{C}$$

$$\dot{Q}_{2-2'} = 90.63 \times 1.0656 \times (440 - 329.4) = 10680.299 \text{ kW}$$

Soit,

$$Q_{2-2'} = 10\,680.299 \text{ kW}$$

Le rendement de la chambre de combustion est :

$$\eta_{cc} = \frac{\dot{m}_3 \bar{C}_p \Big|_{T_2}^{T_3} (T_3 - T_2)}{\dot{d}_c \times PCI} = \frac{92.183 \times 1.1424 \times (927 - 329.4)}{1.553 \times 10660 \times 4.18} = \frac{62933.172}{69199.8164} = 0.90944$$

Soit,

$$\eta_{cc} = 90.94\%$$

Le débit de gaz naturel économisé sera :

$$\dot{d}_{cc} = \frac{Q_{2-2'}}{PCI \times \eta_{cc}} = \frac{10680.299}{10660 \times 4.18 \times 0.9094} = 0.26356 \text{ kg/s}$$

Donc on pourrait économiser quotidiennement 22771.361 kg de GN, soit 8311546.767 kg par an. Au niveau du complexe de Hassi R'Mel, il y a toujours trois turbines de ce type en service, l'économie annuelle du complexe serait donc d'environ 25 millions de kg (2,7 millions de m³ standard) de GN si toutes ces turbines étaient dotées de régénérateurs.

CONCLUSION

Il s'agit de conclure sur le fait que... dans le cadre de mes études de... l'aspect de... la prise en compte de... l'attachement particulier...

CONCLUSION

Le présent rapport a pour objet... les études de... les modèles 2, 3 et 4... l'impact de... les dimensions de... les caractéristiques...

CONCLUSION :

L'étude présentée dans le cadre de ce modeste travail conclut un stage que j'ai eu la chance d'effectuer dans le complexe gazier de Hassi R'Mel au terme de mes études de spécialité ; ce stage m'a été bénéfique à plus d'un titre. Il m'a d'abord permis de confronter l'ensemble des connaissances acquises tout au long de ma formation de spécialité avec la réalité du terrain ; sur cet aspect, le complexe de Hassi R'Mel s'est avéré idéal en ce sens qu'il offre une grande variété de situations pratiques très intéressantes pour un ingénieur en génie mécanique. Ensuite, la prise en charge dont j'ai bénéficiée durant mon stage a fait que j'ai développé un attachement particulier envers le complexe et m'a donné l'occasion d'apprendre beaucoup sur le processus de production du gaz naturel dans mon pays.

En ce qui concerne l'étude proprement dite, le complexe de Hassi R'mel m'a donné la possibilité de couronner mes études par un projet dont je pourrais presque entrevoir la réalisation. Ceci renforce ma conviction que les théories et les techniques qu'on m'a enseignées sont concrètement à la base de toutes les réalisations industrielles.

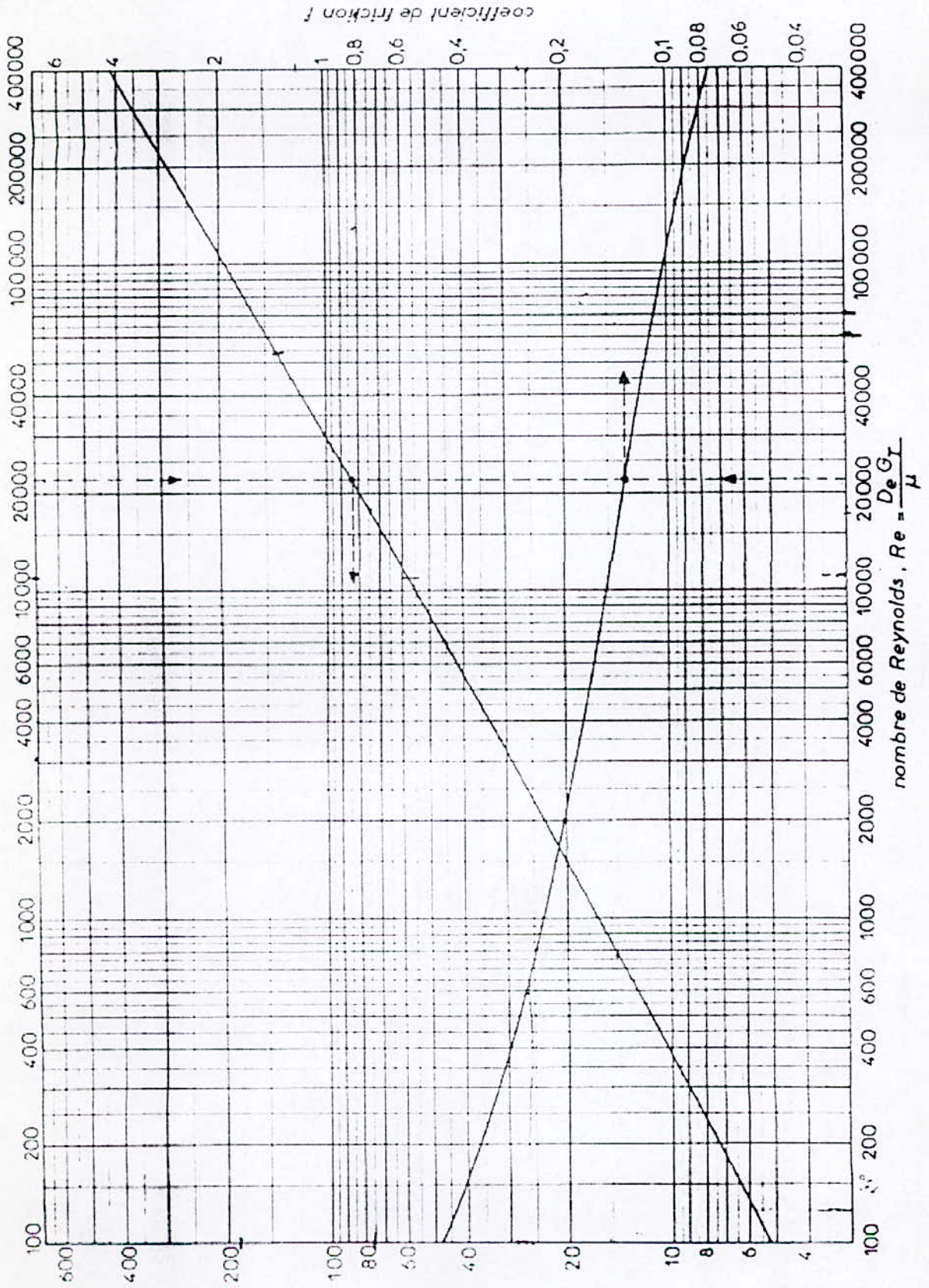
Les turbines à gaz équipant, actuellement en schéma simple, les stations de recompression du gaz naturel de moyenne pression au niveau des modules 2, 3 et 4 du complexe gazier de Hassi R'mel opèrent avec des rendements inférieurs à 30%. Nous avons abordé le problème de l'amélioration des performances de ces turbines par la pratique d'une régénération à l'aide d'une approche très simple basée sur une méthode proposée par Kern pour le dimensionnement des échangeurs de chaleur de type à tubes et calandre. Le dimensionnement a été contraint par la minimisation de la perte de charge totale au niveau de l'échangeur, de telle manière à ne rien modifier dans le régime de fonctionnement nominal actuel des turbines. Les échangeurs ont été dimensionnés et leurs caractéristiques fixées conformément aux normes et standards existants. Il serait donc tout à fait possible de les acheter, de les monter et de faire fonctionner les turbines en mode "régénération". Les calculs ont montré qu'une amélioration de 6 points sur le rendement va se répercuter par une économie d'environ 2,7 millions de m³ standard de gaz naturel par an.

