

République Algérienne démocratique et populaire
Ministre de l'enseignement supérieur et de la recherche scientifique
Ecole Nationale Polytechnique d'Alger
Département de Génie Mécanique



Mémoire de fin d'études

pour l'obtention du diplôme
d'ingénieur en Génie Mécanique

THEME

**Dimensionnement d'un échangeur de type tube et
calandre pour récupérer les gaz de démarrage des unités
5P et 6P du complexe G1-LK du SKIKDA**

Proposé par

Mr K. BOUZID
GL1-K Skikda

Encadré par :

M. H. BENNOUR
E.N.P.
M A. BOUGUERGOUOR
GL1-K Skikda

Présenté par :

AISSAOUI Aziz

Promotion 2005 – 2006

E.N.P 10, Avenue Hassen-Badi, EL HARRACH, ALGER

Dédicaces

À mon père que je remercie pour son éternel et inconditionnel soutien, toujours présent depuis ma naissance à ce jour.

À ma mère pour son amour et les sacrifices sans limites qu'elle a consentis pour que je réussisse.

À l'âme de ma cher grand-mère et à celle de mon grand-père

À l'âme de mon cher frère Mustapha.

À mes sœurs qui m'ont toujours soutenu.

À mes frères qui m'ont toujours encouragé pour réussir dans mes études.

À toute ma famille

À tous mes amis, surtout mon frère et ami Adem.

À toutes les personnes qui me connaissent de près ou de loin

Aissaoui Abdelaziz.

Remerciements

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

Je remercie mes promoteurs Mr H.BENNOUR de l'E.N.P et Mr A.BOUGUERGOUOUR du service technique du complexe GL1-K de SKIKDA, pour m'avoir conseillé et dirigé pendant la réalisation de ce travail.

Je remercie tous les enseignants du département de génie mécanique qui ont contribué à ma formation.

Je remercie vivement toute l'équipe du service "Production et Service Technique" qui a veillé au bon déroulement de mon stage par leurs soutien et conseils.

Mes remerciements vont également aux familles BOUGETTAH et KABACHE de SKIKDA qui m'ont bien accueilli.

Je remercie enfin tous mes amis de promotion ainsi que tous ceux qui ont contribué de près ou de loin à la réalisation de ce projet.

TABLE DES FIGURES

Figure I.1	: Chaîne GNL « Hassi R'mel - Skikda »	3
Figure I.2	: Schéma simplifié du procédé PRICO	8
Figure II.1	: Part des gaz torchés dans l'autoconsommation dans le pôle 2.....	17
Figure II.2	: Part des gaz de démarrage par apport à l'ensemble des gaz torchés dans le pôle 2.....	18
Figure II.3	: Part des gaz torchés durant le conditionnement de la première passe par rapport aux gaz torchés durant les démarrages des unités 5P et 6P...	19
Figure III.1	: Schéma de principe de la récupération.....	22
Figure III.2	: Ballon de mélange vers gaz combustible.....	24
Figure III.4	: Interconnexion du réseau fuel gaz entre les unités 5 et 6.....	25
Figure III.5	: Futur réseau combustible A GL1/K.....	28
Figure IV.1	: Échangeur à tubes et calandre : principales technologies à boîte fixe, boîte flottante et à tubes en U.....	30
Figure IV.2	: Eléments constitutifs d'un échangeur TEMA type AEL.....	30
Figure IV.3	: Ecoulement du fluide à travers la calandre.....	33
Figure V.1	: Profil des températures dans le récupérateur.....	36
Figure V.2	: Logique de la phase de dimensionnement d'un échangeur.....	39
Figure V.3	: Organigramme de calcul de l'échangeur.....	49
Figure V.4	: Schéma simplifié de l'échangeur	50

TABLE DES TABLEAUX

Tableau II.1 :	Quantités de gaz reçues par le pôle 2 au cours de l'année 2004 listées par espèces	10
Tableau II.2 :	Quantités de gaz reçues par le pôle 2 au cours de l'année 2005 listées par espèces	11
Tableau II.3 :	Débits de VS et GN et rendements des différentes chaudières pour l'année 2004	14
Tableau II.4 :	Débits de VS et GN et rendements des différentes chaudières pour l'année 2005	14
Tableau II.5 :	Cas de démarrages à froid étudiés	15
Tableau II.6 :	Cas de démarrages à chaud étudiés	15
Tableau II.7 :	Estimatifs des gaz torchés correspondants aux démarrages à froid pour les années 2004 et 2005	16
Tableau II.8 :	Estimatifs des gaz torchés correspondants aux démarrages à chaud pour les années 2004 et 2005	16
Tableau II.9 :	Totaux des gaz torchés durant les démarrages	16
Tableau II.10 :	Part des gaz torchés dans l'autoconsommation pour 2004 et 2005.....	16
Tableau II.11 :	Part des gaz de démarrage par rapport à l'ensemble des gaz torchés dans le pôle 2.....	17
Tableau II.12 :	Part des gaz torchés durant le conditionnement de la première passe par rapport aux gaz torchés durant les démarrages des unités 5P et 6P.....	18
Tableau II. 13 :	Part des gaz torchés durant le conditionnement de la première passe des unités 5P et 6P par rapport à la consommation globale du complexe...	19
Tableau III .1 :	Besoins et disponibilités de GN et FG	26
Tableau V.1:	Données relatives au dimensionnement de l'échangeur	36
Tableau V.2:	Propriétés physiques des fluides de l'échangeur	38
Tableau V.3:	Tableau récapitulatif des caractéristiques de l'échangeur	50

NOMENCLATURE

A	: surface d'échange
AC	: autoconsommation
B	: espacement des chicanes
C_p	: chaleur spécifique côté tube
C_p'	: chaleur spécifique côté calandre
d	: densité
d_i	: diamètre intérieur des tubes de l'échangeur
d_0	: diamètre extérieur des tubes de l'échangeur
E_e	: énergie entrante au complexe
E_s	: énergie sortante du complexe
$DTLM$: différence de température moyenne logarithmique
D_c	: diamètre de la calandre
D_e	: diamètre équivalent
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	: enthalpie du fluide chaud
h	: enthalpie du fluide froid
h_i	: coefficient du film interne
h_{io}	: coefficient du film corrigé
h_0	: coefficient du film externe
l	: longueur des tubes de l'échangeur
\dot{m}	: débit du gaz naturel
\dot{M}	: débit du MCR
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 des tubes conjoints
PCI	: pouvoir calorifique inférieur

PCS : pouvoir calorifique supérieur
 Pr : nombre de Prandtl côté tube
 Pr' : nombre de Prandtl côté calandre
 Q : flux de chaleur
 Re_t : nombre de Reynolds côté tube
 Re_{ct} : nombre de Reynolds côté calandre
 R_{so} : résistance d'encrassement à l'extérieur des tubes
 R_{si} : résistance d'encrassement à l'intérieur des tubes
 R_{sio} : résistance d'encrassement corrigée à l'intérieur des tubes
 S : surface d'échange dans un tube
 S_t : section de passage des gaz naturel côté tube
 S_{ct} : section de passage du MCR côté calandre
 T_1 : température d'entrée côté calandre
 T_2 : température de sortie côté calandre
 t_1 : température d'entrée côté tube
 t_2 : température de sortie côté tube
 U : coefficient de transfert global
 U_s : coefficient de transfert sale
 ΔP_t : Perte de charge côté tube
 ΔP_c : perte de charge côté calandre
 ρ : masse volumique du fluide côté tube
 ρ' : masse volumique du fluide côté calandre
 μ : viscosité du fluide côté tube
 μ' : viscosité du fluide côté calandre
 λ : conductivité thermique du fluide côté tube
 λ' : conductivité thermique du fluide côté calandre
 ΔT_m : différence de température moyenne entre les deux fluides
 μ_t : viscosité à la température du tube côté tube
 μ'_t : viscosité à la température du tube côté calandre
 η_{ch} : rendement de la chaudière
 Δh : variation d'enthalpie de la vapeur entre l'entrée et la sortie de la chaudière.
 Φ : énergie fournie à la chaudière .

$\Phi_t = \left(\frac{\mu}{\mu_t} \right)^{0,14}$: facteur correctif côté tube (expression IV.6)

$\Phi_c = \left(\frac{\mu'}{\mu_t} \right)^{0,14}$: facteur correctif côté calandre (expression IV.12)

Abréviations :

FGHP : fuel gaz haute pression
FGBP : fuel gaz basse pression
GN : gaz naturel
VS : vapeur surchauffé
GNT : gaz naturel traité
GNL : gaz naturel liquéfié
GPL : gaz de pétrole liquéfié
PRICO : **P**oly –**R**efrigerant- **I**ntegrated -**C**ycle -**O**peration
MCR : **M**ulti-**C**omponent-**R**efrigerant
TEMA : **T**abular **E**xchanger **M**anufacture **A**ssociation

TABLE DES MATIERES

INTRODUCTION	1
CHAPITRE I : Présentation Du Complexe Et Description Du Procédé De Liquéfaction « Prico »	
I.1 Introduction	2
I.2 Historique.....	2
I.3 Description du procédé de liquéfaction.....	3
I.3.1 Section traitement de gaz	4
I.3.2.1 Décarbonatation.....	4
I.3.1.2 Déshydratation	4
I.3.1.3 Démercurisation	5
I.3.2 - Sections liquéfaction « procédé PRICO »	5
I.3.2.1 Circuit GN	5
I.3.2.2 Circuit M.C.R	5
I.3.3 Section fractionnement	6
I.3.4 Section compression	6
I.3.5 Chaudière	7
CHAPITRE II : Estimation Des Gaz Torchés Durant Le Démarrage	
II.1 Introduction	9
II.2 Gaz torchés	9
II.3 Analyse de l'autoconsommation.....	9
II.3 .1 Définitions.....	9
II.3.2 Analyse.....	10
II.4 Gaz consommé dans les chaudières.	12
II.5 Gaz torchés durant les démarrages des unités 5P et 6P	14
II.6 Synthèse des résultats	16
II.7 Conclusion.....	19
CHAPITRE III : Récupération Des Gaz De Torches Durant Le Démarrage.	
III.1 Introduction	21
III.2 Schéma de principe.....	21
III.3 Contraintes liées aux démarrages.....	21
III.4 Description du réseau combustible.....	23
III.5 Calcul de La quantité de gaz combustible pouvant être récupérée	24
CHAPITRE IV : Etude Théorique D'un Echangeur A Tubes Et Calandre	
IV.1 Introduction.....	29
IV.2 Échangeurs tubulaires.....	29
IV.2.1 Différentes catégories existantes.....	29

IV.3 Etude du transfert de chaleur dans les échangeurs à tubes et calandre	31
IV.3.1 Équations fondamentales	31
IV.3.2 Coefficient de transfert global U	31
IV.3.2.1 Expression générale	31
IV.3.3 Calcul du coefficient du film interne h_i	32
IV.3.4 Calcul du coefficient du film externe h_0	32
IV.3.5 Les températures caloriques des deux fluides	34
IV.3.6 Les résistances de l'encrassement.....	34
IV.4 Etude de la perte de charges dans les échangeurs à tubes et calandre	34

CHAPITRE V : Dimensionnement De L'échangeur De Chaleur.

V.1 Introduction.....	36
V.2 Donnés du problème	36
V.3 Calcul de la différence de température moyenne logarithmique DTML.....	36
V.4 Détermination des températures caloriques	37
V.5 Propriétés physiques des deux fluides	38
V.6 Dimensionnement géométrique de l'échangeur.....	38
V.6.1 Choix des caractéristiques de l'échangeur pour l'initialisation des calculs.....	39
V.7 conclusion	51
CONCLUSION	52
BIBLIOGRAPHIE.....	53
ANNEXES.....	54

INTRODUCTION

INTRODUCTION

Depuis les années 70, des investissements considérables ont été consentis par Sonatrach pour la récupération des gaz torchés aussi bien au niveau des champs de production que des complexes de liquéfaction et des raffineries. Aujourd'hui, la récupération des gaz torchés, source d'émissions de gaz à effet de serre, constitue pour Sonatrach un aspect important du développement durable. A travers cette récupération, Sonatrach vise un triple objectif : la préservation des ressources gazières, l'utilisation de ces ressources pour lutter contre la pauvreté, la réduction des émissions dans l'atmosphère pour la protection de l'environnement

Les usines de liquéfaction du gaz naturel se caractérisent par leur nombre relativement réduit (une vingtaine d'unités à travers le monde dont quatre en Algérie). Les coûts d'exploitation élevés de ce type d'installation sont principalement dus à la consommation propre des unités de liquéfaction qui, en fonctionnement stable, atteint environ 15 %.

L'autoconsommation augmente sensiblement en fonctionnement perturbé. Ces perturbations se traduisent en particulier par un grand nombre d'arrêts/démarrages des trains de liquéfaction et des unités de compression du gazoduc. On estime que le seul démarrage d'un train de liquéfaction d'une unité GNL de Skikda se traduit par la perte d'environ 4 millions de thermies.

Dans cette étude, nous allons nous intéresser au processus de récupération des gaz torchés lors du démarrage des trains de liquéfaction du pôle 2 en vue de remplacer une partie du combustible destiné à l'autoconsommation du complexe. Avant d'envoyer le gaz récupéré vers le réseau fuel gaz, on doit le réchauffer au préalable, on utilisera à cet effet un **échangeur** dans lequel le GN sera réchauffé au moyen d'une fraction de réfrigérant déviée vers cet échangeur au refoulement du compresseur. Cette idée présente également l'avantage de récupérer les frigories contenues dans le gaz torché.

Après une brève présentation du procédé Prico où seront passées en revue ses différentes sections, présentation qui va faire l'objet du chapitre I, nous procéderons, dans le chapitre II, à une estimation des quantités de gaz torchés notamment ceux des conditionnements de première et deuxième passes. Le chapitre III est dédié à l'exposé des différentes contraintes liées à la mise en œuvre de l'idée de récupération des gaz de démarrage. Finalement, le dimensionnement de l'échangeur fera l'objet des chapitres IV et V avant de clore cette étude par une conclusion.

CHAPITRE I

**PRESENTATION DU COMPLEXE ET
PROCEDE DE
LIQUEFACTION « PRICO »**

I.1 Introduction

En novembre 1956, un important gisement de gaz naturel a été découvert dans le désert algérien à Hassi R'mel, à 500 Km au sud de la capitale. La capacité de production s'avérant trop importante pour la demande locale, il a été décidé d'exporter le gaz. Le client le plus proche était l'Europe : ainsi naissait le problème du transport à longue distance.

A l'époque, la technologie n'était pas assez développée pour pouvoir acheminer le gaz dans des pipelines transméditerranéens. Dès lors, l'unique solution possible était de le liquéfier et de le transporter dans de gigantesques méthaniers.

I.2 Historique

Le complexe GL1K est situé à l'Est de la ville de SKIDA. Il s'étale sur une superficie de 90 hectares. Il a été conçu dans le cadre du développement et de la commercialisation du gaz naturel. Les trois premières unités (10, 20, 30) ont été construites par la Société Française (TECHNIP) selon le procédé (TEAL) ; ces unités sont entrées en production en Novembre 1972.

L'unité (40) a été construite à 85 % par (PRITCHARD RHODES) et reprise par (PULMAN KELLOG) en Mars 1979. Les unités 5P et 6P ont été construites également par (PRITCHARD RHODES) à 57 % et reprise par (PULMAN KELLOG) en Avril 1979. L'unité GPL a été construite par la Société Japonaise I.H.I en 1973.

Le complexe GL1K comprend :

1- Six (06) unités de liquéfaction partagées en deux pôles :

- **Pole 1** pour les unités (10, 20, 30,40)
- **Pole 2** pour les unités 5P et 6P

(Les unités 20, 30,40 ne sont plus en service après l'incendie qui a touché le complexe en janvier 2004).

2- Unité GPL pour le traitement et le stockage du propane et du butane, cette unité comprend deux sections

- une section de fractionnement des bu-pro
- une section de stockage comprenant un bac de butane et deux bacs de propane

3- Unité (50) pour la production des utilités suivantes :

- Vapeur
- Air instrument et service
- Hypochlorite de soude (eau de javel)
- Azote
- Eau déminéralisée et distillée

4- Unité (80) pour le stockage, l'expédition et le chargement de GNL,

cette unité comprend :

- 5 bacs de stockages GNL d'une capacité de 308 000 m³
- 2 pomperies de GNL
- 2 postes de chargement de GNL

Le complexe GL1K est alimenté en gaz naturel à partir du gisement de HASSI R'MEL. Il est transporté jusqu'au complexe par un gazoduc de 580 Km de long et 40 pouces de diamètre. La capacité annuelle de production de GL1K est de 13,2 MILLION de m³ de GNL et une capacité de stockage de 308.000 m³ de GNL.

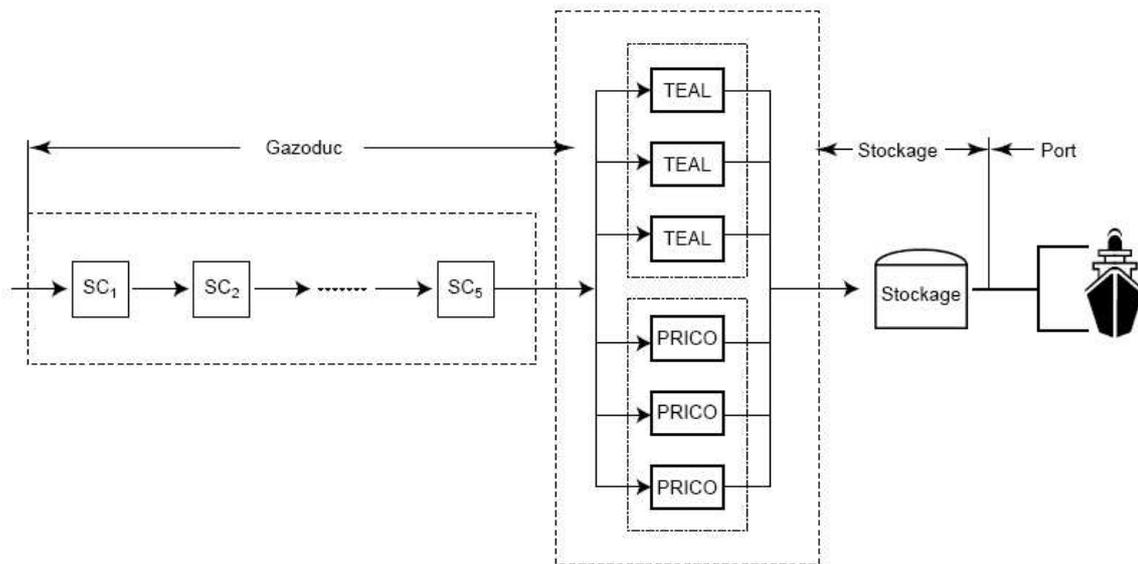


Figure I.1 : Chaîne GNL « Hassi R'mel - Skikda »

I.3 Description du procédé de liquéfaction

Les unités du pôle 2 du complexe GL1-K de liquéfaction de gaz naturel utilisent le procédé Prico pour produire le GNL. Dans ce procédé, le gaz naturel traité est refroidi puis liquéfié dans 40 noyaux regroupés en huit boîtes froides. Dans ces dernières, le GN cède ses calories au réfrigérant circulant en contre-courant et se refroidit graduellement jusqu'à (-144°C). A sa sortie des boîtes froides, il subit deux détente successives pour atteindre sa température de stockage qui est de (-162°C).

