

**REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE**

**MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE**

**ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE**

**DEPARTEMENT DE GENIE MECANIQUE**

# **PROJET DE FIN D'ETUDE**

Présenté en vue de l'obtention du Diplôme d'ingénieur d'Etat en Génie Mécanique

**Thème**

**ETUDE COMPARATIVE DE L'AUTO CONSOMMATION DES  
CYCLES TURBINE A GAZ AVEC COGENERATION ET TURBINE  
A VAPEUR POUR L'UNITE GNL 6P DU COMPLEXE GL1/K**

Promoteur :  
Monsieur M.A. AIT ALI  
Professeur à l'ENP

Maitre de stage  
Monsieur K. BOUZID  
Ingénieur au GL1/K

Présenté par : Wassim Fawzi MEGHARBI

Promotion 2005/2006

---

**Etude comparative de l'auto consommation des  
cycles turbine à gaz avec cogénération et  
turbine à vapeur pour l'unité GNL 6P du  
Complexe GL1/K**

## Remerciements

Je tiens à remercier Monsieur Mohand Améziane AIT ALI pour sa patience et pour toute l'aide et les conseils avisés qu'il m'a apporté pour réaliser ce travail.

Je remercie aussi Monsieur Kamel BOUZID ainsi que toute l'équipe technique de GLI/K pour leur aide durant mon stage

Je remercie l'ensemble des professeurs du département de génie mécanique pour leur dévouement et leur patience durant mes trois années de spécialité.

Je tiens aussi à remercier l'ensemble des professeurs de l'école nationale préparatoire aux études d'ingénieurs pour leur contribution à ma formation d'ingénieur.

## Dédicaces

Je dédicace cet humble travail à tous ceux qui m'ont soutenu de  
près, ou de loin,

A ma mère, et mon père,

A ma sœur et mon frère

A mes proches

A tous mes amis

....

**الملخص:**

يكمن موضوع هذه الدراسة في مقارنة نسبة الاستهلاك الذاتي لوحدة تمييع الغاز الطبيعي لمركب GL1/K مع نسبة الاستهلاك الذاتي المتحصل عليها في الاقتراحات الثلاث للفرقة التقنية للمركب و المتمثلة في دورة إنتاج بخار الماء و دورتين مركبتين مع عنفة بخارية, الأولى لإنتاج 25 كيلواط كهربائي و الثانية (STARTER :HELPER) الاقتراحين الأخيرين ينقصان الاستهلاك الذاتي من 15.2 % إلى 12.8% و 12.5% على التوالي, بينما فوائدها الاقتصادية تميل لجانب الأخيرة التي تمثل نحو 65000 طن سنويا من إنتاج إضافي للغاز الطبيعي المميع

**كلمات مفتاحية:** غاز الطبيعي المميع, الاستهلاك الذاتي لوحدة تمييع الغاز, دورة مركبة

**Résumé :**

Cette étude compare le taux d'auto consommation de l'unité de liquéfaction de gaz naturel GNL 6P du Complexe GL1/K actuelle avec les taux obtenus pour les trois alternatives proposées par l'équipe technique du Complexe, à savoir la cogénération et deux cycles combinés avec turbine à vapeur, dont un comme Starter Helper et l'autre pour produire 25 MWe.

Les deux dernières alternatives réduisent l'autoconsommation de 15,2% à respectivement à 12,8 et 12,5%, mais leurs implications économiques pourraient donner l'avantage à la solution Starter Helper dont l'économie de gaz naturel représente potentiellement une production de GNL exportable de 65.000 T/an.

**Mots clés :** gaz naturel, GNL, cycles combinés, auto consommation d'une unité de liquéfaction.

**Summary :**

This study compares the internal consumptions rates of the actual 6P unit of the GL1K LNG Skikda plant with three alternatives solutions proposed by the plant technical staff. These are: a gas turbine with steam cogeneration, a gas turbine with 25 MWe power generation and a gas turbine with a steam turbine starter helper.

The last two alternatives reduce both the internal consumption rate from 15.2 to respectively 12.8 and 12.5%; however, their economic implications might give a slight advantage to the starter helper solution which saves additional natural gas for potential liquefaction and export of 65.000 T/year.

