

République Algérienne Démocratique et Populaire
Ministère de l'Enseignement Supérieur et de La Recherche Scientifique

Ecole Nationale Polytechnique



Département génie mécanique

Projet de fin d'études

Thème



Présenté par :

Kabache Zine Ahmed

Dirigé par:

M^r : H. Bennour

Enp

M^r :K. Bouzid

GL1K

Année Universitaire 2005/2006

منخص

ضماغظ ومبادل حراري تم تجديد ابعادهما لحفض الغازات المتبخرة المنبعثة من أجهزة التخزين للعاز الطبيعي الممتع على مستوى المركب وذلك قصد بعثهم في شبكة المحروقات للمركب عوض حرقهم بدون فائدة على مستوى ناهت اللهب زيادة على أن هذه العملية تمكن من اتفاع المعتبر على مستوى الإستهلاك الذاتي للمركب، فهي كذلك تساهم في المجهودات التي تحاول تقيص أو تخفيض انبعاث غازات الإحتباس الحراري في الفضاء الجوي

كلمات مفتاحية

ضماغظ، مبادل حراري، استرجاع، غر طبيعي ممتع

Résumé

Un compresseur et un échangeur de chaleur ont été dimensionnés pour conditionner les boil-off issus des bacs de stockage de GNL au niveau du complexe GL1k afin de les envoyer dans le réseau combustible du complexe au lieu de les brûler inutilement au niveau des torches. Outre le fait qu'une telle opération présentera un gain appréciable au niveau de l'autoconsommation du complexe, elle est de nature à contribuer aux efforts visant à réduire les émissions dans l'atmosphère des gaz à effet de serre.

Mots clés :

GNL, compresseur, échangeurs de chaleur, récupération, gaz torchés.

Summary

A compressor and a heat exchanger ensemble are sized to accomodate the boil-off gas from LNG storage tanks at the GL1k natural gas liquefaction plant in order to sen dit to the boilers instead of wasting it to the flares. Such a solution reduces not only the autoconsumption rate of the plant but also the amount of greenhouse gases discharged into the atmosphère.

Key words :

LNG, Compressor, Heat exchangers, Recuperation, Boil-off, Flared gases

REMERCIEMENTS

Avant de commencer la présentation de mon mémoire de fin d'études, je voudrais remercier énormément mon encadreur M^r : H. Bennour

Je remercie M^r : K.Bouzid, et tout le personnel du service technique ainsi service production.

Aussi je tiens à remercier tous les enseignants du département de génie mécanique qui ont contribué à ma formation.

Mes remerciements vont également à la famille AISSAOUI qui m'a 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.

Dedicace

Je dédie ce mémoire à :

Ma mère et mon père

Mes frères et mes sœurs

Tous mes amis, sans exception.

TABLE DES MATIERES

INTRODUCTION

CHAPITRE I: Présentation du complexe et description du procédé de liquéfaction

1.1 Historique	3
1.2. Situation et objectif du complexe GL1K.....	3
1.3 Principales installations des unités du GL1K.....	4
1.4. Description du procédé de liquéfaction	5
1.4.1. Traitement de gaz	5
1.4.2. Liquéfaction du gaz.....	5
1.4.2.1. Procédés TEAL.....	5
1.4.2.2 Procédé PRICO	5
1.4.3. Fractionnement	6
1.4.4. Compression	6
1.4.5. Chaudière	6
1.4.6. Echangeurs cryogéniques	7
1.4.6.1. Echangeurs à plaques et ailettes en aluminium brasé.....	7
1.4.6.2 Echangeurs bobinés	7
1.4.7. Définitions des termes employés	7
1.4.7. 1.Le MCR (multiple Compound Réfrigérant).....	7
1.4.7. 2.Le GN (gaz Naturel)	7
1.4.7.3. Le GNT (Gaz Naturel Traité)	8
1.4.7. 4.Le GNL (Gaz Naturel Liquéfié).....	8

CHAPITRE II : Estimation du débit du boil-off

II.1. Problématique.....	10
II.2. Stockage et expédition.....	11
II.3. Description du procédé de stockage et d'expédition	12
II.4. Estimation de la quantité de boil-off et de ses caractéristiques.....	13

CHAPITRE III : Analyse du fonctionnement des compresseurs

III.1. Introduction.....	16
III.2. Différents types de compresseurs.....	16
III.4. Analyse des méthodes de régulation du débit dans les différents types de compresseurs.....	19
III.4.1. Compresseur Alternatif.....	19
III.4.2. Compresseur à Vis.....	20
III.4.3. Compresseur Centrifuge.....	22

CHAPITRE IV : Dimensionnement du compresseur

IV.1. Pression de refoulement.....	28
IV.2. Débit.....	28
IV.3. Présélection d'un type de compresseur	30
IV.4. Principe de fonctionnement du compresseur à vis.....	34
IV.5. Eléments de théorie des compresseurs à vis.....	34
IV.6. Dimensionnement du compresseur à vis.....	38
IV.6.1 La température de refoulement.....	38
IV.6.2. Vitesse périphérique.....	39
IV.6.3. Calcul des dimensions principales du compresseur.....	39
IV.7. Puissance requise sur l'arbre du compresseur.....	41

CHAPITRE V : Dimensionnement de l'échangeur

V.1. Introduction.....	44
V.2. Relation fondamentale régissant le transfert de chaleur dans un échangeur.....	44
V.3. Différents types d'échangeurs.....	44
V.3.1. Échangeurs tubulaires.....	44
V.3.1.1. Différentes catégories existantes.....	44
V.3.1.2. L'utilisation des ailettes dans les échangeurs tubulaires.....	46
V.3.2. Échangeurs à plaques.....	47
V.3.2.1. Échangeurs de chaleur en aluminium soudés (Echangeurs brasés).....	48
V.4. Dimensionnement de l'échangeur.....	52

CONCLUSION

TABLE DES FIGURES

Figure 1 : Evolution de la récupération des gaz associés torchés (1970-2003).....	1
Figure I.1 : complexe GL1k : schéma d'occupation du sol.....	3
Figure I.2 : schéma de liquéfaction procédé TEAL.....	8
Figure I.3 : schéma de liquéfaction procédé PRECO.....	9
Figure III.1 : Mode d'action des compresseurs sur le fluide.....	16
Figure III.2 : classification des compresseurs.....	17
Figure III.3 : Courbes caractéristiques générales des différents types de compresseurs.....	17
Figure III.4 : Modes d'installation d'un compresseur et courbes caractéristiques.....	18
Figure III.5 : Variation de la puissance à l'arbre des compresseurs alternatifs selon le mode de régulation	20
Figure III.6 : Variation de la puissance à l'arbre des compresseurs a vis selon le mode de régulation.....	21
Figure III.7 : Compresseur à vis avec régulation à l'aide d'une vanne coulissante.....	22
Figure III.8 : Plage de fonctionnement d'un compresseur centrifuge	23
Figure III.9 : Régulation d'un compresseur centrifuge par variation de la vitesse.....	24
Figure III.10 : Régulation d'un compresseur centrifuge à l'aide d'aubes réglable à l'aspiration.....	26
Figure III.11 : Variation de la puissance à l'arbre des compresseurs centrifuges selon leur mode de régulation.....	27
Figure IV.1 : Diagramme des domaines conventionnels d'utilisation des différents types de compresseurs.....	31
Figure IV. 2 : Schéma général de l'installation.....	33
Figure IV. 3 : Cycle de compression d'un compresseur à vis.....	34
Figure. IV. 4 : Vitesse périphérique optimale en fonction du rapport de pression.....	35
Figure IV. 5 : Rendement volumétrique d'un compresseur SRM en fonction du rapport de pression.....	36
Figure IV. 6 : Rapport de rendement isentropique en fonction du rapport de vitesse périphérique.....	36
Figure IV.7 : Rendement isentropique d'un compresseur SRM en fonction du rapport de pression.....	37
Figure V. 1 : Différentes catégories d'échangeurs tubulaires.....	45

Figure V. 2 : Types d'ailettes portées par les tubes d'échangeurs.....	46
Figure V. 3 : Echangeur à tubes et calandre.....	47
Figure V. 4 : Divers types d'échangeurs à plaques.....	47
Figure V.5 : Echangeur à plaque en aluminium traversé par trois écoulements disposés en contre-courant.....	49
Figure V.6 : vitesses de masse typiques en fonction de pression de fonctionnement.....	54
Figure V.7 : types de plaques	55

TABLE DES TABLEAUX

Tableau II.1: Composition du boil-off dans les condition de 1.068 bar .-160°C.....	14
Tableau IV.1 : Boil-offs mensuels de l'année 2005.....	29
Tableau IV. 2 : Valeurs standards des paramètres géométriques des compresseurs à vis de type SRM.....	35
Tableau IV.3 : Recherche d'un standard adapté pour l'application.....	40
Tableau IV.4 : tableau récapitulatif des caractéristiques du compresseur.....	42
Tableau V.1 : propriétés des fluides à l'entrée et à la sortie de l'échangeur.....	52

NOMENCLATURE

M	: la masse moléculaire de boil off.....	[kg/kmole]
ρ_1	: masse volumique du boil-off	[kg/m ³]
ρ_{GNL}	: masse volumique du gaz naturel liquéfié	[kg/m ³]
ρ_{GN}	: masse volumique du gaz naturel	[kg/m ³]

Compresseur

a	: vitesse du son	[m/s]
C	: constante caractéristique du profil.....	[/]
C_p	: Chaleur spécifique.....	[kJ/kg.k]
d	: diamètre du rotor.....	[m]
L	: longueur du rotor	[m]
M	: la masse moléculaire de boil off.....	[kg/kmole]
Mach	: nombre de Mach optimum.....	[/]
N	: vitesse de rotation.....	[trs/min]
P_1	: Pression Aspiration	[Bar]
P_2	: Pression Refoulement	[Bar]
P_2/P_1	: rapport de pression	[/]
T_1	: Température Aspiration.....	[K]
T_2	: Température Refoulement.....	[K]
U	: vitesse péréphérique	[m/s]
Q_d	: volume déplace	
Q_r	: volume inter-lobes	
Q_r	: débit volumique	
R	: constante universelle des gaz parfaits	
\dot{W}	: Puissance absorbée par le fluide.....	[W]
\dot{W}_{mec}	: Puissance perdue à cause des frottements mécaniques de la transmission.....	[W]
\dot{W}_a	: Puissance sur l'arbre.....	[W]
X	: coefficient sans dimension	[/]
Z	: facteur de compressibilité.....	[/]
γ	: Coefficient polytropique du gaz	[/]
η_p	: rendement polytropique.....	[/]
η_v	: rendement volumétrique	[/]

η_s : rendement isentropique[/]

Échangeur

A : surface de référence pour les échanges de chaleur.....[m²]

C_p : chaleur spécifique côté tube[kg/kmole]

C_p' : chaleur spécifique côté calandre.....[kg/kmole]

L : longueur de l'échangeur[m]

M : débit massique du boil-off[kg/h]

M' : débit massique du MCR[kg/h]

N : nombre d'échangeur..... [/]

U : coefficient d'échange global.....[W/m².K]

Q : la chaleur à transférer[W]

DTLM : différence de température moyenne logarithmique[/]

T1 : température d'entrée sur côté chaud.....[K]

T2 : température de sortie sur côté chaud.....[K]

t₁ : température d'entrée sur côté froid.....[K]

t₂ : température de sortie sur côté froid.....[K]

W : largeur de l'échangeur[m]

ρ : masse volumique[kg/m³]

ρ_m : masse volumique moyenne[kg/m³]

Abréviation ;

GNT : gaz naturel traité

GNL : gaz naturel liquéfié

GPL : gaz de pétrole liquéfié

TEAL : Technipe –Air- Liquide

PRICO : Poly –Refrigerant –Integrant –Cycle –Operatoin

MCR : Multi –Component –Refrigerant

Introduction

INTRODUCTION

Le complexe de liquéfaction du gaz naturel GL1K, d'une capacité de traitement de 7,8 milliards de mètres cubes de gaz naturel par an, comme tout complexe d'industrie pétrochimique, utilise plusieurs procédés physico-chimiques durant la production, ces procédés émettent d'énormes quantités de gaz qui sont généralement brûlés au niveau des torches. Parmi ces gaz, on peut citer :

- Gaz de **Boil- off**.
- Gaz de démarrage des unités.
- Gaz de séchage et de dégivrage.
- Gaz des pilotes des torches.
- Autres types.....[2]

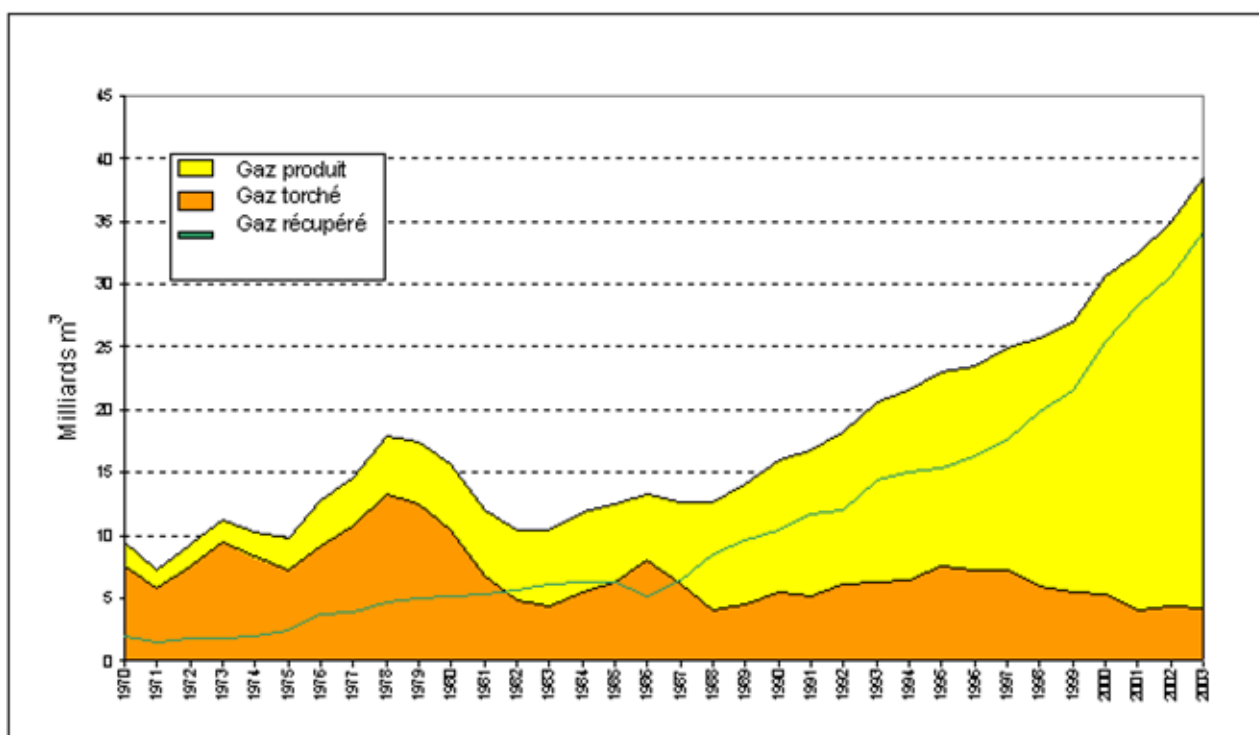


Figure I.1 : Evolution de la récupération des gaz associés torchés (1970-2003) [1]

Depuis les années soixante-dix, Sonatrach s'est fixé un objectif de réduire les gaz associés torchés selon différents schémas et, aujourd'hui, des résultats significatifs ont été réalisés dans ce domaine. Tandis que les volumes de gaz associés produits ont pratiquement été quadruplés, le taux de torchage est passé de 80% en 1970 à 11% en 2003 (voir figure ci-dessus). Aujourd'hui le taux de torchage est d'environ 7% et l'objectif sera d'éliminer

totalemment le torchage des vers l'horizon 2012 [1].

Ce programme de récupération touche tous les secteurs du groupes Sonatrach, aussi bien ceux de la production que ceux de la transformation, et il vise essentiellement deux objectifs :

- 1- Un objectif économique : défini par les pertes en gaz, qui se traduisent par un déficit.
- 2- Un objectif écologique : défini par les conséquences néfastes sur l'environnement que représente l'émission de ces gaz dans l'atmosphère.

La récupération de ces gaz torchés à travers un même circuit est techniquement impossible, suite à leur composition et quantités différentes.

Au niveau du complexe GL1K, la récupération des **Boil-off** constitue une priorité, étant donné qu'ils représentent la plus grande proportion des gaz torchés. Les gaz récupérés seront injectés dans le réseau combustible du complexe afin d'en réduire l'autoconsommation. Le schéma de récupération doit tenir compte de la nécessaire de porter les gaz à la pression et à la température du réseau combustible. Dans cette étude, il est justement question de quantifier les débits des Boil-off, puis de dimensionner un compresseur et un échangeur pour répondre à cet objectif.

CHAPITRE I

**Présentation du complexe G1k et procédé
de liquéfaction du GN**

Chapitre I: Présentation du complexe et description du procédé de liquéfaction du GN

I.1 Historique

Le complexe GL1K 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 à partir de novembre 1972.

L'unité (40) a été construite à 85% par (PRICHARD RHODES) et reprise par (PULMAN KELLOG) en mars 1979. Les unités 5P et 6P ont été construites également par (PRICHARD RHODES) à 57 % et reprises par (PULMAN KELLOG) en avril 1979. L'unité G.P.L a été construite par la société japonaise I.H.I en 1973.[2]

I.2. Situation et objectif du complexe GL1K

Le complexe de liquéfaction du gaz naturel GL1K de SKIKDA est situé à l'est de la ville s'étalant sur une superficie de 90 hectares, l'usine est alimentée en gaz naturel (GN) à partir du gisement de HASSI R'MEL par un gazoduc d'une longueur de 580 Km et d'un diamètre de 40 pouces. Il a une capacité annuelle de production de 13.2 millions de m³ de GNL. et une capacité de stockage de 308000 m³ .

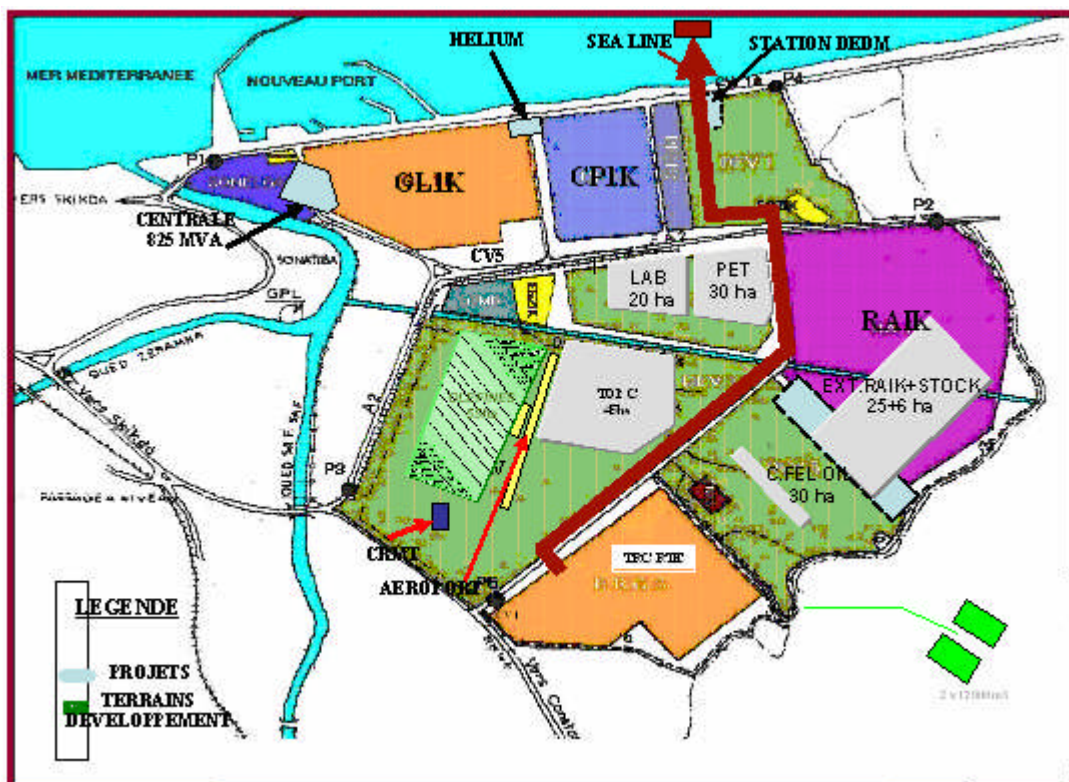


Fig. 1.1 Complexe GL1k : schéma d'occupation du sol

I.3 Principales installations des unités du GL1K

Les principales installations des unités qui constituent le complexe sont :

- 6 unités de liquéfaction rassemblées en deux pôles distincts ;

Pôle 1 : unités 10, 20, 30 et 40

Pôle 2 : unités 5 et 6. Cette zone constitue l'extension du complexe. Le processus de liquéfaction comporte quatre étapes principales :

- Traitement du gaz naturel.
- Liquéfaction.
- Fractionnement.
- Compression.