La mise en route des unités 5P et 6P requiert une descente progressive en température pour ne pas faire subir un choc thermique aux noyaux. Durant ce refroidissement, un débit de gaz naturel est admis aux boîtes froides pour amorcer le processus d'échange thermique. On commence par conditionner la première passe en

faisant circuler un débit de 50 % de la charge nominale à travers la première partie des noyaux, puis vers le déméthaniseur ensuite vers la torche. Cette phase prend fin lorsque la température de sortie première passe atteint (-65°C). A cette température, les composants lourds se condensent dans le déméthaniseur et on évite ainsi le risque de bouchage dans la deuxième passe.

La quantité de gaz naturel brûlée pour le conditionnement de la première passe est très importante, en moyenne 210 000 Nm³ par démarrage.

Le gaz naturel à liquéfier arrive aux unités de liquéfaction sous une pression de 4000 kPa et à température ambiante. Sa composition varie d'un puits à l'autre. Avant d'être liquéfié, le gaz doit être purifié, c'est-à-dire débarrassé des produits qui pourront se solidifier à basse température et qui sont :

- les gaz acides (dioxyde de carbone et sulfure d'hydrogène)
- la vapeur d'eau
- les pentanes et hydrocarbures lourds.

Dans chaque unité de liquéfaction du complexe GL1-K quatre sections peuvent se présenter :

1. section traitement de gaz
2. section liquéfaction
3. section fractionnement
4. section chaufferie

I.3.1 Section traitement de gaz

La section traitement de gaz est destinée à abaisser les teneurs en CO₂, H₂O et Hg, car ces derniers peuvent poser des problèmes au niveau des boîtes froides (problème de bouchage), à cet effet le GN doit passer par trois traitements.

I.3.1.1 Décarbonatation

Cette section est destinée à abaisser la teneur en gaz carbonique du gaz naturel à moins de 100 ppm, par lavage en contre courant avec une solution aqueuse de MEA. Le gaz carbonique est éliminé du gaz naturel par absorption-extraction avec une solution aqueuse à 15% de MEA.

I .3.1.2 Déshydratation

Le gaz naturel sortant de la colonne de décarbonatation est saturé en eau. Cette eau est éliminée pour prévenir la formation de bouchons de glace dans la partie froide du cycle. La teneur en eau du gaz naturel doit être réduite à moins 1 ppm. Cette opération est effectuée en deux étapes :

1- Le GN est refroidi jusqu'à 29°C au contact de l'eau de mer, il passe dans le ballon D103 où 47 % de l'eau est éliminée.

2- Dans les sécheurs, les 53% d'eau restante sont absorbées. Les sécheurs utilisent un tamis moléculaire à haut pouvoir absorbant qui diminue la teneur en

eau jusqu'au seuil requis. Ces sècheurs travaillent en alternance, de sorte que chaque sécheur a une durée de service de 8 heures, puis il est mis en régénération pendant 8 heures, et en attente pendant 8 heures.

I.3.1.3 Démercurisation

Cette étape de traitement ne figure pas dans le procédé initial, mais elle a été rajoutée pendant la rénovation. Le gaz traverse de haut en bas un lit de charbon actif à 15% de soufre, le mercure y est retenu. Une fois traité, le gaz naturel traverse les filtres FIL102A/B destinés à éliminer les poussières de tamis moléculaire entraînées.

I.3.2 Sections liquéfaction « procédé PRICO »

La liquéfaction du gaz naturel est obtenue par abaissement de la température du gaz naturel traité GNT de 29°C jusqu'à -162°C. Ce refroidissement est réalisé dans 40 échangeurs à plaques appelés «noyaux », regroupés en 8 boîtes froides. Dans ces dernières le GNT cède ces calories au fluide frigorigène appelé MCR « **M**ulti **C**omponent **R**éfrigérant ». Dans ce cycle, on retrouve les quatre transformations d'un cycle frigorifique ; compression, condensation, détente puis évaporation. C'est durant cette évaporation que le MCR basse pression cède les frigories au GNT. Le réfrigérant est constitué d'un mélange d'hydrocarbures et d'azote.

I.3.2.1 Circuit GN

Le gaz naturel entrant dans les huit boîtes froides E202A/H est d'abord refroidi à environ - 65°C dans la **première passe** des échangeurs cryogéniques puis envoyé au déméthaniseur pour la récupération des hydrocarbures lourds.

Les produits de tête du déméthaniseur (méthane et gaz inertes) retournent vers les boîtes froides. Dans cette **deuxième passe**, il est refroidi jusqu'à -144°C ; ensuite détendu de 37 Bara à 4.5 Bara dans le ballon de flash HP D206A. Cette détente cause une chute de température jusqu'à -148°C et la séparation d'une partie des gaz inertes (gaz de flash haute pression). Le liquide sortant du fond du ballon de flash haute pression subit une deuxième détente jusqu'à une pression légèrement supérieure à la pression atmosphérique dans le ballon D206B. Cette détente provoque une chute de température jusqu'à -162°C et la séparation de la plus grande partie d'azote qui reste. Le GNL obtenu est ensuite envoyé au stockage par les pompes P208A/B.

Le gaz de flash HP est réchauffé à - 6°C dans l'échangeur E 203 au contact d'une partie du réfrigérant qui est refroidie à -144°C puis introduite dans les boîtes froides C et D. Le gaz de flash HP va ensuite au système de gaz combustible.

Le gaz de flash BP est également réchauffé à -6°C dans l'échangeur E 203 puis comprimé dans le compresseur de fuel gaz C 202. Les deux gaz de flash sont mélangés et envoyés au ballon de gaz combustible D115 qui alimente la chaudière.

I.3.2.2 Circuit M.C.R

Le réfrigérant haute pression (RHP) provenant du refoulement du compresseur de cycle C201 est envoyé à 22.1 bars et 116 °C au condenseur E201A/F où

il est refroidi et partiellement condensé à une température de 32 °C (Design.) au contact de l'eau de mer. Le mélange liquide / vapeur haute pression est séparé dans le ballon de réfrigérant D202 ; la fraction liquide reprise par les pompes P202A/B, et la fraction vapeur sont envoyées vers les échangeurs E202A/H.

Le mélange gaz liquide HPR ainsi que le GNT circulant du haut vers le bas sont refroidis par échange thermique avec le LPR circulant à contre-courant jusqu'à une température de -144°C. Au bout froid de chaque noyau, le fluide HPR est détendu à travers une vanne Joule Thompson à 5 Bars et -148°C pour obtenir le fluide LPR. Immédiatement après détente, le LPR est réintroduit dans les noyaux correspondants où il circule du bas vers le haut, pour refroidir et condenser d'une part le HPR, d'autre part le GN. Le LPR entre ensuite dans les ballons d'aspiration des compresseurs pour séparer d'éventuelles condensas, puis à l'aspiration du compresseur C201 et le cycle recommence.

I.3.3 Section fractionnement

La section fractionnement est destinée à valoriser les hydrocarbures lourds extraits du GNT (l'éthane, le propane, le butane, la gazoline et l'iso pentane).

Le procédé de fractionnement repose sur le principe d'une distillation en série ; il est réalisé principalement dans les tours de fractionnement suivantes :

- Déméthaniseur T201 : A sa sortie de la première passe des boites froides à -65°C, le GN est passé dans cette colonne pour séparer les C₂⁺. Ces derniers alimente le dééthaniseur.
- Dééthaniseur T202 : Sépare l'éthane des C₃⁺ qui vont au débutaniseur.
- Débutaniseur T203 : Le bu pro est obtenu en tête de cette colonne, la gazoline est obtenue au fond.
- Colonne de séparation C3-C4 T205 : Sépare le propane du butane.
- Désopentaniseur T104 (sur unité 6P seulement) : Sépare l'iso pentane en tête et le n-pentane au fond à une pression de service de 1 bar.

I.3.4 Section compression

Le groupe turbocompresseur est l'équipement principal de la section de liquéfaction, il assure la compression du fluide frigorigène d'une basse pression d'aspiration de 4 Bara à une haute pression de refoulement de l'ordre de 22 Bars. Il se compose d'une turbine à vapeur CT 201 entraînant un compresseur axial C 201.

La turbine constitue la partie motrice en transformant l'énergie de vapeur surchauffée VS (65 bars et 482 °C) à l'admission en énergie mécanique rotative, entraînant l'arbre du compresseur avec une vitesse de 3430 tr/min en fonctionnement normal.

La vapeur sort du distributeur animé d'une grande vitesse et produit par impulsion un effort sur chaque aube du rotor qui donne un mouvement de rotation. Après son passage dans la turbine elle est totalement détendue par la culotte d'échappement vers le condenseur sous vide où elle est totalement condensée.

I.3.5 Chaudière

Une chaudière est conçue pour produire de la vapeur surchauffée à une température et une pression données à partir de la combustion d'une source d'énergie donnée. Pour les unités 5P et 6P, les chaudières produisent de la VS à 65 Bars et 482°C, cette vapeur est destinée à alimenter les différentes turbines ainsi que les rebouilleurs des différentes colonnes.

Les parties principales de la chaudière sont :

- Le **ballon supérieur** dans lequel est maintenu un niveau de liquide. La vapeur saturée à haute pression part de ce ballon vers le surchauffeur,
- Le **ballon inférieur** qui représente le point de départ de l'eau en circulation à travers le faisceau tubulaire et les tubes écrans,
- L'**économiseur** qui récupère la chaleur contenue dans les fumées au profit de l'eau qui alimente le ballon supérieur,
- Le **surchauffeur** qui réchauffe d'avantage la vapeur saturée pour arriver aux conditions de sortie 482°C et 65 Bars. Il est divisé en deux parties S.B.T (primaire) S.H.T (secondaire).
- Les **tubes écrans** qui consistent en un ensemble de tubes latéraux et de façade reliant les ballons supérieur et inférieur. C'est dans ces tubes que l'eau sera portée à haute température par conduction- rayonnement de la flamme avant de monter par gravité au ballon supérieur.
- Les **brûleurs à gaz** qui assurent un mélange intime entre le combustible et l'air pour engendrer et entretenir la flamme

Les équipements cités font partie du corps de la chaudière, d'autres sont implantés au voisinage de celle-ci, on les appelle les auxiliaires, on peut en citer :

- La **bâche alimentaire** à partir de laquelle l'eau alimente la chaudière et sur laquelle un **dégazeur** est monté verticalement. Ce dernier assure le dégazage physique de l'eau pour prévenir la corrosion.
- Les **turbopompes alimentaires** qui assurent l'accroissement de la pression de l'eau jusqu'à près de 90 Bars.
- Le **turbo ventilateur** qui assure l'admission de l'air en quantité requise durant la combustion. Il est entraîné par une turbine à vapeur.

Après avoir décrit brièvement le procédé de liquéfaction, nous allons procéder dans le chapitre suivant à l'estimation de la quantité de gaz de démarrage disponible pour la récupération.

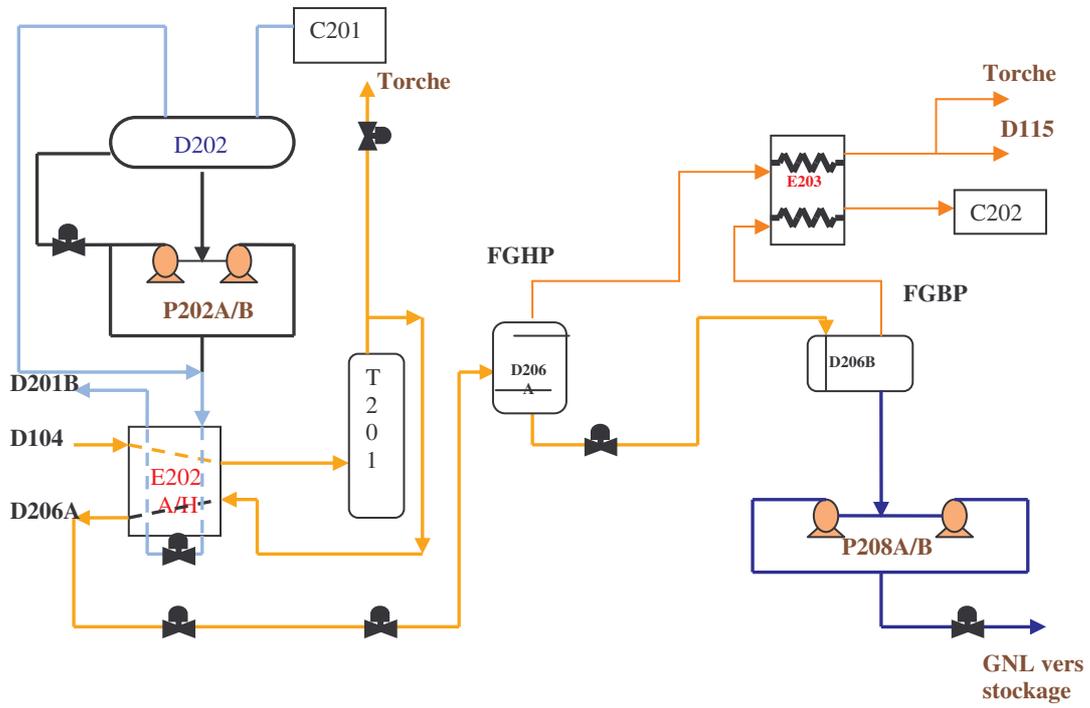


Figure I.2 : Schéma simplifié du procédé « PRICO »

CHARITRE II

**ESTIMATION DES GAZ DE TORCHES
DURANT LE DEMARRAGE**

II.1 Introduction

L'objectif de ce chapitre est de déterminer les quantités des gaz torchés durant le conditionnement de la première passe des unités 5P et 6P, afin d'estimer l'impact d'une récupération de ces gaz sur l'autoconsommation du complexe.

Tout d'abord, l'autoconsommation à l'échelle du pôle 2 sera évaluée pour juger de la part des gaz de démarrage dans les gaz torchés d'une part, et dans le gaz naturel consommé d'autre part, dans cette partie du complexe. Cette dissection permettra d'estimer le pourcentage des gaz torchés en comparaison avec celui du gaz consommé dans les chaudières.

Les données utilisées dans ce chapitre sont toutes tirées à partir de la documentation technique du complexe GL1-K [1, 2, 6, 8]

II.2 Gaz torchés

Ce sont les gaz brûlés au niveau des torches avant d'être envoyés vers l'atmosphère, ces gaz proviennent de l'ensemble des unités de liquéfaction de gaz naturel du complexe GL1K. Les gaz torchés sont de divers types, citons entre autres :

- Gaz de **Boil-off**.
- Gaz de démarrage des unités.
- Gaz de séchage et de dégivrage.
- Gaz des pilotes des torches.
- Autres types

II.3 Analyse de l'autoconsommation.

II.3.1 Définitions

- **L'autoconsommation (AC)** d'une unité de GNL est couramment calculée pour évaluer les performances du procédé et la rationalité de l'exploitation, elle est définie comme "**Le rapport de l'énergie consommée ou perdue sur l'énergie entrante en terme de pouvoir calorifique supérieur**".

$$AC = \frac{E_e - E_s}{E_e} \quad (\text{II.1})$$

Avec :

E_e : Energie entrante

E_s : Energie sortante

L'énergie entrante est égale à la valeur énergétique du gaz naturel à l'entrée de l'unité. L'énergie sortante est égale à la somme des valeurs énergétiques des différents produits (GNL, Ethane, Propane, Butane, Naphta).

- **Normal mètre cube (Nm³)**, c'est la quantité de gaz contenue dans un mètre cube dans les conditions normales, soit 0°C et 1,013 millibars absolus (1 millibars = 1 atm = 760 mm HG)

- **contrat mètre cube (Cm³)**, c'est la quantité de gaz contenue dans un mètre cube dans les conditions de 15°C et 1 bar absolu, **1Cm³ = 0.936 Nm³**
- **tonne métrique (TM)**, vaut 984,206 kg par rapport à la tonne ordinaire qui vaut 1000kg.

II.3.2 Analyse

La première étape de cette analyse consiste à calculer l'autoconsommation à l'échelle du pôle 2. On repose ce calcul sur les bilans publiés par le service **plans** et **programmes**. Dans ces bilans, on trouve les pouvoirs calorifiques moyens du GN entrée unités et des différents produits. A ce stade, une remarque concernant la précision de ces données est nécessaire :

- Les quantités de GNL produites sont mesurées au niveau des bacs. Vue que les unités déversent leurs produits dans un collecteur commun, il est difficile d'attribuer cette production à une unité donnée. Donc les quantités de GNL entrant aux bacs de stockage sont attribuées sur la base du pourcentage de production sortie unité.

Dans ce qui suit, notre analyse prendra en considération les deux dernières années : 2004 et 2005.

