

Ecole Nationale Supérieure Polytechnique
Département Génie Mécanique



Mémoire de Magister
Spécialité : Energétique

Thème

*Minimisation du coût d'investissement
initial d'un cycle à cascade
endoréversible*

Etudié par : **M. BOUZID Kamel**
Ingénieur d'Etat en Energétique

Soutenu devant le jury :

Président	M. RECHAK S.	Professeur ENSP
Rapporteur	M. AIT ALI M. A.	Professeur ENSP
Examineur	M. BENYOUSSEF E.H.	Professeur ENSP
Examineur	M. BOUACHERA T.	Maitre de conférences IAP
Examineur	M. CHENNOUF F.	Directeur de projet, Sonatrach Aval/GNL.2K

SOMMAIRE

NOMENCLATURE	V
LISTE DES FIGURES	VII
LISTE DES TABLEAUX	VIII
REMERCIEMENTS	IX
DEDICACE	X
RESUME	XI
INTRODUCTION	XII
CHAPITRE 1 DESCRIPTION DU CYCLE A CASCADE CLASSIQUE «PROCEDE DE LA CAMEL»	14
1.1 INTRODUCTION	14
1.2 DESCRIPTION DU CYCLE A CASCADE CLASSIQUE DE LA CAMEL	15
1.2.1 Circuit du gaz naturel	15
1.2.2 Description des trois boucles de réfrigération	16
1.3 LES EQUIPEMENTS PRINCIPAUX DES USINES DE LIQUEFACTION	17
1.3.1 Les échangeurs cryogéniques	17
1.3.1.1 Les échangeurs bobinés	17
1.3.1.2 Les échangeurs à plaques	18
1.4 PROBLEMATIQUE DES CYCLES A CASCADE CLASSIQUE	19
CHAPITRE 2 INTRODUCTION A LA THERMODYNAMIQUE DES CYCLES EN TEMPS FINI	21
2.1 INTRODUCTION	21
2.2 PREMIER PRINCIPE DE LA THERMODYNAMIQUE	22
2.3 DEUXIEME PRINCIPE DE LA THERMODYNAMIQUE	23
2.3.1 Réversibilité et irréversibilité	23
2.3.2 Cycle de CARNOT	23
2.3.3 L'Entropie	25
2.4 CYCLE ENDORÉVERSIBLE DE PUISSANCE MAXIMALE	25
2.5 CYCLE ENDORÉVERSIBLE A PUISSANCE OPTIMALE	28

2.6	CYCLE ENDORÉVERSIBLE DE REFRIGERATION _____	30
2.7	CONCLUSION _____	34
CHAPITRE 3 ESTIMATION DES COÛTS DES ECHANGEURS CRYOGENIQUES ET COMPRESSEURS		
DU CYCLE A CASCADE CLASSIQUE DE LA CAMEL) _____		
3.1	INTRODUCTION _____	34
3.2	PRECISION DES ESTIMATIONS DES COÛTS _____	34
3.3	INFLATION DES COÛTS _____	35
3.4	LES METHODES RAPIDES D'ESTIMATION DES COÛTS _____	37
3.4.1	Les coûts de référence _____	37
3.4.2	Méthode d'estimation par étape _____	38
3.4.3	La méthode factorielle _____	38
3.4.3.1	Facteurs de Lang _____	39
3.4.3.2	Méthode factorielle détaillée _____	39
3.4.3.2.1.	Coûts directs _____	39
3.4.3.2.2.	Coûts indirects _____	40
3.5	ESTIMATION DES COÛTS UNITAIRES DES ECHANGEURS ET COMPRESSEURS DU CYCLE A CASCADE CLASSIQUE. _____	41
3.6	CONCLUSION _____	44
CHAPITRE 4 MINIMISATION DU COÛT DES CYCLES FRIGORIFIQUES A CASCADE		
ENDORÉVERSIBLE _____		
4.1	INTRODUCTION _____	45
4.2	MINIMISATION DU COÛT D'UN CYCLE DE REFRIGERATION ENDORÉVERSIBLE _____	45
4.3	APPLICATION : OPTIMISATION D'UNE INSTALLATION DE CONDITIONNEMENT D'AIR _____	48
4.4	MINIMISATION DU COÛT D'UN CYCLE A CASCADE DE REFRIGERATION _____	53
4.5	CONCLUSION _____	60
CHAPITRE 5 CALCUL DU CYCLE A CASCADE OPTIMISE PAR L'UTILISATION DU SIMULATEUR		
HYSYS _____		
5.1	INTRODUCTION _____	62
5.2	CHOIX DES NIVEAUX DE REFRIGERATION _____	63

5.3	CONCLUSION	66
CHAPITRE 6	CONCLUSION GENERALE ET RECOMMANDATIONS	67
	BIBLIOGRAPHIE	69
	ANNEXE A: LA METHODE DU LAGRANGIEN	70
	ANNEXE B : INTRODUCTION AU SIMULATEUR HYSYS	71
	ANNEXE C : RESULTATS DE LA SIMULATION DU CYCLE CASCADE PAR LE SIMULATEUR HYSYS (SUR CD)	

NOMENCLATURE

A	Constante de coût des compresseurs	
B	Constante de coût des échangeurs	
K_e	Coût unitaire des échangeurs	\$/ (kW/K)
K_c	Coût unitaire des compresseurs	\$/kW
C_c	Conductance du condenseur	kW/K
C_e	Conductance de l'évaporateur	kW/K
\dot{Q}_h	Flux de chaleur cédée au niveau de la source chaude (cycle endoréversible)	kW
\dot{Q}_c	Flux de chaleur cédée au niveau de la source froide (cycle endoréversible)	kW
\dot{Q}_{hc}	Flux de chaleur cédée au niveau de la source chaude (cascade irréversible)	kW
\dot{Q}_{cf}	Flux de chaleur cédée au niveau de la source froide (cycle irréversible)	kW
\dot{Q}_1	Flux de chaleur échangée entre les deux cycles (cascade endoréversible)	kW
\dot{Q}_{h1}	Flux de chaleur échangée entre premier et le deuxième cycle de la cascade à 3 cycles	kW
\dot{Q}_{h2}	Flux de chaleur échangée entre deuxième et le troisième cycle de la cascade à 3 cycles	kW
W_1	Le travail fourni par le premier cycle méthane de la cascade	kW
W_2	Le travail fourni par le deuxième cycle ethylene de la cascade.	kW
W_3	Le travail fourni par le troisième cycle propane de la cascade.	kW
P	Puissance de compression du cycle cascade	W
T_h	Température de la source chaude	W
T_c	Température de la source froide	kW
T_{hc1}	Isotherme supérieur du premier cycle de la cascade	K
T_{hc2}	Isotherme supérieur du deuxième cycle de la cascade	K
T_{ce1}	Isotherme bas du premier cycle de la cascade	K
T_{ce2}	Isotherme bas du deuxième cycle de la cascade	K
T_{hc3}	Isotherme supérieur du troisième cycle de la cascade	K
T_{ce3}	Isotherme bas du troisième cycle de la cascade	K
C_T	Conductance thermique totale de la cascade	kW/K
f	Fonction objective	
L	Lagrangien.	
R	Rapport de simplification	
\dot{Q}_{hr}	Flux de chaleur cédée par la source chaude (cycle irréversible)	kW
\dot{Q}_u	Flux de chaleur cédée vers la source froide (cycle irréversible)	K
T_h	Température de la source chaude	K
T_c	Température de la source froide	K
T_e	Température de l'eau de mer a l'entrée de la chaudière	K
T_s	Température de l'eau de mer à la sortie de la chaudière	K
U	Coefficient globale d'échange	kW/m ² K
Δ	La surface d'échangé thermique	m ²

Lettres grecques:

λ_3	Multiplicateurs indéterminés
η_1	Rendement thermique du premier cycle
η_2	Rendement thermique du deuxième cycle de la cascade
η	Rendement global de la cascade.
η_{C-A}	Rendement de Curzon and Ahlborn.
η_C	Rendement de Carnot

LISTE DES FIGURES

Fig. (1.1): Procédé de liquéfaction à cascade classique	15
Fig. (1.2): Schéma de principe d'un échangeur bobiné	18
Fig. (1.3): Echangeur bobiné en cours de bobinage.....	18
Fig. (1.4): Conception d'un échangeur à plaque et assemblage des noyaux.....	19
Fig. (2.1): Diagramme T-s du cycle de Carnot	24
Fig. (2.2): Diagramme T-s d'un cycle endoréversible de puissance.....	26
Fig. (2.3): Puissance en fonction du rendement pour un cycle endoréversible de puissance optimale.....	30
Fig. (2.4): Diagramme T-s d'un cycle endoréversible de réfrigération	31
Fig. (2.5): Variation de puissance en fonction T_{ce} pour divers Del	33
Fig. (3.1): Courbe des coûts d'un échangeur à tubes et calandre.....	38
Fig. (3.2): Méthode factorielle détaillée.....	40
Fig. (4.1): Diagramme T-s d'un cycle endoréversible de réfrigération	45
Fig. (4.2): Schéma d'une installation hypothétique	49
Fig. (4.3): Diagramme T-s d'un cycle endoréversible de Rankine	50
Fig. (4.4): Diagramme T-s d'un cycle endoréversible de Brayton inversé.....	50
Fig. (4.5): Puissance en fonction du rendement (choix du rendement pour une puissance imposée).....	52
Fig. (4.6): Cycle cascade endoréversible	54
Fig. (4.7): Coût variable total.....	59
Fig. (5.1): cycle à cascade classique	62
Fig. (5.2): Compresseur à quatre aspirations, condenseur et accumulateur de réfrigérant.....	63
Fig. (5.3): la température moyenne dans le condenseur.....	65
Fig. (5.3): Boucle Méthane extrait du simulateur	66

LISTE DES TABLEAUX

Table (2.1): Application numérique relative au cycle endoréversible de réfrigération hypothétique.....	33
Table (3.1): Index de Nelson-Farrar.....	37
Table (3.2): Sommaire des facteurs de coûts typiques.....	41
Table (3.3): Facteurs de correction des équipements du cycle à cascade classique.....	42
Table (3.4): valeurs d'index et facteurs de corrections pour tous les échangeurs et compresseurs de la figure (1.1).	43
Table (4.1): Les variables et les fonctions d'état des points caractéristiques du cycle endoréversible de Rankine	53
Table (4.2): Les paramètres du cycle de Brayton inversé.....	53
Table (4.3): Application numérique de minimisation de coût variable total	59
Table (5.1): Application numérique de calcul des températures des niveaux de réfrigérations	64

REMERCIEMENTS

Je tiens tout d'abord à remercier mon directeur de thèse professeur M.A. AIT ALI pour le support inestimable dont j'ai bénéficié de sa part pour l'accomplissement de ce travail.

Mes remerciements vont également au président et membres du jury pour avoir accepté d'y prendre part et pour l'intérêt qu'ils ont porté à ce mémoire.

Je remercie Dr. T. BOUACHERA pour son soutien continu lors de la réalisation de ce mémoire

A mes parents Laalia & Ali
A ma femme Ouahiba
A mes enfants Rym, Anis et Abderaouf

الخلاصة: إن العمل الحالي هو عملية حسابية لتقليل تكلفة الاستثمار الأولي من دورة مماثلة خلال الكلاسيكية. قدمت النظرية للديناميكا الحرارية في وقت محدود لنمذجة أساس التكلفة. المتغيرات المستقلة للدالة الهدف هي درجات الحرارة من وسائل التبريد والمبخرات الفروق في درجة الحرارة والمكثفات. وظيفة الهدف ينطوي أيضا على تكلفة الوحدة من الطاقة الحرارية وتصرف من المبادلات الحرارية. ويمكن التعبير عن الحل مما أدى إلى نموذج بسيط من نسب درجات الحرارة، ودرجة الحرارة وسائل الخلافات والمعلمات التكلفة. تم تطبيق هذا الحل إلى دورة تتالي مع ظروف التشغيل. تم حساب هذه الدورة بأقل تكلفة ممكنة من قبل محاكاة HYSYS ومستويات جديدة من التبريد أدى إلى خفض الطاقة الميكانيكية و حجم مبادلات مما أدى إلى خصم 14٪ على تكلفة الاستثمار

كلمات البحث: تتالي - التكلفة - الأمثلية قواعد للغاز الطبيعي المسال

Résumé : Le présent travail est un calcul de minimisation du coût d'investissement initial d'un cycle à cascade classique similaire à la CAMEL d'Arzew. La théorie de la thermodynamique en temps fini a servi de base pour la modélisation du coût. Les variables indépendantes de la fonction objective sont les températures des réfrigérants et les écarts moyens de températures dans les évaporateurs et condenseurs. La fonction objective fait intervenir aussi, les coûts unitaires de la puissance et de la conductance thermique des échangeurs. La solution obtenue peut s'exprimer de façon simple sous formes de ratios des températures, des écarts moyens de températures et des paramètres de coûts. Cette solution a été appliquée à un cycle à cascade ayant les mêmes conditions de marche que la CAMEL. Ce cycle à coût minimal a été calculé par le simulateur HYSYS et les nouveaux paliers de réfrigération ont conduit à réduire la puissance mécanique de compression et la taille des échangeurs conduisant à 14 % de réduction sur le coût d'investissement.

Mots clés : Cascade - Endoréversible – Coût – règles d'optimalité- GNL

Abstract: This work is an up-front investment cost minimization of a cascade cycle similar to CAMEL-Arzew. Finite-time thermodynamics provided the basis for cost modeling. The independent variables in the objective function are the temperatures of refrigerants and the average temperature differences in evaporators and condensers. The objective function also involves unit costs of compression power and thermal conductance of heat exchangers. The solution obtained can be expressed in a simple way in the form of temperatures ratios, average temperatures differences and cost parameters. This solution has been applied to a cascade cycle with the same conditions of the CAMEL. This minimum cost cycle was calculated by HYSYS and new refrigeration temperatures led to mechanical compression power and heat exchangers sizes reductions leading to 14% investment cost saving.

Keywords: Cascade - Endoreversible – Cost – Optimality rules- LNG

INTRODUCTION

Le premier cycle utilisé pour la liquéfaction du gaz naturel dans des usines de grandes capacités de production « base load » est le cycle à cascade classique comme celui du complexe GNL d'Arzew connu sous le nom de CAMEL. Ce cycle utilise trois boucles indépendantes de propane, éthylène et méthane. Les cycles développés par la suite comme la cascade incorporée de Technip Air Liquide (TEAL) ou le C3-MCR de APCI utilisent un mélange de réfrigérant réduisant drastiquement le nombre de compresseurs, échangeurs, tuyauterie et instrumentation ; ce qui leur donne un avantage sensible en matière de coûts d'investissements. Les cycles à réfrigérant mixte se sont imposés par leur coûts d'investissements plus faible, non pas par leur économie de puissance mécanique. En effet, l'expérience a montré que le coefficient d'échange thermique associé aux réfrigérants mixtes est relativement faible puisque les fluides sont polyphasiques ; ce qui augmente la différence de températures d'approche donc les irréversibilités.

L'industrie de liquéfaction du gaz naturel renferme des procédés de plus en plus complexes qui peuvent être le plus souvent modélisés par des simulateurs sophistiqués. De plus, l'une des préoccupations importantes que vivent actuellement les complexes de GNL qui étaient opérationnels depuis une trentaine d'années est le souci de réduire les dépenses énergétiques ainsi que le coût du procédé. Parmi les études effectuées, celle de l'optimisation de la boucle du procédé de liquéfaction. Les différentes recherches entamées dans le domaine témoignent que l'optimisation sous contraintes économiques a un impact direct sur les performances du cycle de liquéfaction du procédé de liquéfaction. Ces cycles qui sont généralement non-linéaires, leur fonctionnement est généralement étudié au travers de simulateurs permettant de rendre compte des phénomènes mis en jeu dans ces procédés à l'aide des équations thermodynamiques et de changement d'état.

Il est généralement admis aussi que les besoins pour la maîtrise des coûts devraient être pris en compte dès la phase de conception du procédé. Pour cette raison, les méthodes permettant d'analyser les performances des cycles des procédés et de déterminer les investissements nécessaires pour y répondre sont hautement intéressantes.

L'objectif principal de ce travail est la minimisation du coût des cycles frigorifiques à cascade endoréversible. Cette minimisation est basée sur la théorie de la thermodynamique en temps fini. Les équations du premier principe, deuxième principe et de transfert thermique sont utilisées pour dériver une expression de coût des équipements principaux du cycle de liquéfaction à cascade.

Dans cette partie, on s'intéresse à l'inventaire des échanges thermiques d'un cycle endoréversible de réfrigération à cascade, pour dimensionner les échangeurs de chaleur et les compresseurs par un choix optimal des températures de réfrigération et de condensation dans chacun des trois étages.

La modélisation des coûts utilisés pour les équipements comporte un élément fixe et un élément variable qu'on appelle coût total variable. Le problème formulé pour la minimisation de ce coût est non-linéaire à quatre degrés de liberté qui correspondent aux isothermes d'évaporation et de condensation.

La fonction objective et les contraintes de définitions des écarts moyens de températures dans les échangeurs sont exprimées sous forme de « poids » pour utiliser l'approche de la programmation géométrique et obtenir une solution analytique sous forme de règles d'optimalité.

Ce mémoire de thèse est structuré en cinq chapitres.

Le premier chapitre représente une description du cycle à cascade classique. Nous présentons aussi les équipements principaux du cycle en se référant au procédé de la CAMEL, lequel a été choisi comme référence des différentes applications de ce mémoire.

Le deuxième chapitre est consacré à l'introduction à la thermodynamique des cycles en temps fini. Le but recherché par ce chapitre est l'analyse des cycles de puissance et de réfrigération à la lumière du concept de Curzon et Ahlborn. Ce cycle permet de déduire des règles d'optimalité qui peuvent servir de référence pour la conception des installations industrielles.

Dans le troisième chapitre, nous abordons les différentes méthodes d'estimations des coûts inhérents à l'investissement initial. La plupart de ces méthodes s'appuient sur des abaques de coûts qui utilisent directement des données historiques ou issues de simulations. Dans ces méthodes, nous incluons les coûts d'inflation afin de prendre en considération l'évolution des coûts dans le temps.

Dans le chapitre quatre, nous développons le modèle mathématique pour minimiser le coût des cycles frigorifiques à cascade endoréversible. Ici, nous illustrons la totalité de la procédure permettant de mettre en œuvre la méthodologie développée au cours de notre travail.

Finalement, dans le chapitre cinq, les règles d'optimalité obtenues sont utilisées pour calculer les paramètres thermodynamiques d'un cycle à cascade optimisé. Ce chapitre présente la méthodologie en simulant le cycle dans le logiciel HYSYS. Enfin, dans la conclusion générale nous reviendrons sur les atouts et les avantages de la méthodologie d'optimisation et nous donnerons des perspectives d'amélioration.

CHAPITRE 1 DESCRIPTION DU CYCLE A CASCADE CLASSIQUE «PROCEDE DE LA CAMEL»

1.1 INTRODUCTION

Le gaz naturel est un combustible propre dont la consommation est actuellement favorisée par son prix relativement avantageux et les considérations écologiques à l'échelle planétaire, notamment celles relatives à la pression des écologistes pour arrêter l'option du nucléaire. La majeure partie de la demande mondiale est située dans les pays industrialisés (Japon, Corée du sud, Etats unis, Canada, Royaume unis, Chine....) qui sont d'énormes consommateurs d'énergie et de matières premières. En effet, ces pays industrialisés sont éloignés des champs de production situés principalement en Afrique (Nigéria, Lybie, Angola, Algérie...) et Moyen Orient (Qatar, Iran...) et en Sibérie. Les grandes distances de transport et les difficultés techniques relatives au transport par gazoduc sous-marins ont imposé le transport de gaz à l'état liquide par voie maritime dans des méthaniers. La liquéfaction du gaz est obtenue par refroidissement du gaz jusqu'à une température de -162 °C à 1 ATM pour en réduire le volume spécifique d'environ 600 fois. Le transport du gaz naturel en état liquide permet d'acheminer de grandes quantités de GNL vers des marchés lointains et assure une flexibilité de commercialisation aux compagnies productrices (exemple: les marchés spot de GNL) et une fiabilité d'approvisionnement aux consommateurs (en plus des gazoducs).

La température de liquéfaction du gaz naturel composé essentiellement de méthane, d'éthane, et de propane est d'environ -160°C à une atmosphère (1,013 bars) alors que le gaz naturel est admis dans l'usine de liquéfaction à la température ambiante, l'installation de liquéfaction doit donc assurer une diminution de température de 190°C .

En général il y'a deux types d'installations de liquéfaction de gaz naturel. Les unités de « peakshaving » et les installations de grande capacité ou les unités « base load ». Les premières sont des installations destinées à faire face aux pointes de consommation de gaz naturel, ces unités sont installées sur le trajet du gazoduc pour liquéfier l'excès de gaz pendant la période estivale.

Les usines de grandes capacités sont destinées à produire des quantités importantes de GNL qui peuvent varier de 1 million de tonnes par an (MTPA) à 7,8 MTPA (par train de GNL). En plus des installations de liquéfaction, la chaîne de commercialisation de GNL requiert une flotte de méthaniers qui font des rotations continues entre l'usine de GNL et l'installation de regazéification au niveau du port de réception (exemple : Fos sur mer pour le GNL Algérien).

Les procédés de liquéfaction les plus utilisés sont:

- Les cycles à cascade incorporée
- Les cycles à réfrigérant mixte
- Les cycles à cascade classique

Les cycles à cascade incorporée sont connus également sous le nom de cascade auto-réfrigérée. Dans sa forme originale, ce cycle est constitué d'un unique circuit véhiculant

un mélange d'azote et d'hydrocarbures saturés (méthane, éthane, propane...pentane etc.) issus principalement du gaz naturel. Il y'a deux variantes de ce cycle, le procédé PRICO utilisant une seule pression de vaporisation et le procédé TEAL ARC utilisant deux niveaux de pression, l'une pour préparer le réfrigérant et l'autre pour liquéfier le gaz naturel. Dans cette étude nous allons procéder à la description un peu plus que les autres, du cycle à cascade classique utilisée par la CAMEL.