**Key words:** natural gas, LNG, combined cycles, liquefaction plant internal consumption.

## Sommaire

<b>I. INTRODUCTION</b>	<b>1</b>
1. Historique.....	1
2. Le gaz naturel dans le monde.....	2
3. Les centrales thermiques.....	5
4. Transport du gaz naturel.....	5
4.1. Transport par gazoducs.....	6
4.1. Transport par méthaniers.....	6
5. Les principaux cycles de liquéfaction du gaz naturel.....	7
<b>II. DESCRIPTION DE L'UNITE DE LIQUEFACTION.....</b>	<b>11</b>
1. Historique du GL1/K.....	11
2. Présentation du complexe.....	11
3. Description du procédé de liquéfaction PRICO.....	13
3.1. Section traitement du gaz.....	14
3.1.1. Décarbonatation du gaz naturel.....	14
3.1.2. Déshydratation.....	14
3.1.3. Démercurisation.....	14
3.2. Section liquéfaction selon le procédé PRICO.....	15
3.2.1. Le circuit du gaz naturel.....	15
3.3. Section de compression.....	16
3.3.1. Le circuit du fluide frigorigène.....	17
3.4. Section de fractionnement.....	17
3.5. Section chaudière.....	18
3.5.1. Etude des différents circuits de la chaudière.....	20
4. Calcul du rendement du cycle de turbine à vapeur.....	21
4.1. Les besoins en vapeur de l'unité 5P/6P.....	21
4.2. Les besoins en combustible.....	23
4.3. Calcul du rendement de la turbine à vapeur.....	23
4.4. Estimation de l'autoconsommation.....	24
<b>III. THEORIE DES CYCLES COMBINES.....</b>	<b>27</b>
1. Introduction.....	27
2. Principe la turbine à gaz.....	28
3. Les équations d'un cycle de turbine à gaz idéal.....	28
4. Cycle de turbine à gaz réel.....	29

---

5. Rapport combustible/air.....	31
6. Cycle combiné idéal.....	32
7. Récupération de chaleur, générateur de vapeur HRSG.....	32
8. Débit de vapeur produite.....	34
<b>IV. CALCUL DES PARAMETRES DU CYCLE ET DU RECUPERATEUR.....</b>	<b>37</b>
1. Introduction.....	37
1.1. Données du site.....	37
2. Calculs du cycle de turbine à gaz .....	37
2.1. Compression.....	39
2.2. Turbine.....	40
2.3. L'énergie fournie à la chambre de combustion.....	41
2.4. Rapport massique combustible/ air.....	41
2.5. Composition du combustible.....	41
2.6. Composition des gaz d'échappement.....	42
3. Le récupérateur, générateur de vapeur HRSG.....	42
3.1. Bilans massique et d'énergie.....	42
<b>V. SOLUTIONS ALTERNATIVES PROPOSEES.....</b>	<b>45</b>
1. Introduction.....	45
2. Bilans des besoins en vapeur.....	45
3. Le nouveau compresseur de fuel gas basse pression.....	46
4. Turbine à vapeur du compresseur FGBP.....	46
5. Ballon de flash D121.....	47
6. Bilan du dégazeur .....	48
7. Le désurchauffeur DSH-2.....	49
8. Le désurchauffeur DSH-1.....	49
9. Les différentes alternatives.....	50
9.1. Alternative 1 : Cas basique.....	50
9.2. Alternative 2 : Générateur électrique.....	54
9.3. Alternative 3 : Starter/Helper.....	55
<b>VI. RESULTATS DE LA SIMULATION PAR HYSIS.....</b>	<b>60</b>
<b>VII. ANALYSE ET DISCUSSION DES RESULTATS.....</b>	<b>63</b>
<b>VIII. CONCLUSION ET RECOMMANDATIONS.....</b>	<b>65</b>

**Table des figures :**

Figure 2.1 : Schéma de principe d'un procédé de liquéfaction de Gaz naturel	12
Figure 2.2 : Schéma de procédé de liquéfaction des unités 5P/6P.	13
Figure 2.3 : Schéma du cycle de réfrigération	16
Figure 2.4 : Schéma d'une chaudière ABB.	21
Figure 3.1: Schéma d'un cycle combiné	27
Figure 3.2: Schéma physique du cycle de la turbine à gaz simple.	27
Figure 3.3: Cycle de Brayton-Joule endoréversible	27
Figure3.4- Diagramme d'un cycle de turbine à gaz réel	31
Figure3.5- Diagramme T-S d'un cycle combiné	32
Figure 3.6 Courbe des températures et circuit vapeur à l'intérieur du HRSG	34
Figure 3.7 : Bilan d'énergie dans le HRSG.	35
Figure 4.1.:Travail spécifique et rendement en fonction du taux de compression	39
Figure 4.2 : Bilan d'énergie partiel dans le HRSG	43
Figure 5.1 : Ballon de flash D121	47
Figure 5.2 : bilan de masse et d'énergie	48
Figure 5.3 : les flux dans le DSH-2	49
Figure 5.4 : les flux dans le DSH-1	49
Figure 5.5 : Bilan de masse et d'énergie autour du dégazeur	50
Figure 5.6 : Alternative 1	53
Figure 5.7 : Alternative 2	56
Figure 5.8 : Puissance optimale du Stater/Helper	57
Figure 5.9 : Alternative 3	59
Figure 5.10: Simulation cas Basique	61
Figure 5.11: Simulation cas d'un générateur électrique.	62