Année 2004 :

Les pouvoirs calorifiques moyens du GN et des produits sont :

$$\text{Pcs}_{\text{GN}} = 9.438 \text{ Th. /Cm}^3$$

$$\text{Pcs}_{\text{GNL}} = 5834.34 \text{ Th./m}^3 \text{ de GNL}$$

$$\text{Pcs}_{\text{C}_2} = 12423 \text{ Th. /T d'éthane}$$

$$\text{Pcs}_{\text{C}_3} = 12062.6 \text{ Th./T de propane}$$

$$\text{Pcs}_{\text{C}_4} = 11859.8 \text{ Th. /T de butane}$$

$$\text{Pcs}_{\text{C}_{5+}} = 11700 \text{ Th. /T de naphta.}$$

Les quantités de gaz naturel entrant (GNE) aux unités 5P/6P sont données par les cumuls FQ 5110 et FQ 6110. Ces valeurs sont reportées dans le tableau ci-dessous en contrat mètre cube (Cm³). Les produits des deux unités sont également reportés :

UNITES	GNE MCm3	GNL m3	ETHANE TM	PROPANE TM	BUTANE TM	NAPHTA TM
U5P	1346	1 649 617	25 361	29 184.8	20 902	16 040
U6P	1475	1 819 648	27 681	32 594	23 557	17 629
POLE 2	2821	3 469 265	53 042	61 778	44 459	33 669
Pcs*débit, Mth.	26 620	20 240	659	745	527	401

Tableau II.1 : Quantités de gaz reçues par le pôle 2 au cours de l'année 2004 listées par espèces [1]

A partir des données de la 4^{ème} ligne du tableau ci-dessus, relatives au pôle 2, et des pouvoirs calorifiques donnés ci-dessus, on peut calculer

$$\text{Energie entrantes : } E_e = 2821 \times 9.438 \times 0.984206 = 26200 \text{ Mth.}$$

$$\begin{aligned} \text{Energie sortantes : } E_s &= [(3\,469\,456 \times 5834.34) + (53\,042 \times 12423) + (61\,778 \times 12062.6) + \\ &+ (44459 \times 11859.8) + (33\,669 \times 11700)] \times 0.984206 \\ &= 22171 \text{ Mth.} \end{aligned}$$

Soit,

$$E_s = 22171 \text{ Mth.}$$

On aura donc pour l'autoconsommation AC d'après la relation (II.1)

$$AC = \frac{26200 - 22171}{26200} \times 100 = 15.20$$

Soit,

$$AC = 15.20 \%$$

L'autoconsommation du pôle 2 durant l'année 2004 est de 15.20 % ce qui correspond à :

$$(26200 - 22171) / 9.438 = 426.9 \text{ MCm}^3 \text{ de gaz naturel.}$$

Année 2005 :

Les pouvoirs calorifiques moyens durant cette année sont :

$$\text{Pcs}_{\text{GN}} = 9.419 \text{ Th/ Cm}^3$$

$$\text{Pcs}_{\text{GNL}} = 5839.52 \text{ Th./m}^3 \text{ de GNL}$$

$$\text{Pcs}_{\text{C}_2} = 12420.72 \text{ Th./T d'éthane}$$

$$\text{Pcs}_{\text{C}_3} = 12061.91 \text{ Th./T de propane}$$

$$\text{Pcs}_{\text{C}_4} = 11860.8 \text{ Th./T de butane}$$

$$\text{Pcs}_{\text{C}_{5+}} = 11700 \text{ Th./T de naphta}$$

On reporte sur le tableau suivant les réalisations des unités 5P et 6P publiées par le service "Plans et programmes" durant l'année 2005:

UNITES	GNE MCm3	GNL m3	ETHANE TM	PROPANE TM	BUTANE TM	NAPHTA TM
U5P	1339	1 635 637	22 726	29 815	21 898	14 219
U6P	1135	1 373 734	17 873	24 986	18 296	11 977
POLE 2	2474	3 009 371	40 599	54 801	40 194	26 196
Pcs*débit, Mth	23 300	17 570	504	661	477	306

Tableau II.2 : Quantités de gaz reçues par le pôle 2 au cours de l'année 2005 listées par espèces [1]

De la même manière que pour l'année 2004, on aura :

$$\text{Energie entrantes : } E_e = 2474 \times 9.419 \times 0.984206 = 22\,934.6 \text{ Mth.}$$

$$\begin{aligned} \text{Energie sortantes : } E_s &= [(3\,009\,371 \times 5839.52) + (40\,599 \times 12420.72) \\ &+ (54801 \times 12061.91) \\ &+ (40\,194 \times 11860.8) + (26\,196 \times 11700)] \times 0.984206 \\ &= 19210 \text{ Mth.} \end{aligned}$$

Soit,

$$E_s = 19210 \text{ Mth.}$$

On aura donc pour l'autoconsommation AC d'après la relation (II.1)

$$AC = \frac{22934.6 - 19210}{22934.6} \times 100 = 16,24$$

Soit,

$$AC = 16,24 \text{ \%}.$$

L'autoconsommation du pôle 2 durant l'année 2005 est de 16.24 %, ce qui correspond à :

$$(22934.6 - 19210) / 9.419 = 395.4 \text{ MCm}^3 \text{ de gaz naturel.}$$

L'autoconsommation du pôle 2 durant l'année 2005 s'élève à 395.4 MCm³ de gaz naturel, ce qui correspond à 16.24 %.

Cette valeur de l'autoconsommation correspond aux besoins internes de production d'énergie et aux pertes. A présent, nous allons estimer le pourcentage de gaz consommé dans les chaudières par rapport au gaz autoconsommé.

II.4 Gaz consommé dans les chaudières.

Nous allons évaluer les quantités de gaz naturel envoyées aux chaudières du pôle 2 pour chacune des deux années 2004 et 2005.

Le bilan d'énergie autour d'une chaudière peut s'écrire :

$$P_{CI} \dot{m}_{GN} \eta_{ch.} = \dot{m}_{VS} (\Delta h) \quad (\text{II.2})$$

D'où

$$\dot{m}_{GN} = \frac{\dot{m}_{VS} (\Delta h)}{P_{CI} \eta_{ch.}} \quad (\text{II.3})$$

Ce bilan a été établi avec deux hypothèses :

- Les produits de combustion sortent à des températures supérieures à leur température de rosée. Cela nous impose d'utiliser le pouvoir calorifique inférieur.
- Les gaz de flash HP et BP sont remplacés par leur équivalent énergétique en gaz naturel.

Avec :

P_{ci} : Pouvoir calorifique inférieur.

m_{gn} : Débit GN.

m_{vs} : Débit VS (vapeur surchauffée).

η_{ch} : Rendement de la chaudière. Les rendements des différentes chaudières du pôle 2 sont :

55 B102 : 92 %

65 B101 : 92 %

65 B301 : 90 %

Pour la nouvelle chaudière 65 B102, on considère un rendement de 92%.

Δh : Variation d'enthalpie de l'eau entre l'entrée et la sortie de la chaudière,

A 482°C et 65 Bara, $h = 3365.7$ kJ/kg

A 119°C et 89 Bara, $h = 506.06$ kJ/kg

Donc l'écart d'enthalpie est égal à 2859.6 kJ/kg

Année 2004 :

Pour la chaudière 55 B102 on a :

le débit de la vapeur surchauffer \dot{m}_{vs} pour l'année 2004 est : $\dot{m}_{vs} = 2\,055\,619$ T/an.

avec : $\Delta h = 2859.6$ kJ/kg , $P_{ci} = 35830.96$ KJ/Cm³ , $\eta_{ch} = 0.92$.

On aura d'après l'équation (II.3) :

$$\dot{m}_{GN} = \frac{2055619 \times 2859.6 \times 10^3}{35830.96 \times 0.92} = 178 \text{ Mcm}^3$$

La chaudière 55 B102 aura donc consommé 178 Mcm³ de gaz en 2004.

Les mêmes calculs ont été effectués pour les deux autres chaudières à l'aide des équations (II.2) et (II.3), les données et résultats relatifs aux trois chaudières sont résumés dans le tableau ci – dessous :

Chaudière	Débit VS, T/an	Rendement	Débit GN, GCm ³ /an
55 B102	2 055 619	0.92	0.178
65 B101	1 772 389	0.92	0.153
65 B301	507 535	0.90	0.045

Tableau II.3 : Débits de VS et GN et rendements des différentes chaudières pour l'année 2004

Durant l'année 2004 les chaudières du pôle 2 ont consommé 0.376 GCm³ d'équivalent gaz naturel. Cette valeur représente 88 % du GN auto consommé dans les unités 5P et 6P. La quantité restante (12 %) représente les pertes (Boil off, démarrages des trains de liquéfaction, gaz pilotes des torches, séchage et dégivrage...etc).

Année 2005 :

Pour l'année 2005, le pouvoir calorifique inférieur du GN est $P_{ciGN} = 8.318 \text{ Th/Cm}^3$, de plus, nous allons prendre en considération la nouvelle chaudière 65 B102. Les résultats obtenus sont consignés dans le tableau (2.4) ci-dessous.

Chaudière	Débit VS, T/an	Rendement	Débit GN, GCm ³ /an
55 B102	2 149 588	0.92	0.191
65 B101	1 001 171	0.92	0.088
65 B 102	515 386	0.92	0.046
65 B301	348 381	0.90	0.032

Tableau II.4 : Débits de VS et de GN et rendements des différentes chaudières pour l'année 2005

Durant l'année 2005, les chaudières du pôle 2 auront donc consommé 357 MCm³ de gaz naturel. Cette valeur représente 90 % du GN consommé dans les unités 5P et 6P.

II.5 Gaz torchés durant les démarrages des unités 5P et 6P

Les quantités de gaz torchés durant les démarrages des unités du pôle 2 varient selon le type de démarrage (à chaud ou à froid) et les incidents pouvant survenir au cours des démarrages. Pour estimer ces valeurs, on commence par déterminer la valeur moyenne des gaz torchés pour un seul démarrage, ensuite on multiplie par le nombre de démarrages

pendant l'année considérée. Dans ce calcul, on a distingué les démarrages à chaud de ceux à froid.

La quantité moyenne des gaz torchés pour un seul démarrage est déterminée à partir des courbes qui représentent l'évolution dans le temps du débit du gaz naturel et sa température lors du conditionnement de la première passe (voir annexe 2 figure B et C). Ces courbes sont données par le service « plans et programmes ».

Pour distinguer entre les démarrages à chaud et ceux à froid, on considère que les démarrages suite à des arrêts qui ont duré moins de 4 jours sont des démarrages à chaud.

1. Détermination des quantités de gaz torchés pour un certain nombre de démarrages à froid.

Les cas étudiés sont présentés dans le tableau suivant :

Démarrages	N°	Unité	Cond. 1 ^{ière} passe, Nm3	Cond. 2 ^{ième} passe, Nm3
08/02/2004	05	U5	302 663.2	56 386.8
11/05/2005	04	U5	254 978.2	22 541.9
05/06/2005	05	U6	145 580	100 467
25/08/2005	09	U6	254 978.2	22 541.9
07/10/2005	17	U5	206 285.8	97 116.6
31/08/2005	26	U6	21 448.6	75 079
12/08/2005	27	U5	295 105.5	92 690.6
Totaux			1 481 039.5	466 823.8
Valeur moyenne/0.936			226 044	71249
Cm³				

Tableau II.5 : Cas de démarrages à froid étudiés

Le N° qui apparaît dans le tableau représente le numéro séquentiel qui apparaît dans le fichier des « runs » édité par le service "plans et programmes".

2. Les quantités de gaz torchés durant les démarrages à chaud sont présentées dans le tableau suivant :

Démarrages	N°	unité	Cond. 1 ^{ière} passe, Nm3	Cond. 2 ^{ième} passe, Nm ³
25/05/2004	16	U5	435 427	137 138
28/05/2004	16	U6	613 540	76 432
15/02/2005	03	U5	239 154	93260
21/04/2005	05	U5	1 149 138	84 325
03/09/2005	13	U5	886 333	82 635
Totaux			3 323 592	473 790
Valeur moyenne/0.936, Cm³			710 169	101 237

Tableau II.6 : Cas de démarrages à chaud étudiés

A partir des valeurs moyennes des quantités de gaz torchés durant les démarrages et du nombre annuel de démarrages, on détermine la quantité totale des gaz torchés pour chacune des deux années considérées pour les démarrages à froid ensuite pour les démarrages à chaud.

- **Démarrages à froid**

Année	Nombre de démarrages (U5, U6)	Gaz torchés pour cond. 1 ^{ière} passe Cm ³	Gaz torchés pour cond. 2 ^{ière} passe Cm ³	Total Cm ³
2004	64	14 466 816	4 559 936	19 026 752
2005	62	14 014 728	4 417 438	18 432 166

Tableau II.7 : Estimatifs des gaz torchés correspondants aux démarrages à froid pour les années 2004 et 2005

- **Démarrages à chaud**

Année	Nombre de démarrages (U5, U6)	Gaz torchés pour cond. 1 ^{ière} passe Cm ³	Gaz torchés pour cond. 2 ^{ière} passe Cm ³	Totaux Cm ³
2004	17	12 072 873	1 721 029	13 793 902
2005	16	11 362 704	1 619 792	12 982 496

Tableau II.8 : Estimatifs des gaz torchés correspondants aux démarrages à chaud pour les années 2004 et 2005

- **Totaux des gaz torchés durant les démarrages**

Année	Gaz torchés pour cond. 1 ^{ière} passe Cm ³	Gaz torchés pour cond. 2 ^{ière} passe Cm ³	Totaux Cm ³
2004	26 539 689	6 280 965	32 820 654
2005	25 377 432	6 037 230	31 415 662

Tableau II.9 : Totaux des gaz torchés durant les démarrages

Les résultats qui figurent dans ce tableau montrent que les gaz torchés durant le conditionnement de la première passe des boîtes froides sont quatre fois supérieurs à ceux torchés durant le conditionnement de la deuxième passe.

II.6 Synthèse des résultats

A. Part des gaz torchés dans l'autoconsommation dans le pôle 2.

		2004	2005
Gaz autoconsommé	GCm ³	0.4269	0.3954
Gaz cons. dans les chaudières	GCm ³	0.3760	0.3570
Gaz torchés	GCm ³	0.0509	0.0384

Tableau II.10 : Part des gaz torchés dans l'autoconsommation pour 2004 et 2005

D'après les résultats du tableau ci-dessus on a :

Pour l'année 2004 :

$$\% \text{ gaz torché} = \frac{0.0509}{0.4269} = 12 \%$$

$$\% \text{ gaz consommé dans les chaudières} = \frac{0.3760}{0.4269} = 88 \%$$

Pour l'année 2005 :

$$\% \text{ gaz torché} = \frac{0.0384}{0.3954} = 10 \%$$

$$\% \text{ gaz consommé dans les chaudières} = \frac{0.357}{0.3954} = 90 \%$$

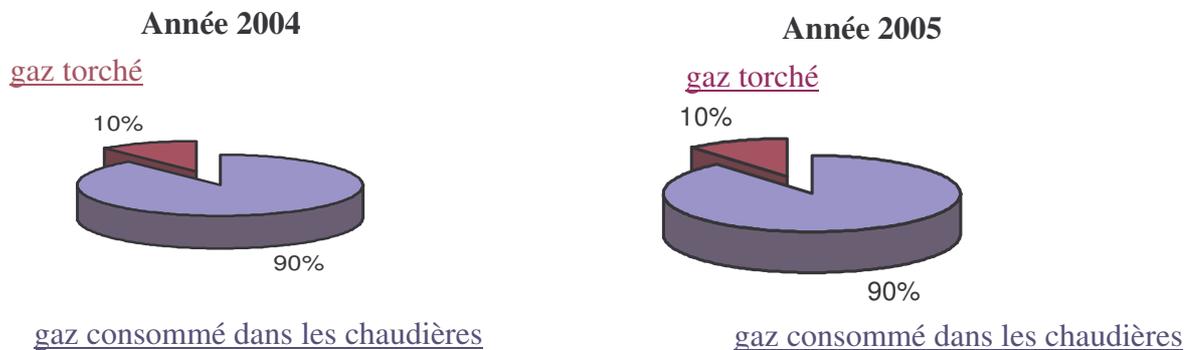


Figure II.1 : Part des gaz torchés dans l'autoconsommation dans le pôle 2.

B. Part des gaz de démarrage par rapport à l'ensemble des gaz torchés dans le pôle 2.

	2004	2005
Gaz de démarrage Gcm ³	0.0328	0.0314
Gaz torchés Gcm ³	0.0509	0.0384

Tableau II.11 : Part des gaz de démarrage par rapport à l'ensemble des gaz torchés dans le pôle 2

Le tableau ci-dessus montre que :

Pour l'année 2004 :

$$\% \text{ gaz de démarrage} = \frac{0.0328}{0.0509} = 64.4 \%$$

$$\% \text{ autres gaz torchés} = 35.6 \%$$

Pour l'année 2005 :

$$\% \text{ gaz de démarrage} = \frac{0.0314}{0.0384} = 81.8 \%$$

$$\% \text{ autres gaz torchés} = 18.2 \%$$

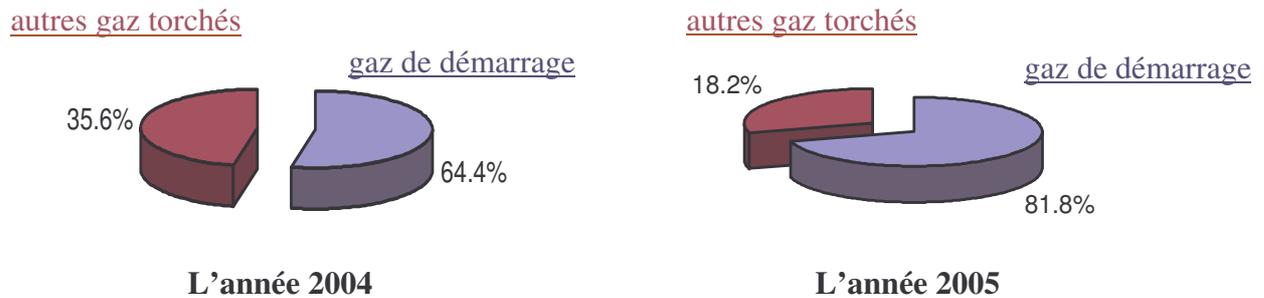


Figure II.2 : Part des gaz de démarrage par apport à l'ensemble des gaz torchés dans le pôle 2

C. Part des gaz torchés durant le conditionnement de la première passe par rapport aux gaz torchés durant les démarrages des unités 5P et 6P.