Les unités sont munies de chaudières pour l'entraînement des turbocompresseurs de cycle et l'alimentation des auxiliaires en vapeur.

- 1 centrale d'utilités.

-1 zone de stockage et d'expédition des produits finis.

- 2 postes de chargement de GNL : destinés au chargement de méthaniers d'une capacité de 25 000 à 90 000 m³ de GNL.

- 1 unité de traitement de GPL : cette unité traite le produit BUPRO provenant des unités 10, 20, 30 et 40 afin de le séparer en butane et propane commerciaux.

Pour les unités 5Pet 6P, ces produits sont séparés au niveau de l'unité même.

- Capacité de stockage :

- 5 bacs aériens de stockage GNL : 308 000 m³
- 2 bacs de propane : 25 000 tonnes. 1 bac de butane
- 2 bacs de gazoline : 3 300 tonnes.

- Laboratoire d'analyse : il joue le rôle prédominant dans la bonne marche de la production par un contrôle quotidien et permanent de la qualité des produits de chaque unité, et délivre le certificat qualité pour le chargement GNL (méthanier), ainsi que le butane (chargement par camions).

I.4. Description du procédé de liquéfaction :

I.4.1. Traitement de gaz :

Le complexe GL1/K reçoit le gaz provenant du gisement de Hassi R'mel au niveau de chaque unité, le gaz naturel subit un traitement qui consiste à éliminer certains composants, citons l'eau (H₂O) et le gaz carbonique (CO₂), afin de le rendre non corrosif et d'éviter les problèmes de bouchage durant le processus de liquéfaction.

- Le gaz carbonique est extrait du gaz naturel par absorption de celui-ci au moyen d'une solution aqueuse de MEA (Monoéthanolamine) à 15%.- L'eau est éliminée par adsorption sur tamis moléculaire au niveau des sécheurs remplis de billes d'Alumine.

I.4.2. Liquéfaction du gaz :

Cette section assure la liquéfaction du gaz traité, et pour ce faire, deux procédés sont utilisés au niveau du complexe.

I.4.2.1. Procédés TEAL : (unités 10, 20,30) : ,(voir figure I.2)

L'apport de frigories au gaz à liquéfier est basé sur le principe suivant : la liquéfaction à cascade incorporée met en œuvre le principe élémentaire du réfrigérateur, basé sur la compression d'un fluide frigorigène appelé MCR (Multiple Compound Réfrigérant) qui est un mélange d'hydrocarbures et d'azote issu du gaz naturel lui-même. La liquéfaction du gaz naturel traité consiste donc en un refroidissement progressif de ce gaz qui est admis dans la section cryogénique à 37,5 bar et 35°C pour en ressortir à 1,2 bar et -165°C.

I.4.2.2 Procédé PRICO (unités 5, 6, 40) : ,(voir figure I. 3)

Les unités 5, 6, 40 utilisent le procédé PRICO pour produire du GNL, dans ce procédé le gaz naturel traité est refroidi puis liquéfié dans 40 noyaux regroupés dans huit boîtes froides (pour les unités 5 et 6) et dans 4 boîtes froides (pour l'unité 40). Dans ces dernières le GN cède ses calories au réfrigérant MCR circulant en contre-courant et se refroidit graduellement jusqu'à -144°C à sa sortie des boîtes froides, il subit deux détentes successives pour atteindre sa température de stockage de -163°C environ. La mise en route des unités à procédé PRICO, requiert un abaissement progressif en température, pour éviter de faire subir un choc thermique aux noyaux.

I.4.3. Fractionnement : Le fractionnement des hydrocarbures lourds s'effectue par distillation dans le but de produire à partir du résidu, le C₂ et + : l'éthane, le propane, le butane, et la gazoline (naphta).

I.4.4. Compression :

Pour les unités 10, 20, 30 (procédé TEAL) le fluide générateur de frigories, circule en circuit fermé, en fin de cycle il est comprimé par un compresseur de type axial de 78 MW à deux corps (BP, HP), entraîné par une turbine à vapeur. La vapeur motrice est fournie par une chaudière de 320 T/h, chaque unité possède sa propre chaudière. Par contre les unités 5, 6 et 40 (procédé PRICO), utilisent un compresseur axial à un seul corps entraîné par une turbine qui permet d'accroître la pression du MCR de 3,05 bar jusqu'à 22 bars abs à une température de 113 °C environ.

I.4.5. Chaudière :

Une chaudière est conçue pour la transformation de l'eau en vapeur, pour la délivrer à une température et pression donnée, en utilisant une source de chaleur définie. Elle comprend essentiellement les éléments suivants:

- **ballon supérieur**
- **ballon inférieur**
- **économiseur**
- **surchauffeur**
- **tubes écrans**
- **brûleur à gaz**
- **pompe alimentaire**
- **turbo-ventilateur**

La chaudière est alimentée par l'eau refoulée par les pompes alimentaires, cette eau circule à travers l'économiseur où elle est préchauffée, puis elle est envoyée au ballon supérieur dont le rôle consiste, d'une part, à alimenter en eau les tubes écrans, d'autre part à séparer le mélange eau -vapeur après vaporisation.

La vapeur produite dans les tubes de la chaudière est débarrassée de l'eau par des cyclones installés dans le ballon supérieur. La vapeur passe dans des épurateurs, pour être débarrassée de gouttelettes d'eau éventuellement entraînées, puis passe dans les surchauffeurs basse température et les surchauffeurs haute température, entre les deux elle subit une

désurchauffe pour sortir à la pression de 656 bars et une température de 490°C. La chaudière est munie de brûleurs repartis en plans, l'air de combustion est fourni par un turbo-ventilateur, et aide à évacuer les fumées à travers la cheminée.

I.4.6. Echangeurs cryogéniques :

Il existe au niveau du complexe deux types d'échangeurs :

I.4.6.1. Echangeurs à plaques et ailettes en aluminium brasé :

Ils sont brasés au four en blocs de 6 m de hauteur et de 4 m x 1,4m de section maximale, leur masse est environ de 12 tonnes. Ces échangeurs sont très compacts, leur surface spécifique atteint 1500 m²/m³ ; l'écartement très faible des ailettes conduit à un diamètre hydraulique très petit (2 mm environ). En conséquence, leurs performances pourront être très élevées, à condition toutefois que les problèmes liés à la distribution des fluides, notamment quand ils sont diphasiques à l'entrée, aient été correctement traités. Ces échangeurs existent au niveau du complexe GL1K dans les unités 5, 6 et 40 sous forme de batteries d'échangeurs.

I.4.6.2 Echangeurs bobinés :

Pour les cycles à cascade incorporée, la taille des échangeurs cryogénique est considérable et les tubes sont en aluminium pour des raisons de poids et aussi de coût.

Les tubes sont bobinés en hélice sur un noyau central, en de nombreuses couches superposées. Deux technologies ont été mises au point pour la concentration de ces gros échangeurs, l'une par APCI Etats-Unis et l'autre par Technip- Air Liquide en France.

Les échangeurs de ce type sont installés au niveau du complexe GL1K de SKIKDA pour les unités 10 ; 20, 30.

Ils ont leur bobinage réalisé en position verticale du faisceau fixe. Cette disposition verticale simplifie par ailleurs l'enfilage de la virole.

I.4.7. Définitions des termes employés :

a. Le MCR (multiple Compound Réfrigérant) :

Le MCR est le fluide frigorigène utilisé pour liquéfier le gaz naturel. Ce fluide circule dans une boucle fermée animée par un turbocompresseur. Le MCR se compose d'une phase liquide et d'une phase vapeur (HPRL et HPRV) avec une composition chimique bien définie.

b. Le GN (gaz Naturel) :

Le gaz naturel (GN), est un mélange d'hydrocarbures, composé principalement du méthane et d'hydrocarbures plus lourds ; on y trouve aussi souvent du gaz carbonique, de l'hydrogène sulfuré, de l'hélium, de l'azote et de la vapeur d'eau.

c. Le GNT (Gaz Naturel Traité) :

C'est du gaz naturel décarbonaté, déshydraté et démercurisé, prêt à passer vers la section cryogénique pour la liquéfaction.

d. Le GNL (Gaz Naturel Liquéfié) :

C'est du gaz naturel à l'état liquide, il comprend principalement du méthane en grande partie. Il est incolore, et stocké sous une pression de 1,2 bars dans des bacs à doubles cuves à une température de -162°C environ. .[2]

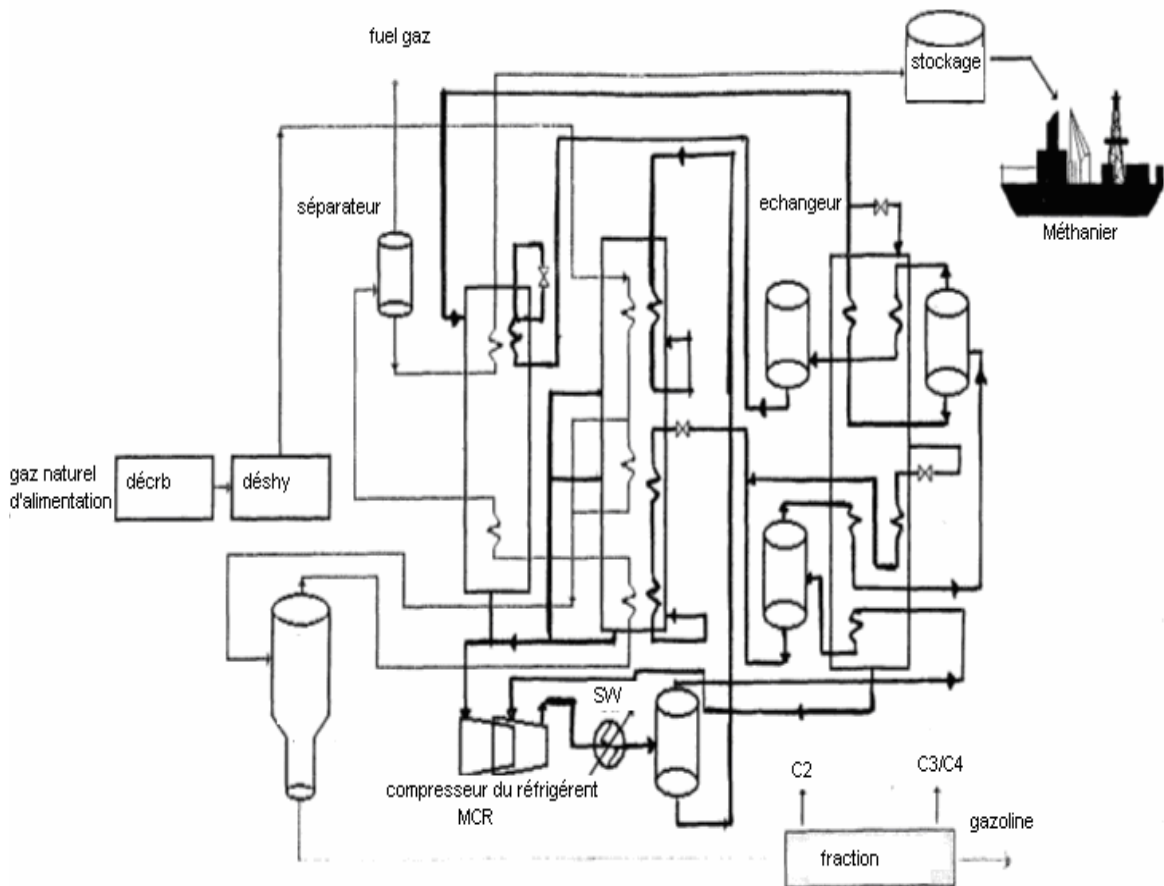


Fig. I.2 : Schéma du procédé de liquéfaction TEAL

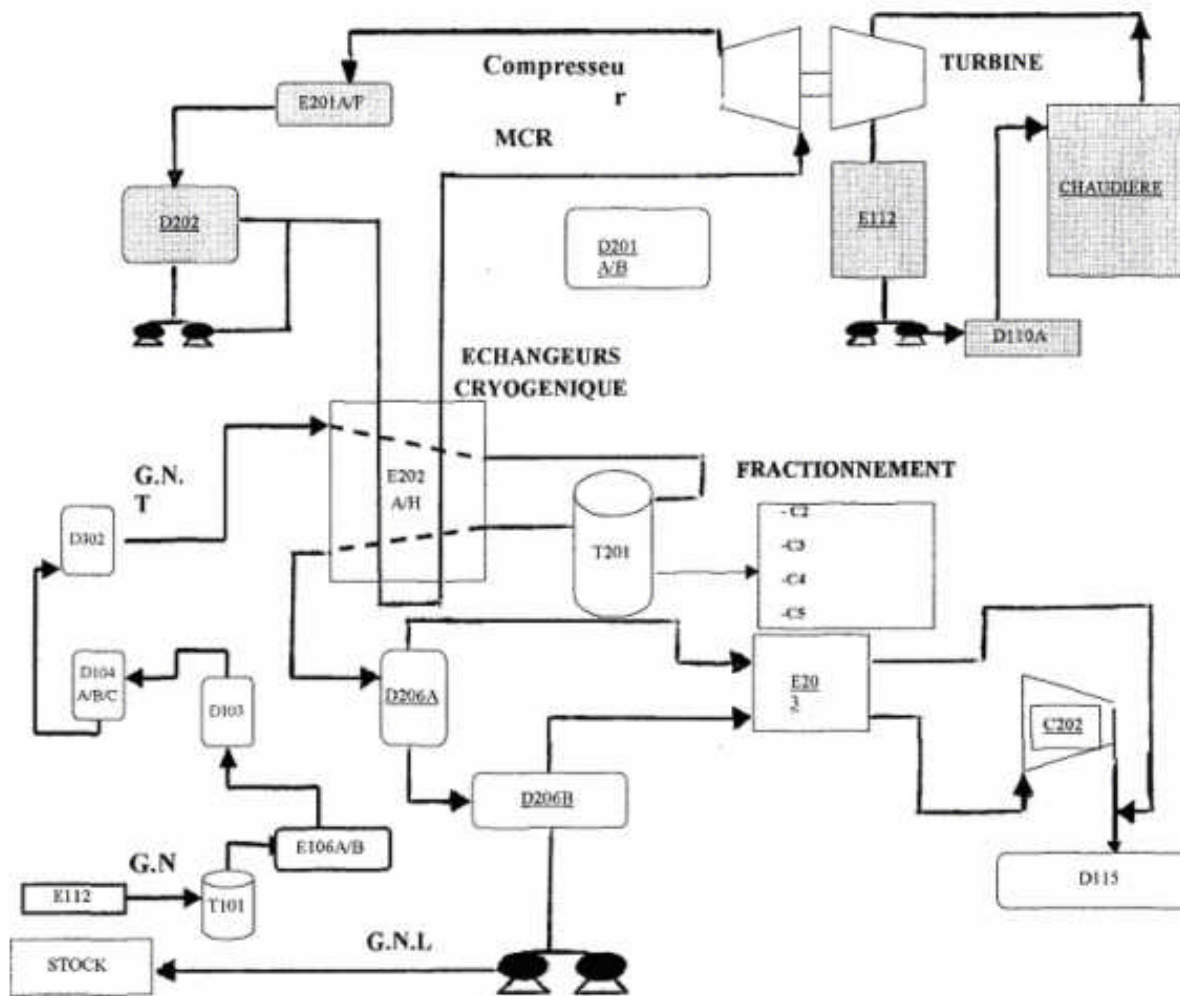


Fig. I.3 : Schéma du procédé de liquéfaction PRICO

CHAPITRE II

Estimation du débit du boil-off

Chapitre II: Estimation du débit des boil-off

II.1 Problématique:

Le GNL est un liquide composé essentiellement de méthane à plus de 90%, il est produit, stocké et transporté à sa température d'ébullition, qui est très inférieure à la température ambiante. Il en résulte des pertes par évaporation avec changement continu de la composition du liquide restant. La manifestation directe de ces pertes se traduit par une diminution du volume de liquide constatée dans les bacs. Toutefois, la perte réelle de produit commercialisé ne correspond pas à la perte brute de liquide constatée, l'effet d'évaporation se traduit par une élimination préférentielle d'azote et de méthane.

Gaz torchés : Ce sont les gaz brûlés au niveau des torches, ces gaz proviennent de l'ensemble des unités de liquéfaction de gaz naturel du complexe GL1K.

Boil-off et retour méthanier : la ligne de retour gaz reçoit les vapeurs de GNL des cuves des navires, et les vapeurs provenant de l'évaporation des bacs de GNL, ainsi que les vapeurs des ballons de purge au niveau de l'appointement (85B01/02). Le circuit des évaporations assure les fonctions de dégazage, d'équilibrage des pressions, et le maintien en pression des réservoirs. Les bacs sont soumis à divers phénomènes, qui créent des variations de pression :

- Évaporation du GNL lors de son stockage, ces vapeurs ne sont pas recyclées et sont dirigées vers le réseau torche, ce type de gaz est appelé **Boil-off résiduel**.
- Déplacement du GNL, lors de la coulée ou du soutirage qui fait varier le volume gazeux, ce type de gaz est appelé **Boil-off normal**.
- Retour d'une partie des vapeurs provenant du poste d'appointement lors du chargement d'un navire pour remplacer le volume libéré par le GNL soutiré, l'autre partie des vapeurs est dirigée vers la torche, c'est le **Gaz retour méthanier**.

Donc, notre tâche consiste en la mise en œuvre d'un système de récupération du Boil-off à moindres coûts, dans le but de réduire l'autoconsommation du complexe, ce qui va se traduire par une diminution des coûts de production d'une part, et par une réduction des émissions des gaz nocifs et à effet de serre (NOx, CO, CO₂) d'autre part. Pour atteindre ce double objectif, nous allons procéder selon les trois étapes suivantes :

- Estimation de la quantité du Boil-off.

- Proposition d'un schéma d'une section de récupération de Boil-off.
- Calcul et dimensionnement des principaux équipements du système, à savoir le compresseur et l'échangeur de chaleur.

II.2 Stockage et expédition

Les trois paramètres principaux d'un réservoir de stockage de GNL sont :

- La température de stockage.
- La pression du gaz dans le réservoir.
- Le niveau atteint par la phase liquide dans le réservoir.

Le GNL produit par les unités de liquéfaction (unités 10, 20, 30, 40,5P, 6P) du complexe est dirigé vers les bacs de stockage, avant d'être expédié vers les pays consommateurs.

Les deux unités 80 et 80P regroupent l'ensemble des équipements nécessaires au stockage et au chargement du GNL, et elles sont interconnectées au droit des circuits de remplissage de chargement et de retour gaz des méthaniers.

L'unité 80, construite au cours des années 1970 à 1972, pour recevoir le GNL produit par les unités 10, 20,30, elle se compose des sections suivantes :

- Section 81 : Stockage de GNL, elle comprend deux bacs de stockage de 56000 m³ de capacité unitaire utile, (repères TOI A et B).
- Section 82 : Pomperie de GNL, elle comprend 03 pompes de chargement 82PO 1 A/B/C, et une pompe de maintien en froid 82PO 2
- Section 83 : Cette section est située dans la salle de contrôle U60. Les consoles de conduite DCS qui l'équipent permettent de piloter l'ensemble de l'unité 80 et de veiller à son bon fonctionnement.
- Section 84 : Elle regroupe les circuits communs suivants :
 - Ligne de coulée
 - Ligne de chargement.
 - Ligne de transfert.
 - Ligne de maintien en froid.
 - Ligne de retour gaz des cuves de navires.
 - Ligne des utilités (N2, Air,.....etc.)
- Section 85 : poste de chargement M2, équipé de trois bras de GNL et d'un bras retour gaz. Un ballon de purge 85 B 02 qui récolte le GNL provenant des bras en fin de chargement.

L'unité 80P, construite au cours des années 1975 à 1980 selon deux ingénieries

(PRITCHARD RHODES et PULLMAN KELLOGG) pour recevoir le GNL produit d'une part par l'unité 40 intégrée au pôle 1 et d'autre part par les unités 5P et 6P, est dans sa globalité rattachée au pôle 2, elle comprend les sections suivantes :

- Section 81P : Stockage de GNL, elle comprend deux bacs de 70.000 m³ de capacité unitaire utile (TK-103 et TK-104), et un bac de 56.000 m³ de capacité utile (TK-102).
- Section 82P : Pomperie de GNL, elle comprend quatre pompes de chargement 82P212 C à F, et deux pompes de maintien en froid 82P213 A-B.
- Section 83P : Cette section est localisée dans la salle de contrôle U60. Les consoles de conduite DCS permettent de contrôler le fonctionnement de l'unité 80P.
- Section 84P : Elle comporte les mêmes circuits communs que ceux de la section 80 ci-dessus.
- Section 85P : Poste de chargement MI, équipé de trois bras GNL, d'un bras retour gaz et d'un ballon de purge 85 B01

II.3 Description du procédé de stockage et d'expédition

La fonction stockage joue le rôle d'une interface entre le processus continu de production et le processus discontinu d'expédition.