1.2 DESCRIPTION DU CYCLE A CASCADE CLASSIQUE DE LA CAMEL

Le cycle à cascade classique, détaillé dans ce chapitre utilise trois boucles indépendantes de réfrigération. Les fluides frigorigènes utilisés sont le propane, l'éthylène et le méthane. Ce procédé mis en œuvre à l'usine GL4Z d'ARZEW, anciennement appelé CAMEL (Compagnie Algérienne de Méthane Liquide) a été mis en service en 1963. Un schéma simplifié du cycle à cascade classique est présenté dans la figure (1.1). Il est composé de 03 étages de réfrigération au propane, 04 étages à l'éthylène et 03 étages au méthane. Le transfert de frigories entre le gaz naturel et les fluides frigorigènes se fait par étapes successives dans des échangeurs cryogéniques appelés « boîtes froides »

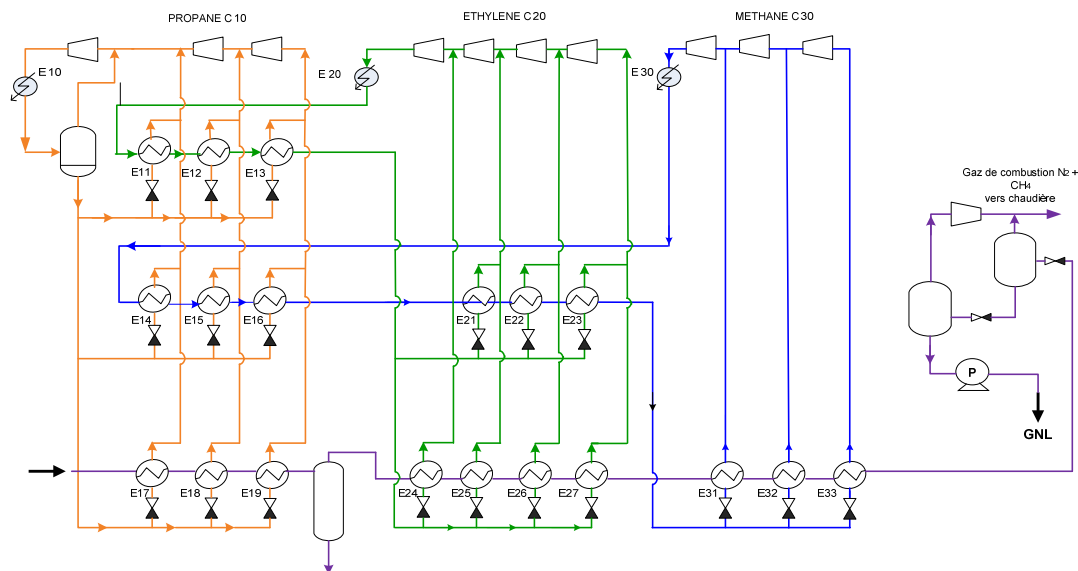


Fig. (1.1): Procédé de liquéfaction à cascade classique

1.2.1 Circuit du gaz naturel

Le gaz entre à l'usine à 32 bars et 38°C, il est comprimé jusqu'à 40 bars et ensuite refroidi au contact de l'eau de mer jusqu'à une température de 35°C. Le gaz subit ensuite une décarbonatation suivi d'une déshydratation pour en réduire les teneurs respectives en CO₂ jusqu'à 100 ppmv et l'eau jusqu'à moins de 1 ppmv.

A sa sortie de la section traitement de gaz, il est réparti entre trois trains de liquéfaction, chacun utilise 03 compresseurs centrifuges entraînés par des turbines à vapeurs:

- Une turbine à vapeur pour entraîner les trois étages de compressions du propane.
- Une turbine à vapeur pour entraîner les quatre étages de compressions d'éthylène.
- Une turbine à vapeur pour entraîner les trois étages de compressions de méthane

Dans le cycle à cascade, le gaz naturel est pré-refroidi au contact du propane, liquéfié au contact de l'éthylène et sous refroidi au contact du méthane.

Le GNL est ensuite soumis à deux détente successives pour réduire sa teneur en azote jusqu'à 1.7 %. Le gaz de flash issu de ces détente est utilisé comme gaz combustible pour les besoins des chaudières. Après la dernière détente à une pression voisine de la pression atmosphérique, la température du gaz est voisine de celle du stockage -162°C. Le GNL est alors envoyé par des pompes cryogéniques vers les bacs de stockage.

1.2.2 Description des trois boucles de réfrigération

Le **cycle propane** est amorcé par le refroidissement et la condensation totale du propane à 37°C à la pression de 13 bars. La chaleur est cédée à l'eau de mer disponible à 32°C. Le liquide obtenu est détendu en trois étapes ; la première à 7.5 bars abaisse sa température à 16 °C et la vapeur de flash est reprise par le dernier étage du compresseur ; les étapes suivantes à 4.2 et 1.2 bars permettent d'obtenir des températures d'ébullition de -3 °C et -37 °C qui assurent ;

- Le refroidissement et la condensation totale à -31 °C de l'éthylène du second cycle à une pression de 19 bars ;
- Le pré-refroidissement du méthane du troisième cycle jusqu'à -35 °C ;
- Le pré-refroidissement avec début de condensation du gaz naturel jusqu'à son entrée dans la colonne d'extraction des produits lourds d'où sont extraits par fractionnement les sous-produits suivants: l'éthane, le propane et une partie importante des hydrocarbures plus lourds. Les vapeurs sont reprises par le compresseur à leurs températures d'ébullition.

Le cycle éthylène assure le transfert, à plus basse température, du froid produit par le cycle propane, ce qui permet:

- Le refroidissement final puis la condensation totale à - 96 °C du méthane de cycle à une pression de 30 bars ;
- La poursuite du refroidissement du gaz naturel, jusqu'à sa condensation totale.

Le **cycle méthane** assure le transfert à des températures encore plus basses du froid déjà transféré par l'éthylène, pour achever le refroidissement (sous-refroidissement) du GNL jusqu'à la température de - 151 °C.

1.3 LES EQUIPEMENTS PRINCIPAUX DES USINES DE LIQUEFACTION

Les équipements particuliers utilisés dans les usines de liquéfaction sont surtout les échangeurs de chaleur, les groupes turbocompresseurs et les bacs de stockage. Les capacités de ces usines atteignent des valeurs telles que ces équipements ont des

dimensions sans commune mesure avec les équipements classiques utilisés dans l'industrie pétrochimique. Ils sont conçus spécialement pour les usines de GNL.

Les compresseurs utilisés dans les unités de GNL couvrent une large gamme de puissances allant de quelques mégawatts à plus de 80 MW pour les usines de GNL de capacités 7,8 MTPA. Les compresseurs les plus utilisés dans l'industrie GNL sont les compresseurs centrifuges, les compresseurs axiaux et les compresseurs volumétriques. Les deux premiers sont utilisés principalement pour les boucles de réfrigération ou de large volume de réfrigérant sont comprimés, le dernier est utilisé pour des services accessoires tel que la récupération des Boil-off du GNL et GPL.

Les compresseurs axiaux ont un meilleur rendement polytropique que les compresseurs centrifuges et sont utilisés principalement pour les grosses capacités. Leur adaptation aux usines de GNL a nécessité le développement et l'installation de systèmes performants d'anti pompage et d'étanchéité.

1.3.1 Les échangeurs cryogéniques

Les métaux ou alliages utilisés sont exclusivement ceux qui conservent leur résilience à froid. En raison de l'importance que prennent les irréversibilités, conséquence des écarts de température notamment dans les zones les plus froides, les échangeurs à usage cryogénique possèdent la particularité d'être appelés à fonctionner avec de très faibles écarts de températures et, de plus, sur une plage de température souvent très étendue. Ces échangeurs devront être très performants non seulement par leur conductance thermique UA (valeur du produit du coefficient d'échange thermique par la surface d'échange), mais aussi par leur capacité à distribuer uniformément tous les fluides en circulation et notamment ceux à l'état diphasique.

1.3.2 Les échangeurs bobinés

Les tubes étaient en cuivre quand il s'agissait d'échangeurs de taille modérée, comme c'était le cas en 1963 dans les trois unités de la CAMEL à Arzew. Aujourd'hui, pour les cycles à cascade incorporée comme ceux de GL1K Skikda, la taille des échangeurs cryogéniques 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 (figures (1.2) et (1.3)). Deux technologies ont été mises au point pour la construction de ces gros échangeurs, l'une par Air Products aux États-Unis et l'autre L'Air Liquide en France. Ces derniers étaient construits par CEM, France et ils sont utilisés dans les unités de Technip (procédé TEAL ARC) du complexe GL1K de Skikda. Les échangeurs bobinés d'APCI sont utilisés notamment dans les deux complexes GL1Z et GL2Z d'Arzew et dans les deux nouveaux « Méga trains » de Skikda et Arzew.

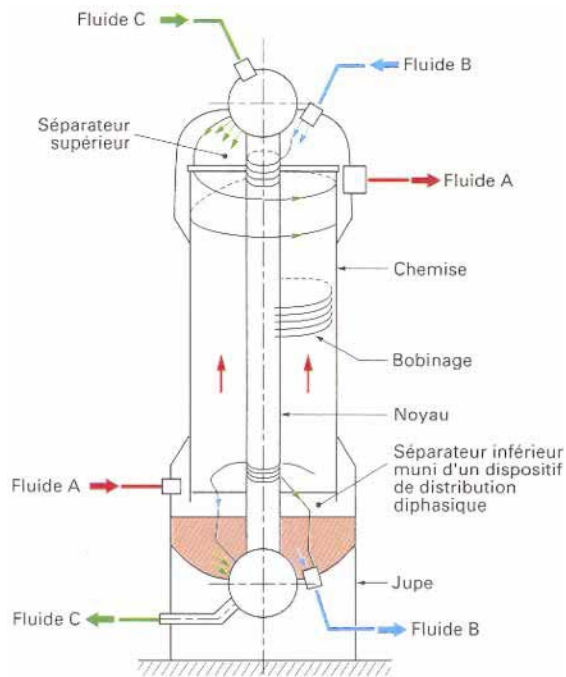


Fig. (1.2): Schéma de principe d'un échangeur bobiné

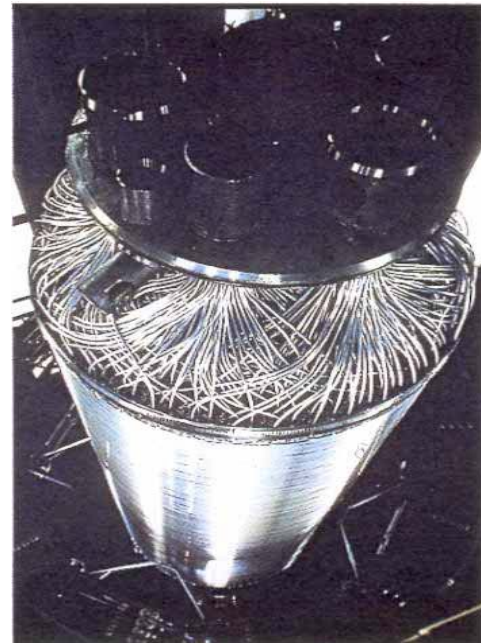
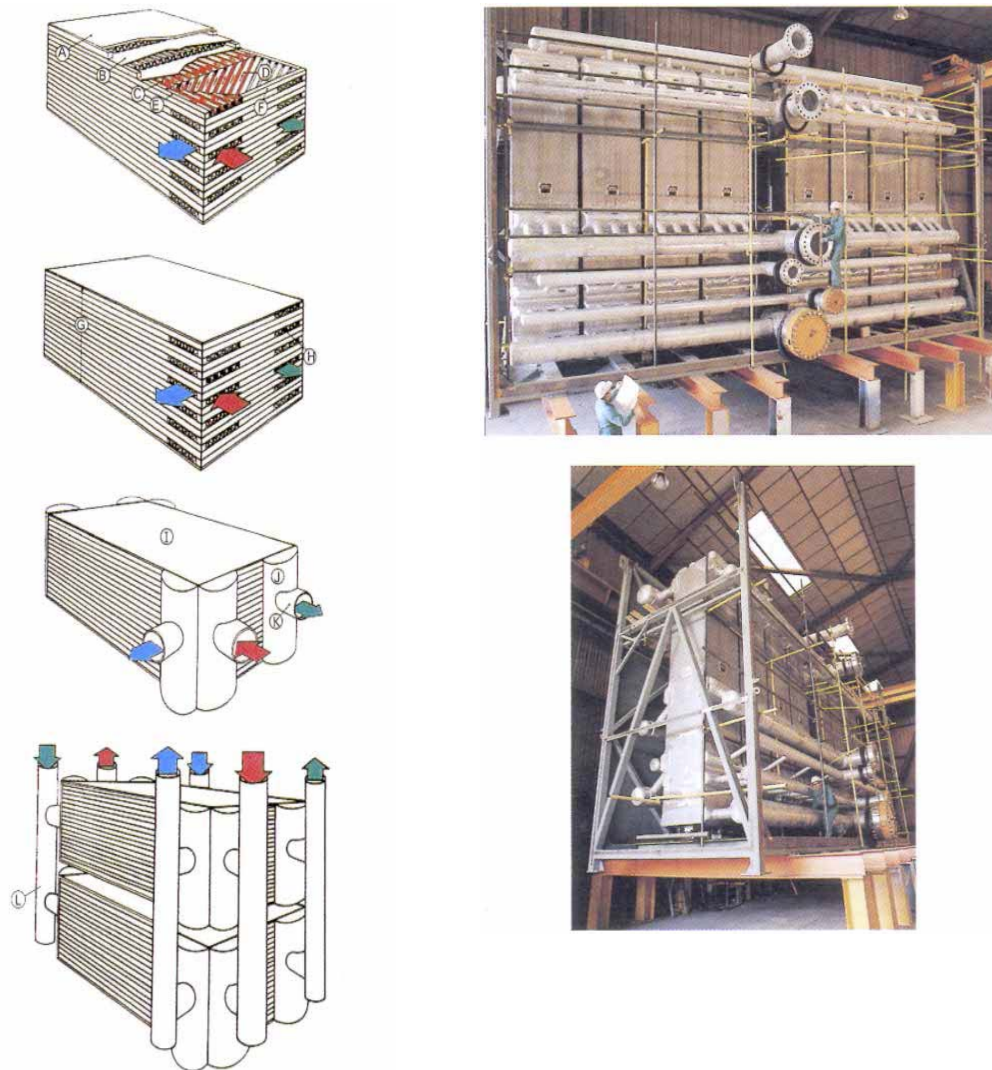


Fig. (1.3): Echangeur bobiné en cours de bobinage

1.3.2.1 Les échangeurs à plaques

Ils sont brasés au four en blocs de 6 m de hauteur et de 1,4 m × 1,4 m de section maximale (limite imposée par les dimensions des fours de brasage). Leur masse est de 12 tonnes environ. Leurs principaux constructeurs sont Nordon cryogénie et Kobe Steel. Ces échangeurs (figure 1.4) sont très compacts; leur surface spécifique est très importante (atteint 1 500 m²/m³). L'écartement très faible des ailettes conduit à des sections de passage de quelques millimètres de côté. En conséquence, leurs performances pourront être très élevées, à condition toutefois que tous les problèmes liés à la distribution des fluides, notamment quand ils sont diphasiques à l'entrée, aient été correctement traités. Cela est vrai pour toutes les distributions, tant dans l'échangeur qu'entre les nombreux échangeurs installés en parallèle « noyaux », plusieurs dizaines de blocs par unité. A titre d'exemple les unités 5 et 6 du complexe GL1K utilisent 40 blocs regroupés en 08 boîtes froides pour la liquéfaction du GNL.



A	tôle extérieure	E	barre latérale	I	corps
B	tôle de séparation	F	barre d'extrémité	J	tête
C	onde d'échange	G	hauteur d'empilage	K	tuyauterie
D	onde de distribution	H	sortie d'un passage	L	collecteur

Fig. (1.4): Conception d'un échangeur à plaque et assemblage des noyaux

1.4 PROBLEMATIQUE DES CYCLES A CASCADE CLASSIQUE

Le gaz naturel admis dans l'installation de liquéfaction à la température ambiante doit subir une réduction de température d'environ 190 °C. L'écart maximal de température d'évaporation et celle de condensation pour la plupart des réfrigérants purs ne dépasse pas 70 °C. Pour cela on a recours dans le cycle à cascade aux trois réfrigérants : propane, éthylène et méthane. Ces trois boucles de réfrigérations indépendantes génèrent une multiplication du nombre d'échangeurs cryogéniques et des compresseurs de cycle, ce qui augmente considérablement la fourniture de tuyauterie et l'instrumentation (la tuyauterie est le premier centre de coût des projets de construction d'usines GNL). Aussi, l'assiette d'implantation d'une unité de liquéfaction à réfrigérant mixte peut être inférieure de 35% à celle d'une unité utilisant la cascade classique. Cet avantage d'implantation se traduit par des gains sur toutes les étapes de procurement et de

construction en commençant par le génie civil jusqu'à l'achèvement mécanique. Par conséquent, le coût d'investissement initial d'une usine utilisant la cascade à réfrigérant mixte est inférieur à celui de la cascade classique pour des capacités similaires.

La cascade à fluide unique qu'elle soit à une ou deux pressions utilise un seul réfrigérant, constitué par un mélange d'hydrocarbures et d'azote, dans la composition et telle que sa courbe de vaporisation suit de près la courbe de condensation du gaz naturel. Le cycle à fluide unique ou à réfrigérant mixte permet de réduire les irréversibilités thermodynamiques par rapport aux cycles à cascade ce qui réduirait sensiblement la puissance de réfrigération. Mais l'expérience a montré que le coefficient d'échange thermique associé aux réfrigérants mixtes est relativement faible puisque les fluides sont polyphasiques; ce qui augmente la différence de température d'approche donc les irréversibilités de transfert thermique.

En résumé, les réfrigérants mixte se sont imposés à cause d'un coût plus faible en investissement et non pour leur économie de puissance mécanique.

CHAPITRE 2 INTRODUCTION A LA THERMODYNAMIQUE DES CYCLES EN TEMPS FINI

2.1 INTRODUCTION

Il existe quatre branches de la physique qu'on peut considérer comme antérieures à la thermodynamique, se sont: La Mécanique, la Thermique, la Chimie et l'Electricité. Les phénomènes étudiés dans le cadre de chaque discipline peuvent avoir lieu simultanément. La thermodynamique commence exactement où apparaissent les interactions entre phénomènes de classes différentes. L'objet de la thermodynamique est de décrire et prévoir l'évolution des phénomènes mixtes.

On peut définir la thermodynamique comme suit : C'est la science qui étudie le travail, la chaleur et les propriétés des substances qui interviennent dans la conversion d'énergie. La thermodynamique classique ou thermostatique est apparue au début du 18^{ième} siècle par les études des propriétés physiques des corps en utilisant la calorimétrie et la thermométrie. Ces études étaient entreprises par Lavoisier, Joule et Carnot essentiellement.

Elle repose sur deux propositions fondamentales. L'une, appelée *premier principe* de la thermodynamique, introduit le concept d'*énergie* et exprime une propriété de *conservation* impliquant que l'énergie, considérée sous toutes ses formes, doit rester constante au cours de la transformation d'un système isolé (dans la mécanique Newtonienne). L'autre, appelée *second principe*, introduit le concept plus subtil d'*entropie* et exprime une propriété d'*évolution* impliquant que, dans un système isolé, l'entropie ne peut que croître, ou demeurer constante à l'état d'équilibre.

D'un point de vue historique, les deux principes de la thermodynamique trouvent leur origine dans les travaux de Sadi Carnot qui a énoncé le second principe en 1824 et R. J. E. Clausius (1822-1888) pour la présentation d'une théorie complète en 1850, portant sur le moteur perpétuel (moteur monotherme) basé sur le premier principe, et sur le mouvement perpétuel basé sur le second principe [1]. Le second principe a été développé ensuite grâce aux travaux de Lord Kelvin (1824-1907) avec l'introduction de l'échelle thermodynamique. Le terme entropie a été introduit en 1865 par Clausius [2]. Mais, en dépit de toutes les contributions subséquentes notamment par l'école des énergétistes et principalement : P. Duhem (1861-1916), H. Von Helmholtz (1821-1894) et W. J. M. Rankine (1820-1872), la thermodynamique est restée au stade phénoménologique faute d'informations plus complètes que la seule inégalité de Clausius propre aux processus irréversibles.

Les développements importants qui ont suivi traitent de la thermodynamique des états d'équilibre ont été fournis en 1876 par J. W. Gibbs (1839-1903) avec son ouvrage "*Equilibrium of heterogeneous substances*". Cette œuvre axiomatique est considérée aujourd'hui comme la base de la physico-chimie.

La thermodynamique de Gibbs est focalisée sur les variables d'états du système plutôt que sur les échanges d'énergies qui se passent à la frontière de ce système. La prédominance de la thermodynamique de Gibbs a retardée l'introduction de concepts fondamentaux tels que la puissance et le flux thermique à la place du travail et de la

chaleur [3]. En effet, la puissance et le flux thermique englobent le travail, la chaleur et le temps. La considération de ce dernier facteur permet d'aborder les procédés thermodynamiques d'une façon plus réaliste.

Les acquis scientifiques des trois dernières décennies, permettent d'introduire des concepts fondamentaux tels que le temps et la dissipation minimale dans le développement d'applications industrielles.

La branche de la thermodynamique qui étudie les systèmes en prenant en considération le facteur temps est appelée *thermodynamique en temps fini*. La démarche typique pour analyser un cycle est de le décrire en utilisant le premier et le deuxième principe ; ensuite on fait intervenir le temps en impliquant les lois cinétiques de transport (conduction, convection, rayonnement) étrangères à la thermodynamique classique et partiellement empirique. On se trouve dès lors, en présence d'un problème où la thermodynamique des équilibres est réunie avec les phénomènes de transports.

La littérature portant sur cette branche a commencé avec l'étude du cycle de Carnot en temps fini [4]. Le cycle de Carnot a été traité comme un cycle réel dans lequel les irréversibilités ont lieu seulement dans les transferts thermiques externalisés au cycle. Ce cycle hypothétique pour lequel toutes les irréversibilités sont comptabilisées sur les sources froide et chaude est dit cycle endoréversible. Ce concept [5] traite les cycles en considérant que toutes les irréversibilités sont imputables au transfert thermique. En effet, 55% des pertes par irréversibilités sont dues à l'échange de chaleur [6]. On peut définir le cycle endoréversible comme étant un cycle *intérieurement réversible*.

Dans ce chapitre on se propose de passer en revue les principaux résultats obtenus en analysant les cycles de puissance et de réfrigération à la lumière du concept de Curzon et Ahlborn.