		2004	2005
Gaz de cond. 1 ^{ière} passe	Gcm ³	0.0265	0.0254
Gaz de démarrages	Gcm ³	0.0328	0.0314

Tableau II.12 : Part des gaz torchés durant le conditionnement de la première passe par rapport aux gaz torchés durant les démarrages des unités 5P et 6P.

Le tableau ci-dessus montre que :

Pour l'année 2004 :

$$\% \text{ gaz de cond. 1}^{\text{ière}} \text{ passe} = \frac{0.0265}{0.0328} = 80.6 \%$$

$$\% \text{ cond. 2}^{\text{ière}} \text{ passe} = 19.4 \%$$

Pour l'année 2005 :

$$\% \text{ gaz de cond. 1}^{\text{ière}} \text{ passe} = \frac{0.0254}{0.0314} = 80.9 \%$$

$$\% \text{ cond. 2}^{\text{ière}} \text{ passe} = 19.1 \%$$

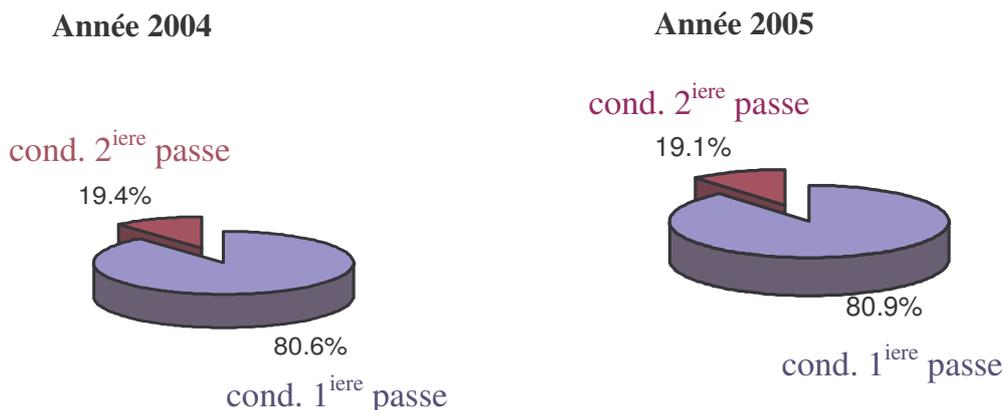


Figure II.3 : Part des gaz torchés durant le conditionnement de la première passe par rapport aux gaz torchés durant les démarrages des unités 5P et 6P.

D. Part des gaz torchés durant le conditionnement de la première passe des unités 5P et 6P par rapport à la consommation globale du complexe.

	2004	2005
Gaz de cond. 1^{ère} passe Mcm³	26.5	25.4
Consommation du complexe Mcm³	1120	1275
% des gaz de cond 1^{ère} passe	2.32	1.99
Impact sur l'autoconsommation	15.20	16.24
	15.17	16.22

Tableau II. 13 : Part des gaz torchés durant le conditionnement de la première passe des unités 5P et 6P par rapport à la consommation globale du complexe.

La proportion des gaz torchés durant le conditionnement de la première passe des boîtes froides des unités 5P et 6P est de 2.17 % en moyenne (en se basant sur les deux années 2004 et 2005), équivalente à 25.9 millions de contrat mètre cube par an. La récupération de cette quantité de gaz naturel permet de réduire sensiblement l'autoconsommation du complexe.

II.7 Conclusion.

L'évaluation des quantités de gaz torchés durant les démarrages a permis d'aboutir aux observations suivantes :

- La valeur moyenne annuelle des gaz torchés durant le conditionnement de la première passe des boîtes froides du pôle 2 est de l'ordre de 25.9 MCM³.
- Ces gaz sont quatre fois plus importants que ceux torchés durant le conditionnement de la deuxième passe.

- Les volumes de gaz torchés imputés aux démarrages resteront importants, tant que le nombre de déclenchements demeure élevé. A partir d'un certain seuil, cette quantité n'est pas réductible pour un nombre donné de démarrages, cela découle de deux raisons. La première concerne la cadence limitée de refroidissement des boites froides, et la seconde est liée à la composition requise des gaz entrants en deuxième passe qui ne doivent pas contenir les C_2^+ .

CHAPITRE III

RECUPERATION DES GAZ TORCHES DURANT LE DEMARRAGE

III.1 Introduction

La quantité de gaz torchés durant le conditionnement de la première passe des unités 5P et 6P est très importante (en moyenne 25.9 millions Cm^3/ans). La récupération de ce gaz revêt une grande importance pour le complexe aussi bien sur le plan de la réduction de l'autoconsommation et par conséquent, réduction des coûts de production que celui de la préservation de l'environnement par la diminution des émissions toxiques (NO_x , CO) et à effet de serre (CO_2).

III.2 Schéma de principe

La température des gaz torchés issus du conditionnement de la première passe peut aller jusqu'à -65°C . Pour exploiter cette source d'énergie, il est nécessaire de les réchauffer jusqu'à une température proche de celle du réseau fuel gaz pour ensuite les détendre jusqu'à la pression requise.

Dans cette étude on se propose d'utiliser une partie du réfrigérant mixte (MCR) au refoulement du compresseur de cycle C 201 à la température de 116°C pour réchauffer le gaz de conditionnement de la première passe et l'envoyer vers le réseau fuel gaz.

Le choix du réfrigérant comme source chaude est justifié par les raisons suivantes :

- La température élevée du réfrigérant à sa sortie du compresseur,
- Le débit élevé du réfrigérant, qui est égal à six fois celui du gaz naturel durant le régime normal, ainsi que le débit de gaz de conditionnement de la première passe, qui est égal à la moitié de celui du fonctionnement normal.
- La récupération des frigories contenues dans le gaz de démarrage.

Dans la figure (III.1), une partie du réfrigérant est déviée vers le réchauffeur de gaz. A sa sortie de ce récupérateur, le MCR rejoint le ballon D202 pour se mélanger au réfrigérant qui traverse la batterie eau de mer E201A/F.

Le gaz naturel qui provient de la tête du déméthaniseur entre au récupérateur de chaleur, est chauffé au contact du MCR et en sort pour entrer au collecteur fuel gaz.

III.3 Contraintes liées aux démarrages

L'échangeur de chaleur que nous voulons utiliser pour le réchauffement du gaz naturel de démarrage doit travailler dans les conditions suivantes :

- Evolution de la température du gaz naturel de 38°C au début du conditionnement jusqu'à -65°C lorsque l'on passe au conditionnement de la deuxième passe.
- Variation de la composition du gaz naturel sortant de la tête du déméthaniseur d'une composition identique à celle du GNT au début du conditionnement jusqu'à celle qui traverse la deuxième passe en fonctionnement normal, ceci est dû à la récupération graduelle des produits lourds C_{2+} dans le fond du déméthaniseur.

- Variation de la composition du réfrigérant entre le début de conditionnement avec près de 80% d'éthane jusqu'à une composition un peu plus lourde contenant des quantités équivalentes d'éthane et de méthane, environ 30%, le reste est constitué par les composants plus lourds (propane et plus).
- Augmentation du débit massique du réfrigérant durant l'étape de démarrage, étant donné que les produits condensés doivent être compensés par appoint pour maintenir la pression dans la boucle de réfrigération.
- Augmentation de la température de refoulement du compresseur à mesure que le taux de compression augmente.

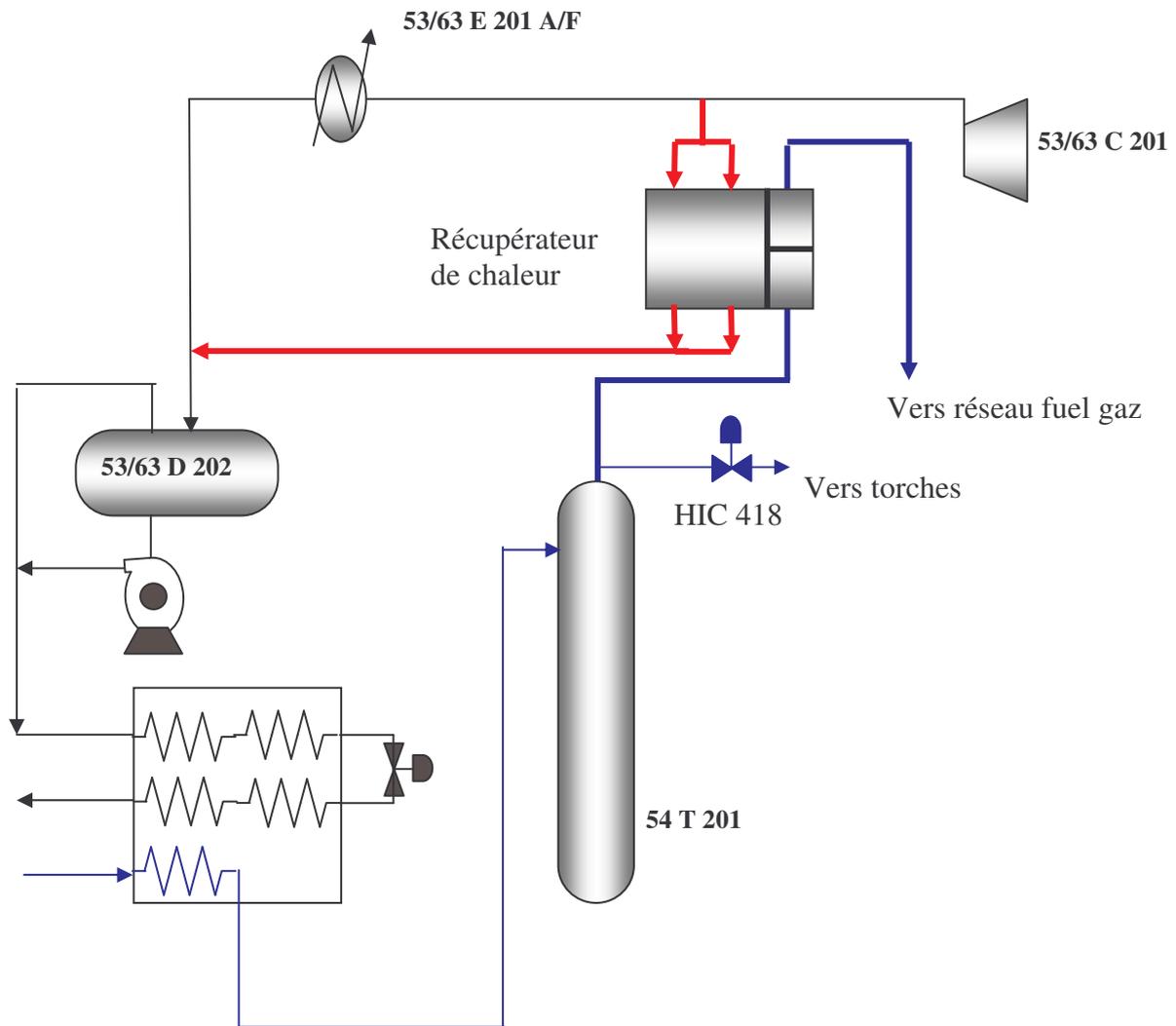


Figure III.1 : Schéma de principe de la récupération

Le gaz naturel récupéré est envoyé dans le réseau fuel gaz. Le choix de la température de ce gaz doit être fait en prenant en considération deux facteurs :

1. Cette température doit être inférieure à celle du réfrigérant sortant du compresseur pour avoir un gradient de température permettant l'échange.
2. Le second facteur découle du fait qu'il est bénéfique d'avoir du fuel gaz chaud à l'entrée de la chaudière.

Le réfrigérant froid sortant de l'échangeur est dirigé vers le ballon D202. Le choix de la température de cette fraction est également un compromis entre deux facteurs :

1. Plus cette température est basse, plus le taux de liquide qui entre au ballon D202 est élevé. L'accumulation de liquide dans ce ballon est bénéfique durant les démarrages.
2. Le second facteur découle de considérations métallurgiques, étant donné que le réfrigérant est dirigé après refroidissement vers le ballon D202 et que celui-ci est en acier au carbone, lequel ne peut résister qu'à des températures supérieures à -29°C .

L'utilisation du système de récupération du gaz de conditionnement s'inscrit pendant les démarrages des unités du pôle 2, Aussi il convient d'en expliquer les séquences, notamment ceux de la boucle de réfrigération.

Le gaz de conditionnement de première passe que nous voulons récupérer pour alimenter les chaudières du pôle 2 (et du complexe moyennant une interconnexion entre le pôle 1 et pôle 2) via le réseau fuel gaz.

III.4 Description du réseau combustible.

La description de ce réseau se fera en trois étapes. On commence par décrire le réseau à l'échelle d'une unité du pôle 2, en montrant les sources de chacun des composants de ce gaz (Fuel Gaz Haute pression FGHP, Fuel Gaz Basse Pression FGBP, GN d'appoint). La deuxième étape sera de décrire le réseau combustible à l'échelle du pôle 2 ensuite brièvement du pôle 1.

On proposera un schéma d'interconnexion entre les deux pôles où on montrera que cette proposition s'avère nécessaire pour tirer profit des gaz de démarrage.

Le système de gaz combustible des unités 5P et 6P est alimenté par trois sources principales :

- Le fuel gaz basse pression (FGBP) provient du ballon de flash basse pression D-206 B. Il est réchauffé dans l'échangeur E203 jusqu'à -6°C , ensuite comprimé dans le compresseur de gaz combustible C202 jusqu'à une pression de 3 Bars. A

la sortie de ce compresseur, le FGHP est mélangé au FGBP avant d'entrer au ballon de mélange D115. En régime normal le débit de ce combustible est de 20.4 T/h. [3].

- Le fuel gaz haute pression (FGHP) provient du ballon de flash D206A à -148°C et 4.4 Bara. Il est ensuite réchauffé dans l'échangeur E203 jusqu'à -6°C pour être mélangé au FGBP quittant le compresseur C202. En régime normal, le débit du fuel gaz haute pression vaut 10.4 T/h [3].
- Lorsque l'apport calorifique des deux fuels gaz est insuffisant pour satisfaire les besoins en énergie de l'unité, du gaz naturel est rajouté pour combler ce manque. En régime normal cet appoint est de 8.8 T/h environ [3]. Pendant la période de démarrage, la chaudière est totalement alimentée par le gaz naturel.

Le mélange des deux gaz de flash est directement admis au ballon D115 (figure III.2), le gaz naturel d'appoint y est introduit via deux vannes PV 525 A/C. La pression du ballon de mélange de gaz combustible est contrôlée à 2.8 Bar. Cette pression est maintenue grâce au régulateur PIC 525 qui ouvre la vanne d'envoi vers torche PV 525 B si le gaz de flash dépasse la demande.

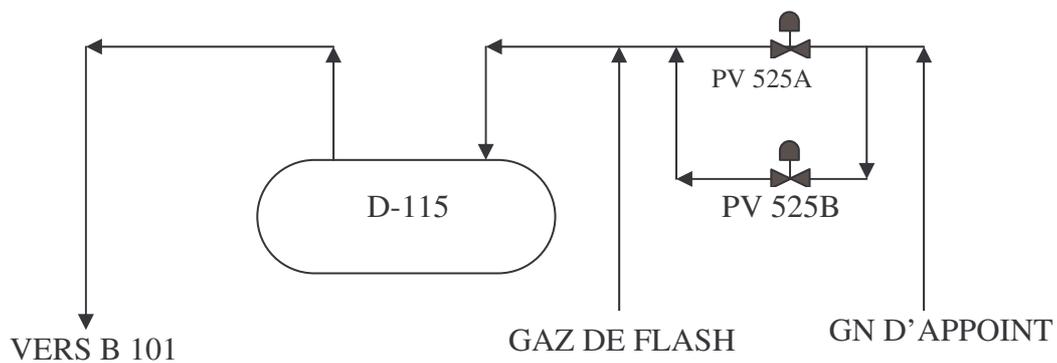


Figure III.2 : Ballon de mélange vers gaz combustible.

III.5 Calcul de La quantité de gaz combustible pouvant être récupéré

La quantité de gaz torché durant le conditionnement de la première passe des unités 5P et 6P est très importante, elle en moyenne de 25.9 millions Cm^3/ans (voir tableau II.9). A 30°C , la masse volumique du gaz récupéré est de 26.11 kg/m^3 ce qui nous permet d'écrire :

$$\text{débit gaz de cond. 1}^{\text{iere}} \text{ passe} = \frac{25.9 \times 10^6}{365 \times 24} \times 26.11 \times 0.984 = 75962.2 \text{ kg/h}$$

Soit,

$$\text{débit gaz de cond. 1}^{\text{iere}} \text{ passe} = 75962.2 \text{ T/h}$$

La quantité de gaz combustible pouvant être récupérée durant les démarrages est d'environ 76 T/h. Le suivi d'un certain nombre de démarrages a permis d'établir que les besoins en combustible de l'unité en démarrage n'excèdent pas 25T/h. Alors on a au moins 51 T/h de gaz naturel disponible ; Il est intéressant d'en faire profiter les autres unités. Pour ce

faire, on commence par relier les réseaux fuel gaz des unités 5P et 6P. Le principe de cette liaison est illustré dans la figure III.4.

Cette interconnexion entre les deux unités du pôle 2 permet de collecter d'autres gaz torchés hors des périodes de démarrage comme les gaz de dégivrage, séchage, gaz de régénération de la section dehydratation en cas de défaillance des aeroréfrigérants, récupération du C₂ comme combustible...etc.