Le GNL produit par les unités de liquéfaction, à une température de -162°C, est acheminé par un collecteur de coulée, puis distribué sur un ou plusieurs réservoirs de stockage. Les réservoirs sont associés à une pomperie et aux postes de chargement (MI, M2).

Lors du chargement d'un méthanier, le GNL est soutiré d'un des réservoirs par l'action des pompes de chargement GNL, pour être dirigé vers l'appontement.

En l'absence du chargement, une circulation de GNL est assurée par des pompes spécifiques pour le maintien en froid des lignes de chargement.

Les transferts d'un réservoir à un autre sont réalisables par un collecteur spécifique sur lequel sont greffés les piquages des bacs.

Les transferts pôle 1 - pôle 2 sont possibles. Un réservoir est toujours considéré en service, il se trouve forcément dans l'un des états suivants :

- En attente : le bac est isolé vis à vis de la phase liquide, et respire vers le circuit des évaporations.
- En préparation : avant une coulée, dans un bac ayant été en attente, une préparation de mise en froid (équilibre des températures en phase gazeuse) peut être nécessaire.
- En coulée : le GNL est introduit à partir de l'une des unités de liquéfaction ou d'un autre réservoir (cette opération peut être un simple recyclage),

- En soutirage : le GNL soutiré peut être transféré :

- . Vers un autre réservoir.
- . Vers les postes de chargement.
- . Vers les lignes de maintien en froid.

Les réservoirs sont en équilibre de pression à l'intérieur de chaque sous-système en régulation de pression absolue.

L'équilibre de pression s'effectue au moyen de deux variables d'action :

- La mise à la torche des évaporations
- L'injection du GNL, GN ou fuel gaz dans le réseau de la phase gazeuse à partir des unités 10, 20, 30, 40, 5 et 6.

Circuit de coulée - stockage :

Le GNL produit par l'unité 40, est acheminé par les pompes 44 P 208 A-B à travers la ligne de coulée 14 pouces -p-80-101, commune aux unités du pôle 1 : 10,20,30.

Le GNL peut être stocké dans les réservoirs TOI A et B ou, dans les réservoirs TK-102-103-10

II.4 Estimation de la quantité de boil-off et de ses caractéristiques

Le boil-off, phénomène inévitable d'évaporation du GNL par suite de l'échange thermique avec le milieu ambiant, est estimé à **1,4 %** de la quantité de GNL produite, l'évaporation a lieu au niveau des réservoirs de stockage et pendant la coulée. Ce chiffre de **1,4 %** est évalué et fourni par le constructeur lors de la conception et de la réalisation des réservoirs.

Comme la quantité de GNL produite est donnée en (Nm³), on doit la convertir en Cm³ en GN. Pour ce faire, nous allons procéder de la façon suivante :

- la masse volumique de GNL est, $\rho_{\text{GNL}} = 450 \text{ Kg / m}^3$
- celle du GN dans les conditions normales, $\rho_{\text{GN}} = 0.85 \text{ Kg / Nm}^3 \text{ GN}$

Le rapport entre ces deux masses volumiques nous donne :

$$\rho_{\text{GNL}} / \rho_{\text{GN}} = 450 / 0,85 = \mathbf{529,41} \text{ (Nm}^3 \text{ de GN / m}^3 \text{ de GNL)}$$

Sachant que 1 Cm³ = 0,935 Nm³, la quantité de boil-off correspondant à une production donnée de GNL se calculera comme suit :

$$\mathbf{\text{Boil-off en (Cm}^3\text{)} = \text{production GNL en (m}^3\text{)}.(\mathbf{0,014}).(\mathbf{529,41 / 0,935})}$$

Sachant que la production GNL pour l'année 2005 s'élève à 10426861,612 m³

la quantité de Boil-off produite durant l'année 2005 sera

$$\text{Le boil-off} = 82653676,2(\text{Cm}^3)/\text{an}$$

ce qui représente une moyenne horaire de :

$$9435 (\text{Cm}^3)/\text{h}$$

Le tableau suivant présente la composition moyenne en pourcentage molaire du boil-off de l'année 2005

Constituant	Composition molaire (%)
Méthane CH ₄	75.88
Ethane C ₂ H ₆	0.01
Azote N ₂	24.11
Total	100

Tableau II.1 : Composition du boil-off dans les conditions de 1.068 bar, - 160 °C

La masse moléculaire du boil-off s'obtient comme suit :

$$M = \sum M_i \cdot X_i$$

où X_i est la fraction molaire d'un constituant (i) M_i , sa masse moléculaire. On a pour les différents constituants :

$$M_{\text{méthane}} = 16.043 \text{ kg/kmole}$$

$$M_{\text{ethane}} = 30.07 \text{ kg/kmole}$$

$$M_{\text{azote}} = 28.013 \text{ kg/kmole}$$

D'où,

$$M = ((16.043 \cdot 75.88) + (30.07 \cdot 0.01) + (28.013 \cdot 24.11)) / 100$$

$$\mathbf{M = 18.93 \text{ kg/kmole}}$$

Masse volumique du boil-off : On pourrait en avoir une bonne estimation à des pressions inférieures à 3 atm, en utilisant l'équation d'état du gaz parfait :

$$\rho = M(P/R.T)$$

Avec $R = 8.314 \text{ kJ/kg.K}$, on obtient dans les conditions de 1.068 bar et - 160 °C :

$$\rho(\text{kg} / \text{m}^3) = 2.1569 \text{ kg/m}^3$$

Le débit de boil-off doit être exprimé dans les mêmes conditions que ci-dessus, car ce sont les conditions qui vont prévaloir à l'entrée du compresseur :

Pour évaluer le débit volumique dans ces conditions à partir du débit volumiques exprimé

dans les conditions du contrat, nous utilisons l'équation d'état du gaz parfait :

$$\dot{V}_2 = \dot{V}_1 \cdot \frac{T_2}{T_1} \cdot \frac{p_1}{p_2}$$

L'indice 1 se référant aux conditions du contrat (1 atm., 15°C, 9435.3511 m³/h) et l'indice 2 aux conditions d'évaporation du boil-off (- 160°C, 1.068 bar). On obtient ainsi :

$$\dot{V}_2 = 3466.7334 \text{ m}^3 / \text{h}$$

Connaissant la masse volumique du boil-off (2.1569 kg/m³), on obtient le débit massique en multipliant cette valeur par celle du débit volumique :

$$\dot{m} = \rho_2 \cdot \dot{V}_2 = 2.1569 \times 3466.7334 = 7477.3972 \text{ kg} / \text{h}$$

Dans ce chapitre, nous venons de faire une évaluation du débit moyen de boil-off, basée sur les indications du constructeur des bacs de stockage. Nous avons également évalué les caractéristiques du boil-off qui nous seront nécessaires pour les calculs ultérieurs. Avant d'entamer le dimensionnement du compresseur, qui fera l'objet du chapitre IV, puis celui de l'échangeur, qui fera l'objet du chapitre V, nous allons, dans le chapitre III qui suit, passer en revue certains aspects qui touchent à la régulation des compresseurs, car cette dernière sera déterminante dans la sélection du compresseur.

CHAPITRE III

Analyse du fonctionnement des compresseurs

III.1 Introduction

Un compresseur est une machine qui a pour fonction d'élever la pression du fluide compressible qui le traverse. Son nom traduit le fait que le fluide se comprime (son volume diminue) au fur et à mesure de l'augmentation de la pression. Il existe deux grandes familles de compresseurs : les compresseurs volumétriques et les compresseurs dynamiques

Pour les compresseurs volumétriques (par exemple le compresseur alternatif), le transfert mécanique d'énergie au gaz permet la réduction physique d'un volume contenant le gaz

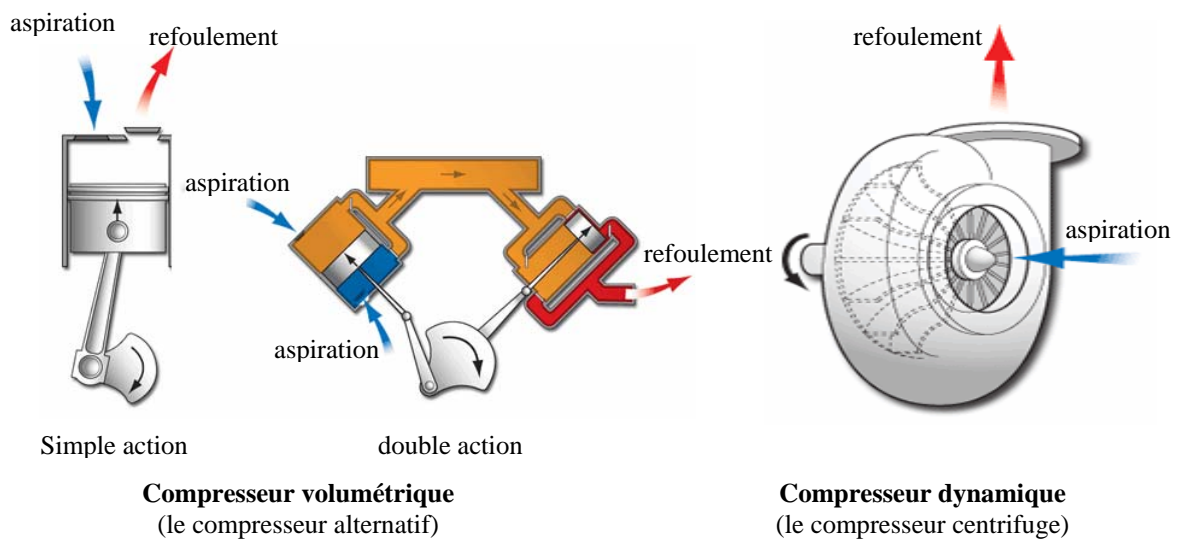


Figure III.1 : Modes d'action des compresseurs sur le fluide

Pour les compresseurs dynamiques (par exemple le compresseur centrifuge), des forces aérodynamiques apportent au gaz de l'énergie qui sera transformée en pression.

III.2 Différents types de compresseurs

Voici, présenté sous une forme arborescente, les différentes technologies de compresseurs

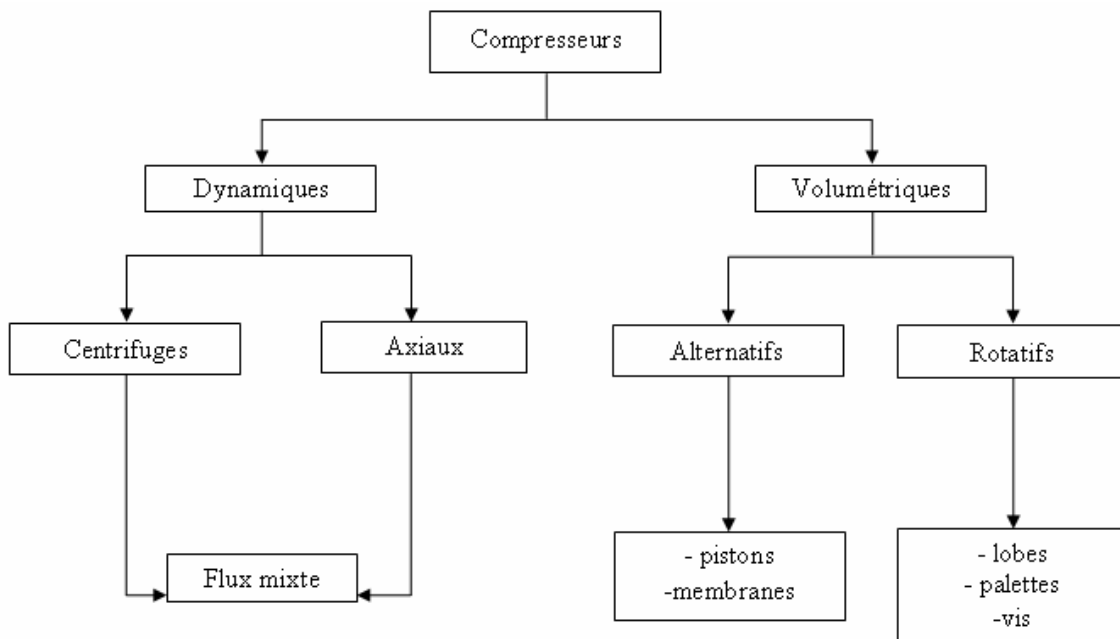


Figure III.2 : classification des compresseurs [7]

III.3 Courbes caractéristiques

La courbe caractéristique d'un compresseur représente la réponse du compresseur en terme de débit délivré en fonction de la charge. La figure III.3 ci-dessous donne les courbes caractéristiques des principaux types de compresseurs.

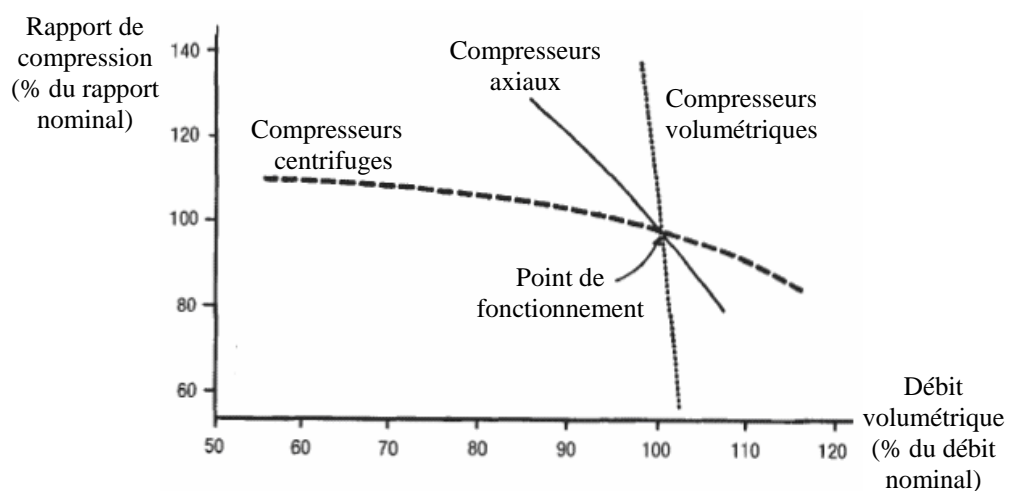


Figure III.3 : Courbes caractéristiques générales des différents types de compresseurs [7]

Nous distinguons deux modes de fonctionnement d'un compresseur : un mode de fonctionnement en circuit fermé et un mode de fonctionnement en circuit ouvert (voir figure III.4 ci-dessous)

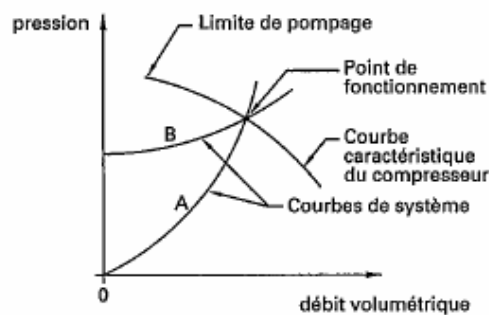
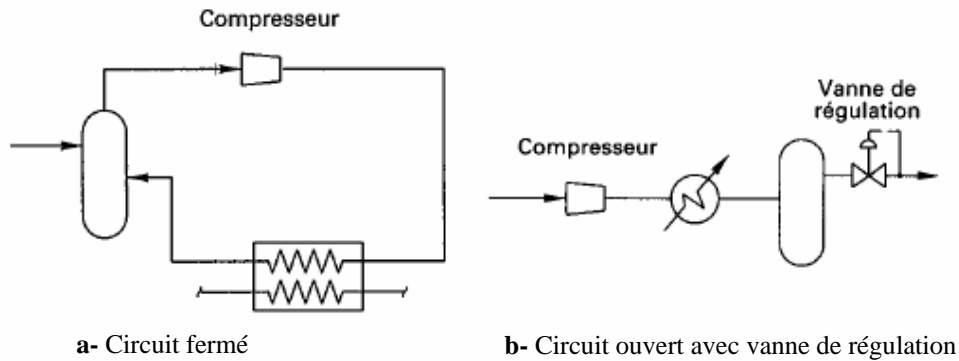


Figure III.4 : Modes d'installation d'un compresseur et courbes caractéristiques [7]

Nous avons représenté sur la même figure, les courbes caractéristiques du système et du compresseur (ici nous avons pris pour exemple le compresseur centrifuge) avec le point de fonctionnement qui se trouve à l'intersection des deux courbes. La courbe A de la figure correspond à un système dont la résistance ne résulte que du débit de gaz circulant dans la tuyauterie et les appareils. Ce genre de courbe est caractéristique d'un système en boucle fermée. La courbe B représente la résistance d'un système dans lequel une pression est maintenue d'une façon quelconque ; un tel système est par exemple muni d'une vanne de régulation qui maintient une pression minimale à laquelle s'ajoute la résistance du système en fonction du débit.

Si la résistance du système varie, le point de fonctionnement se déplacera sur la courbe réelle du compresseur. Cette caractéristique s'applique aux compresseurs dynamiques et non aux compresseurs volumétriques dont la capacité est peu sensible aux variations de résistance du système.

III.4 Analyse des méthodes de régulation du débit dans les différents types de compresseurs

Dans un compresseur, la régulation consiste à faire varier le débit volumétrique aux conditions d'aspiration en fonction de la demande du système. Il existe plusieurs modes de réglage répondant aux caractéristiques de chaque type de compresseur. En général, ils agissent sur une ou plusieurs des fonctions suivantes :

- La marche et l'arrêt du compresseur ;
- Le délestage partiel ou total du compresseur ;
- La recirculation ou l'évacuation du débit ;
- La variation de la vitesse du compresseur ;
- Le laminage à l'aspiration ou au refoulement.

Le réglage du débit peut être associé à une ou à plusieurs variables selon les exigences du système. La régulation doit assurer le *maintien de la pression du système* à l'intérieur d'une plage donnée. Des fonctions de protection, qui assurent *l'intégrité de l'équipement* et la *sécurité de fonctionnement*, s'y ajoutent. Lorsqu'un système comprend plusieurs compresseurs, la commande doit considérer le fonctionnement de l'ensemble en fonction des variables de contrôle et de la fonction de chaque appareil à l'intérieur du système.

Dans ce qui suit, nous allons considérer la régulation des trois types de compresseurs suivants : le compresseur alternatif, le compresseur rotatif à vis et le compresseur centrifuge.

III.4.1 Compresseur Alternatif

La régulation du débit d'un compresseur alternatif peut être réalisée à vitesse constante ou à vitesse variable. A vitesse constante, le délestage s'effectue par le maintien des soupapes d'aspiration en position ouverte ou par la variation de l'espace mort. La puissance à charge réduite varie selon le type de régulation utilisée (voir la figure III.5 ci-dessous).

Ces deux méthodes permettent des variations discrètes de la capacité, chaque étape étant fonction du nombre de cylindres et de la configuration des chambres de délestage. La puissance requise pour le fonctionnement à charge partielle est pratiquement proportionnelle au débit effectif (abstraction faite des pertes par frottement).

La variation continue de la vitesse permet un réglage exact de la capacité de l'appareil en fonction de la demande. Le débit effectif peut être réglé entre *15 et 100 %* de la capacité nominale, et la puissance requise varie proportionnellement à la charge. A noter que la limite inférieure peut varier selon le compresseur, son mode de lubrification et son type d'entraînement.

Il existe d'autres méthodes de régulation des compresseurs, mais elles n'offrent pas un rendement énergétique équivalent. Parmi ces méthodes, mentionnons la recirculation du gaz comprimé à la tubulure d'aspiration, l'évacuation dans l'atmosphère et le laminage à l'aspiration.