**Table des tableaux :**

Tableau 2.1 : Paramètres des produits de fractionnement	18
Tableau 2.2 : Equipements alimentés en vapeur moyenne pression VM	22
Tableau 2.3 : Equipements fournis en vapeur surchauffée VS	22
Tableau 2.4 : Schéma des flux d'énergie dans l'unité de liquéfaction 5P	25
Tableau 4.1 : Les données thermodynamiques des états de la vapeur utilisée	43
Tableau 5.1 : Données thermodynamiques des flux	48
Tableau.5.2 : Données thermodynamiques des flux dans le dégazeur	51
Tableau 5.3 : Données thermodynamiques du désurchauffeur DSH-2	51
Tableau 5.4 : Données du désurchauffeur DSH-1	52
Tableau 6.1 : Résultats de la simulation du cas basique	59
Tableau 6.2 : Résultats de la simulation du cas avec générateur électrique	62
Tableau 7.1 : Résumé des résultats :	63
Tableau A.1 : Calcul du Pouvoir Calorifique Inférieur du Fuel gas basse pression	AI
Tableau A.2 : Calcul du Pouvoir Calorifique Inférieur du gaz naturel	AI
Tableau A.3 : Données de combustion pour les composants du gaz naturel [13]	AII
Tableau A.4 : Composition du gaz de combustion de l'air théorique	AII
Tableau A.5 : Calcul de la composition des gaz d'échappement	AIII
Tableau A.6 : Calcul de la chaleur spécifique de l'air	AIII
Tableau A.7 : Calcul du pouvoir calorifique du FGBP	AIII
Tableau A.8 : Calcul du pouvoir calorifique des gaz d'échappement	AIV

**Nomenclature :**

A	: Energie entrante [MW]
A.I.	: Autoconsommation [%]
A.I.C	: Autoconsommation absolue [%]
Am, Bm, Cm, Dm	: Constantes du polynôme de la chaleur spécifique.
B	: Energie sortante [MW]
$C_p$	: Chaleur spécifique à pression constante [kJ/kg K]
PCS	: Pouvoir calorifique supérieur [kJ/kg]
PCI	: Pouvoir calorifique inférieur [kJ/kg]
m	: Débit massique [kg/s]
M	: masse molaire [kg/kmole]
P	: Pression [Bars], ou puissance [MW] “Clairement spécifiée dans chaque cas “
$Q_h$	: Chaleur spécifique fournie [ kJ/kg]
r, $\pi$	: Taux de compression
R	: Constante des gaz parfaits
T	: température [K]
$W_c$	: Travail spécifique du compresseur [kJ/kg]
$W_n$	: Travail net délivré [kJ/kg]
$W_t$	: Travail spécifique de la turbine [kJ/kg]
x	: Fraction molaire
h	: Enthalpie massique [kJ/kg]
s	: Entropie massique [kJ/kg]
Z	: Facteur de compressibilité
$T_1$	: Température d’entrée au compresseur
$T_2$	: Température de sortie du compresseur
$T_3$	: Température d’entrée à la turbine
$T_4$	: Température de sortie de la turbine
$T_{GO'}$	: Température des gaz de combustion à l’entrée de l’économiseur
$T_{GO}$	: Température des gaz d’échappement à la sortie du récupérateur
$\gamma$	: Rapport des chaleurs spécifiques ( $C_p/C_v$ )
$\eta_t$	: Rendement isentropique de la turbine
$\eta_c$	: Rendement isentropique du compresseur
$\eta_m$	: Rendement mécanique de la transmission
$\eta_{TG}$	: Rendement du cycle de turbine à gaz
$\eta_{TV}$	: Rendement de la turbine à vapeur
$\eta_{CC}$	: Rendement global du cycle combiné
e	:Efficacité du Récupérateur de chaleur,
$\tau$	: Rapport des températures $T_3/T_1$
$\omega$	: Faction massique