2.2 PREMIER PRINCIPE DE LA THERMODYNAMIQUE

Pour un système thermodynamique fermé décrivant au cours d'une transformation un cycle, la somme algébrique des énergies mécaniques et calorifiques reçues par le système est nulle. La traduction mathématique de cette définition est : L'intégrale cyclique du travail est égal à l'intégral cyclique de la chaleur transmise,

$$\oint dQ = \oint dW \quad (2.1)$$

En utilisant cette relation pour décrire une évolution d'un état initial à un état final, on trouve que la quantité ($\delta Q - \delta W$) ne dépend pas du chemin suivi, elle dépend seulement des états initial et final, c'est une fonction d'état, cette quantité représente l'énergie E,

$$E = \delta Q - \delta W \quad (2.2)$$

L'énergie E englobe l'énergie cinétique, l'énergie potentielle, et l'énergie interne U. Pour les systèmes fermés l'énergie cinétique et l'énergie potentielle sont souvent négligées. Le premier principe de la thermodynamique est mis en œuvre en utilisant l'énergie interne.

$$dU = \delta Q - \delta W \quad (2.3)$$

Le premier principe exprime le bilan des différentes formes d'énergie, relatives à un système subissant des transformations quelconques. Il ne se prononce pas sur la qualité d'énergie ni sur le sens privilégié des transformations.

2.3 DEUXIEME PRINCIPE DE LA THERMODYNAMIQUE

Le deuxième principe permet de tenir compte de la qualité d'énergie en considérant la température à laquelle l'énergie est transférée. Il définit le sens dans lequel certaines évolutions s'effectuent.

Il a été énoncé par Carnot en 1824 et développé par Kelvin et Clausius. On se limite ici à l'énoncé de Carnot : « *Toutes les machines motrices à deux sources de chaleur fonctionnant réversiblement entre les mêmes températures ont le même rendement* ». Avant d'en venir au cycle de Carnot considérant la notion d'irréversibilité.

2.3.1 Réversibilité et irréversibilité

Une transformation thermodynamique est dite réversible si elle est parfaite, c'est-à-dire, non génératrice d'entropie. Ceci nécessite une évolution suivant une succession d'états d'équilibre de sorte qu'elle s'effectue en un temps infini. Ce type d'évolution est souvent dit quasi-statique.

Une transformation irréversible est définie par opposition à la précédente. C'est une évolution réelle qui génère de l'entropie. Les sources d'irréversibilités sont nombreuses. Les plus courantes sont : La conduction, la convection, le frottement, le laminage, la viscosité, le mélange, etc. En général, à chaque type de transformation d'énergie correspond une irréversibilité.

Les formes d'irréversibilités se prêtent à une distinction courante. Ils peuvent être internes ou externes. Les irréversibilités qui ont lieu à la frontière du système sont dites externes. Exemple le transfert thermique entre deux corps de températures différentes.

Les irréversibilités internes se produisent dans la masse même du système. Exemple les frottements internes des solides et fluides et les mélanges.

2.3.2 Cycle de CARNOT

Ce cycle relatif à une machine thermodynamique en contact avec deux sources de chaleur fait intervenir quatre transformations réversibles. Elles sont illustrées dans le diagramme entropique de la figure (2.1).

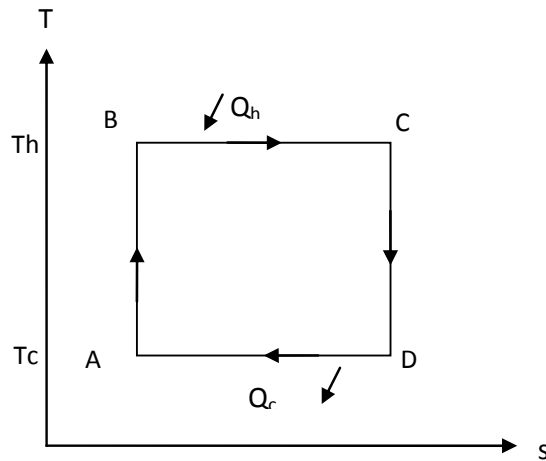


Fig. (2.1): Diagramme T-s du cycle de Carnot

- Apport de chaleur isotherme BC à la température T_h de façon réversible
- Détente isentropique CD (adiabatique et réversible).
- Rejet de Chaleur isotherme DA à la température T_c , de façon réversible
- Compression isentropique AB (adiabatique et réversible)

Le travail produit dans ce cycle est W , les quantités de chaleur reçues par la source chaude et cédées au niveau de la source froide sont respectivement Q_h et Q_c .

On applique le premier principe de la thermodynamique à ce cycle en respectant les conventions de signes.

$$Q_h = W + Q_c \quad (2.4)$$

Le rendement d'une telle machine est le rapport de l'énergie utile sur l'énergie thermique fournie au niveau de la source chaude.

$$\eta = \frac{W}{Q_h} = 1 - \frac{Q_c}{Q_h} \quad (2.5)$$

L'échelle de température absolue proposé par Kelvin a permit de relier les quantités de chaleur transférées aux températures des sources froide et chaude,

$$\frac{Q_c}{Q_h} = \frac{T_c}{T_h} \quad (2.6)$$

Le rendement de Carnot peut s'exprimer de la façon suivante,

$$\eta = 1 - \frac{T_c}{T_h} \quad (2.7)$$

Corollaire du théorème de Carnot, « *Le rendement d'une machine thermique réelle fonctionnant entre une source froide T_c et une source chaude T_h est toujours inférieur à celui de Carnot* ».

Remarque : Puisque les quatre transformations du cycle de Carnot sont par hypothèse réversibles, la puissance ou le travail produit sont nuls du fait que Q_h et Q_c sont nulles étant donné que les différences de températures aux sources sont nulles pour assurer la réversibilité.

$$\dot{P} = \dot{Q} \left(1 - \frac{T_c}{T_h} \right) \quad (2.8)$$

2.3.3 L'Entropie

La définition de l'échelle thermodynamique a permis aussi d'établir les relations suivantes :

$$\text{Pour une transformation réversible : } \oint \frac{\delta Q_{\text{rév}}}{T} = 0 \quad (2.9)$$

$$\text{Pour une transformation irréversible : } \oint \frac{\delta Q_{\text{irrév}}}{T} \leq 0 \quad (2.10)$$

Ces relations sont dites relations de Clausius. Elles permettent d'évaluer la variation d'entropie durant une transformation quelconque.

$$dS = \frac{\delta Q_{\text{rév}}}{T} \quad (2.11)$$

L'entropie est une fonction d'état qui mesure l'irréversibilité d'une transformation.

2.4 CYCLE ENDORÉVERSIBLE DE PUISSANCE MAXIMALE

Le rendement de Carnot est le rendement maximal que peut atteindre un cycle de puissance fonctionnant réversiblement entre une source froide et une source chaude. L'hypothèse de réversibilité qui a conduit à ce plafond est non réaliste, car elle suppose que l'écart de température au niveau d'un échangeur est nul. La production de travail sous cette condition nécessite une surface d'échange infinie et/ou un temps infini. Le cycle de Carnot pourrait produire un travail fini en un temps infini. Donc il délivre une puissance nulle.

En fait, un cycle de Carnot réaliste est un cycle endoréversible qui est évalué sur les isothermes du fluide de cycle est non celles des sources de chaleur.

Un cycle endoréversible de puissance est représenté par la figure (2.2). Ce cycle est constitué de deux transformations isentropiques, une compression AB et une détente CD, et deux transferts de chaleur BC et AD dans lesquels la température de la source froide

augmente de T_1 à T_4 et celle de la source chaude diminue de T_3 à T_2 . Ces températures peuvent être déterminées par les moyennes arithmétiques suivantes.

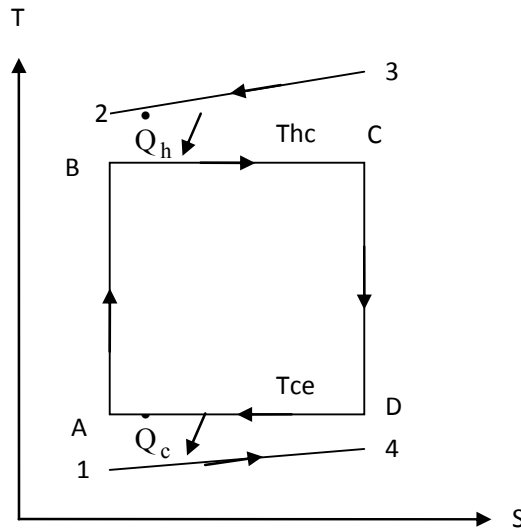


Fig. (2.2): Diagramme T-s d'un cycle - Endoréversible de puissance

On applique le premier principe de la thermodynamique à ce cycle,

$$W = \dot{Q}_h - \dot{Q}_c \quad (2.12)$$

La relation de Clausius (condition de réversibilité interne) donne,

$$\frac{\dot{Q}_h}{T_{hc}} = \frac{\dot{Q}_c}{T_{cc}} \quad (2.13)$$

La loi de Fourier pour le transfert complexe de la chaleur moyennant l'écart arithmétique de températures est appliquée pour exprimer les flux thermiques des sources froide et chaude,

$$\begin{aligned} \dot{Q}_h &= C_h (T_h - T_{hc}) \\ \dot{Q}_c &= C_c (T_{cc} - T_c) \end{aligned} \quad (2.14)$$

Avec,

- C_h et C_c : Les conductances thermiques de l'évaporateur et du condenseur exprimées en [kW/K]. C'est le produit du coefficient de transfert thermique U [kW/m²-K] et l'aire de surface d'échange A ,

$$C_h = (UA)_h$$

$$C_c = (UA)_c$$

Pour prendre en considération l'hypothèse d'endoréversibilité il est nécessaire de poser une contrainte liée à la conception. Pour ce faire il y a deux façons :

- Fixer la taille des échangeurs, ce qui revient à supposer une conductance globale donnée. Cette façon de faire est souvent utilisée [7], [8]. Cette hypothèse s'écrit :

$$C_t = C_h + C_c \quad (2.15)$$

- Limiter dans le temps la période du cycle, en négligeant le temps de compression et de détente par rapport à celui des échanges de flux thermiques [9], [10]. Cette hypothèse s'écrit :

$$t_t = t_h + t_c \quad (2.16)$$

Les deux hypothèses citées sont équivalentes car elles sont émises dans le but de remplacer la condition de Carnot selon laquelle « L'écart de température dans les échangeurs est infinitésimal » par une hypothèse plus réaliste.

La recherche de critères d'optimalité du cycle endoréversible de puissance est un problème d'optimisation non-linéaire avec contraintes d'égalités. Mais ce problème est transformé en résolvant le système de contraintes qui sont ici linéaires.

L'expression de la puissance peut être obtenue en combinant les expressions (2.13), (2.14) et (2.15) pour obtenir les expressions des flux thermiques dans l'évaporateur et le condenseur, ensuite on les remplace dans l'expression de la puissance (2.11),

$$\frac{W}{C_t} = \frac{T_{hc} - T_{ce}}{\frac{T_{hc}}{T_h - T_{hc}} - \frac{T_{ce}}{T_{ce} - T_c}} \quad (2.17)$$

La maximisation de la puissance devient un problème non-linéaire à deux degrés de liberté, les variables de décision sont les températures T_{hc} et T_{ce} ,

$$\text{Max}_{C_t} \frac{W}{C_t} = T_{hc} (T_h - T_{hc})^{-1} - T_{ce} (T_{ce} - T_c)^{-1} \quad (2.18)$$

Les solutions peuvent être déduites par dérivation directe par rapport à T_{hc} et T_{ce} ,

$$\frac{\delta(\frac{W}{C_t})}{\delta T_{hc}} = 0 \quad , \quad \frac{\delta(\frac{W}{C_t})}{\delta T_{ce}} = 0 \quad (2.19)$$

La résolution des deux équations résultantes du second degré et couplées donne,

$$T_{hc}^* = \frac{T_c}{2} R (R + 1) \quad (2.20)$$

$$T_{ce} = \frac{T_c}{2} (R + 1)$$

Avec,

$$R = \sqrt{\frac{T_h}{T_c}}$$

La puissance maximale est,

$$\left(\frac{\dot{W}}{C_T}\right)^s = \frac{T_c}{4} (R - 1)^2 \quad (2.21)$$

Le rendement correspondant à cette puissance maximale est appelé : *Rendement de Curzon-Ahlborn*,

$$\eta_{C-A} = 1 - \sqrt{\frac{T_c}{T_h}} \quad (2.22)$$

On remarque que ce rendement est toujours inférieur à celui de Carnot. Les solutions trouvées peuvent s'écrire sous forme de deux règles d'optimalité faciles à retenir,

- **Règle de deux** : Elle établit que la somme des rapports de températures dans le condenseur et l'évaporateur, arrangés d'une certaine façon, est égale à « 2 ».

$$\frac{T_h}{T_{hc}^s} + \frac{T_c}{T_{ce}^s} = 2$$

- **Egalités des conductances** : Elle montre que la conductance globale est divisée de façon égale entre l'évaporateur et le condenseur.

$$C_h = C_c = \frac{C_T}{2}$$

De cette analyse, il apparaît que la configuration à puissance maximale est obtenue en partageant de façon égale, le potentiel thermique du cycle, entre le processus de transfert de chaleur et celui de la production de puissance, et en allouant de façon égale la ressource de conductance thermique entre les deux échangeurs.

2.5 CYCLE ENDORÉVERSIBLE A PUISSANCE OPTIMALE

Le cycle endoréversible de puissance maximale est un cas spécial où la puissance est maximisée sans contrainte. Une de ces contraintes est la limitation de l'écart de température ($T_{hc} - T_{ce}$) qu'on note « Del ». Cet écart est fixé implicitement par le choix du fluide moteur.

Pour le cycle endoréversible de la figure (2.2), cet écart est:

$$Del = T_{hc} - T_{ce} \quad (2.23)$$

Le problème d'optimisation est formulé en remplaçant le « Del » dans l'expression de la puissance (2.5), et en ajoutant sa définition comme contrainte,

$$\text{Max } \frac{\dot{W}}{C_T} = \frac{\text{Del}}{T_{hc}(T_h - T_{hc})^{-1} - T_{ce}(T_{ce} - T_c)^{-1}} \quad (2.24)$$

Tel, que :

$$(T_{hc} - T_{ce})\text{Del}^{-1} = 1$$

La maximisation de la puissance est un problème non-linéaire avec une contrainte. Donc on a un degré de liberté. On utilise la méthode des multiplicateurs de Lagrange (Annexe A), pour obtenir l'unique règle d'optimalité régissant cette classe de cycles,

$$\frac{T_h - T_{hc}^*}{T_{ce}^* - T_c} = R \quad (2.25)$$

Les températures isothermes T_{hc} et T_{ce} sont déterminées en résolvant simultanément les équations (2.24) et (2.25),

$$T_{hc}^* = \frac{R T_c}{R+1} \left(R+1 + \frac{\text{Del}}{T_c} \right) \quad ; \quad T_{ce}^* = \frac{T_c}{R+1} \left(R(R+1) - \frac{\text{Del}}{T_c} \right) \quad (2.26)$$

La puissance maximale est obtenue en remplaçant dans la fonction objective:

$$\left(\frac{\dot{W}}{C_T} \right)^* = \frac{\text{Del} \left(R^2 - 1 - \frac{\text{Del}}{T_c} \right)}{(R+1)^2} \quad (2.27)$$

Cette puissance est toujours inférieure à celle de Curzon-Ahlborn, mais le rendement correspondant peut être supérieur ou inférieur à celui de C-A. Cela dépend de l'écart de température Del. Le rendement de ce cycle est obtenu en divisant la puissance par la quantité de chaleur reçue dans la chaudière, ce rendement est,

$$\eta = \frac{(R+1) \frac{\text{Del}}{T_c}}{R \left(R+1 + \frac{\text{Del}}{T_c} \right)} \quad (2.28)$$

Ce rendement se réduit à celui de C-A, pour la valeur particulière du Del,

$$\text{Del} = \frac{T_h - T_c}{2} \quad (2.29)$$

Pour situer la puissance et le rendement du cycle de C-A parmi la multitude de cycles endoréversibles à puissance optimale fonctionnant entre T_h et T_c . On exprime la puissance en fonction du rendement. Ceci peut se faire en manipulant les expressions (2.27) et (2.28),

$$\left(\frac{W}{Q_c}\right)^* = \frac{T_c \eta R (R^2(1-\eta) - 1)}{(R(1-\eta) + 1)^2} \quad (2.30)$$

L'exemple suivant illustre l'ensemble des configurations possibles d'un cycle endoréversible à puissance optimale pour des températures T_h et T_c données.

Exemple numérique : Un cycle de puissance fonctionnant suivant le cycle de Carnot est « branché » entre une source froide de température 290 K et une source chaude de température 1100 K. La figure (2.3) montre l'intervalle dans lequel ce cycle peut opérer. Cet intervalle est situé entre deux limites pour lesquelles la puissance est nulle. C'est le moteur monotherme à rendement nul et celui de Carnot à rendement égal à 0.74. Le rendement de C-A pour ce cycle est 0.48, ce rendement est toujours compris entre $\eta_{\text{Carnot}}/2$ et η_{Carnot} . Cette figure montre aussi qu'un cycle fonctionnant avec un rendement compris entre $\eta_{\text{C-A}}$ et η_{Carnot} constitue un bon compromis entre la puissance maximale et les contraintes liées à la conception.

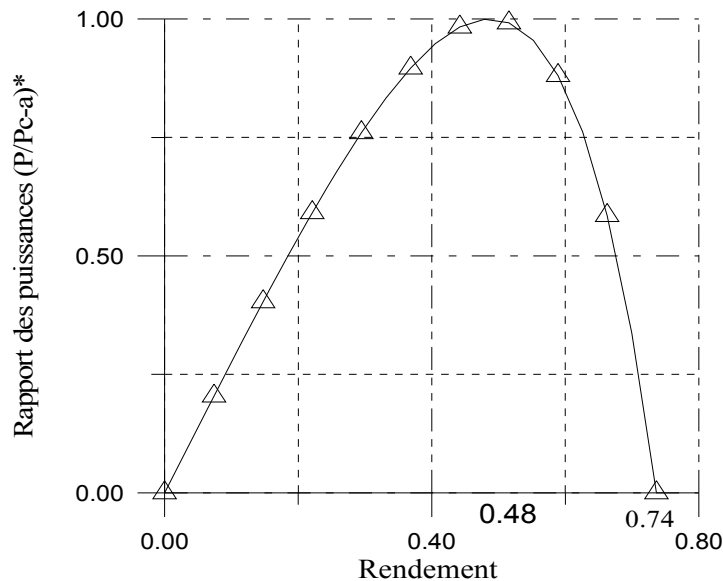


Fig. (2.3): Puissance en fonction du rendement pour un cycle endoréversible de puissance optimale

L'utilisation du « Del » comme paramètre permet de définir une famille de cycles à configurations optimales. Ces configurations constituent le domaine de solutions admissibles pour un cycle endoréversible de puissance. On montrera dans le paragraphe 12.6 que le « Del » peut traduire d'autres contraintes que l'écart entre les températures de changement de phase.

2.6 CYCLE ENDORÉVERSIBLE DE REFRIGERATION

Un cycle endoréversible de réfrigération est constitué des mêmes évolutions qui existent dans le cycle de puissance mais parcourues dans le sens inverse. Il est composé de deux transformations isothermes et deux transformations isentropiques. C'est le cycle qu'utilise les réfrigérateurs et les pompes à chaleur suivant que l'effet utile soit le flux thermique récupéré dans le condenseur où le flux thermique cédé dans l'évaporateur.

Un cycle endoréversible de réfrigération est représenté sur la figure (2.4). Il est décrit par quatre transformations :

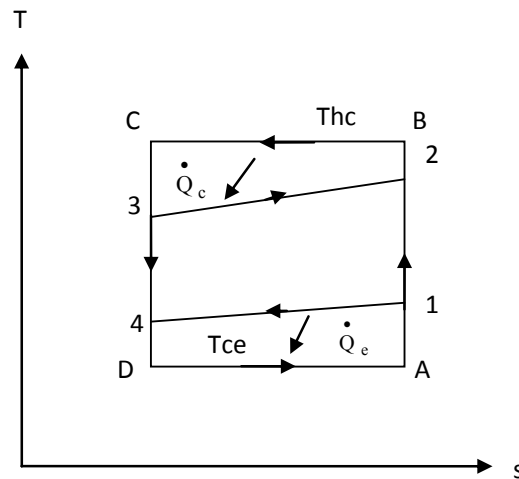


Fig. (2.4): Diagramme T-s d'un cycle - Endoréversible de réfrigération

- Compression isentropique (AB) d'un mélange liquide-vapeur jusqu'à l'état de vapeur saturée.
- Transfert de chaleur isotherme (BC), pendant lequel le fluide frigorigène se condense au contact du fluide de refroidissement. La température de ce dernier varie de T_3 à T_2 . La température moyenne arithmétique du réfrigérant est :

$$T_c = \frac{T_2 + T_3}{2}$$

- Détente isentropique (CD) de l'état liquide saturé jusqu'à l'état de mélange liquide-vapeur. Notons que la détente par effet Joule-Thompson qui a lieu normalement dans un cycle réel, est remplacée par une détente isentropique conformément à l'hypothèse d'endoréversibilité.
- Transfert de chaleur isotherme (DA), pendant lequel le fluide frigorigène se vaporise partiellement. La température du fluide à refroidir diminue de T_1 à T_4 . La température moyenne arithmétique du fluide à refroidir est :

$$T_e = \frac{T_1 + T_4}{2}$$

L'expression de la puissance fournie à ce cycle peut être déduite à partir des expressions du premier principe, égalité de Clausius et des contraintes qui fixent la conductance globale et l'écart de température disponible.

$$\frac{\dot{W}}{C_t} = \frac{Del}{T_{hc}(T_{hc} - T_c)^{-1} + T_{ce}(T_e - T_{ce})^{-1}} \quad (2.31)$$

$$Del = (T_{hc} - T_{ce})$$

L'objectif pertinent pour les réfrigérateurs est de minimiser la puissance mécanique ou de maximiser le flux thermique soutiré au fluide à refroidir. Mais l'expression (2.31) de la puissance n'admet pas de minimum car elle est concave, elle admet seulement un maximum. Pour s'en convaincre on peut vérifier que la dérivée seconde en fonction de T_{ce} est négative. Cependant il a été établi que le maximum relatif à la puissance maximale et celui de la charge frigorifique maximale sont voisins [11]. Alors les règles d'optimalité qui maximisent la puissance maximisent également la charge frigorifique.