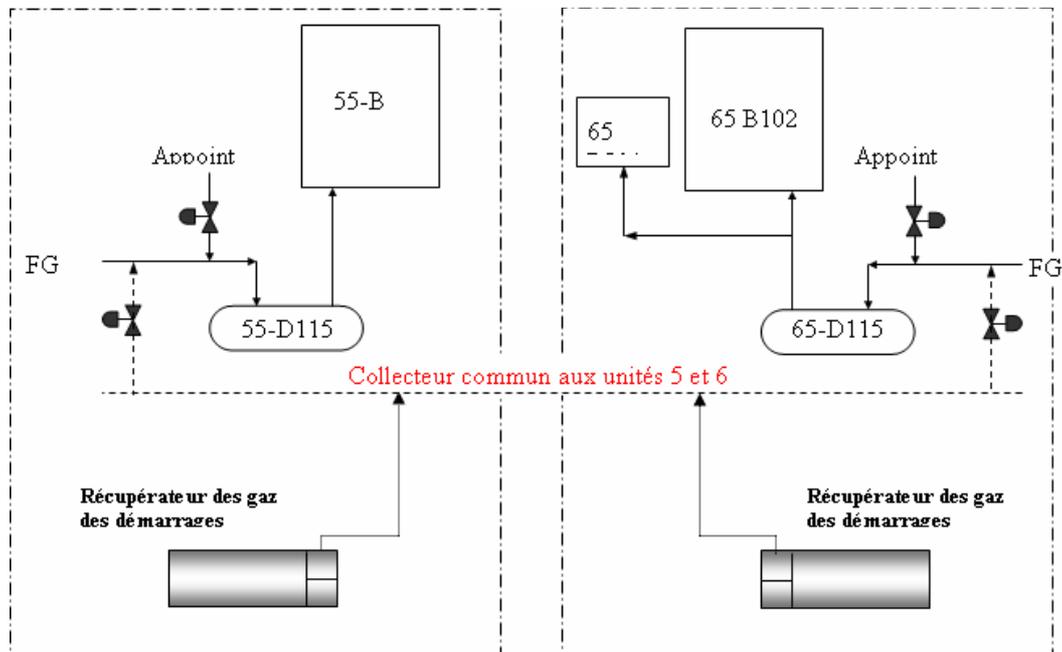


Figure III.4 – Interconnexion du réseau fuel gaz entre les unités 5 et 6

Le collecteur fuel gaz proposé dans le paragraphe précédent peut faire profiter l'unité 6P des gaz de démarrage de l'unité 5P et inversement. Considérons le cas où une unité est en démarrage et l'autre est en régime normal et faisons le bilan des combustibles déversés ou consommés à partir de ce collecteur.

La référence [8] donne les besoins en combustibles pour le pôle 2 :

- **Pour l'unité en marche normale:**

- a- Disponibilités :

Fuel gaz BP : 20.4 T/h

Fuel gaz HP : 10.4 T/h

- b- Besoins :

Fuel gaz : 30.8 T/h

GN d'appoint : 8.8 T/h

- **Pour l'unité en démarrage :**

- a- Disponibilités :

GN récupéré : 76 T/h

b- Besoins :

GN : 25 T/h.

Ces valeurs sont résumées dans le tableau ci-dessous.

Unité	Besoins	Disponibilités
Unité en démarrage	GN : 25 T/h	GN récupéré : 76 T/h
Unité en marche normale	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Fuel gaz : 30.8 T/h ▪ Appoint GN : 8.8 T/h 	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Fuel gaz : 30.8 T/h
Total	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Fuel gaz : 30.8 T/h ▪ Appoint GN : 33.8 T/h 	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Fuel gaz : 30.8 T/h ▪ GN : 76 T/h

Tableau III .1 : Besoins et disponibilités en GN et FG [1, 2]

Le tableau ci-dessus montre que la totalité du gaz de flash disponible au niveau de l'unité en marche normale (30.8 T/h) est consommée dans cette même unité, mais la quantité de gaz naturel récupérée au niveau de l'unité en démarrage (76 T/h) est supérieure à la demande en GN des deux unités (33.8 T/h). Par conséquent, 42.2 T/h sont en surplus au niveau du pôle 2, une connexion entre les réseaux fuel gaz des pôles 1 et 2 est envisageable. On établit au préalable le bilan des besoins calorifiques du pôle 1.

Pôle 1 - unités (10, 20,30) :

- Besoins en VS du groupe turbocompresseur : 272.2 t/h [3].
- Autres besoins (rebouilleurs, éjecteurs...etc.) : 24.7 t/h [3].

Les besoins en VS de chacune des trois unités sont donc de 296.9 t/h, les besoins en chaleur correspondants seront :

$$\Phi = \frac{\dot{m}_{VS} (\Delta h)}{\eta_{ch.}} \quad (\text{III.1})$$

Avec,

 Φ : Energie fournie à la chaudière [th/t]. m_{VS} : Débit VS en [t/h]. η_{ch} : Rendement de la chaudière (92.3%) Δh : Variation d'enthalpie de l'eau entre l'entrée de la chaudière et la sortie,A 500°C et 70 Bars, $h=3410$ kJ/kg,A 131°C et 3.2Bars, $h=568$ kJ/kg,On a donc : $\Delta h = (3410-568) = 2842$ kJ/kg.

Ainsi les besoins en chaleur d'une unité s'obtiennent en appliquant la relation (III.3):

$$(\text{besoins calorifiques d'une unité}) = \frac{296.9 \times 10^3 \times 2842}{0.923} = 9.141 \times 10^8 \text{ kJ/h}$$

Les besoins calorifiques de l'unité 50 sont estimés en considérant 05 dessaleurs (SIDEM) en marche normale. Les besoins en vapeur s'élèvent à 48 t/h [3], ces besoins sont fournis par les chaudières de l'unité 50. L'énergie nécessaire pour produire cette vapeur est estimée de la même façon que précédemment.

Soit,

avec

$$\Delta h = (3410 - 568) = 2842 \text{ kJ/kg.}$$

$$\dot{m}_{VS} = 48 \text{ t/h}$$

η_{ch} : Rendement des chaudières de la centrale (87.5 %)

$$\begin{aligned} \text{(besoins calorifiques de l'unité 50)} &= \frac{\dot{m}_{VS}(\Delta h)}{\eta_{ch}} = \frac{48 \times 10^3 \times 2842}{0.875} = 155904 \times 10^3 \text{ kJ/h} \\ &= 37244 \text{ th/h} \end{aligned}$$

Le pôle 1 alimente également l'unité GPL pour les besoins en vapeur des rebouilleurs. Cette quantité est estimée à 28 t/h. de la même façon que précédemment on calcule l'énergie nécessaire pour produire cette quantité de vapeur. Cette énergie est égale à 12 930 th/h. Donc les besoins en énergie du pôle 1 sont :

- Unités 10-20-30 : $3 \times 218\,413 \text{ th/h} = 655239 \text{ th/h}$.
- Dessaleurs : $37\,244 \text{ th/h}$.
- VM vers GPL : $12\,930 \text{ th/h}$.

Donc la valeur totale des besoins calorifiques du pôle 1 est :

$$\text{(besoins calorifiques du pôle 1)} = 655239 + 37244 + 12930 = 705413 \text{ th/h.}$$

Après avoir estimé les besoins en énergie du pôle 1, on détermine la part de ces besoins qui est satisfaite par le fuel gaz issu des têtes des déazoteurs des 03 unités (10-20-30).

Le débit moyen du fuel gaz basse et haute pression des trois unités du pôle 1 est de $25\,780 \text{ Nm}^3/\text{h}$ par unité en marche normale [3], donc l'apport calorifique pour les trois unités est calculé comme suit :

- Débit pour les 03 unités : $3 \times 25\,780 = 77340 \text{ Nm}^3/\text{h}$
- Pouvoir calorifique inférieur du fuel gaz : 5.344 th/Nm^3

Donc, l'apport calorifique disponible au niveau du pôle 1 est :

$$\text{(Apport calorifique disponible au pôle 1)} = 77340 \times 5.344 = 413\,305 \text{ th/h}$$

Le gaz naturel d'appoint est utilisé pour combler l'écart entre l'énergie requise et l'énergie disponible, soit :

$$\text{(Le gaz naturel d'appoint)} = \text{(l'énergie requise)} - \text{(l'énergie disponible)}$$

D'où:

$$\text{(Le gaz naturel d'appoint)} = (705\,413 \text{ th/h}) - (413\,305 \text{ th/h}) = 292\,108 \text{ th/h}$$

La quantité de gaz naturel nécessaire pour produire 292 108 th/h est égale à 27 T/h[9]. On rajoute la quantité de gaz naturel d'appoint à l'unité 40, quantité qui est égale à 5.6 t/h [3]. donc la quantité de gaz naturel d'appoint du pôle 1 est :

$$(\text{quantité de gaz naturel d'appoint du pôle 1}) = 5.6 + 27 = 32.6 \text{ T/h.}$$

Ainsi, on a montré que la quantité de gaz de démarrage récupérée est de 76 T/h alors que les besoins calorifiques du complexe, dans le cas où l'on prend en considération que l'une des deux unités du pôle 2 est en démarrage et l'autre en marche normale, s'élèvent à :

$$(\text{besoins calorifiques du complexe}) = (\text{besoins calorifiques du pôle 1}) + (\text{besoins calorifiques du pôle 2}).$$

$$(\text{besoin calorifique du complexe}) = 32.6 \text{ T/h} + 33.8 \text{ T/h} = 66.4 \text{ T/h}.$$

Ce résultat montre que la récupération des gaz de démarrage peut subvenir aux besoins calorifiques du complexe avec un surplus de 9.6 T/h.

L'idée de l'interconnexion est illustrée dans la figure III.4.

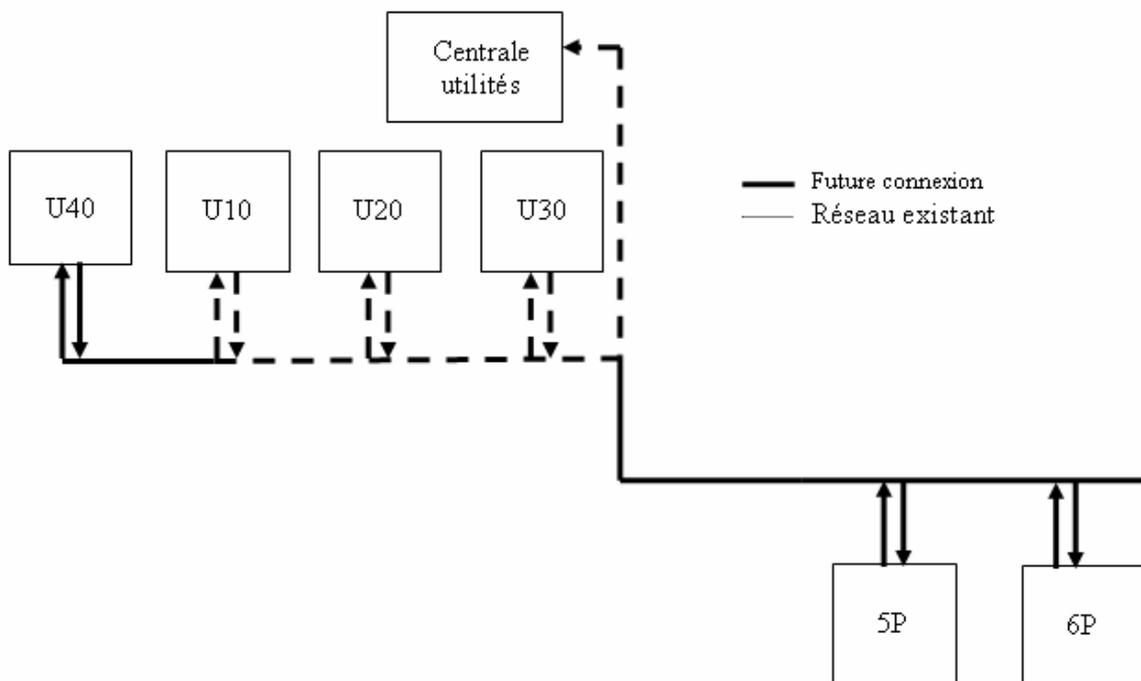


Figure III.4 – Futur réseau combustible A GL1/K

Les commentaires précédents montrent que la récupération des gaz de démarrage est étroitement liée à la réalisation d'un réseau combustible commun aux pôles 1 et 2.

CHAPITRE IV

ETUDE THEORIQUE D'UN ECHANGEUR A TUBES ET CALANDRE

IV.1 Introduction

Dans les sociétés industrielles, l'échangeur de chaleur est un élément essentiel de toute politique de maîtrise de l'énergie. Une grande part (90 %) de l'énergie thermique utilisée dans les procédés industriels transite au moins une fois par un échangeur de chaleur, aussi bien dans les procédés eux-mêmes que dans les systèmes de récupération de l'énergie thermique de ces procédés.

IV.2 Échangeurs tubulaires

IV.2.1 Différentes catégories existantes

Pour des raisons historiques et économiques, les échangeurs utilisant les tubes comme constituant principal de la paroi d'échange sont **les plus répandus**. On peut distinguer trois catégories suivant le nombre de tubes et leur arrangement, toujours réalisés pour avoir la meilleure efficacité possible pour une utilisation donnée :

- **échangeur monotube**, dans lequel le tube est placé à l'intérieur d'un réservoir et a généralement la forme d'un serpentín ;
- **échangeur coaxial**, dans lequel les tubes sont le plus souvent cintrés ; en général, le fluide chaud ou le fluide à haute pression s'écoule dans le tube intérieur ;
- **échangeur multitubulaire**, existant sous quatre formes :
 - **échangeur à tubes séparés** : à l'intérieur d'un tube de diamètre suffisant (de l'ordre de 100 mm) se trouvent placés plusieurs tubes de petit diamètre (8 à 20 mm) maintenus écartés par des entretoises. L'échangeur peut être soit rectiligne, soit enroulé,
 - **échangeur à tubes rapprochés** : pour maintenir les tubes et obtenir un passage suffisant pour le fluide extérieur au tube, on place un ruban enroulé en spirale autour de certains d'entre eux. Les tubes s'appuient les uns sur les autres par l'intermédiaire des rubans,
 - **échangeur à tubes ailetés** : ces tubes permettent d'améliorer le coefficient d'échange thermique
 - **échangeur à tubes et calandre**: c'est l'échangeur actuellement le plus répandu.

Les principales technologies d'échangeurs à tubes et calandre sont représentées sur la figure IV.1 et, pour faire un premier choix, les deux paramètres principaux sont l'encrassement et l'écart de température entre les deux fluides.

La désignation la plus couramment appliquée concernant ce type d'échangeur est celle du standard américain **TEMA** (*Tabular Exchanger Manufacture Association*), dans laquelle il existe trois classes : C, B et R, par ordre de sévérité croissante.

La classe C est réservée aux échangeurs ne présentant aucun risque d'utilisation, par exemple les préparateurs d'eau chaude ; cette classe C est peu utilisée en génie chimique. La classe B est adoptée pour la majorité des cas. La classe R est réservée aux échangeurs fonctionnant dans des conditions que l'on juge très dures au point de vue mécanique ou dans des conditions inhabituelles (gaz toxique par exemple).

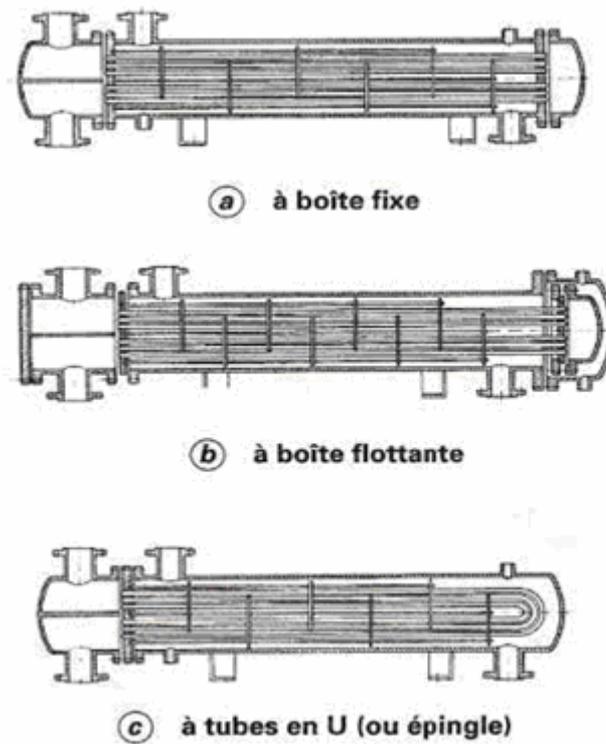


Figure IV.1 – Échangeur à tubes et calandre : principales technologies à boîte fixe, boîte flottante et à tubes en U [4]

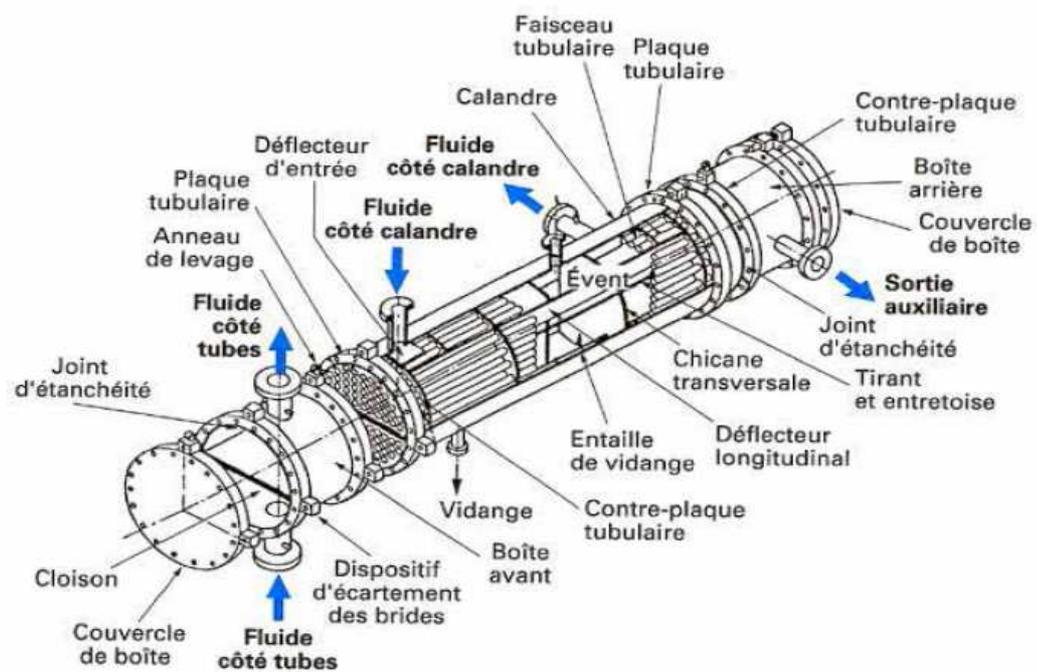


Figure IV.2 : Eléments constitutifs d'un échangeur TEMA type AEL [4]

Un échangeur **TEMA** est désigné par trois lettres représentant respectivement les types de boîte avant, de calandre et de boîte arrière de l'échangeur. À titre d'exemple, la figure **IV.2** donne les différents éléments constitutifs d'un échangeur **TEMA** type AEL.