**Abréviations :**

FGHP	: fuel gas haute pression
FGBP	: fuel gas basse pression
GNT	: gaz naturel traité
GNL	: gaz naturel liquéfié
GPL	: gaz de pétrole liquéfié
MCR	: <b>M</b> ulti- <b>C</b> omponent- <b>R</b> efrigerant
PRICO	: <b>P</b> oly – <b>R</b> efrigerant- <b>I</b> ntegrated - <b>C</b> ycle – <b>O</b> peration
VS	: vapeur surchauffé
HRSG	: Heat recovery steam generator.

---

# **CHAPITRE I.**

# **INTRODUCTION**

## CHAPITRE I : INTRODUCTION

### 1. Historique

Le gaz naturel a été découvert au moyen orient durant l'antiquité. L'apparition soudaine de gaz naturel s'enflammant brutalement était assimilée à des sources ardentes. En Perse, en Grèce ou en Inde, les Hommes ont érigé des temples autour de ces feux pour leurs pratiques religieuses. Cependant ils ne réalisèrent pas immédiatement l'importance de leur découverte. C'est en Chine, autour de 900 avant Jésus-Christ, qu'on comprit l'importance de ce produit et qu'on forait le premier puit vers de 211 avant Jésus Christ [1].

En Europe, il fallut attendre 1659 pour que la Grande-Bretagne découvre le gaz naturel et le commercialise à partir de 1790. En 1821, à Fredonia (Etats-Unis), les habitants ont découvert le gaz naturel dans une crique par l'observation de bulles de gaz qui remontaient jusqu'à la surface. William Hart est considéré comme le "père du gaz naturel". C'est lui qui creusa le premier puit nord-américain [2].

Au cours du XIX<sup>ème</sup> siècle le gaz naturel été utilisé essentiellement comme source d'éclairage public. Sa consommation restait très localisée à cause du manque d'infrastructure de transport qui rendait difficile son acheminement sur de longues distances. En 1890, un changement important intervint avec l'invention des joints étanches. Cependant, les techniques existantes n'ont pas permis de transporter le gaz naturel sur plus de 160 km et ce produit a été gaspillé pendant des années car brûlé sur place. Le transport du gaz naturel sur de longues distances s'est généralisé au cours des années 1920, grâce aux progrès technologiques apportés à la construction des gazoducs. Après la seconde guerre mondiale, la consommation de gaz naturel s'est développée rapidement. Avec le développement de l'industrie de l'air liquide et la course à l'espace des années soixante, les techniques de liquéfaction et de stockage cryogénique de l'oxygène et de l'hydrogène liquides sont devenues beaucoup plus performantes et ont été adoptées pour le stockage et pour le transport du gaz naturel.

Dans les premiers temps de l'exploration pétrolière, le gaz naturel était souvent considéré comme un sous-produit sans grand intérêt entravant le travail des ouvriers forcés de s'arrêter, pour des raisons de sécurité, pour laisser échapper les poches de gaz naturel découvertes lors du forage. Aujourd'hui, et en particulier depuis les crises pétrolières des années 1970, le gaz

naturel est devenu une source importante d'énergie dans le monde ; on le gaspille moins dans les champs de production de pétrole en réduisant les gaz torchés [1].

## 2. Le gaz naturel dans le monde

La demande mondiale en gaz naturel évolue plus vite que celle du pétrole brut. La consommation a connu une progression de 3,5% par an entre 1965 et 2000, alors que la demande globale d'énergie primaire augmentait en moyenne de seulement 2,5% par an. Depuis les années 1990, la progression de la consommation d'hydrocarbures s'est ralentie autour de 1,2% avec une légère tendance à la hausse sous la pression de la demande de la Chine, du Brésil et de l'Inde [1].

La part du gaz naturel dans le bilan énergétique mondial a fortement progressé depuis 1965. Elle rattrape pour la première fois celle du charbon en 2000. A moyen terme, l'Agence Internationale de l'Energie (AIE) prévoit une croissance de la consommation primaire de gaz naturel de 2,7% par an jusqu'en 2020.