La maximisation de la puissance est un problème non-linéaire à un degré de liberté. Le problème de maximisation se pose comme suit :

$$Max. \frac{\dot{W}}{C_t} = \frac{Del}{T_{hc}(T_{hc} - T_c)^{-1} + T_{ce}(T_e - T_{ce})^{-1}} \quad (2.32)$$

$$Avec, (T_{hc} - T_{ce}) Del^{-1} = 1$$

On applique la méthode des multiplicateurs de Lagrange. L'unique règle d'optimalité régissant ce cycle est,

$$\left(\frac{T_{hc} - T_c}{T_e - T_{ce}} \right)^2 = R$$

Les températures T_{hc} et T_{ce} sont :

$$T_{hc}^* = \frac{R(T_e + Del) + T_c}{R + 1}, \quad T_{ce}^* = \frac{R T_e + T_c - Del}{R + 1} \quad (2.33)$$

La puissance maximale rapportée à l'unité de conductance est :

$$\left(\frac{\dot{W}}{C_t} \right)^* = \frac{Del R (T_e + Del - T_c)}{(R + 1)(R T_e + T_c)} \quad (2.34)$$

On remarque d'après cette expression que la puissance maximale s'annule pour l'écart de température égal à celui de Carnot. Illustrons les résultats obtenus par l'exemple suivant :

Exemple numérique : Un cycle endoréversible de réfrigération hypothétique, est décrit par les transformations de la figure (2.4). Les températures des sources chaude et froide sont respectivement de 300 et 200 K. Le tableau ci-dessous résume les résultats obtenus pour plusieurs valeurs du Del .

Table (2.1): Application numérique relative au cycle endoréversible de réfrigération hypothétique

Del, K	T_{hc} , K	T_{ce} , K	$(\dot{W}/C_t)^*$, K
110	305.5	195.5	1.11
120	311	191	2.42
130	316.5	186.5	3.94
140	322	182	5.66

La figure (2.5) montre les maxima obtenus pour chaque valeur de l'écart de températures Del. Ces courbes sont tracées en faisant varier T_{ce} au voisinage des solutions. On remarque d'après cette figure que la puissance augmente de façon monotone avec le Del et s'annule pour un Del égal à celui du cycle de Carnot. On peut confirmer que la règle de deux est vérifié pour chaque valeur du Del.

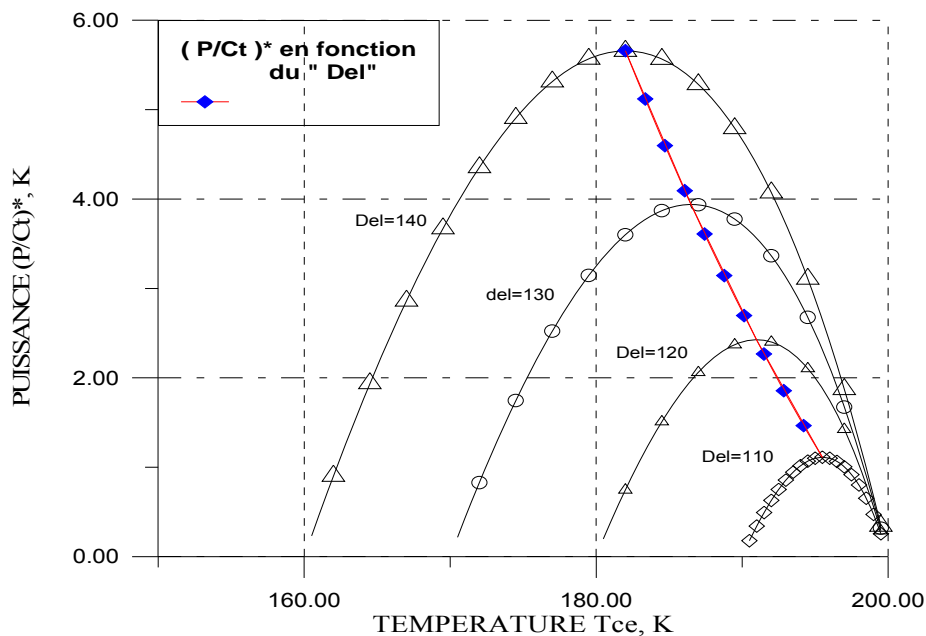


Fig. (2.5): Variation de la puissance en fonction de Tce pour divers Del

L'utilisation de l'écart de température disponible « Del » comme paramètre dans ce modèle a permis d'analyser un ensemble de cycle endoréversibles de réfrigération. Car en faisant varier ce paramètre on favorise implicitement une configuration plutôt qu'une autre. Prenant deux cas de figures : Un « Del » élevé favorise une installation avec des échangeurs de petites tailles. Par contre un écart réduit favorise une installation avec un compresseur de puissance modérée. Un tel choix peut être dû à un coût de fonctionnement onéreux.

Dans ce modèle, la maximisation de la puissance et de la charge frigorifique est paramétrée par le choix de l'écart disponible. La figure (2.5) montre qu'on peut avoir plusieurs configurations optimales pour T_c et T_e données. A chacune d'elles correspond une aire de surface d'échange optimale et une puissance de compression optimale. Alors la question est : Comment choisir entre ces solutions ?

Pour choisir entre ces configurations optimales, il faut élaborer un modèle qui regroupe la puissance et l'aire de surface d'échange dans la même fonction objective. Pour cela il est nécessaire de les exprimer dans la même échelle. Cette échelle c'est le coût.

2.7 CONCLUSION

L'analyse des cycles de puissance et de réfrigération à la lumière du concept de Curzon et Ahlborn permet de déduire des règles d'optimalité qui peuvent servir de références pour la conception des installations industrielles.

La méthode de recherche typique des critères d'optimalité d'un cycle passe par trois étapes :

- Supposer des écarts de températures finis, et fixer soit le temps global du cycle ou la conductance globale des échangeurs.
- Exprimer la fonction objective en utilisant les expressions du premier et second principe de thermodynamique, et les lois de transports cinétiques (conduction, convection, rayonnement).
- Optimiser la fonction objective en utilisant les températures d'évaporation et de condensation comme variables de contrôle.

La considération de plusieurs cycles de puissance et de réfrigération a montré qu'un cycle optimal est gouverné par des expressions mathématiques simples qui font intervenir les températures d'évaporation et de condensation, les écarts de températures dans les échangeurs et les paramètres qui interviennent dans les contraintes technologiques et économiques.

Une règle d'optimalité semble commune à tous les cycles optimisés est :

$$\frac{\Delta m_c}{\Delta m_f} = \frac{T_{hc}}{T_{cf}}$$

Pour les problèmes qui ont plus de un degré de liberté, le reste des règles d'optimalité s'exprime en fonction d'un rapport de conductances dans l'évaporateur et le condenseur.

CHAPITRE 3 ESTIMATION DES COÛTS DES ECHANGEURS CRYOGENIQUES ET COMPRESSEURS DU CYCLE A CASCADE CLASSIQUE DE LA CAMEL

3.1 INTRODUCTION

L'estimation des coûts est un sujet spécialisé et une profession à part entière. Dans le but de décider entre différentes conceptions et faire une évaluation de projet pendant les premières phases d'engineering, on a souvent recours à des estimations rapides donnant seulement un ordre de grandeur. Les investissements dans des usines sont réalisés pour générer des bénéfices, et une estimation de l'investissement requis et les coûts de production sont nécessaires pour évaluer la rentabilité d'un projet.

Dans ce chapitre, et avant de procéder à l'estimation des coûts des échangeurs cryogéniques et compresseurs de cycles, les différents composants qui constituent le coût d'investissement d'une usine sont discutés, et les techniques utilisées pour l'estimation examinées brièvement.

Des méthodes simples de calcul des coûts et quelques données qui peuvent être utilisées pour effectuer des estimations préliminaires sur les coûts sont aussi exposées. Nous allons, en premier, expliquer la règle bien connue du *six-dixième* qui permet d'estimer les coûts des installations et d'équipements à partir de données historiques d'autres projets et des facteurs de capacités de ces équipements (surface d'échange, puissance...etc.). Ensuite, les méthodes d'estimation de l'impact de l'inflation sur les prix des équipements sont expliquées en se basant sur les différents index publiés dans les journaux spécialisés (index de Nelson-Farrar, CPE plant cost index et Marshall and Swift index).

Enfin, nous allons expliquer la méthode factorielle d'estimation des coûts. Cette méthode permet d'estimer les coûts d'installations et d'équipements en tenant compte des coûts directs durant la construction ainsi que les coûts indirects relatifs aux services d'engineering, frais, taxes et aléas.

3.2 PRECISION DES ESTIMATIONS DES COÛTS

La précision d'une estimation dépend de la quantité de détails de conception disponibles: l'exactitude des données de coûts disponibles; et le temps consacré à la préparation de l'estimation. Dans les premiers stades d'un projet, seul un ordre de grandeur sera requis et justifié, par la quantité d'informations disponibles à cette étape.

Les estimations des coûts peuvent être classées en quatre types [12] & [13] selon leur précision et leur but:

- Estimation d'ordre de grandeur, d'une précision de 50%, réalisée à une étape très précoce d'un projet ou PRE-FEED « en prévision de l'étude conceptuelle »,

- Estimation préliminaire (approx.), d'une précision typique de 30%, qui est utilisée dans les études de faisabilité « FEED » pour faire des choix entre les alternatives de conception. Elle est basée sur les données disponibles en phase d'engineering de base.
- Estimations pour budgétisation, ayant une précision de l'ordre de 10 à 20%. elles sont utilisées pour la définition du budget en vue de commencer la conception en attendant de faire une estimation précise et plus détaillée. Cette estimation peut inclure des coûts pour couvrir les frais d'annulation sur les équipements à longs délais de livraison pour éviter tout retard dans le projet. Pour un entrepreneur, ce type d'estimation pourrait être utilisé pour faire un appel d'offres avec un grand facteur d'aléas.
- Les estimations détaillées des soumissions requièrent une précision de l'ordre de 5 à 10%. Elles sont utilisées pour le contrôle des coûts de projets et les estimations pour les contrats à prix fixe. Elles sont basées sur les données disponibles en phase d'engineering de détails, des devis fermes pour les équipements de la part des fournisseurs.

3.3 INFLATION DES COÛTS

Les coûts des équipements, des matériaux et de la main d'œuvre font l'objet d'inflation continue. Toutes les méthodes d'estimation de coûts utilisent des données historiques et sont eux-mêmes des prévisions de coûts futurs. Des méthodes sont utilisées pour mettre à jour les données historiques pour servir de base pour les estimations futures. La méthode habituellement utilisée pour mettre à jour des coûts historiques donnés fait intervenir des indices de prix publiés. Ces indices sont calculés sur la base des données des coûts de la main d'œuvre, du matériel et de l'énergie publiées par les agences gouvernementales, notamment des pays occidentaux. La formule qui tient en compte de l'inflation est de la forme :

$$\text{Coût}_{\text{AnnéeA}} = \text{Coût}_{\text{AnnéeB}} \left(\frac{\text{Index}_{\text{AnnéeA}}}{\text{Index}_{\text{AnnéeB}}} \right) \quad (3.1)$$

En faisant les calculs d'impact de l'inflation, une attention doit être accordée à la nature de la devise car l'inflation peut varier d'un pays à un autre. Ainsi « Process Engineering index » est publié mensuellement pour plusieurs pays, incluant les états Unis, Japon, Australie et l'Union Européenne. La formule d'index d'inflation ci-dessus permet des estimations assez précises pour l'évolution des coûts si la durée entre les années A et B est inférieure à 10 ans. Les différences entre les prix réels des équipements et coûts de la main-d'œuvre et ceux prédits par l'index ont tendance à croître avec les années, dépassant ainsi l'erreur typique des estimations budgétaires [14] & [15].

Les principaux index disponibles pour les industries de process sont les suivants :

- **Chemical Engineering Index, CE** : Composé de 04 composants majeurs, équipement, main d'œuvre, construction, bâtiments et ingénierie & supervision [16]
- **L'index de coût Marshall et Swift, M & S** : Composé de deux composantes principales, le coût moyen des équipements Process et les équipements des usines des autres secteurs. Il a été créé en 1926 avec une valeur de 100 et il est publié chaque mois dans Chemical Engineering.

- **L'index de Nelson-Farrar, NF:** crée en 1946 avec une valeur de 100 et publié une fois par mois dans Oil & gas Journal pour l'industrie du gaz et raffinage, un extrait de l'édition d'Avril 2012 est montré dans le tableau (3.1).

Table (3.1): Index de Nelson-Farrar

NELSON-FARRAR COST INDEXES								
Refinery construction (1946 basis)								
<small>(Explained in O&GJ, Dec. 30, 1985, p. 245, and at www.pennenergy.com/index/research-and_data/oil-and_gas/Statistic-Definitions.html; click "Nelson-Farrar Cost Indices")</small>								
	1962	1980	2009	2010	2011	Feb. 2011	Jan. 2012	Feb. 2012
<i>Pumps, compressors, etc.</i>	222.5	777.3	2,011.4	2,030.7	2,108.7	2,081.8	2,135.7	2,161.2
<i>Electrical machinery</i>	189.5	394.7	515.5	513.9	513.7	513.2	515.0	515.5
<i>Internal-comb. engines</i>	183.4	512.6	1,023.0	1,027.8	1,036.0	1,031.9	1,052.1	1,050.2
<i>Instruments</i>	214.8	587.3	1,394.8	1,435.1	1,469.9	1,477.0	1,481.6	1,482.6
<i>Heat exchangers</i>	183.6	618.7	1,253.8	1,116.0	1,153.6	1,103.5	1,253.8	1,253.8
<i>Misc. equip. average</i>	198.8	578.1	1,239.7	1,224.7	1,256.4	1,241.5	1,287.6	1,292.7
<i>Materials component</i>	205.9	629.2	1,324.8	1,480.1	1,610.5	1,578.1	1,639.8	1,629.5
<i>Labor component</i>	258.8	951.9	2,813.0	2,909.3	2,985.6	2,964.2	3,019.1	3,025.3
<i>Refinery (Inflation) index</i>	237.6	822.8	2,217.7	2,337.6	2,435.6	2,409.8	2,467.4	2,467.0

La sélection de l'index correct à utiliser dépend du type d'industrie, par exemple, tous les index CE, M & S ou NF Index sont généralement employés pour les industries des procédés chimiques. Dans cette étude nous allons utiliser l'index de Nelson-Farrar, car il donne des informations détaillées par type d'équipement.

3.4 LES METHODES RAPIDES D'ESTIMATION DES COÛTS

3.4.1 Les coûts de référence

Une estimation approximative du coût d'investissement d'un projet ou d'un équipement peut être obtenue à partir des coûts de projets et d'équipements précédemment réalisés ou installés. Cette méthode peut être utilisée avant la disponibilité de données détaillées pour obtenir une estimation rapide de l'investissement.

Le coût d'un projet (équipement) fait intervenir les facteurs de capacités par la formule :

$$K_2 = K_1 \left(\frac{S_2}{S_1} \right)^N \tag{3.2}$$

Avec,

K_2 Coût du projet (équipement) de capacité S_2

K_1 Coût du projet (équipement) de capacité S_1

La valeur de l'index N est traditionnellement considérée comme 0,6 ; la règle bien connue du *six dixièmes*. Cette valeur peut être utilisée pour obtenir une estimation approximative du coût en capital, s'il n'y a pas suffisamment de données disponibles sur l'exposant N pour un processus particulier. La règle du six dixièmes de l'équation (3.2) n'est qu'une approximation, et si des données suffisantes sont disponibles, la relation est mieux représentée sur une courbe logarithmique. Des courbes de coûts en fonction des facteurs de capacités pour les équipements de procédés usuels ont été publiées [17]. La figure (3.1) est un exemple de courbes logarithmiques pour les échangeurs à tubes et calandre.

Design Basis:
 1st Quarter 1998 Dollars
 Type: Floating Head (BES)/ Fixed Head (BEM)
 Shell Material: A285C
 (Low and intermediate strength carbon steel plates for pressure vessels.)
 Shell Temperature: 650 °F
 Shell Pressure: 150 psig
 Tube Material: A214
 (Electric-resistance-welded carbon steel heat exchanger and condenser tubes)
 Tube Temperature: 650 °F
 Tube Pressure: 150 psig
 Tube Length: 10– 20 Feet
 Tube Diameter: 1 Inch

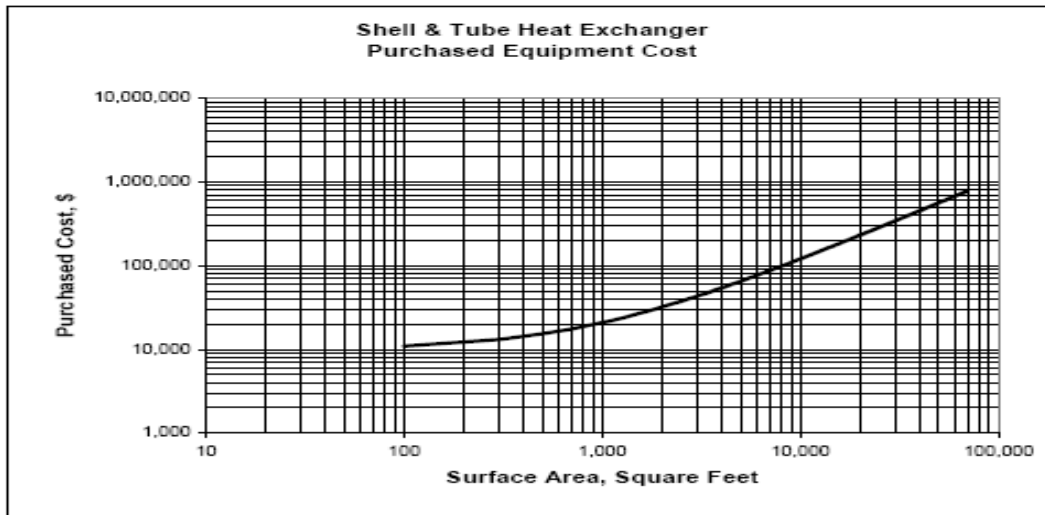


Fig. (3.1): Courbe des coûts d'un échangeur à tubes et calandre

3.4.2 Méthode d'estimation par étape

Cette méthode offre un moyen de faire un calcul rapide d'ordre de grandeur. Elle repose sur la connaissance des étapes principales dans l'ensemble du processus. Des facteurs sont généralement utilisés afin de prendre en compte la capacité et la complexité du process, matériaux de construction, rendement, paramètres opératoires tels que la pression et la température.

3.4.3 La méthode factorielle

Les coûts d'investissement des installations industrielles sont souvent basés sur une estimation du coût de procurement des équipements majeurs F.O.B, les autres coûts (matériaux, main d'œuvre, indirects...) étant estimés comme des facteurs du coût des

équipements. La précision de ce type d'estimation dépendra du stade de l'engineering et la fiabilité des données disponibles sur les coûts des équipements.

3.4.3.1 Facteurs de Lang

La méthode factorielle d'estimation des coûts est souvent attribuée à Lang. Le coût fixe en capital du projet est donné en fonction du coût total d'achat des équipements par l'équation:

$$K_f = f_1 K_e \quad (3.3)$$

Où

K_f : Coût final du projet

K_e : Coût de tous les équipements majeurs (bacs de stockage, réacteurs, colonnes, échangeurs de chaleur, compresseurs...)

f_1 : Le facteur de Lang, qui dépend du type d'industrie, pour les usines de process fluides ce facteur est égal à 4,7. Pour faire des estimations d'équipements individuels, la méthode des facteurs de Lang est inadaptée car ce facteur est destiné à une évaluation « grossière » des installations industrielles, les facteurs peuvent différer sensiblement d'un équipement à un autre.

3.4.3.2 Méthode factorielle détaillée

3.4.3.2.1 Coûts directs

Pour faire une estimation plus précise, les facteurs de coût qui sont inclus dans le facteur de « Lang » sont considérés individuellement. Les éléments des coûts directs qui sont engagés dans la construction d'une usine, outre le coût des équipements sont:

- Montage d'équipement, y compris les fondations et travaux de charpente mineure.
- Tuyauterie, y compris l'isolation et la peinture.
- Électricité et éclairage.
- Instrumentation, sous stations, FIR et salle de contrôle.
- Bâtiments administratifs, laboratoires, ateliers, magasins.
- Installations de stockage, matières premières et produits finis.
- Utilités telles que la vapeur, l'eau, l'air, les services de lutte contre les incendies, l'azote...etc
- Préparation du site

La contribution de chacun de ces éléments dans le coût d'investissement est calculée en multipliant le coût total équipement par un facteur approprié. Comme avec les facteurs de Lang, ces facteurs sont les meilleurs dérivés de données sur les coûts historiques pour des industries similaires. Les frais en matériel et main d'œuvre ont été divisés et des facteurs ont été définis pour chacun [18].

Dans la méthode détaillée, les coûts de la tuyauterie, l'instrumentation, béton, charpente...etc., sont chiffrés séparément. La méthode factorielle détaillée est illustrée dans la figure (3.2).