IV.3 Etude du transfert de chaleur dans les échangeurs à tubes et calandre

Nous allons présenter dans cette section, les équations générales qui régissent les phénomènes de transferts de chaleur et de pertes de charge dans les échangeurs à tubes et calandre, en vue de les appliquer dans le calculs de dimensionnement de l'échangeur

IV.3.1 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'échangeur en écrivant que la quantité de chaleur Q perdue par le fluide chaud est égale à celle prise par le fluide froid, si 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 et les minuscules sont réservées pour le fluide froid, tandis que les indices 1 et 2 corespontdent respectivement aux conditions d'entrée et de sortie. \dot{M} et \dot{m} sont 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

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

Avec,

A : surface d'échange globale

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 deux fluides l'un par rapport à l'autre (Contre courant ; courant parallèle, ...) et du nombre de passes ; la valeur de F est lue sur un abaque avec les températures d'entrée et de sortie des deux fluides comme paramètres .

IV.3.2 Coefficient de transfert global U

IV.3.2.1 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 à la convection dans le fluide à l'extérieur du tube, égale à l'inverse du coefficient du film externe

R_{S0} : résistance due au film de l'encrassement déposé sur l'extérieur du tube

- R_t : résistance due à la paroi métallique du tube
 R_{Si} : résistance due au film d'encrassement déposé à l'intérieur du tube ;
 $R = 1/h_i$: résistance à la convection dans le fluide à l'intérieur du tube, égale à l'inverse du coefficient du film interne

Comme ces résistances sont exprimées 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 et R_{Si} en les multipliant par le rapport d_0/d_i des diamètres extérieur et intérieur du tube. Ces résistances corrigées s'écrivent :

$$R_{Si0} = R_{Si}(d_0/d_i) \quad (\text{IV.3})$$

$$1/h_{i0} = 1/h_i (d_i/d_0) \quad (\text{IV.4})$$

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

$$R_S = 1/h_0 + R_{S0} + R_{Si0} + 1/h_{i0} = 1/U_S \quad (\text{IV.5})$$

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 des films h_i et h_0 ainsi que des résistances d'encrassement R_{Si} et R_{S0} .

IV.3.3 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 à l'aide de l'expression

$$h_0 = j_h \frac{\lambda}{D_e} \left(\frac{c_p \mu}{\lambda} \right)^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_t} \right)^{0.14} \quad (\text{IV.6})$$

Dans le cas d'un régime d'écoulement laminaire ($Re < 2100$) :

$$j_h = 1.86 \left(\frac{R_e \times d_i}{L} \right)^{1/3} \quad (\text{VI.7})$$

Tandis que pour un régime turbulent ($Re > 10000$) :

$$j_h = 0.027 (R_e)^{0.8} \quad (\text{IV.8})$$

Le nombre de Reynolds étant défini par :

$$Re = \frac{d_i \times G}{\mu} \quad (\text{IV.9})$$

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

IV.3.4 Calcul du coefficient du film externe h_0

Quelque soit la géométrie de l'enceinte autour du tube, tous les auteurs et expérimentateurs sont d'accord pour présenter l'expression du coefficient du 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 globalement deux types de courants (voir figure IV.3 ci-dessous) :

- un courant principal qui évolue tantôt perpendiculairement au faisceau de tubes 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 .

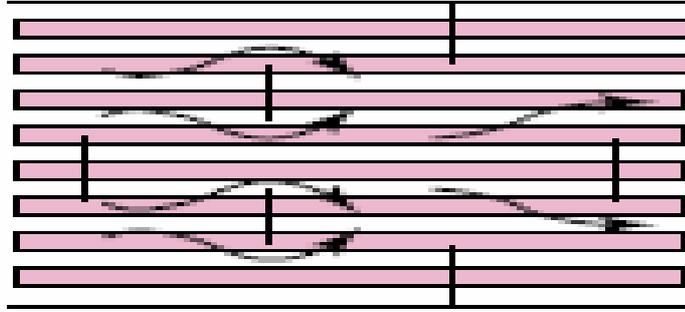


Figure IV.3- Ecoulement du fluide à travers la calandre

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) ci-après, selon la disposition des tubes :

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

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

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

Pour les 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 :

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

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

Où le nombre de Reynolds modifié,

$$R_e = \frac{D_e}{\mu} G_{ct} \quad (\text{IV.14})$$

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

\dot{M} étant le débit massique et

$$a_{ct} = \frac{D_C}{P} (P - d_0) B \quad (\text{IV.16})$$

l'aire de passage.

B représente l'espacement entre les chicanes et D_C le diamètre intérieur de la calandre.

IV.3.5 Les températures caloriques des deux fluides

Il est nécessaire de définir pour les deux fluides des températures moyennes T_C et t_c , appelées généralement températures caloriques, qui serviront de référence pour le calcul des propriétés physiques qui interviennent dans les expressions des coefficients de films h_0 et h_{i0} .

La différence des températures caloriques ($T_C - t_c$), 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. Ces différentes températures sont calculées à l'aide des relations 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.3.6 Les résistances de l'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_{S0} 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_{S0} 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 des valeurs R_S correspondant aux divers produits [5]

IV.4 Etude de la perte de charges dans les échangeurs à tubes et calandre

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

D'après **Kern [3,7]**, la perte de charge totale due à la circulation du fluide à l'intérieur des tubes est donnée par l'expression :

$$\Delta P_t = \frac{n_c \times n_t \times G_t^2}{1.27 \times 10^{15} \times d} \times \left[\frac{f_t \times l}{d_i \phi_t} \right] \quad (\text{IV.20})$$

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 :

dans le cas d'un régime laminaire : $f_t = \frac{32}{R_e}$ (IV.21)

tandis que pour un régime turbulent : $f_t = 0.00280 + 0.250(R_e)^{-0.32}$ (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 D_e (équation IV.10) pour établir la valeur du nombre de Reynolds :

$$R_{e_{ct}} = \frac{D_e \times G_{ct}}{\mu}$$

Le coefficient de frottement f_{ct} est donné en fonction de $R_{e_{ct}}$ (voir annexe 1) et de la distance parcourue par le fluide, qui est égale à $(N_C + 1) D_C$.

La perte de charge est calculée à l'aide de 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} : vitesse massique côté calandre

N_C : nombre de chicanes.
 D_C : diamètre intérieur de la calandre.
 d : densité du fluide côté calandre.

Sur la base des relations développées au cours de ce chapitre, nous allons procéder au dimensionnement d'un échangeur tubes- calandre dans le chapitre suivant.

CHAPITRE V

DIMENSIONNEMENT DE L'ECHANGEUR DE CHALEUR

V.1 Introduction

Le problème de conception et de sélection d'un échangeur de chaleur pour accomplir un transfert de chaleur donné entre deux fluides est difficile dans la mesure où plusieurs réponses peuvent satisfaire le problème. Le choix final dépend très souvent de facteurs comme le coût, l'encombrement, les conditions opératoires. Le design est également limité par les différents standards relatifs aux dimensions des tubes, ailettes, calandres...etc.

Dans ce qui suit, nous allons présenter les conditions d'entrée et de sortie de l'échangeur de chaleur qu'on veut avoir, ensuite nous procéderons au dimensionnement d'un échangeur de type tubes et calandre pour l'application considérée, en appliquant la méthode de Kern qui fait appel aux relations fondamentales introduites dans le chapitre IV.

V.2 Données du problème

Les données relatives à ce problème sont résumées dans le tableau suivant :

Données	Côté tubes	Côté calandre
Fluide	GN	MCR
Débit, Kg/s	17,76	à déterminer
Température entrée, °C	-65	116
Température sortie, °C	30	-10
Pression entrée, Bars	38	21.6

Tableau V.1: Données relatives au dimensionnement de l'échangeur

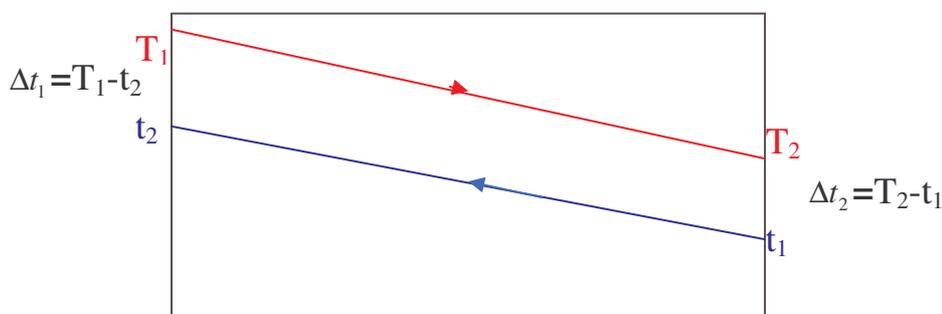


Figure V.1 : Profil des températures dans l'échangeur

V.3 Calcul de la différence de température moyenne logarithmique DTML

La différence de température moyenne logarithmique dans le cas d'un échangeur de chaleur en contre courant s'exprime par (voir fig. V.1):

$$\Delta T_m = DTML = (\Delta t_1 - \Delta t_2) / \ln \left(\frac{\Delta t_1}{\Delta t_2} \right)$$

où $\Delta t_1 = T_1 - t_2$

et $\Delta t_2 = T_2 - t_1$

On a par conséquent :

$$\Delta T_m = DTML = ((116 - 30) - (-10 + 65)) / \ln\left(\frac{116 - 30}{-10 + 65}\right) = 69.34 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Soit

$$\Delta T_m = 69.34 \text{ } ^\circ\text{C}$$

V.4 Détermination des températures caloriques

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

A- Température calorique côté tube (t_c)

Cette température se calcule à l'aide de l'équation (IV.18) :

$$t_c = t_1 + F_C(t_2 - t_1)$$

où $F_C = \frac{DTLM - \Delta t_{fr}}{\Delta t_{ch} - \Delta t_{fr}}$

avec $\Delta t_{ch} = T_1 - t_2$ et $\Delta t_{fr} = T_2 - t_1$

Pour notre cas

$$\Delta t_{ch} = 116 - 30 = 86 \text{ } ^\circ\text{C}$$

et

$$\Delta t_{fr} = -10 + 65 = 55 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Ce qui donne $F_C = \frac{69.34 - 55}{86 - 55} = 0.462$

et par suite $t_c = -65 + 0.4625(30 - (-65)) = -21.06 \text{ } ^\circ\text{C}$

soit :

$$t_c = -21.06 \text{ } ^\circ\text{C}$$

B- Température calorique côté calandre (T_C)

De la même manière. on peut écrire du côté calandre à l'aide de l'équation (IV.17)

$$T_c = T_2 + F_c(T_1 - T_2) \quad \text{où} \quad F_c = 0.462$$

On obtient donc :

$$T_c = -10 + 0.462(116 - (-10)) = 48.21 \text{ °C}$$

Soit :

$$T_c = 48.21 \text{ °C}$$

V.5 Propriétés physiques des deux fluides

Les propriétés physiques des fluides sont déterminées grâce au logiciel « HAYSYS » [9], sur la base des valeurs calculées ci-dessus pour les températures caloriques, ces données sont portées dans le tableau ci-après.

<p align="center">Côté Tube (fluide froid) « GN » t_c = - 21.06 °C</p>	<p align="center">Côté Calandre (fluide chaud) « MCR » T_c = 48.21 °C</p>
<p>C_p = 2.597 <i>kJ / kgC°</i> μ = 0.01066 <i>cP</i> λ = 0.03141 <i>W / mC°</i> ρ = 33.81 <i>kg / m³</i></p>	<p>C_p' = 1.97 <i>kJ / kgC°</i> μ' = 0.01187 <i>cP</i> λ' = 0.02722 <i>W / mC°</i> ρ' = 26.12 <i>kg / m³</i></p>

Tableau V.2: Propriétés physiques des fluides de l'échangeur

V.6 Dimensionnement géométrique de l'échangeur

Le dimensionnement d'un échangeur consiste toujours à rechercher le meilleur compromis possible entre les coûts d'investissement, qui sont directement proportionnels à la surface d'échange, et les coûts d'exploitation, liés à la maintenance et à la consommation d'énergie nécessaire pour la circulation des fluides, cette dernière étant à son tour directement proportionnelle aux pertes de charge.

En général, il faut disposer d'une base de données expérimentales et pratiques importante, ainsi que d'un logiciel puissant pour traiter ces données. Cependant, dans le cas des échangeurs à tubes et calandre, type d'échangeurs le plus utilisé dans l'industrie, nous disposons de critères simples qui facilitent la procédure de dimensionnement en permettant, d'une part, le choix de certains paramètres géométriques à partir des standards de fabricants, ce qui réduit les coûts qui leurs sont associés, et d'autre part, en veillant à ce que certains rapports présentent des valeurs appartenant à des intervalles qui garantissent les meilleures conditions opératoires.

Ainsi par exemple [10], concernant la perte de charge admissible, il est recommandé de ne pas dépasser une valeur de 0.5 à 0.7 *kg/cm²* dans le cas des liquides et une valeur de 0.1 *kg/cm²* dans le cas des gaz.

Les valeurs préférées pour le diamètre intérieur des tubes sont $\frac{3}{4}$ in et 1 in ; en plus du fait qu'une telle valeur constitue un meilleur équilibre entre la pertes de charge et le transfert thermique côté tube, elle permet le nettoyage des tubes. Des valeurs plus petites ne sont tolérables que sur des échangeurs dont la surface n'excède pas 30 m^2 .

Le rapport entre le pas des chicanes et le diamètre intérieur de la calandre doit être compris entre 0.3 et 0.6, toujours pour réaliser un meilleur compromis entre les pertes de charge côté calandre et la résistance du film externe.

Les calculs de l'échangeur de chaleur seront conduits, comme mentionné ci-dessus, selon la méthode de Kern .cette méthode suit les étapes décrites dans la figure (V.2).

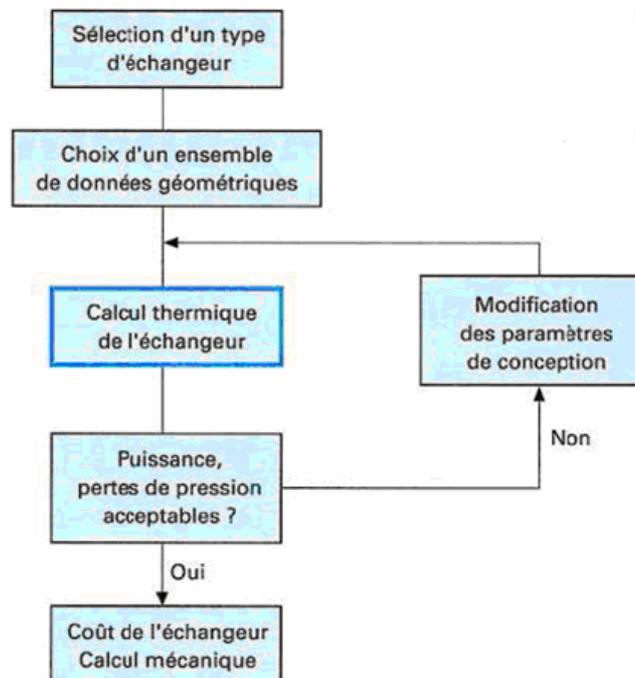


Figure V.2 : Logique de la phase de dimensionnement d'un échangeur

V.6.1 Choix des caractéristiques de l'échangeur pour l'initialisation des calculs

Ce choix prend en considération les quelques remarques mentionnées ci-dessus et fait appel aux standards figurant dans "techniques de l'ingénieur" [4,5]

- Type d'échangeur : tubes et calandre.
- Type de circulation : courants croisés.
- Longueur des tubes : $l = 4.88 \text{ m}$
- Tubes : type -14 BWG , diamètres $d_0 = 19.05 \text{ mm}$; $d_i = 14.83 \text{ mm}$;
- Disposition de l'emplacement des tubes : pas carré, $p = 0.032 \text{ m}$.
- Espacement des chicanes : $B = 0.5 \text{ m}$

Calculons d'abord le flux de chaleur à transférer du MCR vers le gaz.

Le débit des gaz récupérés a été estimé dans le chapitre III , il vaut : $\dot{m} = 63951.4 \text{ kg/h}$

D'où : $\dot{Q} = \dot{m} C_p (T_2 - T_1) = 63951.4 \times 2.597 \times (30 - (-65)) = 3774586.04 \text{ Kcal/h}$

$$\dot{Q} = 3774586.04 \text{ Kcal/h}$$

A présent, nous entamons l'estimation de la valeur du coefficient de transfert global U en procédant à la vérification de son appartenance à un intervalle de valeurs expérimentales connues pour des situations semblables à la notre (échange de chaleur entre hydrocarbures gazeux dans des conditions de température et de pression comparables à celles qui prévalent dans notre cas). La référence [11] donne pour le coefficient de transfert sale (U_s), l'intervalle [30 -300] W/m^2K .

Première itération avec $U_s=300 \text{ W/m}^2K$.