En 2000, les réserves prouvées de gaz naturel étaient estimées à 150.000 milliards de m<sup>3</sup>. Au rythme actuel d'exploitation, elles représentent environ 62 années de production, alors que celles de pétrole brut ne pourraient couvrir que 40 années de production. A ce jour, les réserves prouvées de gaz naturel ont tendance à croître plus vite que la production, ce qui signifie que la perspective de leur épuisement s'éloigne constamment. Ainsi, le ratio réserves prouvées/production (R/P) était estimé à 51 ans fin 1980, et 60 ans fin 1990. Il faut toutefois noter un tassement de cette tendance au cours de la dernière décennie, avec une stabilisation autour de 60 années [2].

L'usage du gaz naturel comme combustible pour la production de l'électricité est en constante progression. Le *World Energy Outlook 2000* précise que la part du gaz dans la production d'électricité devrait passer de 18% en 1997 à 27% en 2020. Elle est liée à des coûts d'investissement très inférieurs à ceux que nécessite la production d'électricité nucléaire ou à partir de charbon.

Le gaz naturel est généralement présenté comme une énergie «propre». Sa combustion avec excès d'air dégage en effet moins d'imbrûlés tel que le CO et les HC, et moins de CO<sub>2</sub> qu'un combustible liquide. Par exemple, la combustion de méthane produit 2,75 kg de CO<sub>2</sub> par kg contre 3,09kg /kg pour l'octane. Les pouvoirs calorifiques inférieurs étant respectivement de

50.010 et 44.788 kJ/kg, l'Octane produit 3,45 kg de CO<sub>2</sub> par kg pour la même énergie fournie, soit 25% de plus que le Méthane.

Cet avantage, réel, doit cependant être relativisé à deux titres ; il ne joue que par rapport aux autres énergies fossiles. Par ailleurs, le méthane est lui-même un gaz à effet de serre : le taux de fuites dans l'atmosphère au long de la chaîne gazière devrait donc jouer un rôle important dans l'appréciation des qualités environnementales du produit. Selon l'association d'opérateurs gaziers Eurogas, les canalisations seraient aujourd'hui suffisamment sûres pour que le risque de fuite ne neutralise pas les avantages du gaz comme combustible. Certains spécialistes sont toutefois plus réservés ; selon leur avis, il suffit que le taux de fuite du puit à l'utilisation finale soit de 4 %, ce qui ne serait pas à exclure dans certaines vieilles canalisations pour que l'utilisation du gaz naturel soit aussi préoccupante en termes d'émission de gaz à effet de serre.

La découverte du gaz naturel à Hassi R'Mel dans la fin des années soixante a été suivie d'une production modeste en raison de l'éloignement du marché algérien, dont le réseau était alors pratiquement inexistant et le marché international pas encore préparé. C'est ainsi que le projet CAMEL a été entrepris pour liquéfier le gaz par le procédé Cascade à -161 °C et 1bar et livrer le GNL aux clients Français et Anglais par des méthaniers à construire à cet effet, deux navires d'une capacité de 30.000 m<sup>3</sup> chacun. La technologie de liquéfaction bien que déjà utilisée dans les usines de peak shaving aux USA devait être appliquée à des unités de plus grande capacité. L'usine CAMEL a été inaugurée en 1965.

Ce projet a certes initié le commerce mondial du GNL mais il était de taille modeste pour permettre d'exploiter le champ de Hassi R'Mel de façon significative ; les réserves de celui-ci avaient été évaluées à 2000 milliards de m<sup>3</sup> par la SEHR. Par ailleurs, il y a eu d'autres découvertes de gaz assez conséquentes dans le pays mais qui devaient rester inexploitées pour les raisons indiquées plus haut. Cependant, il était relativement clair que le potentiel en gaz naturel était sans doute plus important que celui de pétrole et qu'il importait donc de promouvoir son développement. C'est ainsi que la Sonatrach entreprit de monter un projet d'exportation de 10 milliards de Nm<sup>3</sup>/an GNL aux USA avec la société El Paso Natural Gas, dont le complexe de liquéfaction à Arzew serait alimenté à partir de Hassi R'Mel. Le GNL serait acheminé par des méthaniers de 125.000 m<sup>3</sup>.vers les pays consommateurs Ce projet était à la fois ambitieux et relativement risqué financièrement : la technologie de liquéfaction à réfrigérant mixte était nouvelle, celle des méthaniers de 125.000 m<sup>3</sup> à membrane jamais encore réalisée. De plus, le marché américain qui était alors régulé, fixait le prix de cession à un niveau qui limitait la marge bénéficiaire des entrepreneurs. Les investissements qui étaient

à la charge du producteur pour les dépenses de production, de transport et de liquéfaction étaient lourds ; le coût des méthaniers l'étaient également mais l'investissement correspondant était moins captif, ce qui a sans doute amené Sonatrach à participer au transport de GNL en achetant trois méthaniers pour son compte. Ce complexe a commencé à produire en début 1980 après de nombreux retards de réalisation, mais le contrat avec EL PASO a été annulé dans des conditions qui restent encore inexplicables, ce qui entraîné l'arrêt de production du complexe, la faillite de la Filiale El Paso et l'inactivité des méthaniers construits, en particulier les deux de SONATRACH.