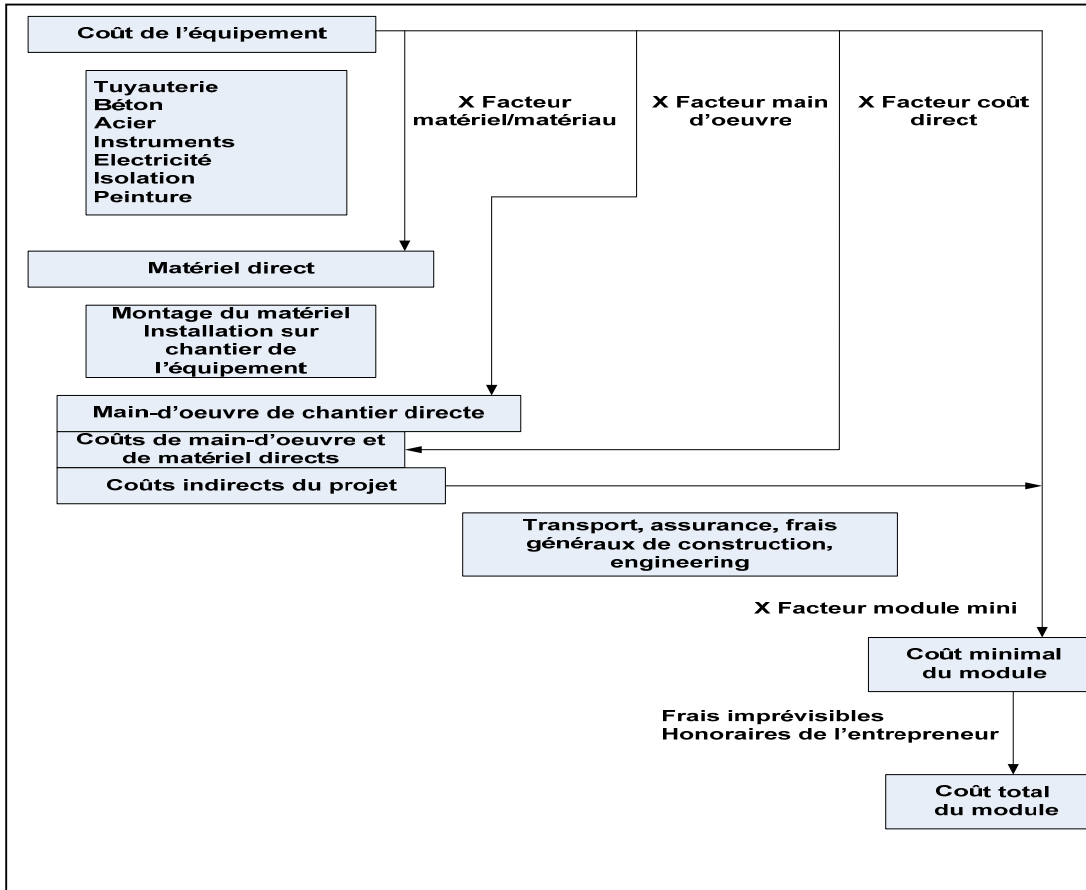


Figure (3.2): Méthode factorielle détaillée

3.4.3.2. Coûts indirects

Les coûts indirects concernent les services de l'entrepreneur tels que l'engineering, le procurement, le suivi de la construction, les frais, les taxes et les aléas. Ces coûts sont également calculés par des facteurs sur les coûts directs.

Les facteurs typiques pour l'estimation des coûts des échangeurs, compresseurs et une moyenne pour un projet sont montrés dans le tableau (3.2) :

- Facteur matériel/matériau : Relie le coût du projet (équipement) et les coûts du matériel de chantier associé à l'équipement qui font partie des coûts directs.
- Facteur main-d'oeuvre : coûts de main d'oeuvre de chantier pour installer l'équipement et ériger/construire les auxiliaires.
- Ratio L/M : exprime le coût de main-d'oeuvre direct sur le coût de matériel direct. Ce ratio est une mesure de la productivité et il dépend de l'emplacement, les standards de vie, etc.

- Facteur de coût direct (M&L) : exprime le coût de l'équipement F.O.B par rapport au coût du matériel de chantier et de la main d'œuvre nécessaire pour installer l'équipement sur un site préparé.
- Facteur de coût indirect : inclut tous les éléments de coût indirect associés à l'équipement cité plus-haut.
- Facteur total minimal: comprend tous les éléments de coût direct et indirect.
- Facteur total: représente tous les coûts directs et indirects, plus les frais imprévisibles (Aléas) considérés comme essentiels pour régler les items non-prévus ou les étendues de définition insuffisantes et les honoraires de l'entrepreneur.

Tableau (3.2): Sommaire des facteurs de coûts typiques

Item	Intervalle	Echangeurs	Compresseurs et Turbine	projet
Facteur matériel	1.42 – 1.75	1.72	1.61	1.62
Facteur main-d'œuvre	0.54 – 0.66	0.64	0.63	0.58
Ratio L/M	0.32 – 0.40	0.37	0.39	0.36
Facteur coût direct	1.8 – 2.6	2.36	2.23	2.20
Facteur coût indirect	0.32 – 0.45	1.40	1.40	1.34
Facteur Total minimal	2.38 – 3.64	3.31	3.13	2.95
Facteur Total*	2.74 – 4.19	3.80	3.60	3.39

* On suppose des frais imprévisibles (Aléas) de 15% du coût de base de l'équipement.

3.5 ESTIMATION DES COÛTS UNITAIRES DES ECHANGEURS ET COMPRESSEURS DU CYCLE A CASCADE CLASSIQUE.

Les principaux équipements du procédé de la cascade classique d'Arzew qui feront l'objet de cette estimation sont :

- **Les condenseurs à eau de mer E10, E20 et E30 respectivement pour les boucles Propane, Ethylène et Méthane** : Les paramètres d'estimation des coûts seront ceux des échangeurs en tubes et calandre.
- **Les échangeurs E11, E12, E13, E14, E15, E16, E17, E18 et E19 de la boucle Propane** : Les paramètres d'estimation des coûts seront ceux des échangeurs de type Kettle destinés au pré-refroidissement du GN au contact du propane. La température dans ces échangeurs est supérieure à - 46 °C, ils sont fabriqués en acier au manganèse.
- **Les échangeurs cryogéniques E21, E22, E23, E24, E25, E26 et E27 de la boucle Ethylène et ceux de la boucle méthane E31, E32 et E33** : Les paramètres d'estimation des coûts seront ceux des échangeurs de type bobinés fabriqués en métaux non ferreux (cuivre ou aluminium)
- Les compresseurs de cycle C10, C20 et C30 sont des compresseurs centrifuges.

Pour dériver les coûts unitaires de ces différents équipements, nous allons procéder de la façon suivante :

- Obtenir des coûts d'équipements de conception similaires à partir de bons de commandes récents. Dans cette étude, nous allons exploiter les données relatives aux coûts des groupes turbocompresseurs de Nuovo Pignone et échangeurs de type Kettle, tubes-calandre et l'échangeur bobiné fabriqué par APCI. Ces données sont tirées des bons de commandes du projet Nouveau train de GNL de Skikda qui date de l'année 2008.

COMPRESSEURS				
Repère	Description	Fournisseur	Date BC#	Montant
01-MJ01	FEED GAS COMPRESSOR (BCL605+FR5D)	NUOVO PIGNONE	15/12/2008	11 397 973 €

ECHANGEURS				
Repère	Description	Fournisseur	Date BC#	Montant
16-MC05	MR/ HP refroidisseur su propane	DAEKYUNG MACHINERY &	29/09/2008	\$ 920 110
15-MC05	Echangeur principal MCHE	Air Products (APCI)	05/01/2008	\$ 37 046 000

- Estimer les coûts actualisés des différents échangeurs et compresseurs pour l'année 2012 pour tenir compte de l'inflation en utilisant l'index de Nelson-Farrar. Dans cette étude, l'année de référence pour les coûts des compresseurs et échangeurs est 2008. Pour chaque équipement, nous allons calculer l'index d'actualisation I_{NF} .
- Les facteurs de corrections pour l'inflation des équipements concernés sont montrés dans le tableau (3.3) ci dessous.

Tableau (3.3): Facteurs de correction des équipements du cycle à cascade classique.

Nelson Farrar index	2008	2012	I_{NF}
Compresseur	1893.7	2161.2	1.14
Echangeur	1180.2	1253.8	1.06

- Utiliser les valeurs du tableau (3.2) pour le facteur d'installation pour chaque équipement I_{inst} .
- Utiliser les facteurs de capacités avec des exposants spécifiques à chaque équipement pour déterminer les expressions de coûts relatives aux années de références. Pour cela nous allons utiliser la formule (3.2) avec un exposant de 0,85 pour les compresseurs et 0,70 pour les échangeurs de chaleur [19].

Pour les compresseurs :

$$K_{cp} = A P_1(P)^{0.85}$$

$$A = \frac{K_{cp\text{réf}}}{(P_{cp\text{réf}})^{0.85}} \quad (3.4)$$

Avec,

K_{cp} : Coût du compresseur, USD

$K_{cp\text{réf}}$: Coût du compresseur de référence, USD

\dot{P} : Puissance du compresseur, MW

$\dot{P}_{cp\ ref}$: Puissance du compresseur de référence, MW

Pour les échangeurs :

$$K_e = B (C)^{0.70}$$

$$B = \frac{K_{e\ ref}}{(C_{e\ ref})^{0.70}} \quad (3.5)$$

Avec,

K_e : Coût de l'échangeur, USD

$K_{e\ ref}$: Coût de l'échangeur de référence, USD

$C_{e\ ref}$: Conductance thermique de l'échangeur de référence, kW/K

- Remplacer les différents index et facteurs de correction pour chaque équipement dans les formules générales (3.4) et (3.5) ; on obtient :

Pour les compresseurs :

$$K_{cp} = A (\dot{P})^{0.99}$$

$$A = I_{inst} I_{NF} \frac{K_{cp\ ref}}{(\dot{P}_{cp\ ref})^{0.99}} \quad (3.6)$$

Pour les échangeurs :

$$K_e = B (C)^{0.70}$$

$$B = I_{inst} I_{NF} \frac{K_{e\ ref}}{(C_{e\ ref})^{0.70}} \quad (3.7)$$

- Le tableau (3.4) ci-dessous résume les différentes valeurs d'index et facteurs de corrections pour tous les équipements de la cascade classique de la figure (1.1).

Tableau (3.4): valeurs d'index et facteurs de corrections pour tous les échangeurs et compresseurs de la figure (1.1)

Equipements	$K_{cp\ ref}$,	$P_{ref, mW}$	$K_{e\ ref}$,	$C_{e\ ref}$, kW/K	I_{inst}	I_{NF}	A, (*)	B
Compresseurs	€ 11 397 973	31	NA	NA	3.6	1.14	2 525 675	NA
Echangeurs	NA	NA	\$37046000	3011	3.8	1.06	NA	138 595

(*) 1 USD = 0,74 Euro

3.6 CONCLUSION

L'estimation des coûts est une discipline qui repose sur la connaissance de l'évolution des prix des équipements, des matériaux, de la main d'œuvre et de l'engineering. Elle repose aussi sur la collecte de données de référence fiables et récentes. La détermination des coûts actualisés des échangeurs et compresseurs installés similaires à ceux du cycle à cascade classiques a nécessité de passer par les étapes suivantes :

- Estimer le coût de l'équipement à partir de celui d'un équipement similaire dont le prix est connu et de préférence d'une période récente. Dans notre cas, la référence est le projet GNL2K de Skikda dont les données remontent à 2008.
- Les coûts d'installation qui incluent les travaux de montage, et les matériaux nécessaires à l'équipement ainsi que tous les autres coûts indirects et aléas ont été pris en compte. Les facteurs d'installation des compresseurs et des échangeurs sont de 3,6 et 3,8 fois respectivement.
- Les prix d'équipements et services subissent une évolution continue à cause de l'inflation. Les index de Nelson Farrar publiés par Oil and Gas Journal ont été utilisés pour mettre à jour les coûts des échangeurs et compresseurs. Les index d'actualisation sont de 1.14 pour le compresseur et 1,06 pour les échangeurs.
- Les coûts unitaires des compresseurs que nous allons utiliser dans cette étude est égale à **\$1 684 par KW** et **celui des échangeurs exprimés** par unité de conductance **est égale à \$3113 [\$/ (kW/K)]**

CHAPITRE 4 MINIMISATION DU COÛT DES CYCLES FRIGORIFIQUES A CASCADE ENDORÉVERSIBLE

4.1 INTRODUCTION

L'optimisation qui se rapporte aux coûts peut être statique ou dynamique. Elle est dite statique lorsqu'on s'intéresse au coût de l'investissement initial. Il s'agit d'une optimisation dynamique lorsqu'en plus du coût initial on s'intéresse aux coûts de fonctionnement. Dans ce paragraphe on cherche à minimiser le coût d'investissement initial d'un cycle de réfrigération endoréversible par un choix optimal des températures de condensation et d'évaporation.

Ensuite, nous allons exprimer le coût d'un cycle à cascade classique constitué de trois boucles endoréversibles de réfrigération. Le coût exprimé en termes d'écart moyens arithmétiques dans les quatre échangeurs, des coûts unitaires du compresseur et des échangeurs définis dans le chapitre précédent constitue la fonction objective à minimiser. Des règles d'optimalités simples et communes à tous les cycles cascade à coûts minimum seront déterminées.

4.2 MINIMISATION DU COÛT D'UN CYCLE DE REFRIGERATION ENDORÉVERSIBLE

La formulation de ce modèle est basée sur le cycle endoréversible de la figure (4.1) qui se compose de deux échangeurs, d'un compresseur et d'un appareil de détente. Dans ce modèle on s'intéresse seulement aux compresseurs et aux échangeurs.

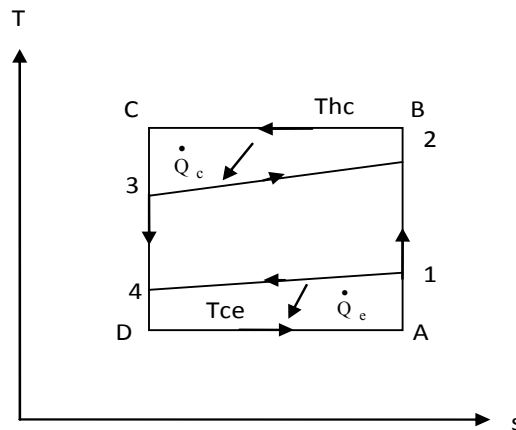


Fig. (4.1): Diagramme T-s d'un cycle Endoréversible de réfrigération

Le coût monétaire du compresseur « Km_c » est une fonction croissante de la puissance nominale [20]. Il peut s'exprimer comme le produit de la puissance par le prix de revient d'un kilowatt installé.

$$Km_c = K_c \dot{W} \quad (4.1)$$

Avec,

K_c : Coût unitaire dans le compresseur [\$/kW]

\dot{W} : Puissance fournie au cycle [kW]

Le coût monétaire de l'échangeur « Km_e » dépend essentiellement de l'aire de surface d'échange, type, matériau et des dimensions des surfaces à travers lesquelles se fait l'échange thermique. La conductance thermique englobe tous ces paramètres, ainsi le coût d'un échangeur de chaleur peut être modélisé par le produit de la conductance thermique par le prix de revient d'une unité de conductance installée.

$$Km_e = K_e \cdot C_e \quad (4.2)$$

Avec,

K_e : Coût unitaire dans l'échangeur [\$/ (kW/K)]

C_e : Conductance thermique de l'échangeur [kW/K]

Le coût total se compose des coûts monétaires du compresseur, de l'évaporateur et du condenseur. Le coût du compresseur est une fonction croissante de la puissance. Celui des échangeurs est une fonction décroissante. Donc le coût total qui constitue la somme admet un minimum,

$$Km_t = K_c \cdot \dot{W} + K_e \cdot (C_{eva} + C_{cond}) \quad (4.3)$$

Pour évaluer les flux thermiques transmis dans les échangeurs, on utilise la loi de Fourier avec écart de température arithmétique E_{ma} ,

$$\dot{Q} = C \cdot E_{ma}$$

$$C = \frac{\dot{Q}}{E_{ma}}$$

L'utilisation de l'écart moyen arithmétique de température à la place de l'écart moyen logarithmique conduit à une sous-estimation de la surface d'échange, mais elle facilite les calculs et donne des solutions analytiques satisfaisantes au problème que nous voulons résoudre.

Les expressions du premier principe et l'égalité de Clausius pour ce cycle sont:

$$\dot{W} = \dot{Q}_c - \dot{Q}_e$$

$$\frac{\dot{Q}_e}{T_{hc}} = \frac{\dot{Q}_e}{T_{ce}}$$

On remplace dans l'expression du coût total,

$$\frac{Km_t}{\dot{Q}_e} = K_c \left(\frac{T_{hc}}{T_{ce}} - 1 \right) + K_e \left(\frac{1}{Ema_e} + \frac{T_{hc}}{T_{ce}} \frac{1}{Ema_c} \right) \quad (4.4)$$

Avec,

$$Ema_e = T_e - T_{ce}$$

$$Ema_c = T_{hc} - T_c$$

On tronque la partie constante de cette expression. La partie restante constitue le coût variable. La minimisation du coût variable est un problème linéaire à deux degrés de liberté,

$$\text{Min.} \frac{Km_v}{\dot{Q}_e} = K_c \frac{T_{hc}}{T_{ce}} + K_e \left(\frac{1}{(Ema_e)} + \frac{T_{hc}}{T_{ce}} \frac{1}{(Ema_c)} \right) \quad (4.5)$$

Avec,

$$(T_e - T_{ce})Ema_e^{-1} = 1$$

$$(T_{hc} - T_c)Ema_c^{-1} = 1$$

Ce problème est résolu par la méthode des multiplicateurs de Lagrange, Les températures optimales d'évaporation et de condensation sont :

$$T_{hc}^* = T_c^{1/2} \left(T_c^{1/2} + \left(\frac{K_e}{K_c} \right)^{1/2} \right)$$

$$T_{ce}^* = T_e \frac{T_c^{1/2} + \left(\frac{K_e}{K_c} \right)^{1/2}}{T_c^{1/2} + 2 \left(\frac{K_e}{K_c} \right)^{1/2}} \quad (4.6)$$

La puissance relative au cycle à coût minimal est déterminée en remplaçant dans l'expression du premier principe,

$$\dot{W}^* = \dot{Q}_e \cdot \left(COP_{Carnot}^{-1} + \frac{T_{ce}^{1/2} \left(\frac{K_e}{K_c} \right)^{1/2}}{T_e} \right) \quad (4.7)$$

Le premier terme de cette expression est simplement l'inverse du coefficient de performance « C.O.P » du cycle de réfrigération de Carnot fonctionnant entre deux sources de températures T_c et T_e . Le $C.O.P_{Carnot}$ pose une limite inférieure à la consommation de puissance dans les cycles frigorifiques. Le second terme représente la diminution du coefficient de performance du cycle endoréversible par rapport au cycle de Carnot.

Le coût variable minimal est :

$$Km_v^* = \frac{K_c}{T_e} \dot{Q}_e \left(T_c^{1/2} + \left(\frac{K_e}{K_c} \right)^{1/2} \right)^2 \quad (4.8)$$

Les règles d'optimalité régissant ce cycle peuvent s'écrire sous une forme plus simple,

$$\frac{T_a}{T_{ce}} + \frac{T_a}{T_{hc}} \left(\frac{K_e}{K_c} \right) = \left(\frac{K_e}{K_c} \right) + 1 \quad (4.9)$$

$$\left(\frac{C_c}{C_e} \right)^{1/2} = \frac{K_e}{K_c}$$

Pour les mêmes coûts unitaires de la puissance et de la conductance thermique, on retrouve les deux règles d'optimalité avancées précédemment; La règle de deux et l'égalité des conductances.

4.3 APPLICATION : OPTIMISATION D'UNE INSTALLATION DE CONDITIONNEMENT D'AIR

On dispose d'une source chaude qui délivre un flux thermique à une température fixe. Cette source peut être un collecteur solaire ou une énergie géothermique. On veut exploiter cette énergie pour assurer le conditionnement d'air d'un milieu donné. Pour cela on utilise l'installation de la figure (4.2). Elle se compose d'un moteur fonctionnant suivant le cycle endoréversible de Rankine (à gauche) et d'un réfrigérateur fonctionnant suivant le cycle endoréversible de Brayton inversé (à droite).

La puissance est produite par le cycle endoréversible de Rankine. Ce cycle est représenté dans le diagramme entropique de la figure (4.3). Il se compose d'un collecteur solaire où un flux thermique Q_{h2} est cédé au fluide moteur. Une partie de cette énergie est transmise au réfrigérateur sous forme de puissance. L'autre partie Q_{c2} est rejetée au contact du milieu ambiant à la température T_0 .

Le réfrigérateur fonctionne suivant le cycle endoréversible inversé de Brayton, représenté dans le diagramme T-s de la figure (4.4). Il se compose d'un évaporateur destiné à abaisser la température du milieu à refroidir en lui soutirant un flux thermique Q_{e1} , et d'un condenseur qui rejette un flux thermique Q_{c1} au contact du milieu ambiant.

On se propose en premier de minimiser le coût initial du réfrigérateur, par un choix optimal des températures d'évaporation et de condensation du fluide frigorifique et ensuite spécifier la configuration optimale du cycle de puissance. Ce travail peut se faire en trois étapes :

- Les cycles endoréversibles de Rankine et de Brayton inversés sont assimilés à des cycles de Carnot endoréversibles de puissance et de réfrigération. Sous cette hypothèse les isobares (BC) dans les deux cycles sont remplacés par des isothermes. Donc on utilise les résultats obtenus dans les paragraphes (4.5) et (4.7).