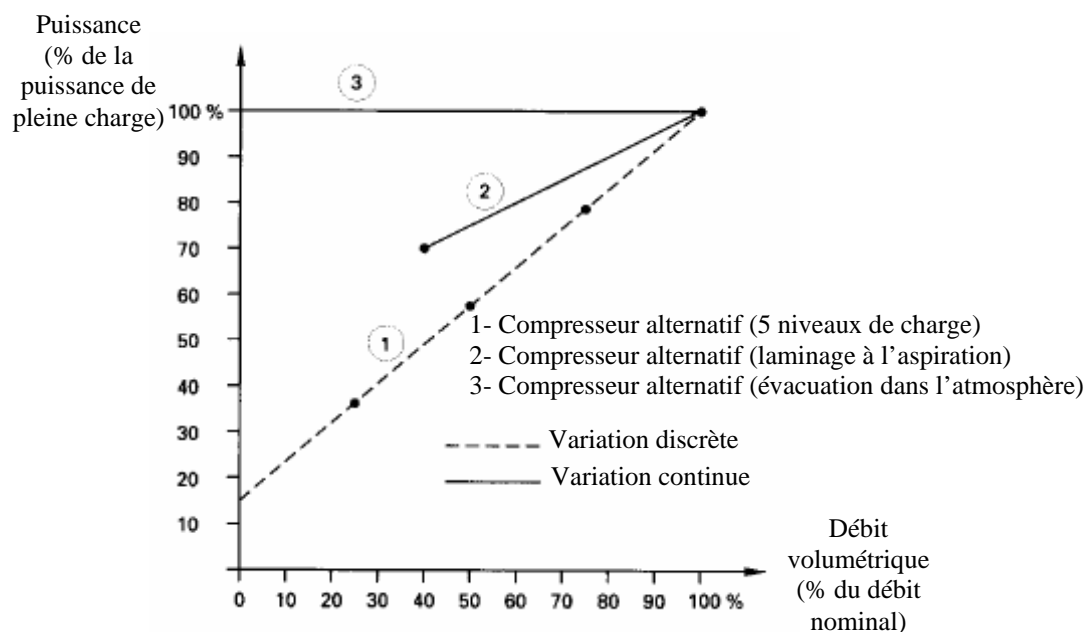


Figure III.5 : Variation de la puissance à l'arbre des compresseurs alternatifs selon le mode de régulation [7]

III.4.2 Compresseur à Vis

La plupart des méthodes décrites précédemment sont applicables à la régulation des compresseurs à vis. Dans ce cas également, la puissance à charge réduite dépend du type de régulation (voir la figure III.6 ci-dessous). Pour ce qui concerne la variation de vitesse, notons que la gamme peut varier entre 50 et 100 % de la vitesse nominale, et que la puissance requise varie linéairement entre 60 et 100 % de la puissance à pleine charge.

Une méthode de régulation pouvant s'appliquer aux compresseurs à vis munis d'un système d'injection d'huile consiste à faire varier le rapport volumétrique interne de l'appareil. On retourne ainsi vers la tubulure d'aspiration une partie du débit aspiré avant le début de la compression. La plage de régulation dépend de chaque modèle et de chaque application. Dans le cas de la compression d'air par exemple, elle varie généralement entre 40 et 100 % de la capacité nominale ; la puissance à l'arbre varie entre 60 et 100 % de la puissance à pleine charge. Dans les applications touchant les circuits de réfrigération, la plage de régulation peut s'étendre jusqu'à 10 % de la capacité nominale, la puissance à l'arbre représentant à ce point environ 40 % de la puissance à pleine charge. La variation peut être réalisée par une vanne

coulissante (figure III.7) ou rotative ; de même, certains fabricants utilisent une série de fenêtres qui s'ouvrent successivement selon le niveau de délestage requis. A des débits inférieurs à la limite permise par ce genre de dispositif, le délestage est obtenu par une dépressurisation du refoulement.

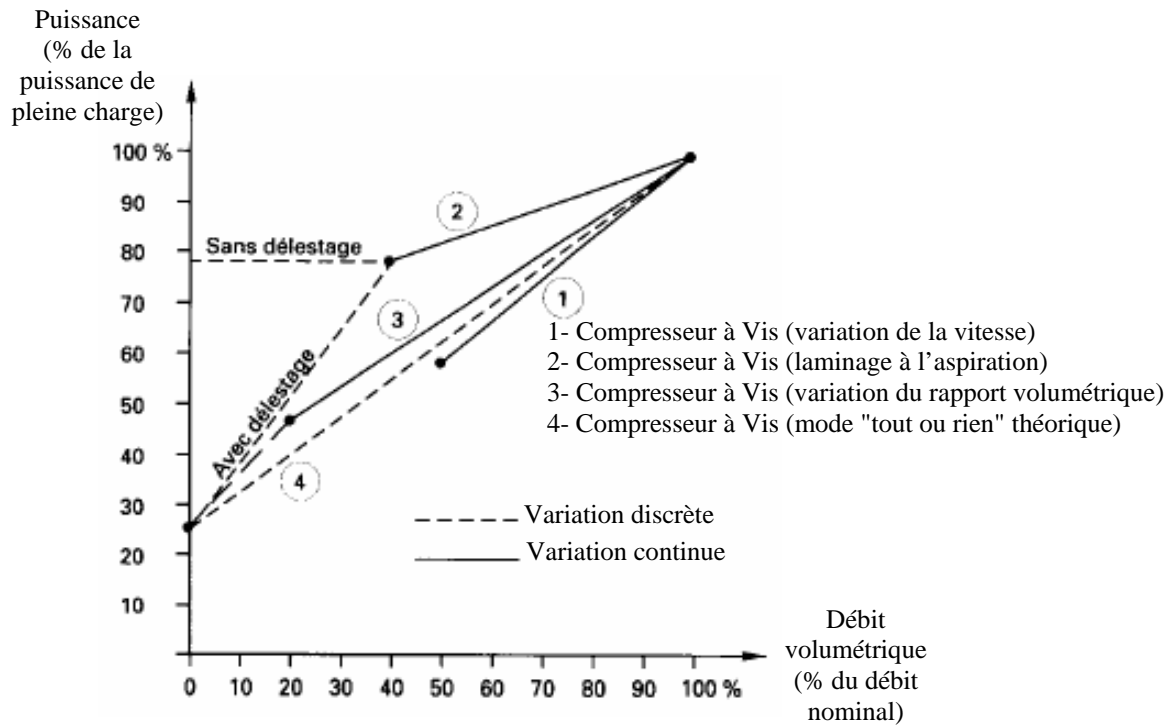


Figure III.6 : Variation de la puissance à l'arbre des compresseurs à Vis selon le mode de régulation [7]

Il existe une autre méthode : le laminage à l'aspiration (*throttling*). Cette méthode assure une modulation du débit en fonction de la pression du système. La modulation se limite, en général, à environ 60 % du débit nominal pour les compresseurs du type sec ; en effet, l'augmentation du rapport de pression fait augmenter la température du gaz refoulé, sans compter qu'une partie de la compression est réalisée à « volume constant » au refoulement. Dans les compresseurs à vis à injection d'huile, la plage peut s'étendre jusqu'à 20 % environ (parfois moins). Dans cette plage de modulation, la diminution de la puissance est marginale en raison de l'augmentation du travail de compression. Ce mode de régulation permet de régler de façon précise la pression du système. En deçà d'une certaine limite, il est avantageux d'évacuer ou de faire recirculer le gaz refoulé et de diminuer la pression au refoulement afin de limiter la consommation (*modified throttling*).

Le mode de régulation « tout ou rien » s'apparente au mode précédent, puisqu'il utilise aussi un volet dans la tubulure d'aspiration. Dans ce cas, le délestage complet du compresseur est réalisé lorsque la pression du système atteint une valeur limite supérieure. Le volet se

ferme entièrement, et la conduite de refoulement est ouverte à la tubulure d'aspiration afin de réduire le rapport des pressions. A débit nul, ce genre de régulation requiert environ de 20 à 30 % de la puissance à pleine charge. Comparativement à la régulation par laminage à l'aspiration, ce type de contrôle nécessite un réservoir de plus grande capacité et occasionne une variation plus importante de la pression du système. Son fonctionnement peut, cependant, être plus économique lorsque le cycle de service comprend des périodes à charge réduite importantes : le gain est réalisé sur la consommation d'énergie et non sur la puissance à charge maximale. Dans ce mode de régulation, la capacité du réservoir doit être évaluée avec soin afin de limiter le nombre de cycles à une valeur acceptable selon les recommandations du fabricant.

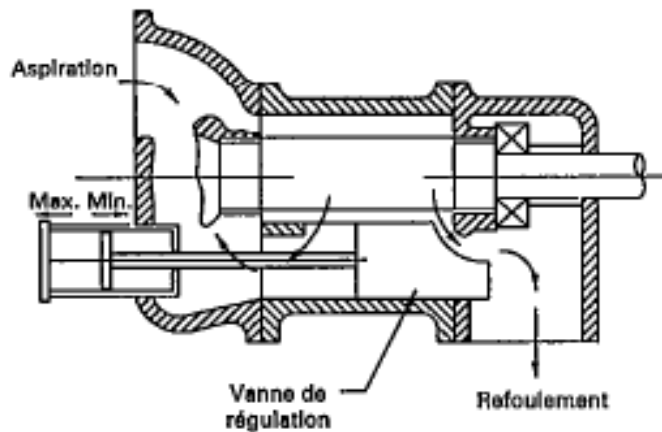


Figure III.7 : Compresseur à vis avec régulation à l'aide d'une vanne coulissante [7]

III.4.3 Compresseur Centrifuge

Dans le cas d'un compresseur centrifuge, deux phénomènes viennent compliquer la régulation du débit en réduisant les plages de variation de la charge et en imposant un contrôle sévère de leurs limites : le pompage et le blocage sonique.

Le pompage

Sur la courbe caractéristique d'un compresseur dynamique, on observe que la pression de refoulement atteint un maximum pour un débit volumétrique non nul. Ce point correspond à la limite de pompage (*surge*) (voir figure III.4). En deçà de ce point, le fonctionnement devient instable et engendre des pulsations et des inversions de débit extrêmement rapides. Cette limite doit nécessairement être considérée dans l'évaluation d'un point de fonctionnement autre que celui prévu par le fabricant. Puisque, dans la plupart des cas, la pente de la courbe caractéristique diminue fortement à l'approche de cette limite, on peut

avoir besoin d'une marge importante pour prévenir toute fluctuation qui pourrait faire fonctionner le compresseur dans cette zone.

Tout système de régulation devrait permettre de contrôler ce phénomène par anticipation de la limite de pompage et le maintien du point de fonctionnement au-delà de la marge de sécurité.

Le blocage sonique

Un autre phénomène doit être pris en compte dans le fonctionnement d'un compresseur dynamique. Toute ouverture par laquelle le gaz circule peut être assimilée à un orifice équivalent. Lorsque la vitesse du gaz avoisine la vitesse sonique, le rapport des pressions chute plus ou moins rapidement. Ce phénomène, appelé blocage sonique (*stonewalling*), détermine un débit limite d'étouffement. Le fonctionnement dans cette zone est habituellement évité, sauf dans les cas où cette caractéristique est volontairement utilisée pour obtenir un débit précis.

Combiné à la limite de pompage, le blocage sonique détermine donc une plage à l'intérieur de laquelle il doit être possible de définir les points de fonctionnement répondant aux différentes conditions du procédé. Cette plage doit tenir compte également des vitesses de rotation maximale et minimale. La figure III.8 illustre cette plage définie pour une configuration fixe à l'aspiration, c'est-à-dire à une position donnée des aubes réglables (lorsque celles-ci sont utilisées).

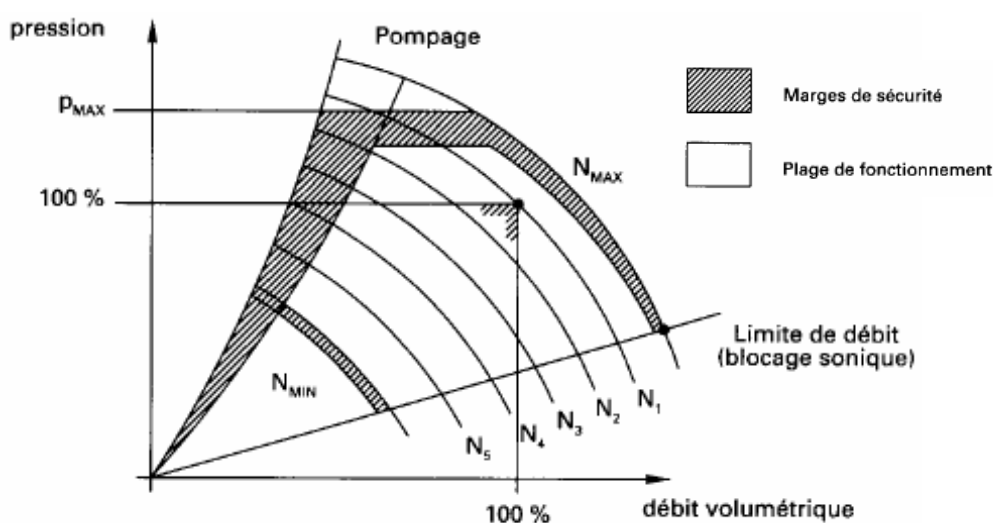


Figure III.8 : Plage de fonctionnement d'un compresseur centrifuge[7]

La variation de la vitesse de rotation du compresseur permet de déplacer le point de fonctionnement en suivant la courbe du système. On peut représenter ce mode de régulation comme à la figure III.9. La vitesse minimale, dans ce cas, est déterminée par la limite de sécurité afin d'éviter le pompage. Toute variation de la vitesse de rotation doit nécessairement tenir compte des vitesses critiques de l'ensemble tournant. Il existe de telles limites en flexion et en torsion. On doit s'assurer que les vitesses de fonctionnement sont suffisamment éloignées des vitesses critiques fondamentales et de leurs harmoniques. Certains types d'entraînements à vitesse variable (notamment, certains types de convertisseurs de fréquence) peuvent, de plus, induire des pulsations qui doivent être analysées afin d'assurer l'intégrité de l'ensemble. Dans tous les cas, il convient de consulter les fabricants afin de déterminer tous les paramètres et de vérifier la faisabilité d'une telle mesure.

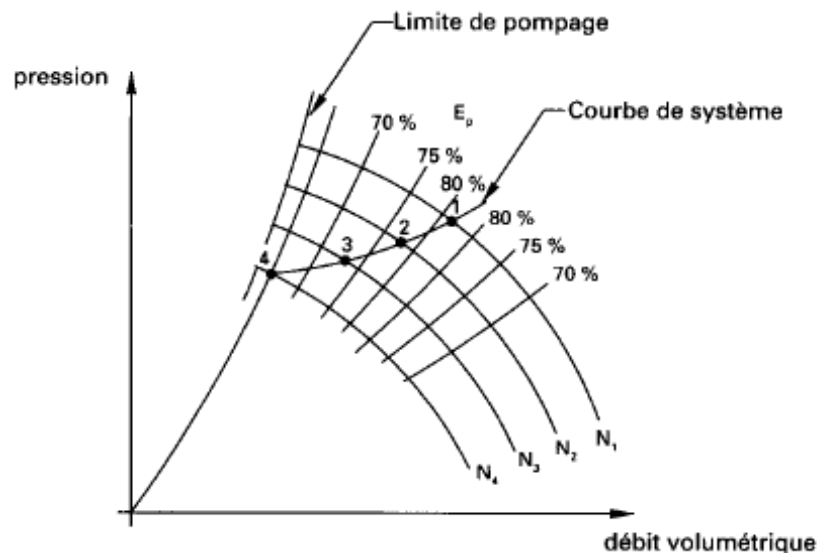


Figure III.9 : Régulation d'un compresseur centrifuge par variation de la vitesse[7]

L'évacuation ou la recirculation du gaz comprimé comme moyen de régulation est souvent utilisée dans des installations existantes. Évidemment, on enregistre une perte d'énergie, mais, à l'approche de la limite de pompage, il peut être nécessaire d'y recourir si le délestage complet de l'appareil ne peut être retenu. Il s'agit, dans ce cas, de retarder le plus possible le recours à cette méthode par un contrôle plus serré de la marge de sécurité ou par l'utilisation d'aubes réglables à l'aspiration.

La régulation en mode « tout ou rien » est aussi, comme dans le cas des compresseurs volumétriques, une méthode possible de régulation de la capacité, du moins, en théorie. Le fonctionnement du compresseur alterne entre les points de charge nominale et le délestage

complet. Le délestage sera obtenu par la fermeture du volet d'aspiration et la réduction de la pression dans la tubulure de refoulement. Comme dans le cas des compresseurs à vis, ce mode de régulation demande l'utilisation d'un réservoir pour que la durée du cycle entre les actions de charge et de délestage soit suffisamment longue. De plus, on doit pouvoir accepter une variation plus importante de la pression du système.

Notons que le mode de régulation « tout ou rien » est rarement utilisé, même si la consommation moyenne est théoriquement inférieure à celle obtenue par le laminage à l'aspiration. Deux raisons principales limitent son emploi

- Certains procédés nécessitent une modulation plus rigoureuse de la pression ou du débit ;
- Lorsque la demande varie fortement et faiblit par rapport à la capacité du compresseur, le réservoir requis pour assurer un nombre de cycles acceptable a un volume trop important. Contrairement aux compresseurs à vis, la durée des cycles d'un compresseur centrifuge doit être beaucoup plus longue, de 3 à 5 minutes (alors qu'elle n'est que de 30 s pour les compresseurs à vis), ce qui nécessite évidemment des volumes beaucoup plus importants.

La modulation de la charge par le laminage à l'aspiration permet d'éliminer ces contraintes en ajustant le débit volumétrique à la demande. La fermeture partielle du volet d'aspiration crée une chute de pression qui s'ajuste au débit et à la pression du système selon la courbe caractéristique du compresseur. Cette modulation possède, par contre, une limite inférieure en raison du pompage. En deçà de cette limite, l'excès de gaz est évacué ou recircule à basse pression.

Certains modèles de compresseurs centrifuges peuvent combiner les deux méthodes précédentes (*dual mode*). Dans un premier temps, la pression augmente en suivant la courbe caractéristique du compresseur. Lorsque la pression atteint une valeur déterminée, le débit est modulé par le laminage à l'aspiration jusqu'à l'approche de la limite de pompage. Si la demande est inférieure à la limite de sécurité pour éviter le pompage, le gaz est évacué ou recircule, ou encore le compresseur est délesté. Dans ce dernier cas, on doit tenir compte des limites imposées par la durée acceptable du cycle, comme il a été mentionné précédemment.

Le laminage au refoulement utilise la caractéristique qu'ont les compresseurs dynamiques de répondre à une augmentation de la résistance du système par une diminution du débit volumétrique. Dans ce cas, le point de fonctionnement se déplace sur la courbe caractéristique du compresseur. Ce mode de régulation devrait être évité, puisque la puissance à charge réduite demeure importante.

Comme le travail de compression d'un appareil centrifuge résulte de l'augmentation de la quantité de mouvement du fluide entre le refoulement et l'aspiration, on peut réduire la

pression de refoulement en imprimant au gaz un mouvement de pré rotation dans la direction du mouvement de l'impulseur. Le jeu d'aubes réglables (*inlet guide vanes*), situé en amont de l'impulseur, crée une composante tangentielle de la vitesse du fluide à l'entrée de l'appareil. Ces aubes permettent d'obtenir une variation continue des courbes caractéristiques et déterminent de nouveaux points de fonctionnement sur la courbe du système sans que la vitesse de rotation varie. Ces courbes sont illustrées à la figure III.10.

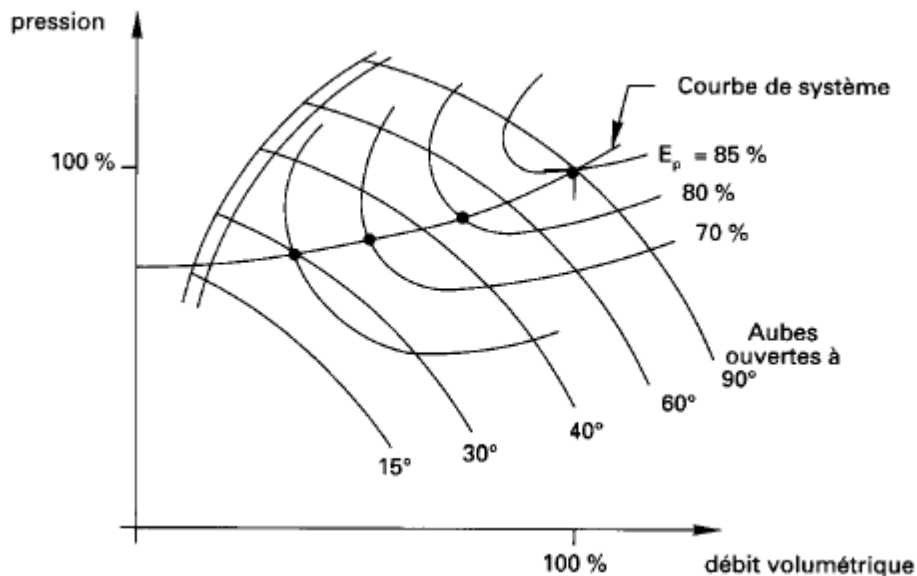


Figure III.10 : Régulation d'un compresseur centrifuge à l'aide d'aubes réglable à l'aspiration[7]

L'utilisation des aubes réglables comporte deux avantages importants :

- La puissance à l'arbre diminue de façon plus sensible à une charge partielle par rapport au laminage à l'aspiration ;
- La limite de pompage est repoussée vers des débits inférieurs au fur et à mesure que les aubes se referment, ce qui retarde l'évacuation ou la recirculation d'une partie du gaz et évite le pompage.

Au débit minimal, les aubes réglables permettent de réaliser des économies d'énergie de l'ordre de 7 à 10 % par comparaison avec les méthodes par laminage à l'aspiration.

La figure III.11 ci-dessous montre comment varie la puissance d'un compresseur centrifuge en fonction du mode de régulation.