Parallèlement à ce projet, la société mixte SOMALGAZ a été créée en partenariat avec la France pour produire du GNL à partir d'un complexe à construire à Skikda. Le cycle de liquéfaction à réfrigérant mixte (TEAL) était nouveau et différent de celui prévu à Arzew (APCI). Les équipements étaient également de technologie nouvelle et de taille jamais construite encore (compresseurs et échangeurs bobinés). Le projet représentait également un certain risque mais l'Algérie était décidée à promouvoir son industrie de GNL malgré tout cela. Ce complexe a été achevé en 1973 mais n'a commencé à être exploité que plus tard, après diverses péripéties.

C'est ainsi que l'Algérie a immobilisé de gros investissements dans la réalisation d'une industrie de GNL en début des années 1980 ; la perte du marché américain et la morosité du marché pétrolier a entraîné les effets de l'endettement que l'on connaît. Par ailleurs, le prix du GNL bien qu'indexé à celui du pétrole, a mis longtemps pour atteindre une certaine parité (environ 2/3).

Toutefois, l'importance de ces coûts ne distingue pas la filière du gaz naturel de celle du pétrole, puisque les techniques d'exploration sont les mêmes et celles de production légèrement différentes pour la séparation, le stockage et le transport. En revanche, le gaz naturel est un produit beaucoup plus coûteux à transporter que le pétrole. En effet, les volumes à transporter aux conditions normales de température et de pression sont beaucoup plus importants que pour le pétrole: une tonne de gaz naturel (équivalent méthane) représente l'équivalent énergétique de 1,117 tonne de pétrole (équivalent octane), mais occupe un volume environ 1 100 fois supérieur.

La liquéfaction de gaz naturel nécessite une grande puissance mécanique qu'il faudra produire par un cycle à turbine à gaz ou un cycle à turbine à vapeur dont les avantages et les

inconvénients sont relativement opposés. On peut aussi envisager l'utilisation d'un cycle combiné gaz vapeur. Les usines de grande production de GNL nécessitent une puissance installée de l'ordre de 500 à 600 MW, soit l'équivalent d'une centrale thermique de taille moyenne.

### **3. Les centrales thermiques**

Le développement des turbines à gaz, grâce notamment à la mise au point de modules de grande capacité, a permis de réduire les coûts d'investissement en faisant jouer les économies d'échelle. Une récente publication de l'OCDE (2005) relative aux coûts prévisionnels de production d'électricité, estime que la part de l'investissement représente 3 parts pour le nucléaire, une part pour le gaz et 2,5 parts pour le charbon ; les coûts respectifs du combustible sont de 1 part, 5 parts et 2,5 parts. En France, le rapport du Commissariat général du Plan *Energie 2010-2020* publié en 1998, donne les coûts d'investissements suivants pour chacun des trois combustibles: 600 \$/kWe pour le gaz cycle combiné contre 1300 \$/kWe pour le charbon et 2 000 \$/kWe pour le nucléaire. Selon la même source, les turbines à gaz à cycle combiné (CCGN) et les turbines à combustion en cogénération recèlent encore d'importantes marges de progression en matière de rendement: 55% en 2000, 65% en 2040 pour une CCGN, contre un plafonnement à 43 % pour un cycle à vapeur classique [2].

Pour résumer brièvement, les centrales nucléaires nécessitent un gros investissement mais un coût de combustible relativement faible, les centrales à gaz un investissement faible mais un coût de combustible élevé, les centrales thermiques à charbon se situent entre les deux. La solution à retenir dans une situation particulière, notamment selon qui l'on importe la technologie ou l'énergie, résulte d'un compromis dans lequel on fera rentrer aussi d'autres paramètres tels que la sûreté de fonctionnement, les déchets rejetés, la pollution atmosphérique etc.