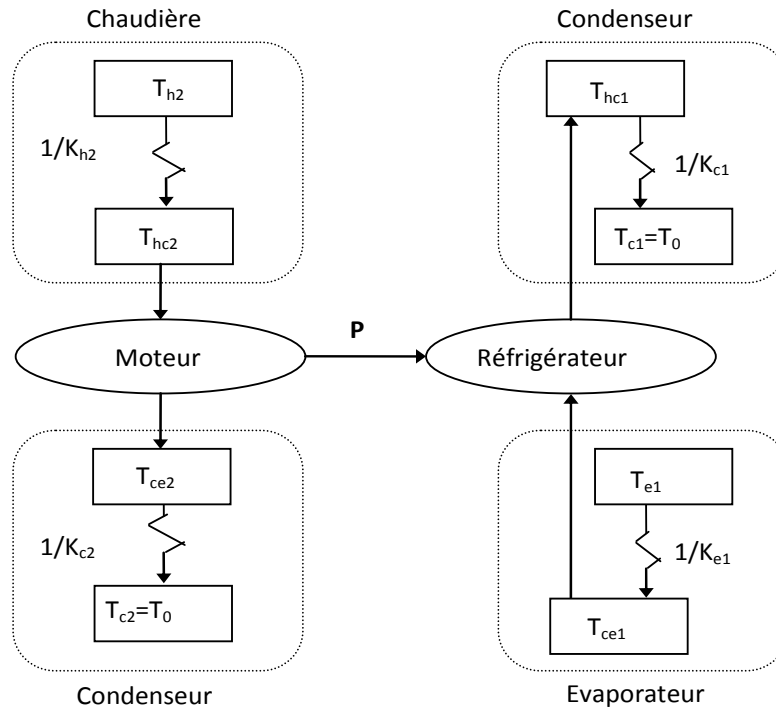


Fig. (4.2): Schéma d'une installation hypothétique

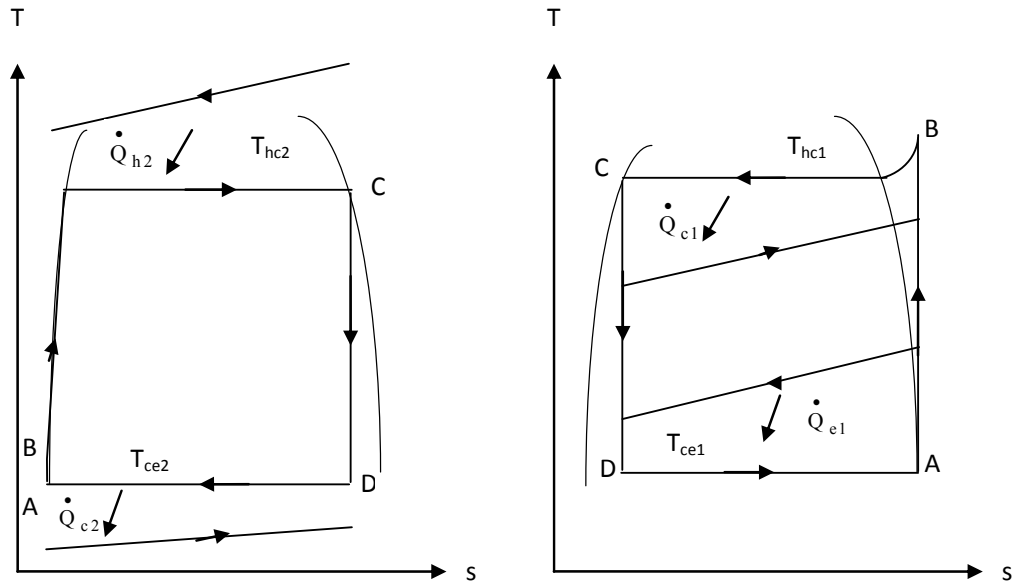


Fig. (4.3): Diagramme T-s d'un cycle endoréversible de Rankine

Fig. (4.4): Diagramme T-s d'un cycle endoréversible de Brayton inversé

- La puissance correspondant au cycle de réfrigération à coût minimal est égale à la puissance optimale du cycle de puissance. On calcule le « Del » qui correspond à cette puissance en résolvant l'équation du second degré (4.17). Les deux racines obtenues correspondent à deux rendements différents. Ces rendements sont calculés à partir de l'expression (4.18). Le premier est inférieur au rendement de Curzon-Ahlborn, l'autre est compris entre le rendement de C-A et celui de Carnot. C'est ce dernier qui constitue le bon choix. A partir de la valeur du « Del » on peut calculer le reste des paramètres.
- Les caractéristiques du cycle de Rankine et de Brayton inversé, sont déterminées en considérant que les isothermes d'évaporation et de condensation, représente des températures moyennes effectives des évolutions isobares. Pour ce faire on égalise les flux thermiques transmis au cours de la transformation (BC) pour une transformation isotherme et une transformation isobare.

Pour un apport de chaleur à température constante,

$$\dot{Q}_{BC} = T_{hc} \Delta S_{BC} \quad (4.10)$$

Pour un apport de chaleur à pression constante,

$$\dot{Q}_{BC} = \Delta H_{BC} \quad (4.11)$$

On en déduit que,

$$T_{hc}^c = \frac{\Delta H_{2c}}{\Delta S_{2c}} \quad (4.12)$$

Exemple numérique : On dispose d'un collecteur solaire qui délivre un flux thermique à une température de 207°C. On veut exploiter cette énergie pour assurer le conditionnement d'air d'un ensemble de bureaux à une température de 17°C. Le bilan de déperditions et de générations de flux thermique donne une charge frigorifique de 160 kW.

On suppose que :

- La température du milieu ambiant est de 34°C
- Les conductances de l'évaporateur et du condenseur du cycle de puissance sont égales à 4 kW/K
- Les coefficients de transferts thermiques des deux échangeurs du cycle frigorifique sont égaux à 0.5 kW/m²-°C
- Les coûts unitaires actualisés du compresseur et des échangeurs sont respectivement \$ 400 /kW et \$ 22.5 KW/K
- Le fluide frigorifique est du Fréon 12
- Le fluide moteur est la vapeur

a\)- Résultats relatifs au cycle endoréversible à coût minimal

Les températures de condensation et d'évaporation du fluide frigorifique sont calculées à partir des relations (4.6).

$$T_{hn1}^c = 42.1 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_{ce1}^c = 9.9 \text{ } ^\circ\text{C}$$

La puissance de compression et le coefficient de performance sont donnés par les expressions (4.18),

$$W^c = 18.59 \text{ kW}$$

$$COP = 9.63$$

Le capital à investir dans les échangeurs et le compresseur est \$ 11282 dont 65.7% pour le compresseur et 34.3% pour les échangeurs.

b\)- Détermination des caractéristiques du cycle endoréversible de puissance.

Ce cycle fonctionne entre des sources froide et chaude de températures 34°C et 207°C. La puissance maximale de ce cycle est donnée par le modèle de C-A,

$$W_{C-A}^c = C_r \frac{T_{ce2}^c}{4} (R_1 - 1)^2 = 38.5 \text{ kW}$$

$$\dot{W}_{C-A}^* = C_r \cdot \frac{T_{c2}}{4} (R_2 - 1)^2 = 38.5 \text{ kW}$$

Avec,

$$R_2 = \left(\frac{T_{h2}}{T_{c2}} \right)^{1/2} = 1.25$$

Avec,

$$R_2 = \left(\frac{T_{h2}}{T_{c2}} \right)^{1/2} = 1.25$$

La figure (4.5) représente le domaine opérationnel de ce cycle de puissance. La puissance nécessaire à l'entraînement du cycle frigorifique à coût minimal est représentée par la ligne horizontale $\frac{W^*}{W_{C-A}} = 0.48$. Cette puissance correspond à deux rendements différents.

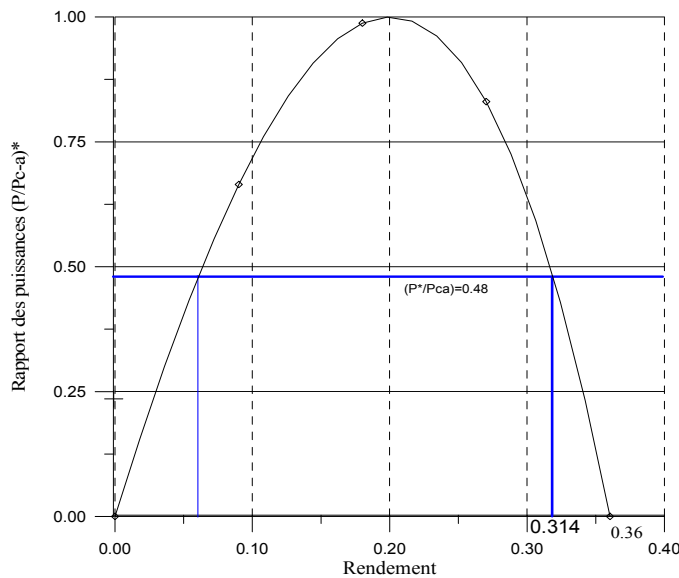


Fig. (4.5): Puissance en fonction du rendement (choix du rendement pour une puissance imposée)

Les valeurs de ces rendements sont 6% et 31,4% pour des écarts de températures ΔT respectives de 23,8 °C et 145,9 °C. La configuration que nous devons choisir est celle avec le rendement égal à 31,4%.

Les températures d'évaporation et de condensation du fluide moteur sont calculées à partir des expressions (4.6) :

$$T_{h2}^* = 191.6 \text{ °C}$$

$$T_{c2}^* = 45.7 \text{ °C}$$

La condensation de la vapeur se fait à 45,7°C, donc on peut déterminer les caractéristiques du point (A) à partir des tables de vapeur. L'entropie du point (B) est égale à celle du point (A). En faisant varier la pression du point (B) on détermine l'isobare pour laquelle l'égalité 4,9 est vérifiée. Les variables et les fonctions d'état des

points caractéristiques du cycle endoréversible de Rankine sont présentés dans le tableau suivant :

Table (4.1): Les variables et les fonctions d'état des points caractéristiques du cycle endoréversible de Rankine

	P, [Mpa]	T, [°C]	h, [Kj/Kg]	s, [KJ/Kg.k]	x
A	0.01	45.7	188.4	0.6387	0
B	2.50	50.1	190.4	0.6387	0
C	2.50	224.0	2803.1	6.2574	1
D	0.01	45.7	1980.2	6.2574	0.748

La procédure de calcul pour le cycle frigorifique est la même. La condensation du R-12 se fait à une température moyenne de 42,1°C. L'évaporation complète s'effectue au point (A) à la température 9,3°C. Les paramètres du cycle de Brayton inversé sont présentés dans le tableau suivant :

Table (4.2): Les paramètres du cycle de Brayton inversé

	P, [Mpa]	T, [°C]	h, [Kj/Kg]	s, [Kj/Kg.k]	x
A	0.41	9.3	191.4	0.6923	1
B	1	45.8	207.0	0.6923	1
C	1	45.6	80.3	0.2896	0
D	0.41	9.3	32.1	0.2896	0.218

Le coefficient de performance global de l'installation est :

$$COP = \frac{Q_{e1}}{Q_{e2}} = 0.389$$

Alors que le $C.O.P_{Carnot}$ pour cette installation est égale à 6.15, cette valeur ne correspond à aucun effet frigorifique.

4.4 MINIMISATION DU COÛT D'UN CYCLE A CASCADE DE REFRIGERATION

La température de liquéfaction du gaz naturel composé essentiellement de méthane, d'éthane, et de propane est d'environ -160°C à une atmosphère alors que le gaz naturel est admis dans l'usine de liquéfaction à la température ambiante, l'installation de liquéfaction doit donc assurer une diminution de température de 190°C. L'écart maximal entre la température d'évaporation et celle de condensation pour la plupart des réfrigérants est limitée à 60°C jusqu'à 70°C. Pour cela on a recours au cycle de réfrigération à plusieurs étages ou cycle cascade ; le cycle le plus simple basé sur cette idée est composé de trois étages de Carnot imbriqués. Ainsi trois procédés de consommation de puissance ont lieu dans cette installation simple.

Dans cette partie, on s'intéresse à l'inventaire des échanges thermique d'un cycle endoréversible de réfrigération à cascade, pour dimensionner les échangeurs de chaleur et les compresseurs par un choix optimal des températures de réfrigération et de condensation dans chacun des trois étages.

La modélisation des coûts utilisés pour les équipements comporte un élément fixe et un élément variable qu'on appelle coût total variable. Le problème formulé pour la minimisation de ce coût est non-linéaire à quatre degrés de liberté qui correspondent aux écarts de températures dans les échangeurs.

La fonction objective et les contraintes de définitions des écarts moyens de températures dans les échangeurs sont exprimées sous forme de « poids » pour utiliser l'approche de la programmation géométrique et obtenir une solution analytique sous forme de règle d'optimalité.

La formulation est basée sur le cycle cascade présenté dans le diagramme (T-s) de la figure (4.6), ce cycle travaille avec quatre échangeurs de chaleur et trois compresseurs. Les flux thermiques transférés au niveau des échangeurs sont Q_1 , Q_2 , Q_3 et Q_4 , les puissances consommées par les compresseurs sont W_1 , W_2 et W_3 . La température de la source froide varie de T_1 à T_2 dans l'évaporateur, celle de la source chaude varie de T_3 à T_4 dans le condenseur.

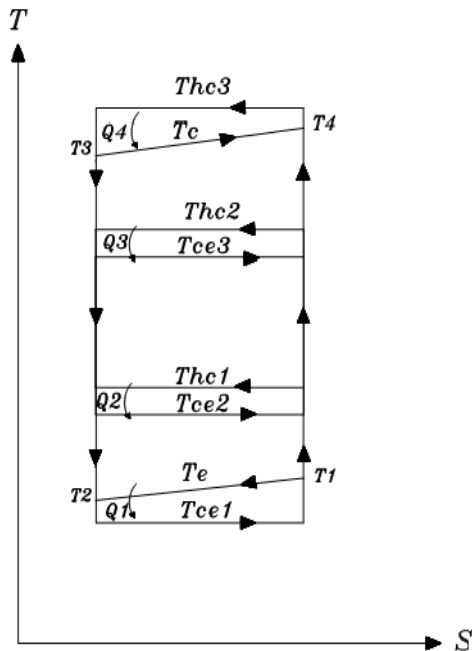


Fig. (4.6): Cycle cascade endoréversible

Le coût global du cycle est la somme des coûts des compresseurs et des échangeurs de chaleur, ces coûts sont exprimés moyennant des coûts unitaires définis comme suit:

- K_C : Coût unitaire dans le compresseur [\$/kW]
- K_i : Coût unitaire dans l'échangeur i [\$/ (kW/K)]

L'expression du coût global :

$$K = K_G (W_1 + W_2 + W_3) + k_1 \frac{Q_1}{Am_1} + K_2 \frac{Q_2}{Am_2} + K_3 \frac{Q_3}{Am_3} + K_4 \frac{Q_4}{Am_4} \quad (4.12)$$

Avec,

Am_i : Ecart moyens arithmétique de température dans l'échangeur i :

$$Am_1 = T_e - T_{ce1}$$

$$Am_2 = T_{hc1} - T_{ce2}$$

$$Am_3 = T_{hc2} - T_{ce3}$$

$$Am_4 = T_{hc3} - T_c$$

Où T_e et T_c sont les moyennes arithmétiques des températures de la source chaude et de la source froide, définie par :

$$T_e = \frac{T_1 + T_2}{2} \quad , \quad T_c = \frac{T_3 + T_4}{2}$$

Le cycle doit satisfaire les conditions d'endoréversibilité :

$$\frac{Q_1}{T_{ce1}} = \frac{Q_2}{T_{hc1}} \quad (4.13)$$

$$\frac{Q_2}{T_{ce2}} = \frac{Q_3}{T_{hc2}} \quad (4.15)$$

$$\frac{Q_3}{T_{ce3}} = \frac{Q_4}{T_{hc3}} \quad (4.16)$$

L'application du premier principe de la thermodynamique aux trois boucles qui forment le cycle cascade donne :

$$Q_1 + W_1 = Q_2$$

$$Q_2 + W_2 = Q_3$$

$$Q_3 + W_3 = Q_4$$

D'où

$$W_1 + W_2 + W_3 = Q_4 - Q_1$$

Les différentes chaleurs-puissances peuvent être exprimées en fonction de la puissance frigorifique Q_1 et des températures des isothermes T_{hc1} , T_{hc2} , T_{hc3} , T_{ce1} , T_{ce2} et T_{ce3} , on a:

$$Q_2 = \frac{T_{hc1}}{T_{ce1}} Q_1$$

$$Q_3 = \frac{T_{hc1} T_{hc2}}{T_{ce1} T_{ce2}} Q_1$$

$$Q_4 = \frac{T_{hc1} T_{hc2} T_{hc3}}{T_{ce1} T_{ce2} T_{ce3}} Q_1$$

$$\frac{K}{Q_1} = K_G \left(\frac{T_{hc1} T_{hc2} T_{hc3}}{T_{ce1} T_{ce2} T_{ce3}} - 1 \right) + K_1 Am_1^{-1} + K_2 \frac{T_{hc1}}{T_{ce1}} Am_2^{-1} + K_3 \frac{T_{hc1} T_{hc2}}{T_{ce1} T_{ce2}} Am_3^{-1} + K_4 \frac{T_{hc1} T_{hc2} T_{hc3}}{T_{ce1} T_{ce2} T_{ce3}} Am_4^{-1} \quad (4.17)$$

Cette expression comporte un coût fixe et un coût variable, l'expression du coût total variable forme la fonction objective du problème d'optimisation que nous voulons résoudre, les écarts moyens arithmétiques dans les échangeurs définis plus haut forment les contraintes.

L'objectif de ce travail est de minimiser le coût total variable donné par l'équation (4.17):

$$\frac{k_v}{Q_1} = K_G \left(\frac{T_{hc1} T_{hc2} T_{hc3}}{T_{ce1} T_{ce2} T_{ce3}} \right) + K_1 Am_1^{-1} + K_2 \frac{T_{hc1}}{T_{ce1}} Am_2^{-1} + K_3 \frac{T_{hc1} T_{hc2}}{T_{ce1} T_{ce2}} Am_3^{-1} + K_4 \frac{T_{hc1} T_{hc2} T_{hc3}}{T_{ce1} T_{ce2} T_{ce3}} Am_4^{-1} \quad (4.18)$$

Sujet aux contraintes suivantes:

$$\begin{aligned} (T_a - T_{ce1}) Am_1^{-1} &\geq 1 \\ (T_{hc1} - T_{ce2}) Am_2^{-1} &\geq 1 \\ (T_{hc2} - T_{ce3}) Am_3^{-1} &\geq 1 \\ (T_{hc3} - T_c) Am_4^{-1} &\geq 1 \end{aligned} \quad (4.19)$$

Nous avons à résoudre un problème de programmation non-linéaire à quatre degrés de libertés ; pour ce faire on utilise l'approche de la programmation géométrique. Cette méthode consiste à exprimer le problème en terme de 'poids', les définitions de ces poids apparaissent en comparant avec les termes des expressions (4.18) et (4.19):

$$\min_{Q_1} K_v = W_{01} | W_{02} | W_{03} | W_{04} | W_{05}$$

Tel que :

$$\begin{aligned} W_{11} + W_{12} &\geq 1 \\ W_{21} + W_{22} &\geq 1 \\ W_{31} + W_{32} &\geq 1 \\ W_{41} + W_{42} &\geq 1 \end{aligned} \quad (4.20)$$

Le problème ainsi posé est plus facile à traiter, procédant à une dérivation semi-logarithmique des variables duales (c.à.d. les poids) par rapport aux variables de contrôle T_{hc1} , T_{hc2} , T_{hc3} , T_{ce1} , T_{ce2} et T_{ce3} , ainsi que Am_1 , Am_2 , Am_3 et Am_4 , on a:

$$\begin{aligned} W_{01} + W_{02} + W_{04} + W_{03} - W_{21} L_2 &= 0 \\ W_{01} + W_{04} + W_{03} - W_{31} L_3 &= 0 \\ W_{01} + W_{02} - W_{41} L_4 &= 0 \\ -W_{01} - W_{03} - W_{04} - W_{02} + W_{21} L_1 &= 0 \\ -W_{01} - W_{24} - W_{03} + W_{32} L_2 &= 0 \\ -W_{01} - W_{32} + W_{32} L_3 &= 0 \end{aligned} \quad (4.21)$$

$$\begin{aligned}
-W_{ce1} + L_1 &= 0 \\
-W_{ce2} + L_2 &= 0 \\
-W_{ce3} + L_3 &= 0 \\
-W_{ce4} + L_4 &= 0
\end{aligned}$$

On éliminant les multiplicateurs de Lagrange L_1 , L_2 , L_3 et L_4 des équations (4.15), on obtient les règles d'optimalité suivantes :

$$\begin{aligned}
\frac{Am_1}{Am_2} &= \frac{T_{ce1}}{T_{hc1}} \left(\frac{K_1}{K_2} \right)^{1/2} \\
\frac{Am_2}{Am_3} &= \frac{T_{ce2}}{T_{hc2}} \left(\frac{K_2}{K_3} \right)^{1/2} \\
\frac{Am_3}{Am_4} &= \frac{T_{ce3}}{T_{hc3}} \left(\frac{K_3}{K_4} \right)^{1/2} \\
K_1 \frac{T_{hc2} T_{hc3}}{T_{ce2} T_{ce3}} | K_2 Am_2^{-1} | K_3 \frac{T_{hc2}}{T_{ce2}} Am_3^{-1} | K_4 \frac{T_{hc2} T_{hc3}}{T_{ce2} T_{ce3}} Am_4^{-1} &= K_2 T_{hc1} Am_2^{-2} \\
K_1 \frac{T_{hc2}}{T_{ce2}} + K_3 Am_3^{-1} + K_4 \frac{T_{hc3}}{T_{ce3}} Am_4^{-1} &= K_2 T_{hc2} Am_2^{-2} \\
K_1 + K_4 Am_4^{-1} &= K_3 T_{hc3} Am_3^{-2}
\end{aligned} \tag{4.22}$$

Plus les définitions des écarts moyens de température définis plus haut:

$$\begin{aligned}
T_e - T_{ce1} &= Am_1 \\
T_{hc1} - T_{ce2} &= Am_2 \\
T_{hc2} - T_{ce3} &= Am_3 \\
T_{hc3} - T_c &= Am_4
\end{aligned} \tag{4.23}$$

La résolution du système d'équations non-linéaire représenté par les équations (4.22) donne les solutions optimales suivantes :

$$\begin{aligned}
T_{hc3}^* &= T_c^{1/2} \left[T_c^{1/2} + \left(\frac{K_4}{K_3} \right)^{1/2} \right] \\
T_{ce1}^* &= T_c \frac{T_c^{1/2} + \sum_{i=2}^4 \left(\frac{K_i}{K_1} \right)^{1/2}}{T_c^{1/2} + \sum_{i=1}^4 \left(\frac{K_i}{K_1} \right)^{1/2}} \\
Am_4^* &= T_c^{1/2} \left(\frac{K_4}{K_3} \right)^{1/4} \\
Am_1^* &= T_e - T_{ce1}^*
\end{aligned} \tag{4.24}$$

L'expression finale du coût minimal peut déjà être déduite en remplaçant les équations (4.22) dans l'expression du coût total; on a :

$$\left(\frac{K_3}{Q_1}\right)^n = \frac{K_c}{T_c} \left[T_c^{1/2} + \sum_{i=2}^4 \left(\frac{K_i}{K_c}\right)^{1/2} \right]^2 \quad (4.25)$$

La détermination du reste des variables de contrôles optimales nécessite la fixation de deux écarts de températures disponibles car deux des équations du système (4.22) et (4.23) sont redondantes; on pose :

$$\begin{aligned} \Delta_1 &= T_{hc1} - T_{ce1} \\ \Delta_2 &= T_{hc3} - T_{ce3} \end{aligned} \quad (4.26)$$

Donc on a :

$$\begin{aligned} T_{ce3}^s &= T_{ce3}^s - \Delta_2 \\ Am_3^s &= \frac{T_{ce3}^s}{\left(\frac{K_c}{K_3}\right)^{1/2} \left[T_c^{1/2} + \left(\frac{K_c}{K_3}\right)^{1/2} \right]} \\ T_{hc3}^s &= Am_3^s + T_{ce3}^s \\ T_{hc1}^s &= T_{ce1}^s + \Delta_1 \\ Am_2^s &= \frac{T_{hc1}^s}{\left(\frac{K_c}{K_2}\right)^{1/2} \left[T_c^{1/2} + \sum_{i=2}^4 \left(\frac{K_i}{K_c}\right)^{1/2} \right]} \\ T_{ce1}^s &= T_{hc1}^s - Am_2^s \end{aligned} \quad (4.27)$$

Exemple numérique:

Cet exemple numérique montre la variation du coût total variable d'un cycle cascade endoréversible hypothétique en fonction de l'isotherme dans l'évaporateur (T_{ce1}), les paramètres de ce cycle sont:

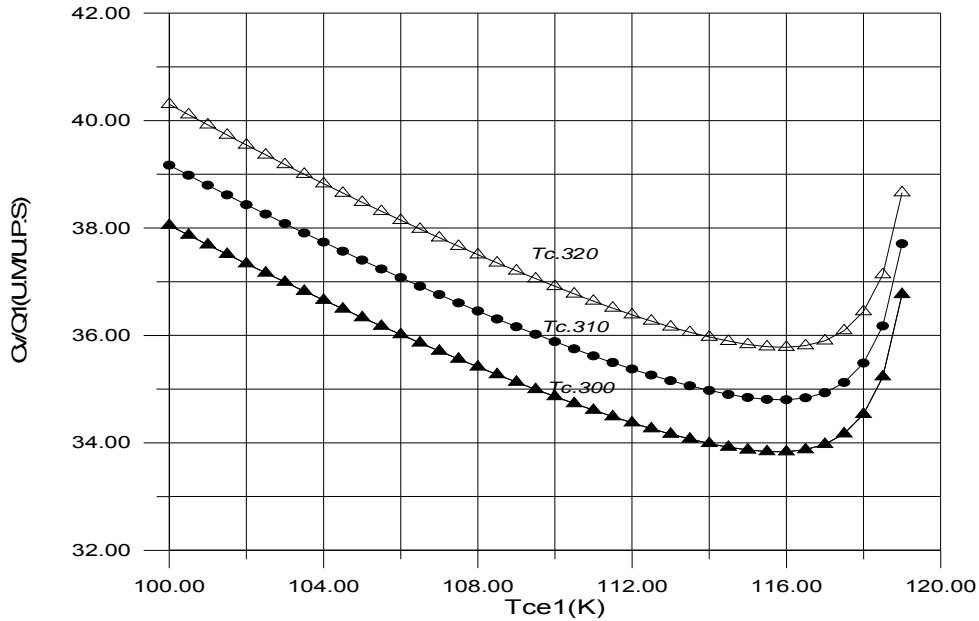
- Température de la source froide: $T_c = 120$ K
- Coût unitaire dans le compresseur : $K_c = 10$ \$/kW
- Les coûts unitaires dans les échangeurs : $K_1 = K_2 = K_3 = K_4 = 5$ \$/ (kW/K)
- Les écarts de température disponible sont :

$$\begin{aligned} \Delta_1 &= 70 \text{ K} \\ \Delta_2 &= 60 \text{ K} \end{aligned}$$

La figure (4.7) montre les minimums du coût total pour trois valeurs de T_c , le Tableau (4.3) résume les résultats obtenus en utilisant les expressions (4.24) pour les isothermes optimales T_{ce1} et T_{hc3} et en utilisant l'expression (4.20) pour le coût total variable minimal.