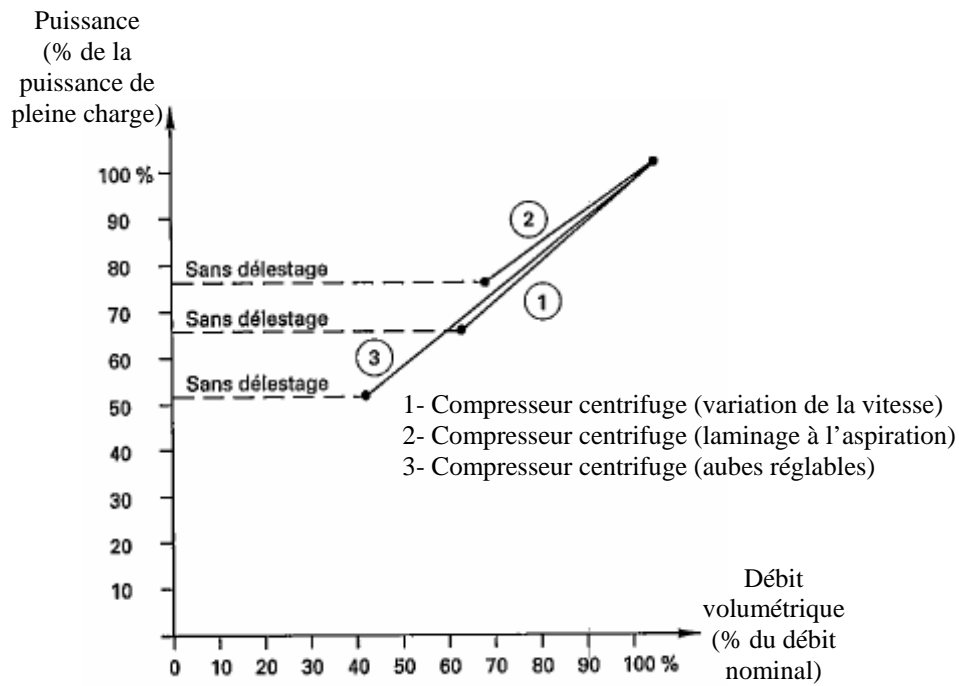


Figure III.11 : Variation de la puissance à l'arbre des compresseurs centrifuges selon leur mode de régulation[7]s

CHAPITRE IV

Dimensionnement du compresseur

Dans ce chapitre, nous allons sélectionner un type de compresseur adapté pour l'application en relation avec le profil de charge qui la caractérise, ensuite nous procéderons au dimensionnement d'un compresseur pour répondre aux besoins du débit à récupérer et de la pression de refoulement imposée par le réseau. Mais avant cela, nous allons dans ce qui suit analyser les données de la situation afin de déterminer les paramètres nécessaires pour la sélection du compresseur.

IV.1 Pression de refoulement

A l'entrée du réseau combustible, le gaz doit être livré sous une pression de 3 bars absolus. Au refoulement du compresseur, la pression devrait être supérieure à cette valeur qui caractérise la pression de service dans le réseau combustible desservi par ce dernier, pour permettre aux gaz récupérés de vaincre les pertes de charge dans le réseau, qui comprend d'ailleurs également l'échangeur qui va servir à porter les gaz récupérés à une température de 30 °C (imposée par le procédé). Cette pression ne doit cependant pas être trop élevée par rapport à la pression de service, sous peine de conduire à un surdimensionnement du compresseur et à un point de fonctionnement qui serait loin de la zone de rendement maximum de ce dernier, ce qui va se traduire forcément par un gaspillage d'énergie lors de l'exploitation. Le calcul exact de la pression au refoulement du compresseur nécessiterait donc le calcul préalable des pertes de charge dans les éléments du réseau. Cependant, ne disposant pas de données sur ces éléments, mis à part l'échangeur qu'il nous a été demandé de dimensionner et dans lequel les pertes de charge n'excèdent pas 10 kPa, nous allons prendre une valeur de 4 bars pour la pression de refoulement à la sortie du compresseur, le système de régulation se chargera de livrer le gaz à 3 bars en fonction de la résistance qui caractérisera les éléments du réseau.

IV.2 Débit

D'après les relevés mensuels de l'année 2005 effectués au niveau du complexe, on établit le tableau (IV.1) où sont portées les températures et pressions de service au niveau des bacs de stockage ainsi que les débits mensuels de boil-off.

Ces relevés montrent des fluctuations très importantes du débit de boil-off, on voit en effet d'après le tableau, que le débit peut passer d'une valeur minimale autour de 1250 m³/h à une valeur maximale qui avoisine 6500 m³/h. Cette irrégularité constatée dans le débit va faire que le compresseur à envisager devra opérer dans des conditions qui nécessiteront l'utilisation

d'un système de régulation assez complexe pour garantir sa stabilité de fonctionnement, sa sécurité et maintenir un niveau de performance satisfaisant dans toutes les circonstances.

MOIS	Débit boil-off (m ³ /h)	T(°C)	P(atm)
Janvier	6532	-154	1.02
Février	2565	-157	1.00
Mars	4745	-160	1.03
Avril	1584	-152	1.00
Mai	1254	-157	1.00
Juin	5632	-157	1.02
Juillet	2653	-157	1.034
Août	2354	-160	1.02
Septembre	4526	-158	1.00
Octobre	1452	-160	1.03
Novembre	3524	153	1.03
Décembre	4562	-153	1.03

Tableau (IV.1) : Boil-offs mensuels de l'année 2005

Le diagramme des domaines conventionnels d'utilisation des compresseurs, présenté à la figure (IV.1) ci-dessous, nous permet d'effectuer une présélection du type de compresseur adapté à notre application, et ce, sur la base du domaine des débits rencontrés et de la pression de refoulement.

Dans le chapitre II, nous avons évalué une valeur moyenne des boil-offs sur la base des relevés d'une année entière, l'année 2005, cette moyenne annuelle permet d'intégrer tous les régimes de fonctionnement des installations qui dépendent des saisons, des arrêts pour entretien, des fonctionnements à plein régime et de ceux au ralenti lorsque la demande n'est pas importante. Cette estimation a donné une valeur d'environ 3500 m³/h, qui représente la quantité de boil-off moyenne annuelle avec laquelle nous pourrions alimenter le réseau combustible du complexe. Mais le débit instantané disponible pour le compresseur sera fortement variable. Les données du tableau IV.1 ci-dessus ne sont que des moyennes mensuelles et elles sont déjà très disparates. Ici, le problème n'est pas tant de trouver un compresseur qui va satisfaire la demande du réseau combustible, mais plutôt un compresseur qui servira à récupérer le boil-off disponible à partir des bacs de stockage. Donc, il serait plus raisonnable dans ce cas de soumettre le cycle de service du compresseur aux paramètres du réseau qui se trouve en amont. Etant donné qu'en moyenne sur l'année, le compresseur doit débiter 3500 m³/h avec des pics mensuels autour de 7000 m³/h et des minimums autour de

1200 m³/h, il serait très difficile de trouver une solution totalement satisfaisante avec un seul compresseur. En effet, si le compresseur est dimensionné pour répondre au besoin de récupérer les débits les plus élevés, ce qui est une nécessité absolue, il aurait à tourner en deçà de 30 % de sa charge nominale pendant presque la moitié de l'année pour récupérer les débits inférieurs à 2500 m³/h et ceci ne saurait être acceptable, du moins d'un point de vue purement énergétique. D'un tel point de vue, l'utilisation de deux compresseurs en parallèle, l'un dimensionné pour un débit nominal de 5000 m³/h et l'autre pour un débit de 3000 m³/h constituerait probablement la meilleure solution pour couvrir toute la plage des débits avec un meilleur compromis économique, quand on sait l'importance du coût de la consommation d'énergie dans le coût global d'un compresseur actualisé sur toute sa durée de vie. La recherche de la solution exacte de ce problème nécessite une analyse plus approfondie qui devrait aboutir à une évaluation économique comparée des différentes solutions techniquement possibles. Ceci sort du cadre du présent projet de fin d'études, dont l'objectif est limité à une analyse préliminaire sur la base de données globales. Nous allons donc nous limiter à la sélection d'un seul compresseur qui répondrait à une pression de refoulement de 4 bars et un débit de 7000 m³/h.

IV.3 Présélection d'un type de compresseur

D'après la figure (IV.1) des domaines conventionnels d'utilisation des compresseurs et les données ci-dessus (pression 4 bars et débit 7000 m³/h), les compresseurs candidats pour notre application sont :

- le compresseur centrifuge multi-étages à multiplicateur intégré
- le compresseur à vis
- autres compresseurs volumétriques

Les conditions de fonctionnement exactes seront déterminantes pour le choix définitif entre ces trois types de compresseurs. Le facteur le plus déterminant dans ce choix sera le profil de la charge en relation avec la performance énergétique du compresseur. Mais il y a également l'aspect stabilité du fonctionnement qui ne doit pas être négligé.

Dans le cas des compresseurs alternatifs fonctionnant à vitesse constante, le délestage par variation de l'espace mort est sans doute la méthode de régulation la plus utilisée et la plus efficace du point de vue énergétique. Pour un compresseur à double action, cette méthode offre généralement cinq niveaux de charge (100, 75, 50, 25 et 0 %) répondant mieux aux variations de la demande du réseau [8]. Le compresseur fonctionne donc le plus souvent au niveau de charge approprié, et les périodes de fonctionnement à charge nulle sont ainsi

réduites au minimum. Cela contribue à maintenir le rendement à un niveau optimal. Cependant, à cause justement de l'existence d'un volume mort dans ce type de compresseur, son rendement volumétrique est médiocre. Par ailleurs, le mouvement alternatif introduit des pertes supplémentaires spécifiques à ce type de machine et réduit son rendement mécanique par rapport aux autres compresseurs. Le rendement global de ce type de compresseur se situera donc à un niveau plus bas que celui des autres compresseurs pour les mêmes conditions opératoires.

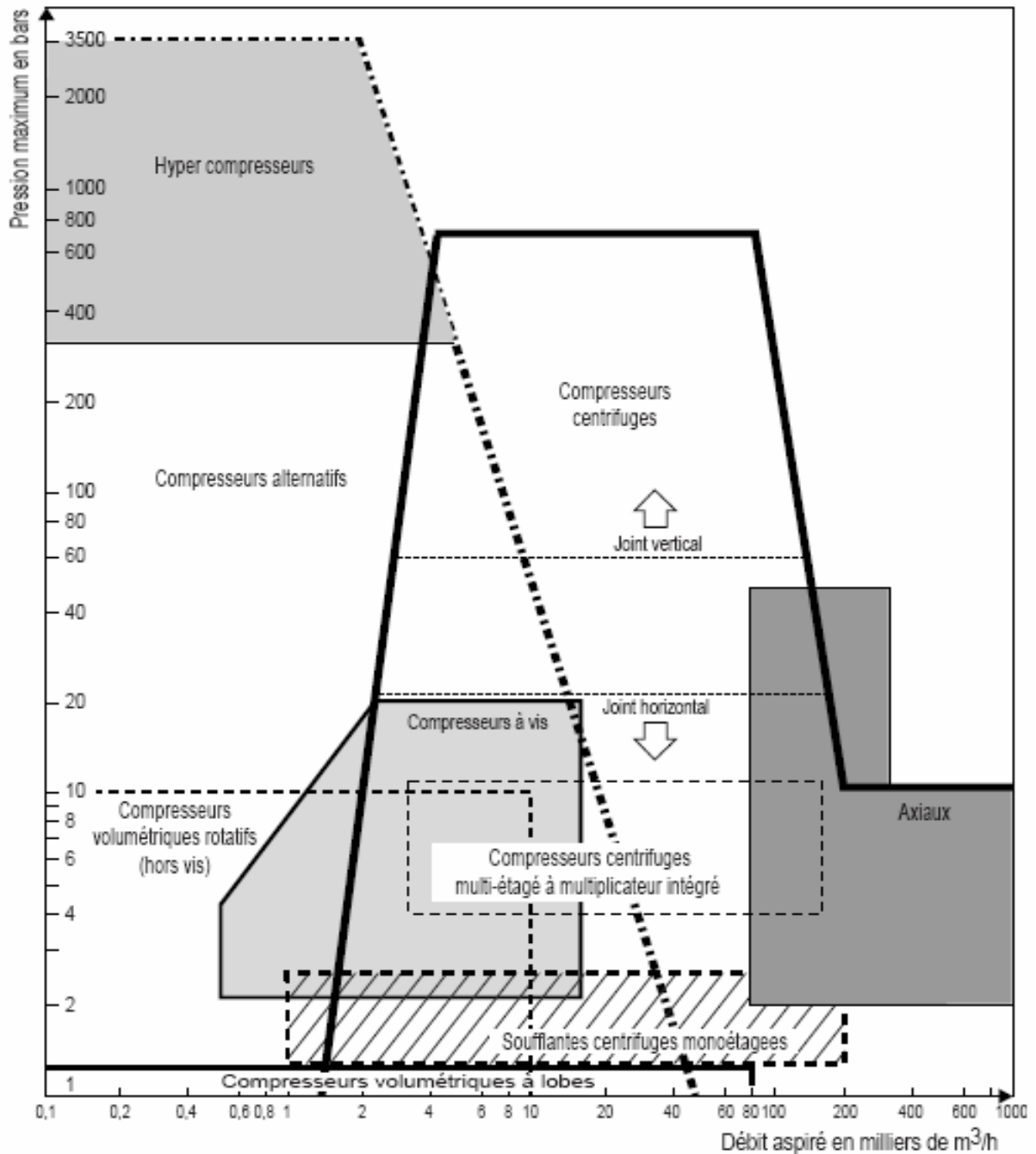


Figure IV.1 : Diagramme des domaines conventionnels d'utilisation des différents types de compresseurs [4]

Parmi les compresseurs volumétriques rotatifs, le compresseur à vis offre les meilleures performances. Dans ce type de compresseurs, la variation de la capacité volumétrique au moyen d'une vanne coulissante ou d'un dispositif permettant de faire recirculer une partie du débit aspiré avant la compression, constitue souvent la méthode la plus efficace de moduler le débit. Ce dispositif n'est cependant disponible que pour les compresseurs à injection d'huile et n'est pas offert par tous les fabricants. Il a l'avantage d'exercer une modulation réelle permettant ainsi de maintenir la pression du réseau à l'intérieur d'une plage plus étroite. Le délestage complet du compresseur en mode « tout ou rien » permet, dans le cas d'une charge fortement variable, de réduire la consommation moyenne. Bien que cette méthode exige une plage de pression plus large, la réduction de la puissance à charge partielle optimise la consommation électrique. Par ailleurs, dans ce type de compresseur, l'absence de volume mort et le remplacement du mouvement rectiligne des compresseurs alternatifs par un mouvement rotatif, conduit à une amélioration substantielle du rendement par rapport au type précédent.

Dans la plupart des applications de compresseurs centrifuges à vitesse constante, la régulation du débit à l'aide d'aubes réglables à l'aspiration (*inlet guide vanes*) ou d'ailettes réglables, situées dans le diffuseur, permet d'obtenir le meilleur rendement énergétique. Ces deux méthodes comportent deux avantages majeurs : d'une part, elles étendent la plage de régulation en repoussant la limite de pompage de l'appareil à charge réduite ; d'autre part, elles réduisent substantiellement la consommation d'énergie comparativement à toute autre méthode de régulation à vitesse constante. Dans le cas des compresseurs de gaz de procédé, ces deux dispositifs sont offerts séparément ou peuvent être combinés afin d'obtenir une plage de régulation encore plus étendue si nécessaire. Le délestage du compresseur impose une forte charge sur les paliers, et le nombre de cycles doit donc être limité (les cycles seront donc de durée assez longue ce qui nécessite l'emploi de réservoirs de grande capacité et conduit à une plage de régulation de la pression de refoulement assez large). La protection contre le pompage consiste à évacuer ou à faire recirculer la portion excédentaire du débit afin de maintenir le débit passant au compresseur au-dessus de la valeur minimale. Le meilleur rendement est obtenu lorsque le compresseur peut utiliser la plage maximale de fonctionnement avant que la protection n'entre en jeu. Cette limite de pompage constitue l'inconvénient majeur d'un compresseur centrifuge dans le cas d'un profil de charge fortement variable comme le nôtre.

A moins donc de faire appel à un système de régulation intégrant une variation électronique de la vitesse, afin de suivre et de contrôler étroitement le fonctionnement d'un

compresseur centrifuge, qui reste sans conteste le meilleur candidat d'un point de vue énergétique, nous pensons que le compresseur à vis avec une régulation en mode "tout ou rien" présente le meilleur compromis dans le cas présent, sachant d'une part, que la régulation électronique de la vitesse coûte cher en investissement et en maintenance et, d'autre part, que la durée d'un cycle de fonctionnement d'un compresseur à vis en mode de régulation "tout ou rien" peut être beaucoup plus courte que celle d'un compresseur centrifuge dans les mêmes conditions.

Nous optons par conséquent pour un compresseur à vis non lubrifié (le domaine des températures de fonctionnement étant très bas) et à un seul étage (le rapport de pression n'étant pas suffisamment élevé pour nécessiter le recours à l'utilisation d'un second étage dans ce type de compresseurs). La figure IV. 2 donne un schéma global de l'installation proposée. Notons sur ce schéma la présence de l'échangeur, qui va servir à réchauffer le gaz en aval du compresseur, et du réservoir principal qui va réguler l'alimentation du réseau en rapport avec les périodes de fonctionnement et de délestage du compresseur. Ce réservoir sera beaucoup plus petit que celui qui aurait été nécessaire si le compresseur choisi était un compresseur centrifuge avec le même mode de régulation.

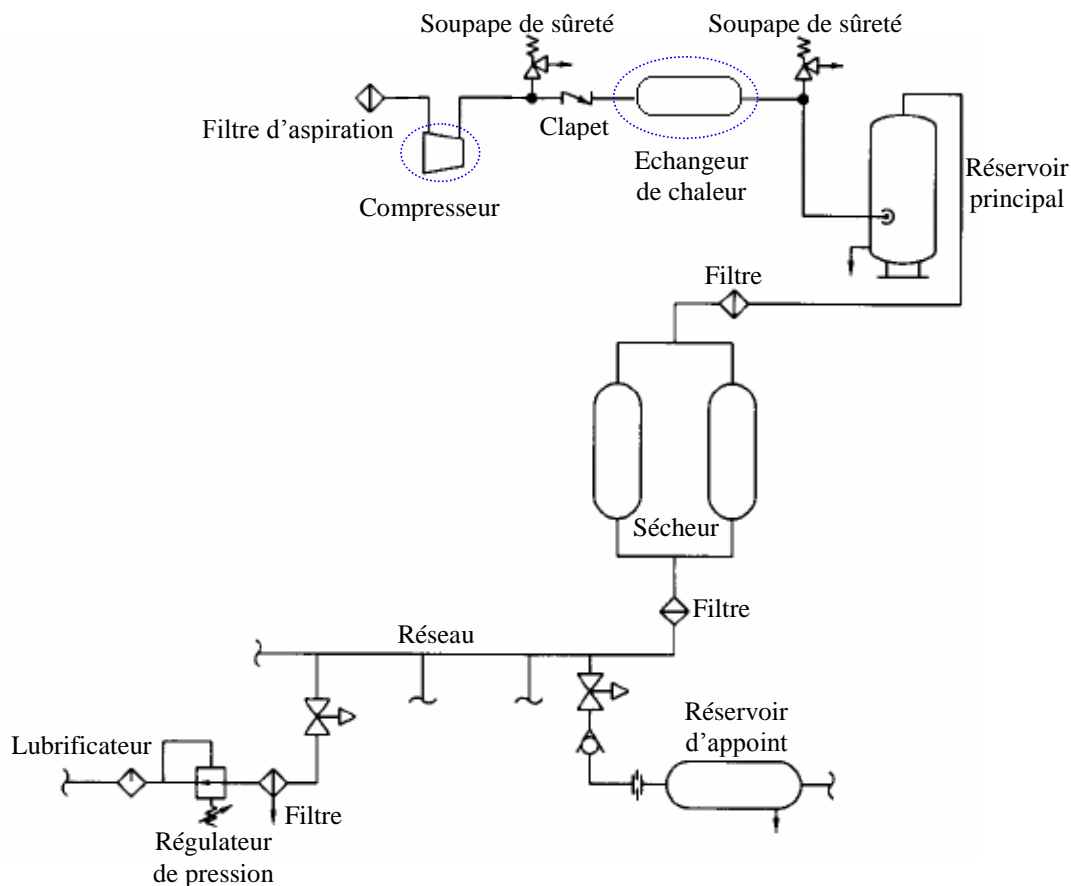


Figure IV. 2 : Schéma général de l'installation

IV. 4 Principe de fonctionnement du compresseur à vis

Le compresseur à vis, comme son nom l'indique, comporte deux vis qui permettent de comprimer le gaz. Comme pour le compresseur à piston, on joue ici sur une diminution du volume pour augmenter la pression.

A. Phase d'aspiration: Le gaz entre par l'orifice d'aspiration dans les spires des rotors ouvertes du côté de l'aspiration.