### **4. Transport du gaz naturel**

Deux solutions de transport sont possibles pour acheminer le gaz naturel sur de grandes distances pour atteindre les marchés :

- Transport par gazoducs
- Transport par méthaniers

#### **4.1 : Transport par gazoducs**

Le transport par gazoducs est conceptuellement la solution la plus simple du point de vue technique mais elle requiert la mise en place d'un réseau de conduites de grand diamètre pour relier les sites de production et de consommation avec des pertes acceptables. En effet, les pertes de charge qui diminuent drastiquement avec le diamètre ont fait évoluer les diamètres économiques des gazoducs aux diamètres maxima réalisables avec et sans soudure. Les tailles de 48, 54 et même 60 pouces sont aujourd'hui réalisés. Ainsi, les ouvrages de grand diamètre ont permis d'atteindre des distances économiques de l'ordre de 3000 km selon la nature des terrains et des autres conditions environnementales.

Le transport par gazoducs consommant beaucoup d'énergie pour la recompression, entre 1 à 1,5% de la quantité transportée par 50 km. La compétitivité des gazoducs sera remise en cause pour des distances supérieures à 2000 à 3000 km pour des conduites d'environ 40 pouces et, où l'autoconsommation peut atteindre des niveaux de l'ordre de 10% de la capacité nominale pour les gazoducs algériens en provenance de Hassi R'Mel sur une distance de 500 km. On voit ainsi que les ouvrages russes en provenance de Sibérie peuvent avoir des taux de consommation de 50 à 60% [3].

Le gaz naturel n'est stocké que sous forme liquide, ce qui nécessite d'abord sa liquéfaction. Le transport de gaz au-delà des mers justifie le coût économique de la liquéfaction et du transport par méthaniers.

#### **4.2 : Transport par méthaniers**

L'alternative au transport par gazoducs est la liquéfaction du gaz naturel. Celle-ci a pour résultat de réduire le volume spécifique du gaz de 610 fois afin de pouvoir le transporter économiquement par méthaniers. Cette technique due à Kapitza date de 1934 en URSS et 1940 aux Etats-Unis ; mais ce n'est qu'en 1964 qu'entre en service la première chaîne internationale de liquéfaction, celle de la CAMEL (Compagnie Algérienne de Méthane Liquide) à Arzew. Les premiers méthaniers avaient une capacité de 30.000 m<sup>3</sup> avec des cuves auto portantes. La génération suivante a atteint les 70.000 m<sup>3</sup> pour le projet Phillips-Marathon de Kenai-Alaska. Des méthaniers de 125.000 m<sup>3</sup> ont été construits pour le projet Sonatrach-El Paso à cuves à membranes. Il y a lieu de noter que les chaînes de GNL sont optimisées pour une capacité annuelle de livraison et une distance. Pour chaque projet, les critères d'optimalité basées sur les règles de l'amirauté déterminent la vitesse de croisière (17 à 18 nœuds pour le

projet El Paso), le nombre de bateaux, leur capacité et le temps de chargement et déchargement. Des projets de super méthaniers sont à l'étude pour les projets Australiens.

A la fin de 2003 le nombre de méthaniers dans le monde était de 151 avec 55 autres en phase de construction. Ce qui fera passer la capacité de transport de 17,4 millions de mètres cubes de gaz liquéfié en octobre 2003 à 25,1 millions fin 2006 soit une évolution de 44% [4].

Les principales étapes d'une chaîne de transport de GNL sont les suivantes :

- Liquéfaction
- Stockage/ chargement
- Transport par méthaniers
- Réception/stockage
- Regazéification

La partie la plus importante de l'investissement de la chaîne de liquéfaction est relative aux installations de liquéfaction, de stockage, de chargement et de transport par méthaniers ; la partie regazéification est relativement moindre, et est donc indépendante de la distance. Contrairement au transport par gazoducs pour lesquels l'autoconsommation est le facteur limitant, le transport par méthanier est avantageux par la distance. Proportionnellement avec la distance. De ce fait le transport par méthaniers commence à se justifier économiquement au delà d'une distance supérieure à 1500km

## **5 : Les principaux cycles de liquéfaction du gaz naturel**

Les cycles de liquéfaction peuvent être classés selon la capacité de production des usines en deux catégories:

- Dans les usines de grande production, les cycles sont tous du type MCR (réfrigérant à composants multiples) à l'exception de l'usine CAMEL et Phillips-Marathon qui sont du type cascade classique.
- Dans les usines de faibles productions destinées à l'écrêtement des demandes hivernales (peak-shaving), les cycles de liquéfaction utilisés sont en général du type cascade ou du type détente dans un turbo-expander.