Table (4.3): Application numérique de minimisation de coût variable total

$T_c(K)$	$T_{ce1}^*(k)$	$Am_1^*(k)$	$Am_2^*(k)$	$Am_3^*(k)$	$Am_4^*(k)$	$Thc_3^*(k)$	K_v/Q_1 (\$/kW)
300	115,79	4,21	6,75	9,89	12,25	312,25	33,83
310	115,85	4,15	6,66	10,13	22,45	322,45	34,80
320	115,90	4,10	6,57	10,36	32,65	332,65	35,76

**Fig. (4.7): Coût variable total**

La figure (4.7) montre que :

- Moins T_{hc3} est élevé, moins élevé est le coût d'investissement
- le minimum du coût varie dans le même sens que T_{ce1}^* .
- Les résultats présentés montrent que le coût minimal d'un cycle de refroidissement à cascade peut être exprimé en fonction de la température dans les sources chaudes et froides et des coûts unitaires.
- La répartition de la différence totale de température entre les trois étages est régie par des règles d'optimalité.
- Le coût minimal d'un cycle à n étages peut être exprimé en fonction du nombre d'étages.
- L'étude de ce problème est destinée au dimensionnement économique préliminaire des cycles de réfrigération à cascade

4.5 CONCLUSION

Pour obtenir des critères d'optimalité liés aux coûts du matériel, on fait intervenir des paramètres d'économie d'échelle dans la fonction objective. Les règles obtenues sont similaires à ceux obtenues pour les problèmes de maximisation des puissances des cycles moteurs examinés au chapitre 2, à une différence près ; les règles d'optimalité régissant un cycle à coût minimal sont paramétrées par les coûts unitaires de puissance et de conductance thermique.

$$\frac{Am_1}{Am_2} = \frac{T_{ce1}}{T_{hc1}} \left(\frac{K_1}{K_2} \right)^{1/2}$$

A travers les exemples traités il apparaît que dans un cycle optimal les écarts de températures dans les échangeurs diminuent avec les températures de changement de phase.

Ces écarts varient de quelques degrés absolus aux températures cryogéniques à quelques dizaines de degrés aux températures élevées. Ce résultat concorde avec le fait que les pertes par irréversibilités sont proportionnelles à l'inverse du carré de la température à laquelle s'effectue l'échange thermique.

L'autre avantage de l'analyse des cycles endoréversibles, est qu'elle permet de séparer les irréversibilités externes, des irréversibilités internes, dès que le bilan thermique d'une installation réelle est disponible. Cette séparation des irréversibilités dues aux échanges thermiques, à la compression et à la détente, peut constituer une base pour l'élaboration d'un modèle décrivant fidèlement les cycles irréversibles.

L'étude d'un cycle de réfrigération endoréversible à une boucle et celui à trois cascade montre qu'il y'a des règles d'optimalité générales qui régissent ces cycles quelque soit le nombre de boucles. Cette étude montre également que le nombre de variable du problème de minimisation du coût correspond au nombre des échangeurs et les règles d'optimalité qui résultent de la résolution de ce problème définissent les écarts moyens de température dans les échangeurs. Les règles d'optimalité qui minimise les coûts variables pour des cycles de réfrigération endoréversibles à une boucle simple, cascade à deux boucles et cascade à trois boucles peuvent s'écrire de la façon suivante :

a-Cycle de réfrigération endoréversible à une boucle :

$$Am_2^* = T_c^{1/2} \left(\frac{K_2}{K_c} \right)^{1/2}$$

$$Am_1^* = T_e \frac{\left(\frac{K_2}{K_c} \right)^{1/2}}{\left[T_c^{1/2} + \left(\frac{K_1}{K_c} \right)^{1/2} + \left(\frac{K_2}{K_c} \right)^{1/2} \right]} \quad (4.13)$$

b-Cycle de réfrigération à cascade à deux boucles :

$$\begin{aligned}
 Am_3^* &= T_c^{1/2} \left(\frac{K_3}{K_c} \right)^{1/2} \\
 Am_2^* &= T_c \frac{\left(\frac{K_2}{K_c} \right)^{1/2}}{\left[T_c^{1/2} + \left(\frac{K_2}{K_c} \right)^{1/2} + \left(\frac{K_3}{K_c} \right)^{1/2} \right]} \\
 Am_1^* &= T_c \frac{\left(\frac{K_1}{K_c} \right)^{1/2}}{\left[T_c^{1/2} + \left(\frac{K_1}{K_c} \right)^{1/2} + \left(\frac{K_2}{K_c} \right)^{1/2} + \left(\frac{K_3}{K_c} \right)^{1/2} \right]}
 \end{aligned} \tag{4.14}$$

c-Cycle de réfrigération à cascade à trois boucles

$$\begin{aligned}
 Am_4^* &= T_c^{1/2} \left(\frac{K_4}{K_c} \right)^{1/2} \\
 Am_3^* &= T_c \frac{\left(\frac{K_3}{K_c} \right)^{1/2}}{\left[T_c^{1/2} + \left(\frac{K_3}{K_c} \right)^{1/2} + \left(\frac{K_4}{K_c} \right)^{1/2} \right]} \\
 Am_2^* &= T_c \frac{\left(\frac{K_2}{K_c} \right)^{1/2}}{\left[T_c^{1/2} + \left(\frac{K_2}{K_c} \right)^{1/2} + \left(\frac{K_3}{K_c} \right)^{1/2} + \left(\frac{K_4}{K_c} \right)^{1/2} \right]} \\
 Am_1^* &= T_c \frac{\left(\frac{K_1}{K_c} \right)^{1/2}}{\left[T_c^{1/2} + \left(\frac{K_1}{K_c} \right)^{1/2} + \left(\frac{K_2}{K_c} \right)^{1/2} + \left(\frac{K_3}{K_c} \right)^{1/2} + \left(\frac{K_4}{K_c} \right)^{1/2} \right]}
 \end{aligned} \tag{4.15}$$

En général pour un échangeur i dans un cycle cascade à n étages nous avons :

- $N-1$ règles d'optimalité de la forme :

$$Am_i^* = T_c \frac{\left(\frac{K_i}{K_c} \right)^{1/2}}{T_c^{1/2} + \sum_{j=1}^{i-n} \left(\frac{K_j}{K_c} \right)^{1/2}} \tag{4.16}$$

- Une règle d'optimalité dans le condenseur

$$Am_n^* = T_c^{1/2} \left(\frac{K_N}{K_c} \right)^{1/2} \tag{4.17}$$

CHAPITRE 5 CALCUL DU CYCLE A CASCADE OPTIMISE PAR L'UTILISATION DU SIMULATEUR HYSYS

5.1 Introduction

Comme il a été expliqué dans le chapitre 1, dans le cycle à cascade, le gaz naturel à haute pression est liquéfié successivement dans des échangeurs utilisant le propane, l'éthylène et le méthane. Les vapeurs saturées provenant des différents niveaux de réfrigération sont comprimées dans des compresseurs multi-étages. Les choix des niveaux de températures de réfrigération sont très importants/critiques dans le dimensionnement des échangeurs et compresseurs. Ces niveaux impactent directement le coût d'investissement initial. Pour ces réfrigérants purs, le choix des niveaux de températures dans les différents évaporateurs définit directement les pressions d'aspiration des compresseurs multi-étages. Ainsi, en ignorant les pertes de charges dans la tuyauterie entre les aspirations des compresseurs et les évaporateurs, les pressions d'évaporation des réfrigérants correspondent aux pressions d'aspirations. Par conséquent, le problème sera réduit à la détermination des pressions d'aspiration du compresseur.

Nous allons exploiter les formules déduites précédemment pour déterminer les niveaux de réfrigérations des trois boucles : Propane, éthylène et méthane. Pour déterminer les autres paramètres du procédé qui nous permettent d'évaluer les puissances de réfrigération ainsi que les dimensions des échangeurs, nous allons adopter quelques hypothèses relatives aux pertes de charges dans les échangeurs, ainsi que la température moyenne de l'eau de mer de refroidissement. Tous ces paramètres seront injectés dans le simulateur Hysys pour calculer les paramètres restants.

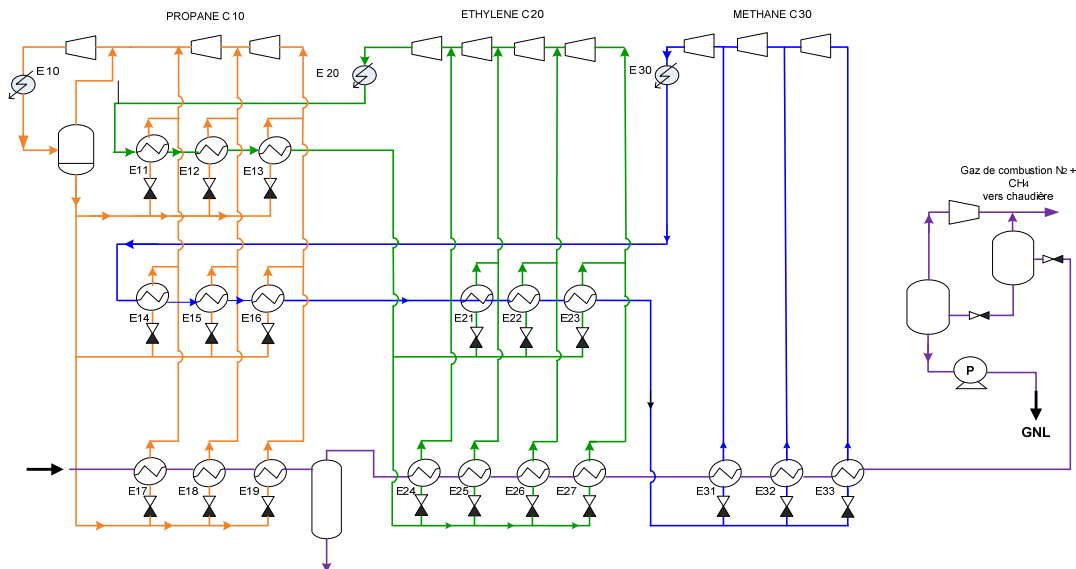


Figure (5.1) Cycle à cascade classique.

5.2 CHOIX DES NIVEAUX DE REFRIGERATION

Avant de procéder aux calculs des niveaux de réfrigération définis dans le chapitre 4 et des pressions d'aspirations, passons en revue les différentes hypothèses et données qui rentrent dans le calcul du cycle à cascade classique de la figure (5.1).

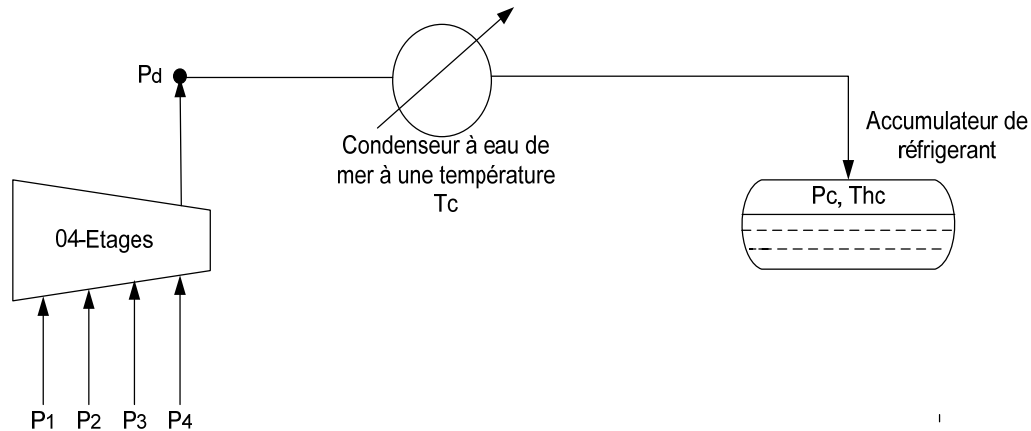


Figure (5-2) Compresseur à quatre aspirations, condenseur et accumulateur de réfrigérant

Pour la détermination des niveaux de réfrigération d'une boucle à quatre niveaux similaire à celle de l'éthylène. La première chose à prendre en considération est le fluide de condensation du réfrigérant. Sa température et son approche ΔT vont régler la température de condensation T_c du réfrigérant et P_c la pression de saturation à la température T_c . Supposant une perte de charges réaliste dans le condenseur ΔP , la pression de refoulement du compresseur sera : $P_d = P_c + \Delta P$. En ayant déjà fixé la pression de refoulement.

- Le fluide de condensation utilisé pour le cycle cascade d'Arzew est l'eau de mer, sa température varie dans le condenseur de 25 °C à 29° C. Ainsi la température moyenne dans le condenseur est égale à 27 °C.
- Les pertes de charges coté tubes sont égales à 340 mbar,
- Les pertes de charges coté calandre sont égales à 13.8 mbar

Ainsi, les pressions de refoulements des trois compresseurs de cycles sont :

- Pour le propane : 11,7 bars
- Pour l'éthylène : 21,0 bars
- Pour le méthane : 33,2 bars

Pour le calcul des températures des niveaux de réfrigération, on utilise les règles d'optimalité obtenues dans le paragraphe (4.5). Les coûts unitaires des compresseurs et des échangeurs sont présentés dans le tableau (5.1) ci-dessous :

Tableau (5.1) – Calcul des coûts unitaires des compresseurs et les échangeurs :

Compresseurs	A,	P, MW A partir de données de la CAMEL	Coût actualisé du compresseur installé,	Coût unitaires (\$/kW)
Compresseur Propane	2 525 675	14,9	\$25 094 923	\$1 684

Echangeurs	B	C, kW/K A partir de données de la CAMEL	Coût actualisé de l'échangeur installé,	Coût unitaire (\$/(kW/K))
Echangeur Ethylene- propane	13 609	89,4	\$316 169	\$3 535
Echangeur Méthane- GN	13 609	76,7	\$283 829	\$3 702
Echangeur Ethylene- Méthane	13 609	506,4	\$1 064 071	\$2 101
			Coût unitaire moyen	\$3113

$$K_c = 3\,113 \text{ } \$/(\text{kW/K})$$

$$K_c = 1\,684 \text{ } \$/\text{kW}$$

Dans le calcul des niveaux de réfrigération il est important de prendre en considération les points suivants :

- La température de pré-refroidissement du gaz naturel au contact du propane doit être légèrement en dessous de son point de rosée. En effet, une proportion de 2 à 3% de liquide est nécessaire pour amorcer le déméthaniseur. A la pression du gaz naturel voisine de 40 bars cette température correspond à -31°C.
- Le gaz naturel doit être totalement liquéfié à sa sortie du dernier échangeur d'éthylène. Cet échangeur est alimenté par le dernier étage de réfrigération de la boucle éthylène. Ce même niveau assure la condensation totale du méthane réfrigérant. Ainsi le gaz naturel à l'état liquide légèrement sous refroidi quitte le dernier niveau de réfrigération de la boucle éthylène à -99°C.
- Le gaz naturel sous refroidi au contact du méthane doit être ramené jusqu'à une température qui permet de séparer l'azote après 02 détente dans les ballons de flash. En effet, une température trop froide va conduire à une teneur d'azote élevée dans le bac de stockage de GNL, ce dernier sera ainsi hors spécifications. Par contre, une température trop chaude conduit à une perte de méthane dans le gaz de flash. Pour notre cas cette température est d'environ - 144 °C.

Les niveaux de réfrigération obtenus par les règles d'optimalité sont présentés dans la figure (5.3) et le tableau (5.2). Ce dernier montre également les niveaux de réfrigération du cycle à cascade classique d'Arzew.

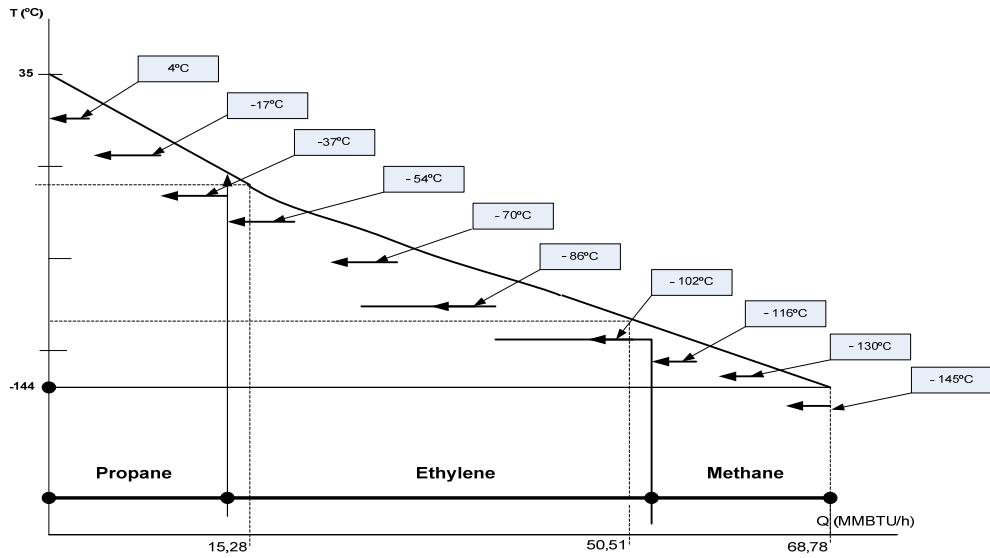


Figure (5.3) : Courbe de refroidissement du gaz naturel avec les niveaux de réfrigération

Tableau (5.2)- Niveaux de réfrigération obtenus par les règles d'optimalité et ceux de la cascade classique

	Am_e, K	T_e, K	T_e, C	T_{ce}, K	T_{GN}	$T_{ce}, °C$	$T_{ce}, °C$ cascade classique
Boucle propane					35		
E17	20.1	297.1	24.0	277.0	13.0	4	15
E18	18.6	275.1	2.0	256.5	-9.0	-17	-4
E19	17.1	253.1	-20.0	236.0	-31	-37	-38
Boucle Ethylene							
E24	14.8	233.6	-39.5	218.8	-48.0	-54	-54
E25	13.7	216.6	-56.5	202.9	-65.0	-70	-71
E26	12.6	199.6	-73.5	187.0	-82.0	-86	-87
E27	11.6	182.6	-90.5	171.0	-99.0	-102	-101
Boucle Méthane							
E31	9.9	166.6	-106.5	156.7	-114	-116	-123
E32	9.0	151.6	-121.5	142.6	-129	-130	-141
E33	8.1	136.6	-136.5	128.5	-144	-145	-154

Pour la suite des calculs de dimensionnement des différents échangeurs et compresseurs, le simulateur HYSYS® de Hyprotech a été utilisé. Une brève description de cet outil de simulation est présentée en Annexe B. Les données ci-dessus ont permis de déterminer

tous les paramètres du procédé de la cascade, notamment les puissances de compression des différents étages des trois compresseurs et les conductances thermiques des échangeurs.

La figure (5.4) montre un extrait du simulateur relatif à la boucle méthane.

Les résultats détaillés des calculs de simulation sont présentés dans l'annexe C dans un CD.