B. Phase de compression: la rotation progressive des rotors provoque la fermeture de l'orifice d'admission, le volume est réduit et la pression monte.

C. Phase d'évacuation: la compression est terminée, la pression finale est atteinte, le refoulement commence.

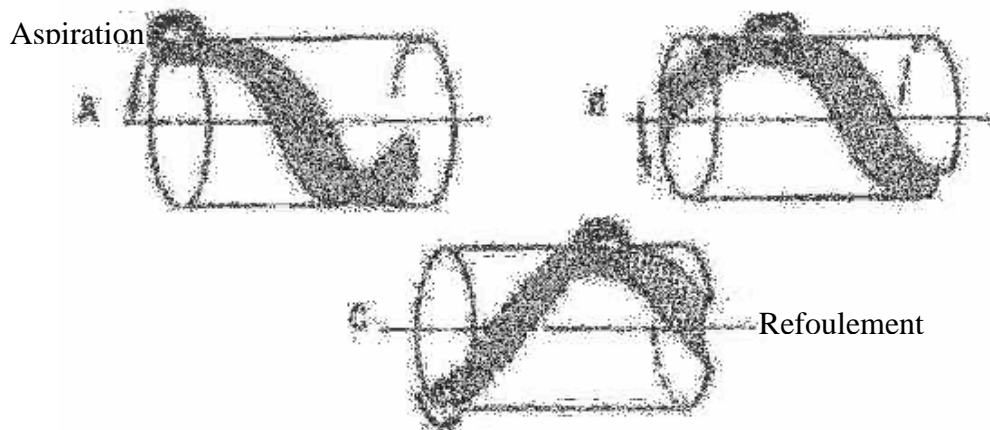


Figure IV. 3 : Cycle de compression d'un compresseur à vis

IV. 5 Eléments de théorie des compresseurs à vis [7]

Dans un compresseur à vis, le volume déplacé est fonction du volume inter-lobes et de la vitesse de rotation. Le volume inter-lobes (Q_r) est à son tour fonction du profil de la vis, de son diamètre (d) et de sa longueur (L) ; il peut être évalué à l'aide de l'équation suivante [7] :

$$Q_r = \frac{d^3 \left(\frac{L}{d} \right)}{C} \quad (\text{IV.1})$$

avec, $C = 2.231$ pour un profil circulaire

$C = 2.055$ pour un profil asymétrique

Le tableau ci-dessous, donne les valeurs normalisées du diamètre ainsi que les valeurs disponibles du rapport de la longueur sur le diamètre.

Rotor Diameter Inches	L/d 1.0	L/d 1.5
6.75	X	—
8.50	X	X
10.50	X	X
13.25	X	X
16.50	X	X
20.00	—	X
24.80	—	X

Tableau IV. 2 : Valeurs standards des paramètres géométriques des compresseurs à vis de type SRM

Le volume déplacé sera donc :

$$Q_d = Q_r \times N \quad (\text{IV.2})$$

A présent le débit volumique aux conditions de l'aspiration (Q_1) s'obtient en multipliant le volume déplacé par le rendement volumétrique (η_v) du compresseur :

$$Q_1 = Q_d \times \eta_v \quad (\text{IV.3})$$

Notons que dans le cas d'un compresseur à vis, il n'existe pas de volume mort, comme dans le cas d'un compresseur à piston. Les pertes volumétriques seront donc dues uniquement aux fuites à travers le contact des deux vis. Dans le cas d'un compresseur sec, ces fuites peuvent être reliées au nombre de Mach périphérique. Le nombre de Mach optimum qui minimise ces fuites peut être estimé en fonction du rapport de compression à partir du graphique de la figure suivante.

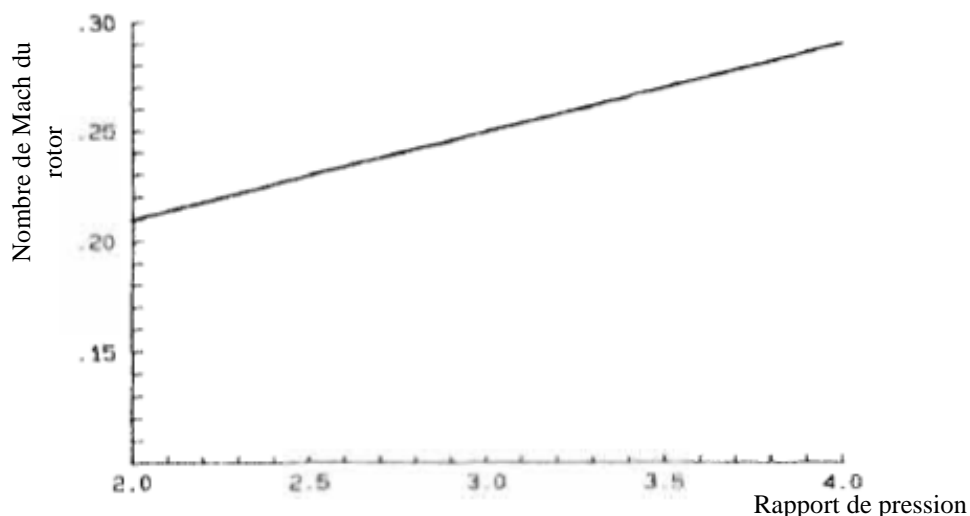


Fig. IV. 4 : Vitesse périphérique optimale en fonction du rapport de pression

Les fuites de gaz ont également un effet sur le rendement thermodynamique de la compression. La figure (IV. 6) donne l'écart du rendement isentropique par rapport au rendement optimum en fonction de la vitesse périphérique du rotor.

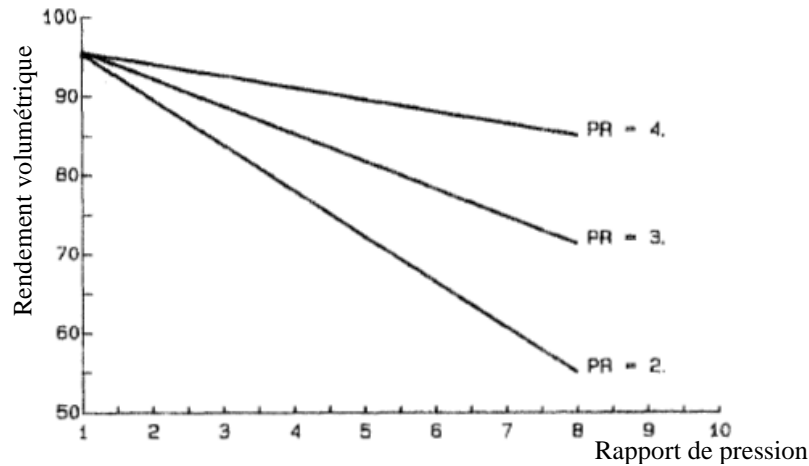


Figure IV. 5 : Rendement volumétrique d'un compresseur SRM en fonction du rapport de pression

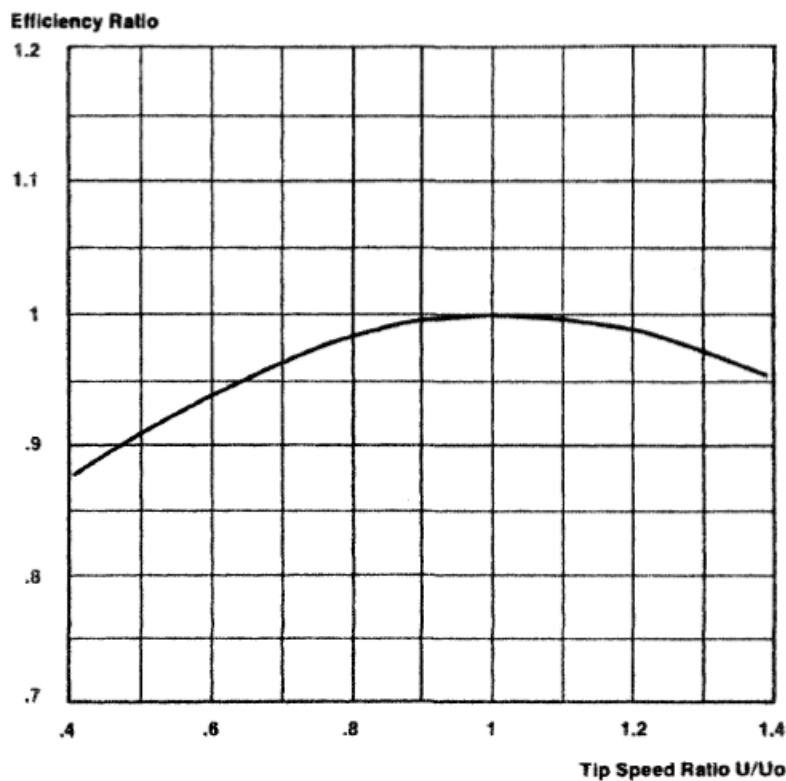


Figure IV. 6 : Rapport de rendement isentropique en fonction du rapport de vitesse périphérique

La figure (IV.5) donne le rendement volumétrique optimum en fonction du rapport de pression tandis que la figure (IV.7) donne le rendement isentropique optimum en fonction du rapport de pression.

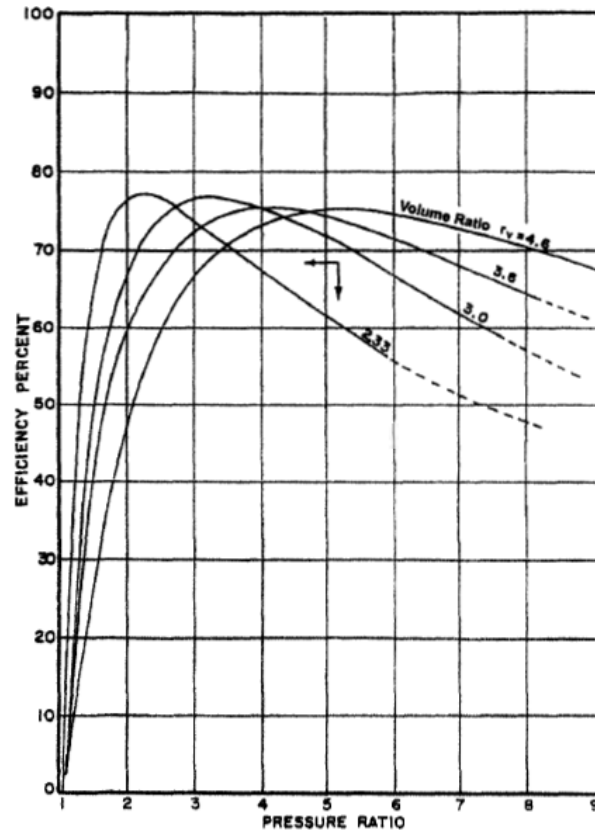


Figure IV.6 : Rendement isentropique d'un compresseur SRM en fonction du rapport de pression

La valeur du rendement isentropique donnée par la figure (IV.7) doit être corrigée pour tenir compte de l'influence de la masse moléculaire du gaz sur le rendement. Pour cette correction, on pourrait recourir à une règle empirique rapportée par l'auteur de la référence [7] d'où sont tirées également les figures de (IV.4) à (IV.7). Cette règle s'énonce comme suit :

- pour $M = 29$ (air), la correction est nulle ;
- pour $M = 2$ (H_2), il faut retrancher 3 points de la valeur du rendement lue sur la figure ;
- pour $M = 56$, il faut rajouter 3 points à la valeur du rendement lue sur la figure ;
- pour une valeur de M autre, on détermine la correction par interpolation linéaire.

La correction sera donc dans notre cas :

$$\delta\eta_s = (-3) + (18.93 - 2) (0 + 3) / (29 - 2) = - 1.12$$

Toutes les données précédentes correspondent à un compresseur à vis sec du type SRM.

IV. 6 Dimensionnement du compresseur à vis

A présent nous allons procéder au calcul des caractéristiques dimensionnelles du compresseur en faisant appel aux équations et critères du paragraphe précédent. Nous allons commencer par l'évaluation de la température de refoulement et du rapport des chaleurs spécifiques.

IV. 6. 1 La température de refoulement

En tenant compte de la compressibilité du gaz, on peut écrire d'après la référence [8]:

$$T_2 = T_1 \times \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{Z.R}{M.C_p} \left(\frac{1}{\eta_p} + X \right)} \quad (\text{IV.4})$$

avec,

Z : facteur de compressibilité (= 0.97 calculé à l'aide du logiciel Hysys en utilisant l'équation de Peng-Robinson)

η_p : rendement polytropique

R : constante universelle des gaz parfaits (= 8.3144 kJ/kmole.K)

M : masse molaire du gaz (= 18.93 kg/kmole)

C_p : chaleur spécifique moyenne du gaz entre T_1 et T_2

$X = \frac{T}{V} \left(\frac{\partial V}{\partial T} \right)_p - 1$: coefficient sans dimension lié à la compressibilité du gaz et qui tend

vers zéro lorsque Z tend vers 1. (étant donné que dans le cas présent $Z = 0.97$, on prendra $X = 0$).

En règle générale, le rendement polytropique d'un compresseur, qui est par définition le rendement d'un étage élémentaire, est différent de son rendement isentropique qui caractérise l'irréversibilité de toute la compression, et cette différence est d'autant plus prononcée que le rapport de pression est important. Cependant, dans le cas de faibles rapports de pression la valeur du rendement isentropique tend vers celle du rendement polytropique. Nous allons donc adopter cette approximation dans le cas présent et nous utiliserons dans l'expression (IV.4) une valeur du rendement relevée de la figure IV.6 pour un rapport de pression de 4 et un rapport de compression volumétrique correspondant de 2.7 (évalué en utilisant une valeur de $\gamma = 1.4$). Nous lisons approximativement:

$$\eta_{s \text{ lue}} = 0.72$$

On retranche 1.12 % de cette valeur pour tenir compte de l'influence de la masse molaire du gaz sur le rendement et on aura :

$$\eta_s = 0.7088$$

Les autres données sont :

$$T_1 = 113.15 \text{ K}$$

$$(p_2/p_1) = 4$$

En ce qui concerne le rapport $(R/C_p) = (\gamma-1)/\gamma$, on choisit une valeur initiale $\gamma = 1.4$, on calcule la température T_2 , puis la chaleur spécifique moyenne. Ensuite, on calcule γ puis on procède par itérations successives comme expliqué en annexe 1 jusqu'à convergence. Les valeurs définitives de T_2 et de γ sont :

$$T_2 = 198.26 \text{ K} = -75 \text{ °C}$$

$$\gamma = 1.42$$

On vérifie ensuite que le choix de la valeur de 1.4 pour γ lors de la détermination du rendement isentropique n'a pratiquement pas d'influence sur la valeur utilisée du rendement.

IV. 6. 2 Vitesse périphérique

Pour calculer la vitesse périphérique optimum, évaluons d'abord la vitesse du son à l'aspiration :

$$a_1 = \sqrt{\gamma RT_1} \quad (\text{IV.5})$$

$$a_1 = \sqrt{1.42 \times \frac{8.314}{18.93} \times 1000 \times 113.15} = 265.64 \text{ m/s}$$

Ensuite, en faisant appel à la valeur optimale du nombre de Mach (= 0.28), calculons la vitesse périphérique :

$$U_0 = Mach_1 a_1 = 0.28 \times 265.79 = 74.38 \text{ m/s} \quad (\text{IV.6})$$

IV. 6. 3 Calcul des dimensions principales du compresseur.

On calcule d'abord le volume déplacé à l'aide de l'équation (IV.3) :

$$Q_d = \frac{Q_1}{\eta_v}$$

avec, $Q_1 = 7000 \text{ m}^3/\text{h}$

$\eta_v = 0.92$ (valeur relevée à partir de la figure IV.4 pour un rapport de pression de 4)

on aura :

$$Q_d = 7608.7 \text{ m}^3/\text{h}$$

Ensuite, en remarquant que la vitesse de rotation N est liée au diamètre et à la vitesse périphérique par la relation :

$$N(\text{trs/s}) = \frac{U_0(\text{m/s})}{\pi d(\text{m})} \quad (\text{IV.7})$$

On peut mettre l'équation IV.2 sous la forme :

$$Q_r(\text{m}^3/\text{tr}) = \frac{\pi d(\text{m})}{U_0(\text{m/s})} Q_d(\text{m}^3/\text{s})$$

Finalement, en portant cette expression dans l'équation IV.1, on obtient :

$$d^2 \left(\frac{L}{d} \right) = \pi \cdot C \frac{Q_d}{U_0} \quad (\text{IV.8})$$

Dans cette dernière équation, nous avons deux inconnues : le diamètre d et le rapport de la longueur de la vis à son diamètre ; toutefois, ces deux paramètres sont liés par les standards du tableau IV.2. Nous pouvons donc résoudre le problème en procédant de la manière suivante :

On calcule d'abord le membre de droite de l'équation IV.8 :

$$Q_d = 7608.7 \text{ m}^3/\text{h} = 2.1135 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$U_0 = 74.38 \text{ m/s}$$

$$C = 2.055$$

$$d^2 \left(\frac{L}{d} \right) = \pi \cdot (2.055) \frac{(2.1135)}{(74.38)} = 0.1834 \text{ m}^2 \quad (\text{IV.9})$$

Ensuite, on reprend le tableau IV.2 et on calcule pour chaque paire (d ; L/d), le produit du membre de gauche de l'équation (IV.9) ci-dessus jusqu'à ce qu'on trouve un standard qui satisfait l'équation. Les résultats des calculs sont présentés dans le tableau suivant :

	$d^2 \left(\frac{L}{d} \right) \quad (\text{m}^2)$				
<i>d (inch)</i>	6.75	8.50	10.50	13.25	16.50
<i>d (cm)</i>	17.16	21.59	26.67	33.66	41.91
<i>(L/d) = 1</i>	0.0293	0.0466	0.0711	0.1133	0.1756
<i>(L/d) = 1.5</i>		0.0699	0.1067	0.1699	0.2635

Tableau IV.3 ; Recherche d'un standard adapté pour l'application

Par comparaison avec la valeur de 0.1834 [voir éq. (IV.9)], on relève que deux standards pourraient répondre à nos besoins :

$$1- \quad \mathbf{d = 13.25 \text{ in (33.66 cm)}} \quad \mathbf{et} \quad \mathbf{L = 19.875 \text{ in (50.49 cm)}}$$

2- **d = 16.50 in (41.91 cm)** et **L = 16.50 in (41.91 cm)**

Il s'agit à présent de calculer le volume inter-lobes, la vitesse de rotation N, puis la vitesse périphérique U et à l'aide du rapport U/U_0 on vérifie sur la courbe de la figure IV.6 si le rendement isentropique doit être modifié ou non. On a pour les deux solutions préconisées :

	Q_r (m ³) (éq. IV.1)	N (trs/s) (éq. IV.2)	U (m/s) (éq. IV.7)	U/U_0
1- d = 33.66 cm (L/d) = 1.5	0.0278	76.026	62.429	0.83
2- d = 41.91 cm (L/d) = 1.0	0.0358	59.037	77.73	1.04

Nous remarquons d'après ces résultats que la première solution nécessite une correction conséquente du rendement (on enregistre une réduction d'environ 2.5 % par rapport au rendement optimum utilisé dans les calculs –voir figure IV.6-), tandis que dans le cas de la seconde option, la correction est quasiment nulle et le compresseur aura un rendement égal à l'optimum utilisé dans les calculs ci-dessus. Nous opterons donc pour un compresseur dont les caractéristiques sont les suivantes :

Diamètre : 16.50 in
 Longueur : 16.50 in
 Vitesse de rotation : 3542 trs/min

IV. 7 Puissance requise sur l'arbre du compresseur

La puissance que le moteur doit délivrer sur l'arbre peut être évaluée à l'aide de la relation suivante :

$$\dot{W}_a = \dot{W} + \dot{W}_{mec} \quad (IV.10)$$

avec, \dot{W} : puissance absorbée par le fluide

\dot{W}_{mec} : puissance perdue à cause des frottements mécaniques de la transmission.