1. calcul du nombre de tubes

Calculons d'abord la surface d'échange :

$$A = \frac{Q}{U_s \times \Delta T_m \times F}$$

Où : F est le facteur de correction correspondant à un échange en courants croisés avec le fluide brassé côté calandre. Il dépend des deux paramètres P et R calculés comme suit (voir annexe 3):

$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} = \frac{116 - (-10)}{30 - (-65)} = \frac{126}{95} = 1.32$$

et

$$P = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} = \frac{30 - (-65)}{116 - (-65)} = 0.52$$

La valeur de F est finalement lue sur l'abaque présenté à l'annexe 3. On lit ainsi pour les valeurs ci-dessus de P et R : $F = 0.8$

On aura donc

$$A = \frac{Q}{U_s \times \Delta T_m \times F} = \frac{3774586.04}{300 \times 69.34 \times 0.8} = 267.70 \text{ m}^2$$

Pour un seul tube, la surface d'échange sera :

$$s = \pi \times d_0 \times l = 3.14 \times 0.01905 \times 4.88 = 0.2918 \text{ m}^2$$

Soit ;

$$s = 0.2918 \text{ m}^2$$

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

$$N_t = \frac{A}{s \times n_c} = \frac{267.70}{0.2918 \times 1} = 917$$

Soit ;

$$N_t = 917 \text{ tubes.}$$

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

La section de passage des gaz récupérés côté tube est donnée par :

$$s_t = \frac{N_t}{n_t} \times \pi \times \frac{d_i^2}{4} = \frac{917}{1} \times \pi \times \frac{0.01483^2}{4} = 0.158 m^2$$

Soit ;

$$s_t = 0.158 m^2$$

A présent, calculons la vitesse massique côté tube (G_t) :

$$G_t = \frac{\dot{m}}{s_t} = \frac{17.764}{0.158} = 112.15 \text{ Kg} / m^2 s$$

Soit,

$$G_t = 112.15 \text{ Kg} / m^2 s$$

Ensuite, calculons le nombre de Reynolds côté tube (Re_t)

$$R_e = \frac{d_i \times G_t}{\mu} = \frac{0.01483 \times 112.15 \times 1000}{0.01066} = 1.55 \times 10^5$$

Soit,

$$R_e = 1.55 \times 10^5$$

Avec ($R_e > 10^4$), l'écoulement du gaz est turbulent côté tube

on a donc :

$$j_h = 0.027 (R_e_t)^{0.8} = 0.027 \times (1.55 \times 10^5)^{0.8} = 383.37$$

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

$$h_i = j_h \frac{\lambda}{d_i} \left(\frac{c_p \mu}{\lambda} \right)^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_t} \right)^{0.14} \quad \text{où} \quad \left(\frac{\mu}{\mu_t} \right)^{0.14} \approx 1$$

Le nombre de Prandtl :

$$\text{Pr} = \left(\frac{c_p \mu}{\lambda} \right) = \frac{2.597 \times 0.01066}{0.03141} = 0,88$$

D'où :

$$h_i = 383,37 \times \frac{0.03141}{0.01483} \times (0,88)^{1/3} = 778,10 \text{ W / m}^2 \text{ K}$$

Soit ;

$$h_i = 778.10 \text{ W / m}^2 \text{ K}$$

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

$$h_{i0} = h_i (d_i/d_0)$$

$$h_{i0} = 778.10 \times \frac{0.01483}{0.01905} = 605.72 \text{ W / m}^2 \text{ K}$$

Soit ;

$$h_{i0} = 605.72 \text{ W / m}^2 \text{ K}$$

3 . Calcul du coefficient du film externe (h_0).

La section de passage du MCR du côté calandre (S_{Ct}) est donnée par :

$$s_{Ct} = \frac{D_C}{p} \times (p - d_0) \times B$$

avec : $B = 0.5 \text{ m}$, $p = 0.032 \text{ m}$, $d_0 = 0.01905 \text{ m}$.

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

$$D_C = \sqrt{\frac{4 \times A_C}{\pi}}$$

$$\text{où : } A_C = N_i \times f_a \quad \text{et} \quad f_a = 1.65 d_i^2$$

Les calculs pour (s_{ct}) se font comme suit :

$$f_a = 1.65 \times (0.01483)^2 = 3.6288 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$A_c = 917 \times 3.6288 \times 10^{-4} = 0.332 m^2$$

$$D_c = \sqrt{\frac{4 \times 0.332}{\pi}} = 0.650 m$$

$$s_{ct} = \frac{0.650}{0.032} \times (0.032 - 0.01905) \times 0.50 = 0.13 m^2$$

La vitesse massique côté calandre (G_{ct}) est donnée par :

$$G_{ct} = \frac{\dot{M}}{s_{ct}}$$

Calcul du débit du MCR

$$\dot{Q} = \dot{m}(h_2 - h_1) = \dot{M}(H_1 - H_2)$$

Ce qui donne :

$$\dot{M} = \frac{\dot{Q}}{C_p(T_1 - T_2)} = \frac{3774586.04 \times 4.18}{1.97 \times (116 - (-10))} = 63563.65 \text{ Kg/h}$$

D'où :

$$G_{ct} = \frac{63563.65}{0.13 \times 3600} = 134.78 \text{ Kg/m}^2 \text{ s}$$

Soit ,

$$G_{ct} = 134.78 \text{ Kg/m}^2 \text{ s}$$

Le nombre de Reynolds côté calandre est donné par :

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

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

$$D_e = \frac{4 \times p^2}{\pi \times d_0} - d_0 = \frac{4 \times 0.032^2}{\pi \times 0.01905} - 0.01905 = 0.04942 m$$

Ceci donne un nombre de Reynolds :

$$R_e = \frac{0.04942 \times 134.78 \times 1000}{0.01187} = 5.61 \times 10^5$$

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

$$j_h = 0.36(R_e)^{0.55} = 0.36(5.61 \times 10^5)^{0.55} = 522.75$$

Soit,

$$j_h = 522.75$$

Le coefficient du film externe (h_0) sera donc :

$$h_0 = j_h \frac{\lambda}{D_e} \left(\frac{c_p \mu}{\lambda} \right)^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_t} \right)^{0.14} \quad \text{avec} \quad \left(\frac{\mu}{\mu_t} \right)^{0.14} \approx 1$$

Le nombre de Prandtl :

$$Pr' = \left(\frac{c_p \mu}{\lambda} \right) = \frac{1.97 \times 0.01187}{0.02722} = 0.858$$

On a donc

$$h_0 = 522.75 \times \frac{0.02722}{0.04942} \times (0.858)^{1/3} = 273.60 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Soit ;

$$h_0 = 273.60 \text{ W/m}^2\text{K}$$

4. Calcul du coefficient de transfert global U_s

$$1/U_s = 1/h_0 + R_{S0} + R_{Si0} + 1/h_{i0}$$

$$\text{avec} \quad h_{i0} = 605.72 \text{ W/m}^2\text{K} \quad \text{et} \quad h_0 = 273.60 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Le côté tube et le côté calandre présentent une résistance d'encrassement pratiquement égale, la valeur de cette résistance est, d'après la référence [5] en fonction de la nature des fluides :

$$R_{S0} = R_{Si} = 0.0006 \text{ W/m}^2\text{K}$$

La résistance d'encrassement corrigée par rapport à la surface de référence se calcule comme suit :

$$R_{Si0} = R_S \times \frac{d_0}{d_i} = 0.0006 \times \frac{19.05}{14.83} = 0.00077 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Ce qui donne pour la résistance globale :

$$1/U_s = \frac{1}{605.72} + 0.00077 + 0.0006 + \frac{1}{.273.60} = 0.0066 \text{ m}^2 \cdot K / W$$

D'où le coefficient de transfert global,

$$U_s = 149,79 \text{ W / m}^2 K$$

Ce résultat signifie que le coefficient global U_s doit être en réalité inférieur à la valeur de $300 \text{ W / m}^2 K$ choisie pour ce calcul. Pour nous assurer que la valeur de U_s est bien supérieure à $30 \text{ W / m}^2 K$, nous effectuons dans ce qui suit une seconde itération en suivant les mêmes étapes que ci-dessus.

Deuxième itération avec $U_s = 30 \text{ W / m}^2 K$.

1 calcul du nombre de tubes

Calculons d'abord la surface d'échange :

$$A = \frac{Q}{U_s \times \Delta T_m \times F} = \frac{3774586.04}{30 \times 69.34 \times 08} = 1737,25 \text{ m}^2$$

Soit ;

$$A = 1737.25 \text{ m}^2$$

D'après la première itération, la surface d'un seul tube vaut $s = 0.2918 \text{ m}^2$, le nombre de tubes sera donc dans ce cas :

$$N_t = \frac{A}{s \times n_c} = \frac{1737.25}{0.2918 \times 1} = 5954 \text{ tubes} .$$

Soit ;

$$N_t = 5954 \text{ tubes}.$$

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

La section de passage des gaz récupérés côté tube est donnée par :

$$s_t = \frac{N_t}{n_t} \times \pi \times \frac{d_i^2}{4} = \frac{5954}{1} \times \pi \times \frac{0.01483^2}{4} = 1.03 \text{ m}^2$$

Soit ;

$$s_t = 1.03 \text{ m}^2$$

A présent, calculons la vitesse massique (G_t) :

$$G_t = \frac{\dot{m}}{s_t} = \frac{17.764}{1.03} = 17.24 \text{ Kg} / m^2 s$$

Soit,

$$G_t = 17.24 \quad \text{Kg} / m^2 s$$

Ensuite, calculons le nombre de Reynolds (Re_t)

$$R_{e_t} = \frac{d_i \times G_t}{\mu} = \frac{0.01483 \times 17.24 \times 1000}{0.01066} = 2.39 \times 10^4$$

Soit,

$$R_e = 2.39 \times 10^4$$

Avec ($R_e > 10^4$) l'écoulement du gaz naturel est turbulent coté tube

On a donc :

$$j_h = 0.027 (Re_t)^{0.8} = 0.027 \times (2.39 \times 10^4)^{0.8} = 85.91$$

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

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

où $\left(\frac{\mu}{\mu_t} \right)^{0.14} \approx 1$ et le nombre de Prandtl, $Pr = 0.88$, d'après la première itération

On a par calcul :

$$h_i = 85.91 \times \frac{0.03141}{0.01483} \times (0.88)^{1/3} = 174.36 \text{ W} / m^2 K$$

Soit ;

$$h_i = 174.36 \text{ W} / m^2 K$$

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

$$h_{i0} = h_i (d_i/d_0)$$

$$h_{i0} = 174,36 \times \frac{0.01483}{0.01905} = 135.73 \text{ W} / m^2 K$$

Soit ;

$$h_{i0} = 135.73 \text{ W / m}^2 \text{ K}$$

2. Calcul du coefficient du film externe (h_0).

La section de passage du MCR du côté calandre (S_{ct}) est donnée par :

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

avec : $B = 0.5 \text{ m}$, $p = 0.032 \text{ m}$, $d_0 = 0.01905 \text{ m}$.

Pour calculer cette section il faut d'abord calculer 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 $f_a = 1.65 d_i^2$

Les calcule pour (s_{ct}) se font comme suit :

$$f_a = 3.6288 \times 10^{-4} \text{ m}^2 \text{ d'après la première itération}$$

$$A_C = 5954 \times 3.6288 \times 10^{-4} = 2.16 \text{ m}^2$$

$$D_C = \sqrt{\frac{4 \times 2.16}{\pi}} = 1.65 \text{ m}$$

$$s_{ct} = \frac{1.65}{0.032} \times (0.032 - 0.01905) \times 0.50 = 0.333 \text{ m}^2$$

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

$$G_{ct} = \frac{\dot{M}}{s_{ct}} = \frac{63563.65}{0.333 \times 3600} = 53.02 \text{ Kg / m}^2 \text{ s}$$

Soit ,

$$G_{ct} = 53.02 \text{ Kg / m}^2 \text{ s}$$

Le nombre de Reynolds est donné par :

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

Pour un pas carré, le diamètre $D_e = 0.04942m$ d'après la première itération, le nombre de Reynolds se calcule comme suit

$$R_e = \frac{0.04942 \times 53.02 \times 3600}{0.01187 \times 3.6} = 2.20 \times 10^5$$

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

$$j_h = 0.36(R_e)^{0.55} = 0.36(2.20 \times 10^5)^{0.55} = 312.92$$

Soit,

$$j_h = 312.92$$

Le coefficient du film interne (h_0) sera donc :

$$h_0 = j_h \frac{\lambda}{D_e} \left(\frac{c_p \mu}{\lambda} \right)^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_t} \right)^{0.14} \quad \text{avec} \quad \left(\frac{\mu}{\mu_t} \right)^{0.14} \approx 1 \quad \text{et} \quad Pr' = 0.858 \quad \text{d'après la première itération}$$

On a donc

$$h_0 = 312.92 \times \frac{0.02722}{0.04942} \times (0.858)^{1/3} = 163.77 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Soit ;

$$h_0 = 163.77 \text{ W/m}^2\text{K}$$

3. Calcul du coefficient de transfert global U_s

$$1/U_s = 1/h_0 + R_{S0} + R_{Si0} + 1/h_{i0}$$

$$\text{avec} \quad h_{i0} = 135.73 \text{ W/m}^2\text{K} \quad \text{et} \quad h_0 = 163.77 \text{ W/m}^2\text{K}$$

$$R_{Si0} = 0.00077 \text{ W/m}^2\text{K} \quad \text{et} \quad R_{S0} = 0.0006 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$$

$$1/U_s = \frac{1}{135.73} + 0.0006 + 0.00077 + \frac{1}{163.77} = 0.0148 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$$

$$U_s = 67.36 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Ce résultat signifie que le coefficient global U_s doit être en réalité supérieur à la valeur choisie et qui est de $30 \text{ W/m}^2\text{K}$.

Ainsi les résultats de la première et de la deuxième itérations signifient que U_s est bien dans l'intervalle $[30.300] W/m^2K$.

A présent, la valeur du coefficient de transfert global U_s ainsi que les dimensions principales de notre échangeur peuvent être calculés en suivant la méthode de Kern décrite dans l'organigramme de la figure V.3 ci-dessous. Les pertes de charge côté tube et côté calandre sont estimées à l'aide des formules données au chapitre IV, soit :

$$\Delta P_t = \frac{n_c \times n_t \times G_t^2}{1,271 \times 10^{15} \times d} \times \left[\frac{f_t \times l}{d_i \times \Phi_t} + 2 \right] \quad \text{et} \quad \Delta P_c = \frac{n_c \times f_{ct} \times G_{ct}^2 \times (N_c + 1) \times D_c}{1,271 \times 10^{15} \times d' \times D_e \times \phi_c}$$

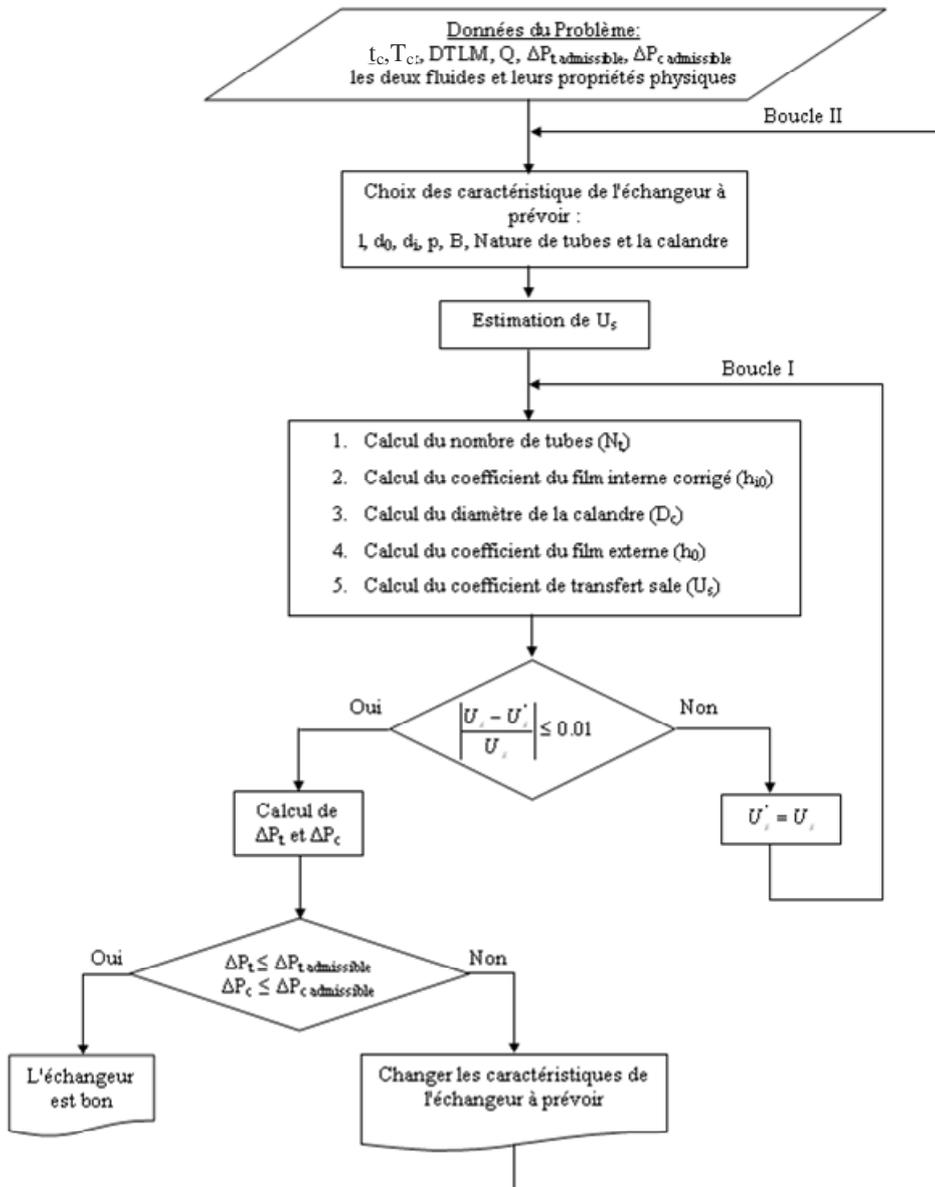


Figure V.3 : Organigramme de calcul de l'échangeur

Les principaux résultats obtenus sont :

- Coefficient de transfert sale : $U_S = 110 \text{ W / m}^2 \text{ K}$
- Nombre de tubes : $N_t = 2120$
- Nombre de chicanes : $N_c = 9$
- Diamètre de la calandre : $D_C = 0.989 \text{ m}$
- Nombre de Reynolds côté tube : $Re_t = 6.63 \cdot 10^4$
- Nombre de Reynolds côté calandre : $Re_{ct} = 3.71 \cdot 10^5$
- Vitesse massique côté tube : $G_t = 48.43 \text{ Kg / m}^2 \text{ s}$
- Vitesse massique côté calandre : $G_{Ct} = 89.21 \text{ Kg / m}^2 \text{ s}$
- Surface d'échange : $A_i = 618.59 \text{ m}^2$
- Perte de charge côté tube : 0.0037 Kg/cm^2
- Perte de charge côté calandre : 0.0435 Kg/cm^2