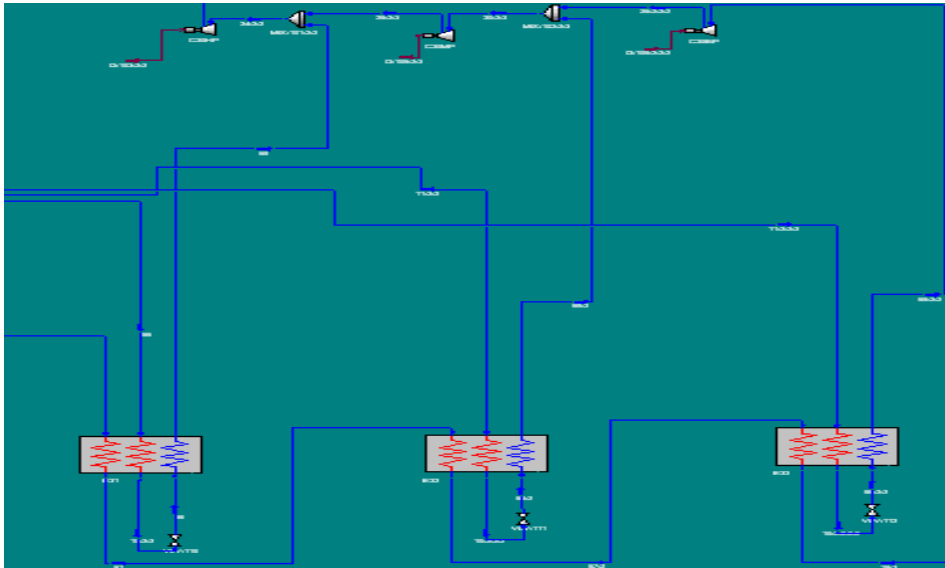


Figure (5.4) Boucle Méthane extrait du simulateur.

5.3 Conclusion

Dans ce chapitre nous avons établi que les règles d'optimalité relatives au cycle cascade à coût minimum peuvent servir de base pour effectuer des choix techniques en phase d'études préliminaires d'engineering par un choix optimal des niveaux de réfrigération.

Parmi les résultats important obtenus on cite :

Les puissances de réfrigération des compresseurs ;

- Propane : 16,6 MW
- Ethylène : 11,7 MW
- Méthane : 2,8 MW

Soit une puissance de compression globale de 31,1 MW.

La conductance thermique globale est de l'ordre de 7117 kW/K.

En utilisant les coûts unitaires définis plus haut, cette installation coûterait environ \$ 75 millions de dollars.

CHAPITRE 6 CONCLUSION GENERALE ET RECOMMANDATIONS

L'objet de cette étude est de proposer une approche qui repose sur la théorie de la thermodynamique des cycles en temps fini, pour réduire le coût de l'investissement initial des équipements dont le dimensionnement dépend des températures des paliers de réfrigération, comme les compresseurs, les condenseurs et les évaporateurs.

En effet, il a été établi que le coût d'investissement initial peut s'exprimer moyennant les écarts moyens de températures dans les échangeurs et les paramètres d'économie d'échelle. La minimisation de ce coût par la méthode des multiplicateurs de Lagrange a donné lieu à des règles d'optimalité simples qui s'expriment en fonction des ratios de températures des réfrigérants aux niveaux des sources chaudes et froides de chaque boucle. Ces expressions prennent la forme ;

$$\frac{Am_1}{Am_2} = \frac{T_{ce1}}{T_{hc1}} \left(\frac{K_1}{K_2} \right)^{1/2}$$

A travers l'étude des cycles à coût minimal, il apparaît qu'il y'a des expressions générales et simples qui régissent ces cycles. Ainsi, un cycle à N étages est régi par les règles suivantes :

- N-1 règles d'optimalité de la forme :

$$Am_i^* = T_e \left[\frac{\left(\frac{K_i}{K_c} \right)^{1/2}}{T_C^{1/2} + \sum_i^{i=n} \left(\frac{K_i}{K_c} \right)^{1/2}} \right],$$

- Une règle d'optimalité dans le condenseur

$$Am_4^* = T_C^{1/2} \left(\frac{K_N}{K_c} \right)^{1/2}$$

Ces formules ont été exploitées pour le calcul des paramètres de procédé d'un cycle cascade optimisé ayant la même capacité de production de GNL et les mêmes conditions du site que la CAMEL.

Le coût unitaire actualisé des compresseurs exprimé en unité de puissance, ainsi que celui des échangeurs de chaleur exprimé en unité de conductance thermique ont été calculés à partir des coûts de référence et mis à jour par l'index de Nelson Farrar. Pour ce cas précis, chaque kW de puissance installé en 2012 coûterait 1 684 \$/kW et chaque unité de conductance installée reviendrait en moyenne à 3113 \$/ (kW/K).

Les paramètres des équipements principaux du cycle à cascade optimisé ont été calculés en utilisant les températures d'évaporations des fluides frigorigènes, Lesquelles sont données par des règles d'optimalité.

Le simulateur HYSYS a été utilisé pour faire ces calculs. Parmi les résultats importants obtenus, on cite :

Les puissances de réfrigération des compresseurs ;

- Propane : 16.6 MW
- Ethylène : 11.7 MW
- Méthane : 2.8 MW

Soit une puissance de compression globale de 31.1 MW.

La conductance thermique globale est de l'ordre de 7 117 kW/K.

En utilisant les coûts unitaires définis ci-haut, cette installation coûterait environ \$ 75 millions de dollars US.

Le cycle à cascade classique a été également simulé avec les mêmes hypothèses et données. La puissance globale obtenue est égale à 36 MW et la conductance globale de tous les échangeurs et condenseurs est égale à 8530 KW/K ; soit un coût de \$ 87 millions de dollars US. Soit une réduction d'environ 14 %. Cet avantage de coût découle des coûts unitaires d'aujourd'hui. L'utilisation des coûts des années (1958- 1962) période de la commande des équipements de la CAMEL aurait probablement conduits à d'autres résultats ; il n'en demeure pas moins que la puissance et la conductance globales ont été toutes les deux réduites. On pensait que cette optimisation du coût déboucherait sur une réduction de la puissance au profit de la taille des échangeurs ou inversement selon le ratio des coûts unitaires, mais il a été noté qu'une réduction de 14 % sur les deux paramètres est obtenue. Ceci pourrait être expliqué par le fait que la cascade classique d'Arzew n'est pas considérée comme un cycle optimisé. Les cycles à cascades qui ont été construits après la CAMEL sont qualifiés dans la littérature comme cycles à cascade optimisée. Une future étude pourrait prendre comme référence le cycle à cascade optimisé de CONOCO-PHILIPS (TRINIDAD et TOBAGO) ou celui de STATOIL (SNOHVIT, NORVEGE) en vue d'établir quelle partie du coût sera augmenté au dépend de l'autre, la puissance ou la taille des échangeurs ?

Deux autres axes de développement de cette étude peuvent être envisagés : Le premier par l'utilisation des formules non linéaires d'estimation des coûts, comme la règle du six dixième pour obtenir des règles d'optimalité pour la boucle simple et la cascade et améliorer ainsi la précision des estimations.

L'autre axe de recherche, serait de modéliser et optimiser d'autres cycles de liquéfaction de GNL, comme celui d'APCI qui est très largement utilisé dans les nouvelles usines de grandes capacités notamment les Giga trains de 7.8 MTPA.

BIBLIOGRAPHIE

- [1] Encyclopédie Universalis, Chap. Thermodynamique, volume 13, Encyclopaedia Univesalis, France, 1995.
- [2] Borel, L., La thermodynamique de l'ingénieur, Revue de la thermique générale, 356-357, 1991, p . 444-449.
- [3] Wu, C., J . Energy. 1988, 13(9), p. 681-687.
- [4] F. L. Curzon et B. Ahlborn, Am. J. Phys. 43, 22 (1975).
- [5] M. H. Rubin, phys. Rev. A19, 1272 (1979)
- [6] Ait-Ali, M. A, Natural gaz liquefaction cycles: An irreversibility analysis, unpublished thesis, Stanford university, 1975.
- [7] A. Bejan, theory of heat transfer irreversible plants, int. J. heat and Mass transfer, 31, 1211-1219 (1989)
- [8] Ait-Ali, M. A., Optimum endoréversible power cycle with a specified operating range, j. Appl. Phys. (6), 1994.
- [9] Zijung, Y. et Jincan, C., J. Phys. D : Appl. Phys. 23 (1990) 136-141.
- [10] Gordan, J. M., Am . J . Phys. 57 (12), December 1989
- [11] Ait-Ali, M. A., Finite-time optimum refrigeration cycles, J. Appl. Phys. 77 (9), may 1995.
- [12] Randall W. Whitesides, Process Equipment Cost Estimating By Ratio and Proportion. Training booklet of PDH course, 2012.
- [13] Coulson and Richardson, Chemical Engineering, chap. 6, Costing and Project Evaluation. 5th Ed. Butterworth/Heinemann, 2002
- [14] Peters, M., Timmerhaus, K. & West, R., Plant Design and Economics for Chemical Engineers. 5th ed. s.l.:McGraw-Hill, 2004.
- [15] Vatauvuk, W. M., 2002. Updating the CE Plant Cost Index. Chemical Engineering, January, pp. 62-70
- [16] Couper, J. R., 2003. Process Engineering Economics. s.l.: Marcel Dekker
- [17] H.P. Loh, Jennifer Lyons and Charles W. White, III. Process Equipment Cost Estimation, Final report, U.S. Department of Energy, 2002.
- [18] Guthrie, K. M. Capital Cost Estimating, Chem. Eng, (1969), March 24
- [19] Martin C. Hawley, Design and Economics for LNG systems, Course provided by IGT in IAP.
- [20] P. Legoff, Energétique industrielle, Tome 3, Technique et documentation, 1984.

ANNEXE A: LA METHODE DU LAGRANGIEN

La méthode des multiplicateurs de Lagrange trouve son application pour résoudre des problèmes d'optimisation avec des contraintes d'égalité. Soit le cas d'une seule contrainte à deux variables $X = (x, y)$.

Soit le problème : $\max f(X)$ sous contraintes. $h(X) = 0$.

On appelle **Lagrangien** associé à ce problème la fonction :

$$L(x, y, \lambda) = f(x, y) - \lambda h(x, y) .$$

Le Lagrangien permet d'introduire la contrainte dans la fonction objective avec une certaine pénalité λ . On se retrouve ainsi à maximiser une *fonction à trois variables sans contrainte*.

Si, maintenant, on cherche les points stationnaires (x^*, y^*, λ^*) du Lagrangien $L(x, y, \lambda)$, cela veut dire que nous cherchons (x^*, y^*, λ^*) tel que $\nabla L(x^*, y^*, \lambda^*) = (0, 0, 0)$.

Nous déduisons alors le système suivant comportant trois équations:

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial x} L(x^*, y^*, \lambda^*) &= f'_x(x^*, y^*) - \lambda^* h'_x(x^*, y^*) = 0 \\ \frac{\partial}{\partial y} L(x^*, y^*, \lambda^*) &= f'_y(x^*, y^*) - \lambda^* h'_y(x^*, y^*) = 0 \\ \frac{\partial}{\partial \lambda} L(x^*, y^*, \lambda^*) &= -h(x^*, y^*) = 0 \end{aligned}$$

Dans les deux premières équations, on reconnaît les conditions d'optimum du premier ordre : $\nabla f(x^*, y^*) - \lambda^* \nabla h(x^*, y^*) = (0, 0)$, alors que la troisième est équivalente à la contrainte de départ imposée par le modèle : $h(x, y) = 0$, au point (x^*, y^*) (point admissible).

La **méthode du Lagrangien** transforme donc un problème d'optimisation d'un modèle avec contraintes d'égalité à celui de recherche des points stationnaires d'une fonction sans contrainte. De plus, puisque $h(x^*, y^*) = 0$ pour tout point optimal (x^*, y^*) , la valeur du Lagrangien est la même que celle de l'objectif en ce point :

$$L(x^*, y^*, \lambda^*) = f(x^*, y^*) - \lambda^* h(x^*, y^*) = f(x^*, y^*).$$

ANNEXE B : INTRODUCTION AU SIMULATEUR HYSYS

HYSYS est un simulateur de conception orientée-objets. Tout changement spécifié sur un élément est répercuté dans tout le modèle.

C'est un logiciel de simulation interactif intégrant la gestion d'événements (« Event driven ») : c'est-à-dire qu'à tout moment, un accès instantané à l'information est possible, de même que toute nouvelle information est traitée sur demande et que les calculs qui en découlent s'effectuent de manière automatique. Deuxièmement, il allie le concept d'opérations modulaires à celui de résolution non-séquentielle. Non seulement toute nouvelle information est traitée dès son arrivée mais elle est propagée tout au long du Flowsheet.

Dans ce qui suit, on définit les principaux concepts de base et vocabulaires associés, qui sont utilisés pendant les étapes de construction d'un modèle dans le simulateur HYSYS

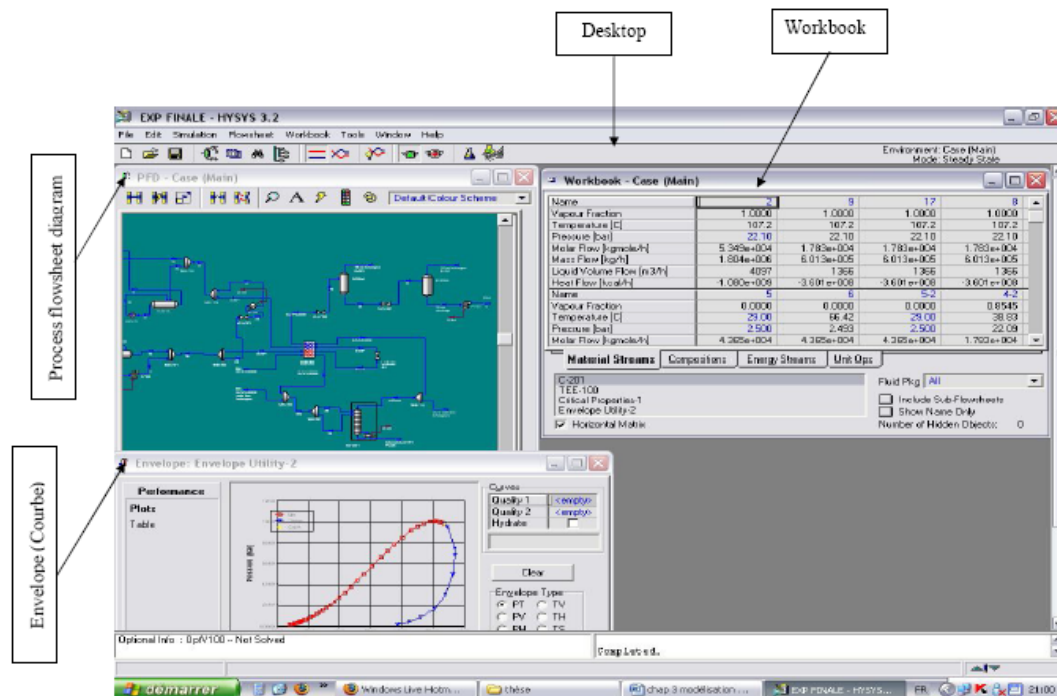
- « Flowsheet » : c'est un ensemble d'objets « Flowsheet Elements » (courants de matière, d'énergie, d'opérations unitaires, de variables opératoires) qui constituent tout ou une partie du procédé simulé et qui utilisent la même base de données thermodynamique « Fluid Package ». Ce simulateur possède une Architecture Multi-Flowsheet : il n'y a pas de limite par rapport au nombre de Flowsheets. On peut préalablement construire des Flowsheets pour les utiliser dans une autre simulation, ou organiser la description de procédés complexes en le scindant en sous-Flowsheets qui sont des modèles plus concis (ceci permet de hiérarchiser un processus très complexe). Il possède un certain nombre d'entités particulières : un « Process Flow Diagram » (PFD), un « Workbook ».
- « Fluid Package » : il permet de définir les composants chimiques présents dans le procédé simulé et leurs affecte les propriétés chimiques et physiques contenues dans la base de données des corps purs. Il permet aussi de définir les modèles thermodynamiques qui seront utilisés pour le calcul des propriétés des mélanges et de définir les cinétiques des réactions chimiques mises en jeu dans le procédé.
- « Process Flow Diagram » : ce diagramme permet de visualiser les courants et les opérations unitaires, représentées par des symboles dans le « Flowsheet », ainsi que la connectivité entre les courants, les opérations unitaires et les tableaux des propriétés des courants.
- « Workbook » : il permet d'avoir accès à l'information sur les courants et les opérations unitaires sous forme de tableau de données.
- « Desktop » : c'est l'espace principal de HYSYS pour visualiser les fenêtres lors de la conception.
- « Property view » : il contient l'information décrivant un objet (opération ou courant)
- « Simulation Case » (fichier de simulation) : c'est l'ensemble des « Fluid Packages », « Flowsheets » et « Flowsheet Elements » qui constituent le modèle.

Environnement de simulation:

Il existe 5 environnements de développement pour manipuler et mettre en forme l'information dans le simulateur :

- Environnement « Basis Manager »: cet environnement permet de créer et modifier le «Fluid Package».
- Environnement « Oil Characterization »: il est utilisé pour caractériser les fluides de typepétrolier.
- Environnement « Main Flowsheet »: il permet de définir la topologie du Flowsheet principal de la simulation. Il est utilisé pour placer et définir les différents courants, opérations unitaires et « Sub-Flowsheets » qui constituent le procédé simulé.
- Environnement « Sub-Flowsheet »: il permet de définir la topologie d'un sous-ensembleparticulier du schéma principal (un courant ou une opération particulière et des autres Sub-Flowsheets).
- Environnement « Column »: c'est un objet particulier permettant de définir la topologie de l'opération unitaire colonne à distiller. Il possède ses propres «Flowsheet», «FluidPackage», «PFD» et «Workbook».

Dans la figure suivante, les flèches montrent que seuls l'environnement « Column » et le « sub-Flowsheet » sont accessibles depuis l'environnement principal «Main Flowsheet ». Toutefois, en utilisant l'Object Navigator on peut se déplacer directement d'un Flowsheet à autre.

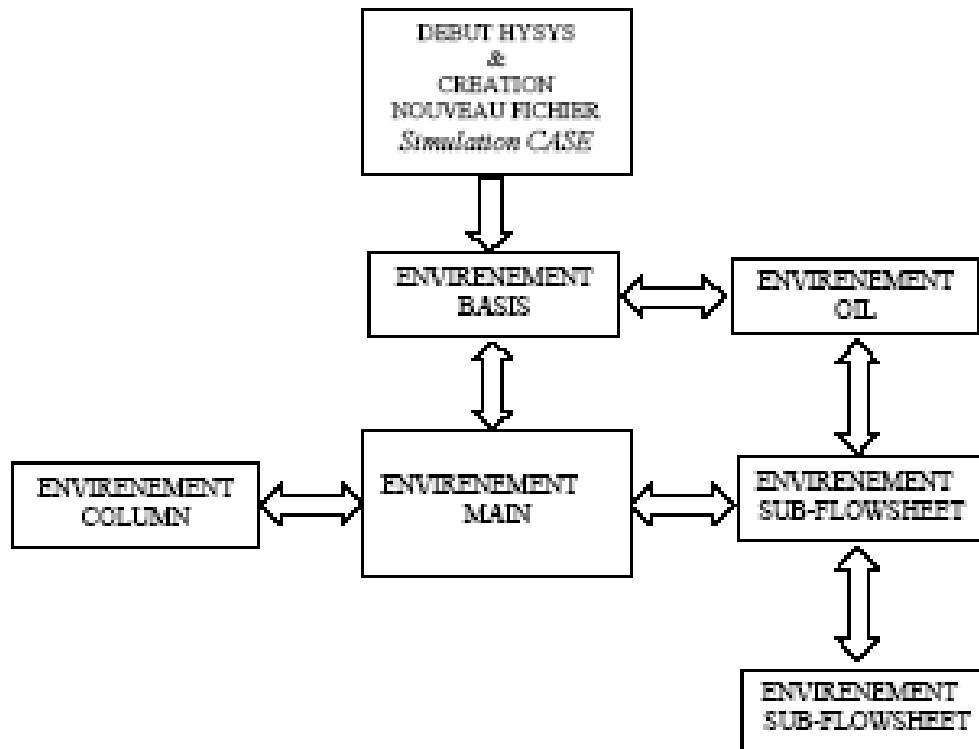


Caractéristiques principales de HYSYS:

Cette partie décrit brièvement les caractéristiques importantes qui font de HYSYS une plate-forme de simulation et de développement très puissant.

- (The Integrated Engineering Environment) : Toutes les applications nécessaires sont utilisées dans un environnement de simulation commun.
- Il intègre la possibilité d'une modélisation dans un état stable ou stationnaire et en régime dynamique : la modélisation dans un état stable et l'optimisation étant utilisées lors de la conception des procédés ; la simulation en régime dynamique étant réservée aux études de contrôlabilité de procédés et au développement de stratégies de contrôle.

- Programmation de HYSYS : HYSYS contient un Internal Macro Engine qui supporte la même syntaxe que Microsoft Visual Basic. On peut automatiser différentes tâches dans HYSYS sans avoir besoin d'un autre programme.



Voici quelques caractéristiques de HYSYS sur la manière dont sont réalisés les calculs :

- Gestion des événements (Event Driven): HYSYS combine le calcul interactif (les calculs sont exécutés automatiquement chaque fois que l'on fournit une nouvelle information) avec un accès instantané à l'information (à tout moment on peut avoir accès à l'information depuis n'importe quel environnement de simulation).
- Gestion intelligente de l'information (Built-in Intelligence): Les calculs des propriétés thermodynamiques s'effectuent instantanément et automatiquement dès qu'une nouvelle information est disponible.
- Opérations Modulaires: Chaque courant ou unité d'opération peut réaliser tous les calculs nécessaires, en utilisant l'information soit indiquée dans l'opération ou communiquée depuis un courant. L'information est transmise dans les deux directions à travers les Flowsheets.
- Algorithme de résolution non séquentielle : on peut construire des Flowsheets dans n'importe quel ordre.

Voici les caractéristiques de HYSYS sur comment opèrent les environnements :

Lorsque l'on effectue des développements dans un Flowsheet particulier, seul ce Flowsheet et les autres situés au-dessous dans la description hiérarchique, seront modifiés. Par exemple, si l'on considère la figure précédente et que l'on suppose que l'on désire faire des changements dans le SubFlowsheet D, on se place dans son environnement pour y effectuer ces changements. Puisque D est au-dessus de E dans la hiérarchie, tous les Flowsheets autres que D et E resteront inchangés. Dès que les calculs dans D seront effectués, il est possible alors de se déplacer dans l'environnement Main

Flowsheet pour recalculer toutes les autres parties du modèle contenues dans les autres SubFlowsheets.