1- puissance absorbée par le fluide : le calcul de cette puissance se fera, d'une part, avec la différence d'enthalpie réelle et non isentropique pour tenir compte de l'irréversibilité du processus de transfert d'énergie de la machine vers le fluide, et d'autre part, avec le volume réel déplacé et non le débit volumique à l'aspiration, pour tenir compte des pertes volumétriques qui sont dues à un écoulement parasite qui exécute un circuit fermé à l'intérieur de la machine.

$$\dot{W} = \rho_1 Q_d \cdot (H_2 - H_1) \quad (\text{IV.11})$$

Le logiciel "Hysys" qui offre la possibilité d'utiliser différentes équations d'état permet de déterminer les enthalpies du boil-off aux conditions d'aspiration et de refoulement du compresseur. Pour ce calcul, nous avons spécifié au logiciel l'utilisation de l'équation de Peng-Robinson ; voici les enthalpies obtenues :

$$H_1 = -3324 \text{ kJ/kg.}$$

$$H_2 = -3184 \text{ kJ/kg}$$

avec, $\rho_1 = 2.1549 \text{ kg/m}^3$

$$Q_d = 7608.7 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$\dot{W} = 2.1549 \times \frac{7608.7}{3600} \cdot (-3184 + 3324) = 637.62 \text{ kW}$$

2- Puissance consommée par les pertes mécaniques

Le calcul de ces pertes fait normalement appel aux données des constructeurs. Pour faire une estimation précise de ces pertes, il aurait fallu donc connaître les caractéristiques exactes de la machine et de la transmission qui la relie au moteur, puis se rapprocher du constructeur pour avoir la valeur du rendement mécanique. Cependant, une bonne estimation de ces pertes peut être obtenue en utilisant la relation empirique [7] :

$$\dot{W}_{mec} = 0.07 \dot{W} \quad (\text{IV.12})$$

$$\dot{W}_{mec} = 0.07 \times 637.62 = 44.63 \text{ kW}$$

Finalement, en revenant à l'équation IV.10, on peut évaluer la puissance requise sur l'arbre :

$$\dot{W}_a = 637.62 + 44.63 = 682.25 \text{ kW}$$

Les caractéristiques du compresseur sont récapitulées dans le tableau suivant :

Désignation de la caractéristique	Symbole	Unité	valeur
Diamètre	d	inch	16.50
Longueur	L	inch	16.50
Vitesse de rotation	N	trs/min	3542
Puissance sur l'arbre	\dot{W}_a	kW	682.25

Tableau IV.4; tableau récapitulatif des caractéristiques du compresseur

A présent que nous avons trouvé le compresseur adapté à notre application, il nous reste à déterminer les caractéristiques d'un échangeur à plaques qui sera en mesure de porter la température du gaz ainsi comprimé, de -75 °C (température au refoulement du compresseur) jusqu'à 30 °C (température nécessaire dans le réseau). Ceci fera l'objet du chapitre suivant.

CHAPITRE V

Dimensionnement de l'échangeur

V.1 Introduction

Le domaine de l'intensification des échanges de chaleur a, depuis de nombreuses années, dépassé le stade du laboratoire et a été largement pris en compte dans les applications industrielles. Nombre d'échangeurs dans des procédés très divers sont équipés de surfaces d'échange spécialement conçues pour présenter des coefficients d'échange de chaleur élevés et notamment supérieurs à ceux des surfaces d'échange lisses. Les échangeurs à plaques font partie de ces échangeurs sur lesquels est appliquée l'une des techniques visant à intensifier les échanges de chaleur tout en gardant les pertes de charge à un niveau raisonnable.

V.2 Relation fondamentale régissant le transfert de chaleur dans un échangeur

La relation bien connue qui relie le flux thermique échangé Φ et l'écart de température moyen logarithmique DTML s'écrit comme suit :

$$\Phi = U.A (DTLM)$$

avec U : coefficient d'échange global

A : surface de référence pour les échanges de chaleur

V.3. Différents types d'échangeurs

Les deux principaux types d'échangeurs utilisés dans l'industrie sont :

- les échangeurs tubulaires ;
- les échangeurs à plaques.

Dans les sections suivantes, nous allons passer en revue ces différentes catégories d'échangeurs.

V.3.1. Échangeurs tubulaires

V.3.1.1 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 :

A. **échangeur monotube** (figure 1a), dans lequel le tube est placé à l'intérieur d'un réservoir et a généralement la forme d'un serpent

B. **échangeur coaxial** (figure 1b) 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.

C. **échangeur multitubulaire**, existant sous quatre formes

- *échangeur à tubes séparés*: (figure 1c), 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*: (figure 1d), 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* : (figure 1e), les ailettes permettent d'améliorer le coefficient d'échange thermique

- *échangeur à tubes et calandre* : (figure 1f), c'est l'échangeur actuellement le plus répandu .

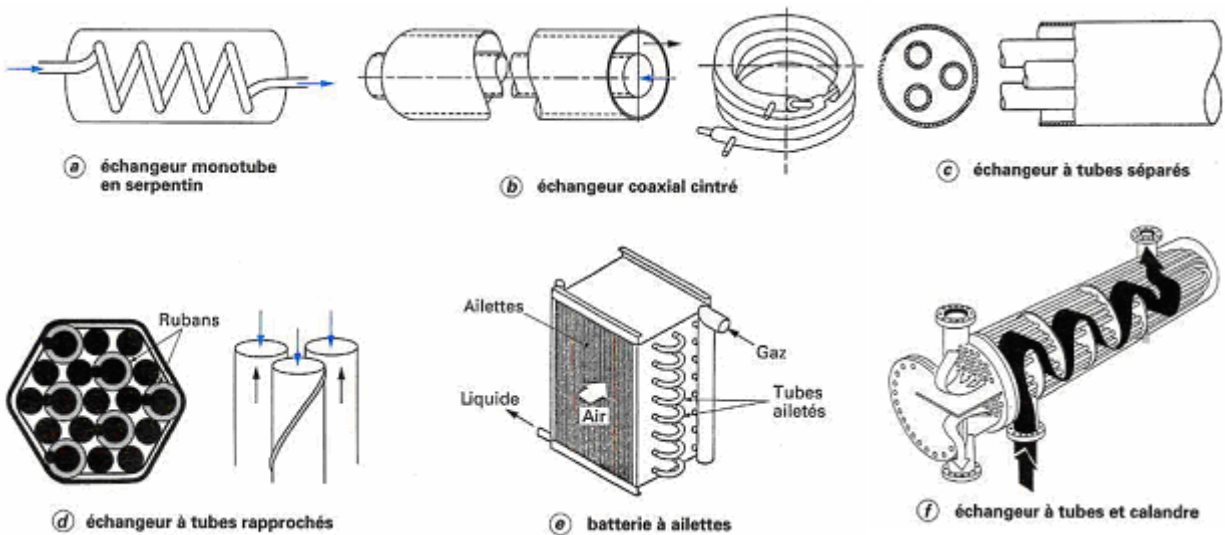


Figure V. 1 : Différentes catégories d'échangeurs tubulaires

V.3.1.2 L'utilisation des ailettes dans les échangeurs tubulaires

Lorsque l'un des fluides transitant dans l'échangeur s'avère nettement moins bon caloporteur que l'autre, l'utilisation d'ailettes s'impose autour des tubes ou quelquefois dans les tubes afin que la résistance thermique globale ne soit pas principalement due au fluide ayant le plus petit coefficient d'échange thermique. C'est le cas des échangeurs gaz-liquide et liquide-gaz utilisés dans la récupération thermique sur les fumées ou les gaz chauds ou dans les différents systèmes thermodynamiques tels que pompes à chaleur ou groupes de réfrigération ; en génie climatique, ces échangeurs sont appelés batteries à ailettes (voir fig. 1e). Les batteries à ailettes sont constituées d'un faisceau de tubes, répartis en rangs ou nappes, dans lesquels circule un fluide caloporteur ayant un bon coefficient d'échange. Le fluide extérieur étant un gaz (air généralement) nécessite un ailettage externe des tubes pour diminuer l'écart entre les résistances thermiques externes et internes, on obtient ainsi un échangeur compact. Les ailettes peuvent être planes, ondulées ou indépendantes, dans ce dernier cas elles peuvent être pleines ou segmentées (voir figure V.2 ci-dessous).

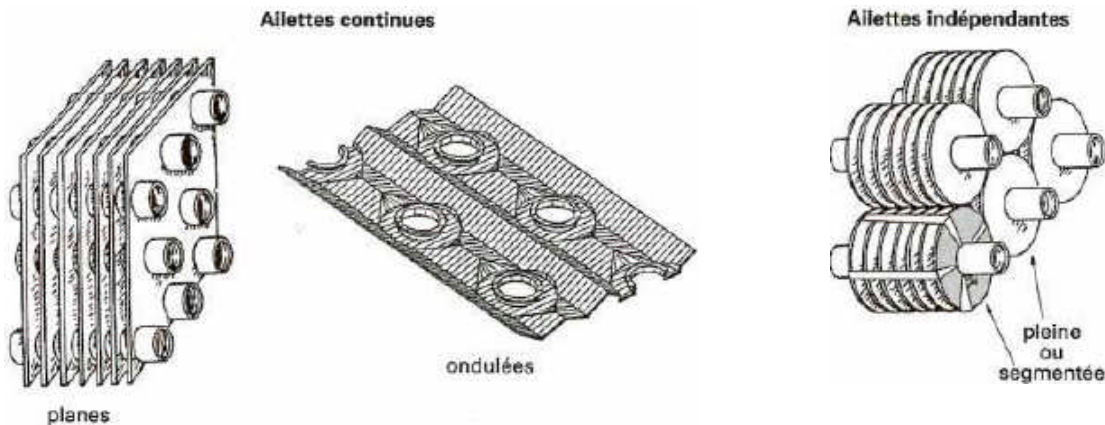


Figure V. 2 : Types d'ailettes portées par les tubes d'échangeurs

V.3.1.3 Échangeurs à tubes et calandre ; voir figure (03)

Les principales technologies d'échangeurs à tubes et calandre sont représentées sur 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 par ce type d'échangeur est celle du *standard américain TEMA (Tabular Exchanger Manufacture Association)*, dans lequel il existe trois classes : C, B et R, par ordre de sévérité croissante.

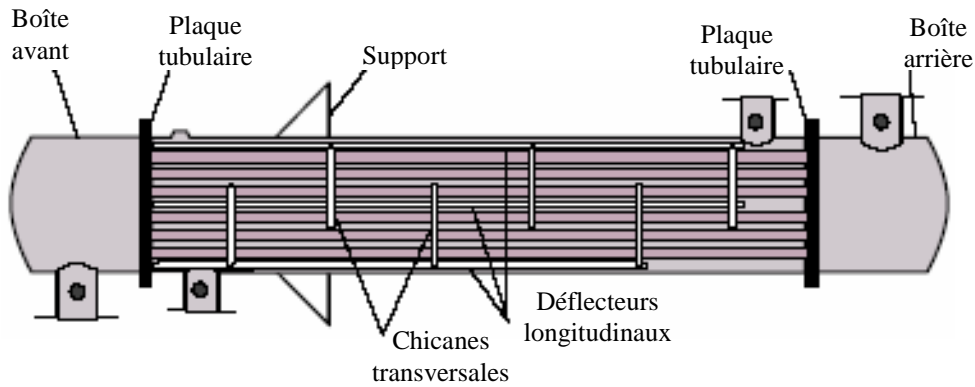


Figure V. 3 : Echangeur à tubes et calandre

V.3.2 Échangeurs à plaques

Ces échangeurs sont constitués par des empilages de plaques ménageant entre elles des espaces où circulent les fluides, siège des échanges thermiques. À la limite, il peut très bien n'y avoir que deux plaques, c'est le cas par exemple des congélateurs à plaques verticales ou horizontales ou des fabriques de glace en écailles. Il existe quatre types de réalisations :

- plaques et joints démontables,
- plaques brassées et,
- plaques intégrales ou soudées,
- plaques à circuits imprimé.

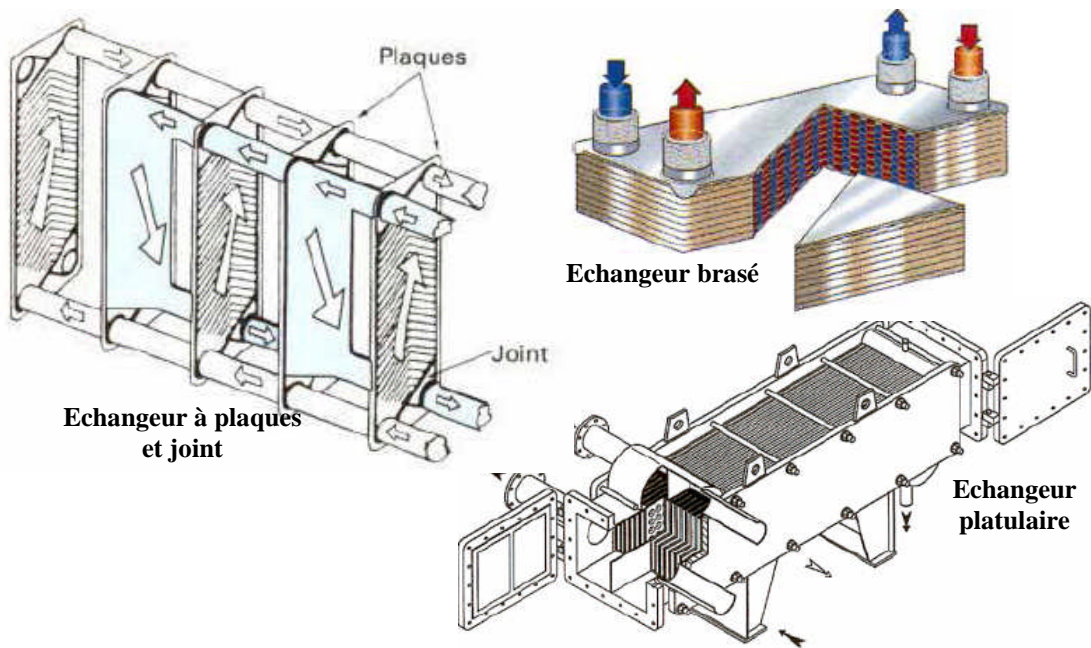


Figure V. 4 : Divers types d'échangeurs à plaques

V.3.2.1 Échangeurs de chaleur en aluminium soudés (Echangeurs brasés)

Des échangeurs de chaleur en aluminium soudés ont été employés dans les installations de transformations cryogéniques de gaz depuis les années 50. Cette section décrit brièvement la configuration de base, les avantages, les limitations et les critères approximatifs de sélection pour les échangeurs de chaleur en aluminium soudés utilisés dans les applications de traitement de gaz.

a- Configuration de base

Un échangeur de chaleur en aluminium soudé se compose de couches alternées d'ailettes ondulés et de feuilles plates de séparation appelées "feuilles médianes". Un empilement alternant les ailettes et les feuilles médianes constitue le « noyau » de l'échangeur de chaleur. Ce dernier est normalement défini par ses dimensions extérieures dans l'ordre suivant : (W) x (H) x (L). Avec : - W : largeur de l'empilement ; - H : hauteur de l'empilement ; - L : longueur de l'empilement.

Le nombre de couches, le type d'ailettes, la disposition des empilements et des circulations des fluides à l'intérieur du corps de l'échangeur changeront selon les conditions d'application. Les constituants de base d'un échangeur à plaque en aluminium type comportant trois écoulements disposés en contre-courant, sont montrés sur le schéma de la figure V.4 ci-dessous. On y trouve principalement :

- Les ajutages qui servent à raccorder les collecteurs des fluides aux entrées et sorties du corps d'échange à la tuyauterie.
- Les collecteurs semi-cylindriques dont le rôle est d'assurer la distribution du fluide en provenance du réseau extérieur sur les différents modules d'échange, ou bien de collecter le fluide en provenance de ces modules avant de le renvoyer via les ajutages vers le réseau d'utilisation extérieur.
- les accès de communication entre les collecteurs et les différents modules (couches) où se produit l'échange de chaleur.

- Les ailettes qui assurent la distribution du fluide sur les différents canaux aménagés entre les ondulations des ailettes d'échange et les plaques de séparation.

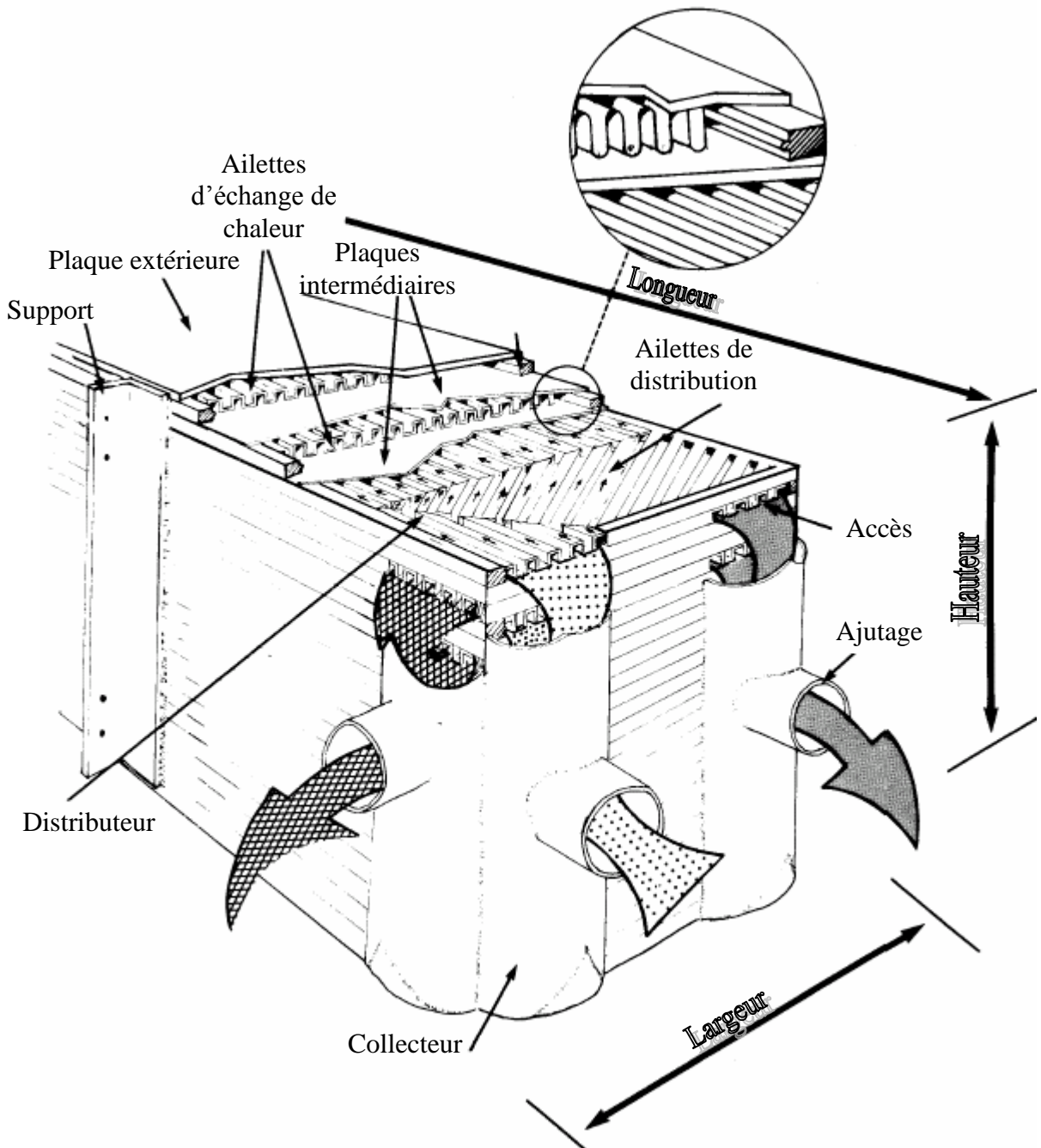


Figure V. 5 : Echangeur à plaques en aluminium traversé par trois écoulements disposés en contre-courant

- Les ailettes d'échange de chaleur dont le rôle principal est d'augmenter la surface d'échange, assurent également un rôle de consolidation de la structure de l'échangeur

à côté des ailettes de distribution, en étant soudées aux plaques de séparation. Ceci est nécessaire pour la tenue de la structure de l'échangeur surtout lorsque la pression des fluides est élevée. L'épaisseur type de ces ailettes est comprise entre 0.15 et 0.58 mm.

- Les plaques de séparation dont le rôle principal est de contenir le fluide à l'intérieur des couches individuelle, agissent également en tant que surface d'échange primaire. L'épaisseur type de ces plaques est comprise entre 0.80 et 2.0 mm.
- Les plaques externes, dont l'épaisseur est d'environ 6.0 mm, garantissent la protection de l'échangeur et son isolation du milieu ambiant.
- Des barres situées sur les côtés et aux extrémités avant et arrière du corps d'échangeur assurent l'étanchéité des différentes couches et forment un périmètre protecteur pour l'échangeur. Des barres de 12 à 25 millimètres de large, solidement extrudées, sont typiquement employées.
- Des supports en forme de cornières en aluminium extrudé à 90° sont soudés sur la face des barres précédentes et servent à porter l'échangeur et à le stabiliser dans sa position d'installation. D'autres configurations de supports existent.

Un assemblage de plusieurs modules d'échange tels que celui qui vient d'être décrit, sont parfois reliés pour former ce qu'il est convenu d'appeler une batterie ; les différents modules pouvant y être assemblés en série, en parallèle ou dans un arrangement qui combine ces deux dispositions.