BIBLIOGRAPHIE

- [1]. **SONATRACH**, Documentation interne du complexe Hassi R'Mel.
- [2]. **NUOVO PIGNONE**, Turbine à gaz, centre de formation Florence
- [3]. **HITASHI**, manuel de maintenance de la turbine M5332B
- [4]. **HITASHI**, manuel de fonctionnement de la turbine M5332B
- [5]. **P.WUITHIER**, Raffinage et génie chimique, tome 1, 2^{ème} édition, édition TECHNIP 1972
- [6]. **P.WUITHIER**, Raffinage et génie chimique, tome 2, 2^{ème} édition, édition TECHNIP 1972
- [7]. **TECHNIQUE DE L'INGENIEUR**, échangeur de chaleur, description des échangeurs, B 2 341
- [8]. **DONALD Q. KERN**, process heat transfer – Mc Graw Hill Company 1950
- [9]. **VAN WYLEN**, Thermodynamique appliquée, 2^o édition
- [10]. **IFP**, manuel d'évaluation économique des projets, édition 2002
- [11]. **TECHNIQUES DE L'INGENIEUR**, échangeurs de chaleur, dimensionnement thermique, B 2 342

ANNEXES

Annexe 1 :



$$f = \frac{16}{Re} \quad \text{for laminar flow}$$

Annexe 2 :

```

c *****programme d'estimation de Us et les propriétés de l'échangeur *****
  s=(100+50)/2
c ***** Coté tube *****
c calcul du nombre de tube (n)
10 a=3066042.627/(s*56.58)
  x=a/(0.1976)
  i=x
  if((x-i).NE.0)then
n=i+1
  else
  n=x
  end if
c calcul de la vitesse massique (gt)
  st=n*3.141592654*(0.02118)**2/4
  gt=32.067/st
c calcul du nombre de Reynolds (ret)
  ret=0.02118*gt*3600/(0.034157*3.6)
c calcul du coefficient de film interne (hi)
  jh=0.027*(ret)**0.8
  hi=jh*0.047268*(0.6973)**(1/3)/0.02118
c calcul du coefficient de film interne (hio)
  hio=hi*0.02118/0.0254
c ***** Coté calandre *****
c calcul de diamètre de la calandre (dc)
ac=n*0.001064
  dc=sqrt(4*ac/3.141592654)
c calcul de la vitesse massique (gct)
  sct=dc*(0.03175-0.0254)*0.8/0.03175
  gct=30.21/sct
c calcul du nombre de Reynolds
  rect=0.02513*gct*3600/(0.03406*3.6)
c calcul du coefficient de film interne (ho)
  jhc=0.36*(rect)**0.55
  ho=jhc*0.040327*(0.7764)**(1/3)/0.02513
c ***** calcul du coefficient de transfert sale *****
us=((1/hio)+0.0001+0.00024+(1/ho))**(-1)
y=abs((s-us)/s)
if(y.eq.0)then
write (*,*)"le coefficient de transfert sale est:",s
write (*,*)"le nombre de tube est:", n
write (*,*)"le diamètre de la calandre est:",dc
write (*,*)"le nombre de Reynolds coté tube est:",ret
write (*,*)"le nombre de Reynolds coté calandre est:",rect
write (*,*)"la vitesse massique coté tube est:",gt
write (*,*)"la vitesse massique coté calandre est:",gct
else
s=us
goto 10
end if
end

```