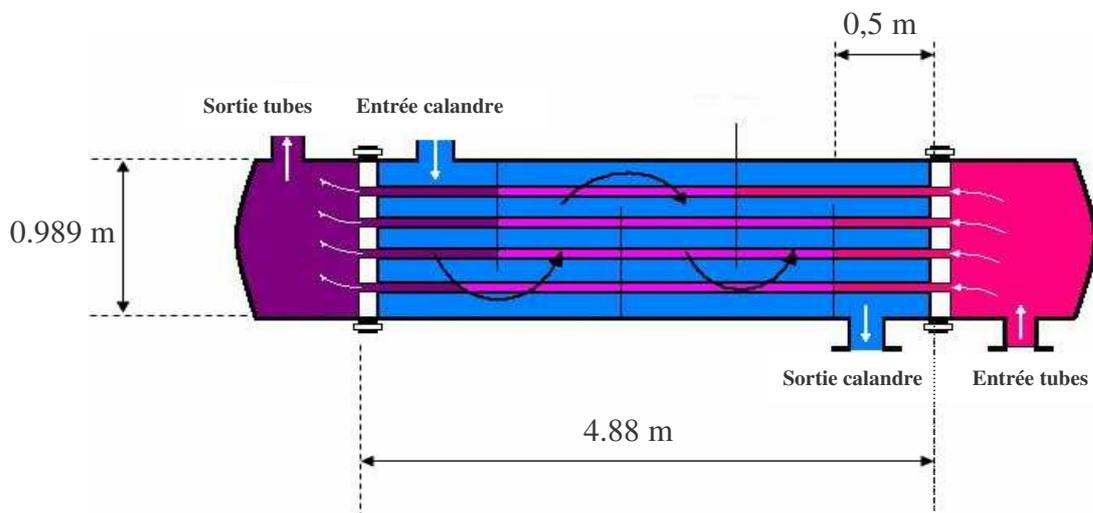


Figure V.4 : Schéma simplifié de l'échangeur

Type de l'échangeur	Tube et calandre
Type de circulation	Courants croisés
Nombre de tubes	2120
Longueur des tubes	4.88 m
Diamètre intérieur des tubes	0.01483 m
Diamètre extérieur des tubes	0.01905 m
Pas entre les tubes	0.032 m (pas carré)
Nombre de passe côté tube	Une seule
Diamètre de la calandre	0.989 m
Nombre de passe côté calandre	Une seule
Espace entre les chicanes	0.5 m

Tableau V.3 : Tableau récapitulatif des caractéristiques de l'échangeur

V.7 conclusion

Les caractéristiques de notre échangeur permettent de vérifier que le rapport de l'espacement des chicanes sur le diamètre intérieur de la calandre a une valeur de 0.5, qui se situe presque au milieu du domaine de sélection, ce qui constitue un indice de la bonne conduite de la procédure de dimensionnement adoptée.

Le débit de réfrigérant nécessaire pour réchauffer le gaz à récupérer est égal à 63563.65 kg/h, cette valeur constitue seulement 3.5 % du débit MCR refoulé par le compresseur C201 qui alimente la boucle de réfrigération, ce qui indique que l'alimentation d'un tel échangeur à partir du MCR ne va nullement perturber la boucle de réfrigération durant les démarrages.

La récupération des frigories contenues dans les gaz de démarrage aura pour conséquence une accumulation plus rapide des liquides dans le ballon de réfrigérant D 202. L'utilisation du MCR pour réchauffer le gaz naturel à récupérer va donc se traduire par une amélioration du refroidissement de la boucle.

CONCLUSION

Conclusion Générale

Ce travail, dédié au dimensionnement d'un échangeur destiné à réchauffer les gaz torchés en vue de les utiliser comme combustible dans les installations du complexe de liquéfaction du gaz naturel, GL1-K, de Skikda, m'a été proposé par Monsieur K. Bouzid, ingénieur au niveau du service technique de ce complexe, suite à un stage de fin d'études que j'y ai effectué au cours de la période avril – mai 2006.

Dans une première étape, nous avons estimé le potentiel à récupérer, représenté par les quantités de gaz torchés aux démarrages, et cela a donné une moyenne, calculée sur l'année, dépassant 10 % de l'autoconsommation du pôle 2. L'analyse a montré qu'au moment des démarrages, ces quantités de gaz, si elles venaient à être récupérées, suffiraient non seulement à l'autoconsommation des unités du pôle 2, mais fourniraient également la totalité des besoins du pôle 1, à condition de réaliser l'interconnexion des pôles 1 et 2.

Dans une seconde étape, nous avons dimensionné un échangeur de type tubes et calandre, où la température des gaz récupérés sera portée jusqu'à 30 °C au moyen du fluide qui sert de réfrigérant pour le procédé et qu'on prend à l'entrée de l'échangeur à 116 °C.

Nous avons appliqué pour le dimensionnement la méthode de Kern, dont l'algorithme est très ancien, mais qui reste toujours très utilisée dans le monde de l'industrie, car malgré sa simplicité, elle continue à donner des résultats acceptables. Le recours à l'application de règles empiriques, fixant les domaines de sélection des paramètres géométriques de l'échangeur, domaines qui nous rapprochent de l'optimum économique, nous a permis de réduire considérablement le nombre d'itérations durant l'exécution des calculs. Les dimensions obtenues sont conformes aux standards des fabricants, ce qui est de nature à faciliter la mise en œuvre de l'échangeur, et par conséquent à réduire son coût. Ce coût reste toujours élevé à cause de la qualité des matériaux à utiliser dans ce cas, le domaine des températures à couvrir étant très important (de – 65 °C jusqu'à 116 °C).

Cette étude gagnerait à être approfondie en envisageant l'utilisation d'autres types d'échangeurs, comme par exemple l'échangeur à plaques, en ne décidant pour l'un ou l'autre échangeur que sur la base d'une étude comparative intégrant les aspects faisabilité et économie.

BIBLIOGRAPHIE**[1] Note technique**

« calcul de l'autoconsommation du complexe GL1-K »

[2] Rapport d'audit , SOFERGAZ

« Torche, Blow down et brûlot »

[3] P .Wuithier,

« Raffinage et génie chimique », Edition technique 1965

[4] TECHNIQUE DE L'INGENIEUR

« Echangeurs de chaleur, Description des échangeurs », B 2341

[5] TECHNIQUE DE L'INGENIEUR

« Echangeurs de chaleur, Dimensionnement thermique », B2342

[6] Documentation interne du complexe GL1-K**[7] DONALD Q.KERN**

“ Process heat transfer” Mc Graw HILL Company 1950.

[8] SONATRACH

« Documentation interne du complexe GL1-K »

[9] « HAYSYS PRCESS V.2.2 (Build 3797) »

Logiciel de calcul des propriétés des hydrocarbures

[10] RAJIV Mukherjee (Engineers India Ltd)

« Effectively Design Shell-and-Tubes Heat Exchangers »

Chemical Engineering Progress, February 1998

**[11] James R. Couper, W. Roy Penney, James R. Fair Stanley M. Walas ,
“Chemical Process Equipment *Selection and Design*” *Seconde Edition* 2005
Gulf Professional Publishing is an imprint of Elsevier**

ANNEXES

Annexe 1 : Coefficient de frottement en fonction du nombre de Reynolds pour l'écoulement à l'extérieur des tubes

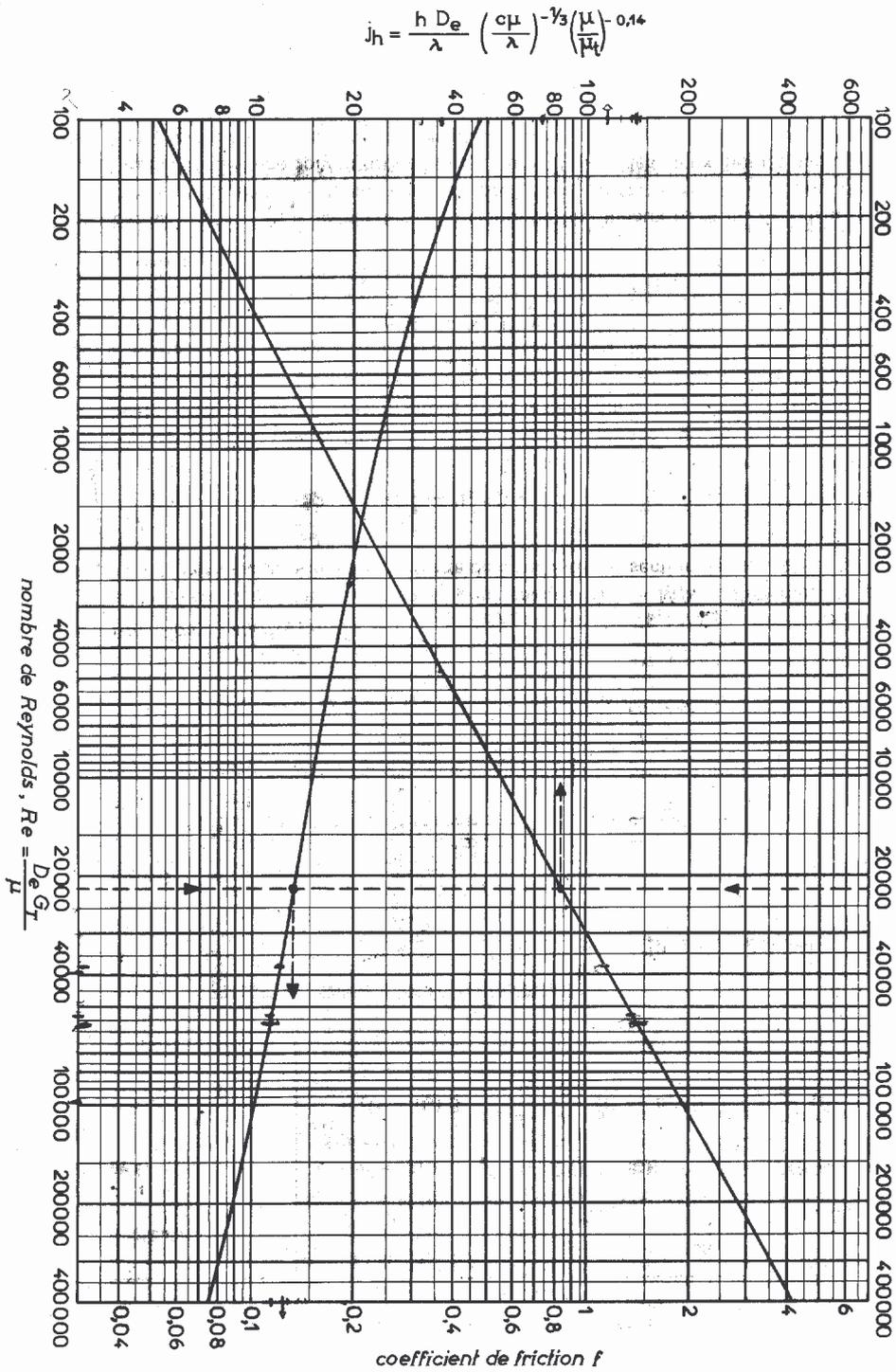


Fig. V.1.26. — Coefficient de transfert et coefficient de friction en fonction du nombre de Reynolds modifié, à l'extérieur des tubes.

Annexe 2 : Evolution du débit et de la température à la sortie tête démethaniseur des unités 5P et 6P

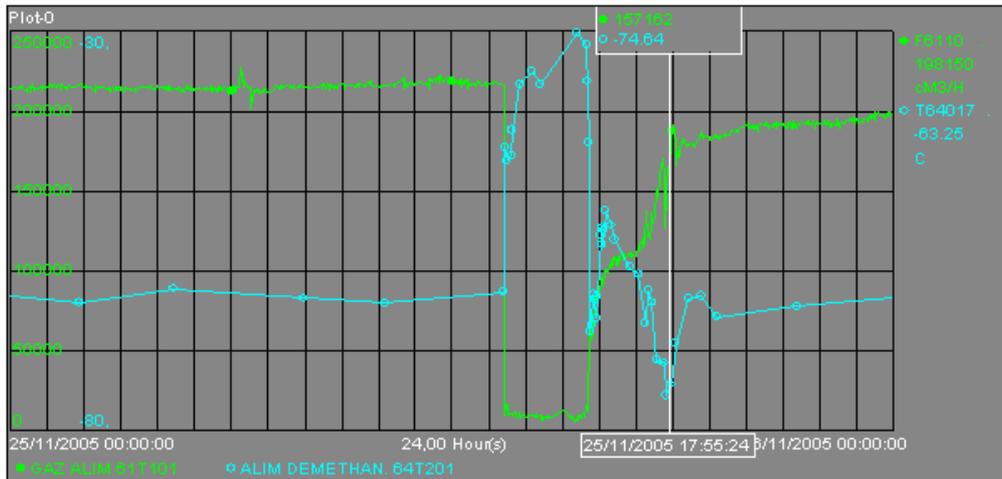


Fig B : Evolution du débit et de la température à la sortie tête démethaniseur de l'unité 6P

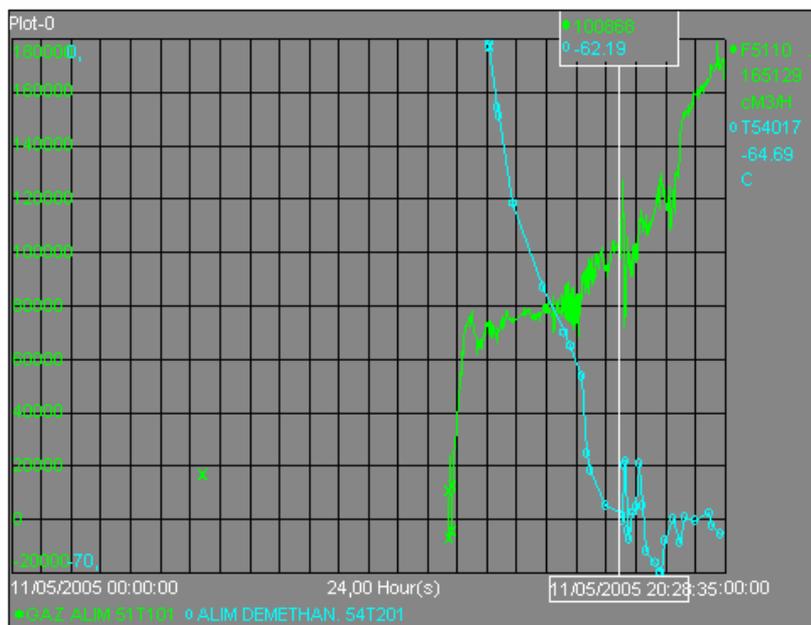


Fig C : Evolution du débit et de la température à la sortie tête démethaniseur de l'unité 5P

Annexe 3 : Facteur de correction de la DTML (F) à prendre en compte dans le cas d'un échangeur tube Calandre à courants croisés, brassé côté calandre

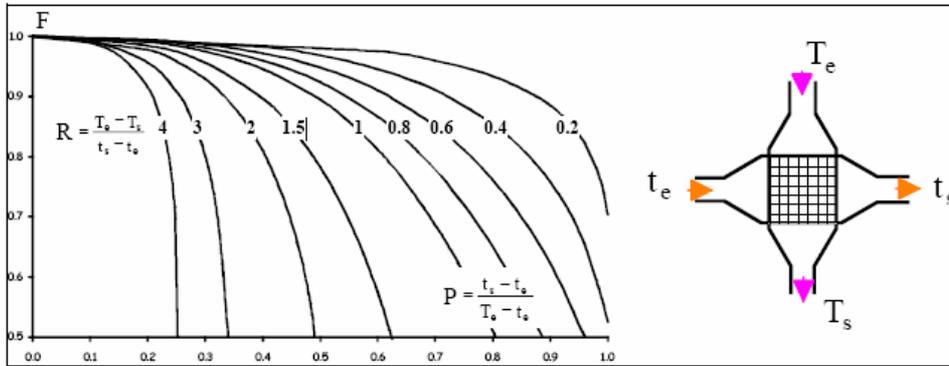


Fig D : Facteur de correction de la DTML [11]

ملخص

في إطار استرجاع الغازات المشعلة إثناء انطلاق وحدات القطب 2 لمركب تميميع الغاز الطبيعي بسكيكدة ، بحيث ترتفع كمية هذه الغازات إلى ما يقرب 26 مليون متر مكعب سنويا، ثم تعيين أبعاد مبادل حراري باستعمال منهجية كرن . هذا المبادل الحراري سوف يستعمل لرفع درجة حرارة الغازات المسترجعة قبل توجيهها نحو شبكة الوقود . تبين الدراسات أن الغازات المسترجعة بإمكانها تغطية احتياجات القطبين 1 و ٢ ، ولكي يتحقق ذلك تم اقتراح مخطط يربط بينهما .

كلمات مفتاحية : غاز طبيعي، الغازات المشعلة، المبادلات الحرارية، تميميع .

Résumé :

Dans le cadre de la récupération des gaz torchés au démarrage au niveau du pôle 2 du complexe de liquéfaction du gaz naturel de Skikda, dont le potentiel estimé s'élève à près de 26 millions de Cm³/an, un échangeur de chaleur de type tubes-calandre a été dimensionné suivant la méthode de Kern. Cet échangeur est destiné à réchauffer les gaz récupérés avant de les envoyer vers le réseau combustible. L'étude a montré que les gaz de démarrage du pôle 2 pouvait satisfaire la totalité de la demande en combustible, non seulement au niveau du pôle 2 lui-même, mais également au niveau du pôle 1. A cet effet, un schéma d'interconnexion entre les deux pôles a été proposé.

Mots clés ; Gaz naturel, Gaz torchés, Echangeurs de chaleur, Liquéfaction.

Summary:

Within the framework of the recovery of the gases torched at the starting of the pole 2 units in the complex of liquefaction of natural gas of Skikda, of which the estimated potential rises with nearly 26 million Cm³/year, a shell-tube heat exchanger was designed according to the Kern method. This exchanger is intended to heat the gases recovered before sending them towards the fuel network. The study showed that the gases of starting at pole 2 could satisfy the entire demand for fuel, not only on the level of pole 2 itself, but also on the level of pole 1. For this purpose, a diagram of interconnection between the two poles was proposed.

Key Words: Natural gas, Torch gas, Heat Exchangers, Liquefaction.