Les échangeurs individuels et les batteries sont fréquemment installés dans des "Boîtes Froides ". Une boîte froide consiste en une enveloppe en acier au carbone, soudée et hermétique, de forme rectangulaire ou cylindrique, qui supporte et logent les échangeurs, la tuyauterie de connexion ainsi que d'autres équipements cryogéniques et d'isolation.

b- Avantages et limitations

L'aluminium garde d'excellentes caractéristiques mécaniques (résistance et ductilité) jusqu'à des températures de -270 °C. En fait la résistance de l'aluminium augmente avec la baisse de la température. Cependant, à cause de son point de fusion relativement bas, l'aluminium est moins résistant à l'incendie et aux températures élevées que certains autres matériaux. L'aluminium n'est pas utilisé en général dans les procédés qui comportent des températures

supérieures à 65 °C, notamment lorsque des pressions élevées sont présentes. Les échangeurs en aluminium doivent être manipulés et traités avec plus de délicatesse que les échangeurs en acier et ne supportent pas les fluides corrosifs.

Les échangeurs en aluminium brasé sont très compacts et légers. Ils possèdent une densité de surface d'échange par m³ de volume six à huit fois plus élevée que celle d'un échangeur à tubes et calandre comparable (opérant dans les mêmes conditions de pression et de températures). Leur masse volumique est comprise entre 1200 et 1400 kg/m³, contre une valeur de 4000 pour un échangeur à tubes et calandre comparable. Cela signifie qu'un échangeur à plaque en aluminium brasé offre jusqu'à 25 fois plus de surface d'échange par unité de masse qu'un échangeur à tube et calandre. Une telle réduction de volume et de masse conduit à une réduction conséquente des fondations, de la surface au sol, des supports et des coûts d'installation. Un échangeur à plaques en aluminium brasé pourrait recevoir jusqu'à 10 courants de fluides différents avec des pressions différentes et circulant suivant des arrangements à contre-courant, à courants croisés ou encore combinant ces deux circulations. Des températures d'approche de 1.5 °C pour les échanges monophasiques et 2.75 °C pour les échanges biphasiques peuvent être réalisées. Des différences de températures moyennes corrigées de 3 à 6 °C sont employées dans les applications de ces échangeurs.

Dans ce qui suit, nous allons présenter les conditions d'entrée et de sortie des fluides chaud (MCR) et froid (Boil-off) , avant de procéder au dimensionnement de l'échangeur à plaques.

V.4 Dimensionnement de l'échangeur

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

	Unité	Boil of Côte calandre	MCR Côte tube
➤ Etat	-----	gaz	gaz
➤ Température d'entrée	°C	$t_1 = -75$	$T_1 = 116$
➤ Température de sortie	°C	$t_2 = 30$	$T_2 = -10$
➤ Débit	Kg/h	$M = 7549.15$	$M'?$
➤ Chaleur spécifique	kJ/kg.K	$C_p = 1704.1$	$C_p' = 1760.6$
➤ Préssion	kPa	$P_b = 400$	$P_M = 2160$
➤ Masse volumique à l'entrée	Kg/m ³	4.711	12.34
➤ Masse volumique à la sortie	Kg/m ³	3.023	19.79

Tableau V.1 : Propriétés des fluides à l'entrée et à la sortie de l'échangeur

V.4.1 Calcul de la Différence de température moyenne logarithmique (DTLM)

T_1 = température d'entrée côté chaud

T_2 = température de sortie côté chaud

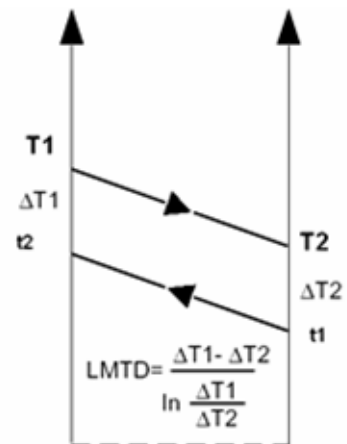
t_1 = température d'entrée côté froid

t_2 = température de sortie côté froid

$$\Delta t_1 = T_1 - t_2 = 116 - 30 = 86^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_2 = T_2 - t_1 = -10 + 75 = 65^\circ\text{C}$$

$$\text{DTLM} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln\left(\frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}\right)} = 75.01^\circ\text{C}$$



En admettant que les échanges de chaleur au sein de notre échangeur sont adiabatiques, On peut écrire :

$$\dot{Q} = MC_p(t_2 - t_1) = M \cdot C_p(T_1 - T_2)$$

On calcule d'abord le débit de chaleur échangé :

$$\dot{Q} = MC_p(t_2 - t_1) = \left(\frac{7549.15}{3600} \right) \times 1.7041(75 + 30) = 375.21 \text{ kW}$$

Ensuite on calcule le débit du MCR :

$$M' = \frac{\dot{Q}}{C_p(T_1 - T_2)} = \frac{375.21}{1.76(116 + 10)} \times 3600 = 6091.14 \text{ kg/h}$$

Calcul des dimensions principales de l'échangeur

La figure V.5 présente des valeurs typiques de la vitesse massique écoulement en fonction de la pression de service dans l'échangeur.

La section transversale de l'échangeur pourrait être déterminée en utilisant la relation suivante[9] :

$$H = \frac{576.4}{WN} \sum_{i=1}^{i=n} \left(\frac{\dot{m}_i}{G_i} \right) \quad (\text{V.1})$$

où, W (mm) représente la largeur de l'échangeur (ou de la boîte froide), H (mm) sa hauteur, N le nombre d'échangeurs et n le nombre de courants. Dans cette expression les débits massiques sont exprimés en (kg/h) et les vitesses massique en (kg/m².s)

La procédure de calcul est la suivante :

On choisit une largeur normalisée parmi les valeurs 300, 430, 635, 900, 1000 mm, on calcule la hauteur H à l'aide de la formule (V.1). A l'aide d'une autre relation empirique fonction du type d'ailettes choisi, on calcule la longueur L de l'échangeur. Si cette longueur est jugée trop grande et encombrante, on reprend les calculs en choisissant d'autres valeurs pour les vitesses massiques de façon à réduire cette longueur. Finalement, on fera appel à d'autres formules empiriques pour calculer les pertes de charge associées à chacun des écoulements et les comparer avec les valeurs admissibles.

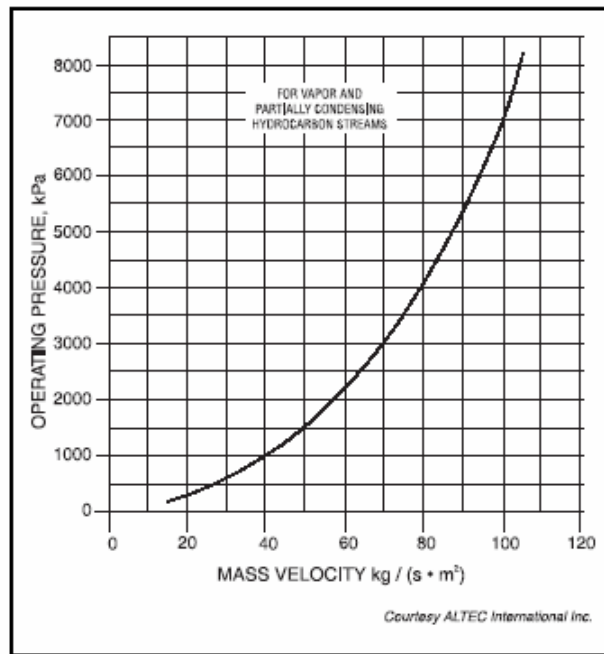


Figure V.5 : Valeurs typiques de la vitesse massique en fonction de la pression de fonctionnement

La vitesse massique pour chacun des deux fluides peut être lue à partir de la figure.V.5, on aura ainsi :

- Pour le boil-off ($p = 400 \text{ kPa}$) $G_f = 23.5 \text{ kg/m}^2.\text{s}$
- Pour le MCR ($p = 2160 \text{ kPa}$) $G_c = 50.8 \text{ kg/m}^2.\text{s}$

Pour appliquer la formule (V.1), nous précisons que dans notre cas, nous avons un seul échangeur ($N = 1$) et deux courants ($n = 2$). Nous adoptons pour la largeur une valeur : $W = 430 \text{ mm}$, et nous calculons la hauteur de l'empilement :

$$H = \frac{576.4}{430 \times 1} \left[\frac{6981.6}{50.8} + \frac{7549.15}{23.5} \right] = 1311.5 \text{ mm}$$

Pour calculer la longueur de l'échangeur, il faut au préalable choisir le type d'ailettes à utiliser. Pour des ailettes perforées (voir figure V.2), on pourrait utiliser la formule [9] :

$$L = \frac{99750 \times UA}{W \times H \times \sqrt{G_{\text{total}}}} + 0.65W \quad (\text{V.2})$$

où, (UA) représente la conductance thermique globale de l'échangeur en (W/°C) ; les autres grandeurs gardent les mêmes unités que dans la formule (V.1).

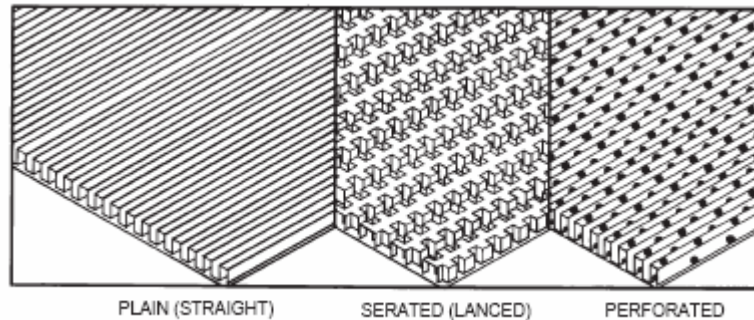


Figure V.6 : types de plaques

Avec :

$$G_{\text{total}} = G_f + G_c = 23.5 + 50.8 = 74.3 \text{ Kg/m}^2 \cdot \text{s}$$

$$UA = \frac{Q}{DTLM} = \frac{375210}{75.01} = 5002.1 \text{ W /}^\circ\text{C} \quad (\text{V.3})$$

On aura pour la longueur :

$$L = \frac{99750 \times 5002.1}{430 \times 1311.5 \times \sqrt{74.3}} + 0.65 \times 430 = 382.14 \text{ mm}$$

En général, il est recommandé d'avoir une largeur et une hauteur aussi proches l'une de l'autre pour réduire au maximum la section frontale. Nous remarquons dans les calculs ci-dessus que la longueur est faible et que la hauteur est relativement importante. Nous convenons donc de garder les vitesses massiques et de redistribuer les dimensions de l'échangeur de façon à réduire la hauteur et à augmenter un peu la longueur, ceci est de nature à faciliter le transport de l'échangeur et à favoriser sa stabilité une fois installé. Nous reprenons les formules (V.1) et (V.2) et nous calculons pour $W = 635, 900$ et 1000 mm. Les résultats des calculs sont :

W	H	L
mm	mm	mm
635	888.1	515.4
900	626.6	687.65
1000	563.9	752.65

Nous optons finalement pour les dimensions : 635 x 888.1 x 515.4 et nous calculons les pertes de charge à l'aide de la formule empirique suivante [9] :

$$\Delta P = \frac{(2.4)(10^{-5})(L + 2415)(G)^{1.8}}{\rho_m} \quad (\text{V.3})$$

où, la masse volumique utilisée est une combinaison de la moyenne arithmétique et de la moyenne géométrique de la masse volumique du fluide entre l'entrée et la sortie de l'échangeur :

$$\rho_m = \frac{2(\rho_{\text{entrée}}) \cdot (\rho_{\text{sortie}})}{(\rho_{\text{entrée}}) + (\rho_{\text{sortie}})} \quad (\text{V.4})$$

Les valeurs des masses volumiques du boil-off et du MCR à l'entrée et à la sortie de l'échangeur sont données au tableau (V.1). On calcule donc pour les deux fluides :

	Boil-off	MCR
T _{entrée} (°C)	- 75	116
ρ _{entrée} (kg/m ³)	4.711	12.32
T _{sortie} (°C)	30	-10
ρ _{sortie} (kg/m ³)	3.023	19.79
ρ _m	3.68	15.18

On obtient finalement les pertes de charge :

$$\begin{aligned} \text{- du côté Boil-off : } \Delta P &= \frac{(2.4)(10^{-5})(515.4 + 2415)(23.5)^{1.8}}{3.68} = 5.61 \text{ KPa} \\ \text{- du côté MCR : } \Delta P &= \frac{(2.4)(10^{-5})(515.4 + 2415)(50.8)^{1.8}}{15.18} = 5.45 \text{ KPa} \end{aligned}$$

Ces valeurs des chutes de pression à travers l'échangeur sont à comparer avec des valeurs admissibles dont nous ne disposons pas présentement. Ces valeurs admissibles dépendent surtout de la pression de service. Plus la pression de service est élevée, plus grande sera la chute de pression tolérée. Dans le cas présent, il semble évident que les pertes de charge obtenues sont

faibles, et ceci pourrait être en partie imputable à la faible valeur de la longueur de l'échangeur. Une telle situation est loin d'être favorable, car elle signifie qu'on s'éloigne du compromis économique qui correspond à un équilibre entre le coût de l'échangeur et le coût de son exploitation ; pour un tel équilibre la perte de charge doit être très proche de la perte admissible.

La procédure utilisée ici pour évaluer les dimensions de l'échangeur n'est qu'approximative, nous nous en sommes contenté car le temps nous a manqué de trouver une méthode plus élaborée et plus rigoureuse pour le dimensionnement des échangeurs compacts.

Conclusion

Conclusion Générale

Ce travail, dédié au dimensionnement d'un compresseur et d'un échangeur à plaques destiné à réchauffer les gaz de boil-off récupérés 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.Bouزيد, ingénieur au niveau du service technique de ce complexe, suite à un stage de fin d'études que j'y effectué au cours de la période avril-mai 2006

Nous avons d'abord fait une estimation du potentiel en gaz de boil-off récupérable en nous basant sur un coefficient de perte fourni par le constructeur des bacs de stockage et qui vaut 1.4 % de la production de GNL qui transite par les bacs. Cette estimation a donné un débit de boil-off moyen, calculé sur la base des données de l'année 2005, d'environ 3500 m³/h.

L'analyse des conditions de production des boil-off à révélé que cette dernière est caractérisée par une importante irrégularité, ce qui complique la recherche d'un schéma de compression adapté pour la récupération. Nous avons analysé les modes de régulation des différents types de compresseurs et nous nous sommes finalement décidé pour le choix d'un compresseur à vis dont nous avons calculé les dimensions principales. Mais, d'autres solutions pourraient être envisagées dans un cadre plus approfondi. Nous avons enfin tenté un dimensionnement approximatif d'un échangeur à plaques pour parachever le dimensionnement des gaz récupérés, en les portant à l'aide du fluide réfrigérant à la température du réseau combustible qui est de 30 °C.

Ce travail se veut une analyse préliminaire à une étude plus approfondie visant à contribuer d'une façon concrète à la récupération des gaz de torche au niveau des complexes de liquéfaction du gaz naturel.

BIBLIOGRAPHIE

[1] Qoutidien Nationale D'information

« le jour D'Algérie édition de 08/06/06 article : les gaz torches totalement éliminés en 2012 »

[2] Sonatrach

« Documentation interne du complexe GL1-K »

[3] TEHNIQUE DE L'INGENIEUR

« échangeur de chaleur , description des échangeurs » ,B 2343

[4] ETUDE COMPRESSION DES GAZ

« 2004.ENSMP formation industriel. IFP training »

[5] TEHNIQUE DE L'INGENIEUR

« échangeur de chaleur , description des échangeurs » ,B 2344

[6] Hysys. Process V.2.2 (build 3797)

« Logiciel de calcul des propriétés des hydrocarbures »

[7] compressors : selection and sizing

royce n.brown

gulf professional publishing second edition 1997

[8] Guide technique des systemes de compression

Hydro quebec 1994

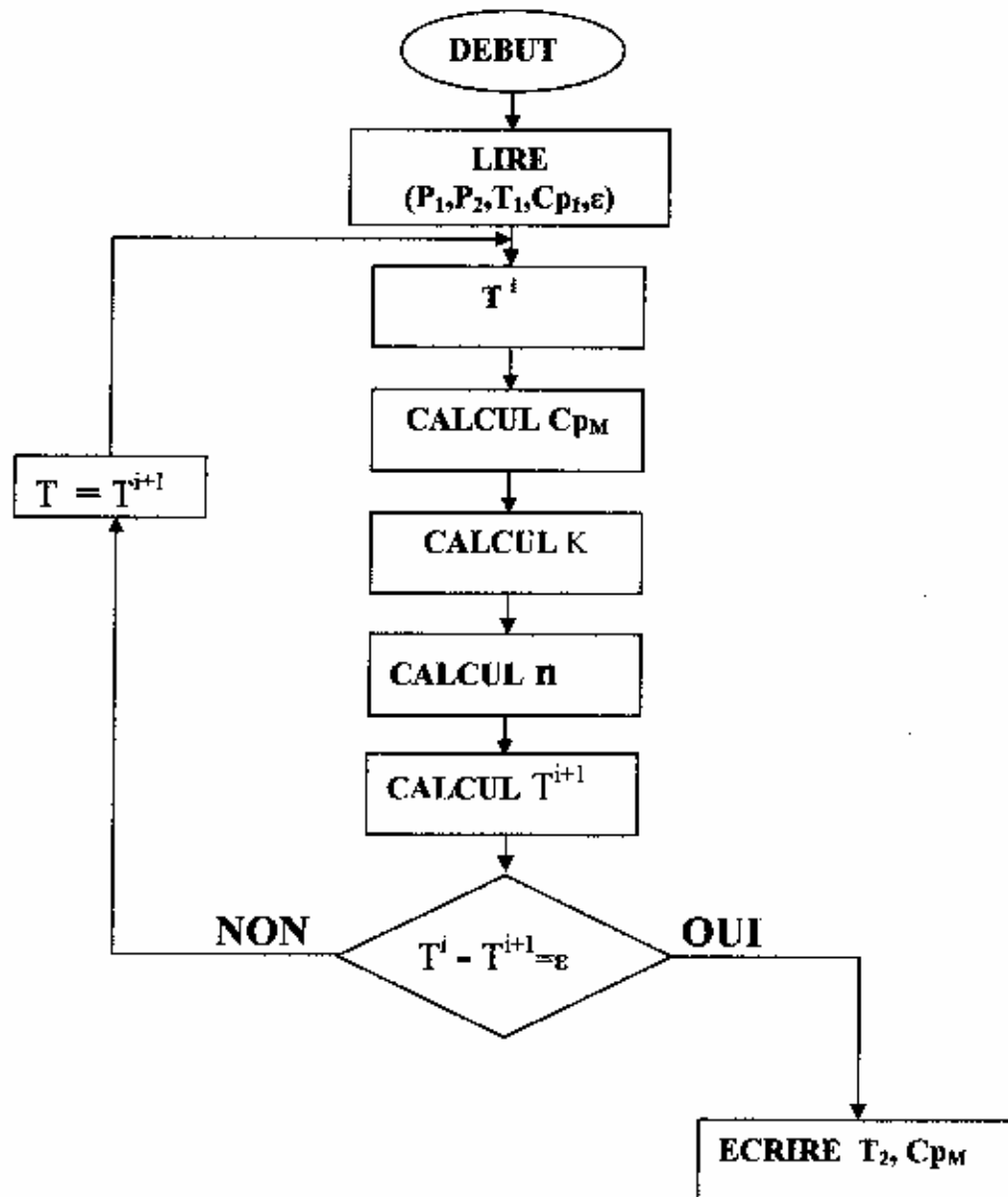
[9] heat exchangers

« country ALTEC international, Inc »

Annexe

Annexe 1 : Calcul de la température de refoulement

Organigramme



Determination de la chaleur spécifique

C_{PM} étant la valeur moyenne de la chaleur spécifique du mélange

Chaleur spécifique partielle

$$C_{pi} = (A + B \cdot T_i + C T_i^2 + D T_i^3)$$

	COMP.	A	B	C	D
N2	24,11	3,12E+01	-1,36E-02	2,68E-05	-1,17E-08
CH4	75,88	1,93E+01	5,21E-02	1,20E-05	-1,13E-08
C2H6	0,01	5,41E+00	1,78E-01	-6,94E-05	8,71E-09

Calcul les constantes du mélange A_m, B_m, C_m, D_m

$$A_m = \sum (A_i * \chi\%) / 100$$

$$B_m = \sum (B_i * \chi\%) / 100$$

$$C_m = \sum (C_i * \chi\%) / 100$$

$$D_m = \sum (D_i * \chi\%) / 100$$

Application numérique

$$A_m = (3,12E+01 * 24,11 + 1,93E+01 * 75,88 + 5,41E+00 * 0,01) / 100$$

$$A_m = 22,12$$

$$B_m = (-1,36E-02 * 24,11 + 5,21E-02 * 75,88 + 1,78E-01 * 0,01) / 100$$

$$B_m = 0,04$$

$$C_m = (2,68E-05 * 24,11 + 1,20E-05 * 75,88 + (-6,94E-05 * 0,01)) / 100$$

$$C_m = 1,55E-05$$

$$D_m = (-1,17E-08 * 24,11 + (-1,13E-08 * 75,88 + 8,71E-09 * 0,01)) / 100$$

$$D_m = -1,14E-08$$