Le cycle de liquéfaction à cascade est caractérisé par l'utilisation de plusieurs types de réfrigérants purs (méthane, éthylène et propane) pour approcher d'assez près la courbe de

liquéfaction du gaz naturel, qui lui est un mélange de plusieurs hydrocarbures légers dont principalement le méthane). Il nécessite un grand nombre d'échangeurs différents, donc un réseau de conduites conséquent, d'où un coût d'investissement relativement élevé. Le fonctionnement est relativement fiable.

L'argument thermodynamique qui a été utilisé pour l'usage de réfrigérants mixtes était de réduire les irréversibilités de transfert thermique en approchant plus près la courbe de liquéfaction afin de réduire le travail de liquéfaction, donc l'auto consommation. Cependant, cet argument s'est révélé en pratique inopérant parce que la conductivité thermique des mélanges est moins élevée que celle des composants purs. Par contre, l'usage de réfrigérant mixte a permis de réduire le nombre d'échangeurs, augmenter leur taille et produire des économies d'échelle décisives, réduisant ainsi le coût d'investissement. [5]

Certains cycles de liquéfaction à réfrigérant mixte utilisent un gros échangeur bobiné, coûteux et dont la taille limite la capacité des trains (TEAL), d'autres utilisent un échangeur bobiné mais précédé d'un cycle propane (APCI) pour augmenter la capacité d'un train, d'autres encore utilisent des échangeurs à plaques, moins chers à fabriquer et à entretenir, mais plus difficiles à contrôler car ils impliquent la séparation d'écoulements bi phasiques entre les circuits parallèles d'un même train. Ce dernier a été développé après quelques déboires par Pritchard à Skikda; il a été utilisé dans les unités 5 et 6 du complexe GL1/K. Il est décrit plus en détails dans le chapitre II.

Une part importante de l'investissement de la chaîne de liquéfaction est relative aux installations de liquéfaction et de regazéification, et donc indépendante de la distance. Au contraire, pour le transport par gazoducs, l'investissement varie quasi proportionnellement avec la distance. De ce fait, le transport par méthaniers ne se justifie pour des raisons strictement économiques qu'au de là d'une distance généralement supérieure à 1500-2000 km.

Le coût total de l'investissement est dominé par celui de la liquéfaction et le stockage de GNL : pour les projets algériens, d'une capacité de 10 milliards de m<sup>3</sup> par an, si le coût est une unité à la tête de puit, il est de 3 à l'entrée de l'usine au bout de 500 km de gazoduc, et 13 unités en sortie d'usine de liquéfaction. Ainsi, si l'investissement total en tête de puits est de 500 millions USD, l'investissement total sera d'environ 6.500 millions USD. L'autoconsommation de ces projets est 10% pour le transport par gazoduc et 15% pour la

liquéfaction. Ainsi, 25 % de la production en tête de puits sera consommée pour produire 75% de GNL. Avec le prix de vente de GNL qui atteint les 15 USD le Million de BTU pour les ventes spot, il est impératif de vouloir réduire l'autoconsommation de projets qui dans les années soixante dix était basée sur des prix de vente beaucoup plus faibles. La réoptimisation des gazoducs et des usines de liquéfaction devient aujourd'hui une opération rentable.

La réduction de l'autoconsommation des usines de GNL intéresse l'optimisation des paramètres du cycle et le rendement des moteurs d'entraînement (turbine à vapeur, turbine à gaz). On peut obtenir une simple estimation du travail de liquéfaction par quantité de GNL produite en considérant un réfrigérateur endoréversible fonctionnant entre une température de 107 K et température de rejet de 300 K. Appliqué à l'usine de GL1/Z de 10 milliards de m<sup>3</sup>/an, on aboutit à une puissance minimale requise de 460.000 cv. Si l'on prend compte des irréversibilités interne du cycle de liquéfaction, il y aurait lieu de rajouter 10 à 12% ; ce qui ferait environ 515.000 cv.

Les économies potentielles à réaliser sur l'autoconsommation des cycles moteurs de turbines à gaz ou turbine à vapeur passent par l'amélioration de leur rendement et aujourd'hui surtout par l'utilisation d'un cycle combiné. Typiquement, le rendement d'un cycle à vapeur est 42%, celui d'une turbine à gaz 32%. Dans le passé, on a opté pour le cycle à vapeur pour son rendement et la nécessité de produire de la vapeur utilisée dans certaines étapes du process. L'inconvénient de cette solution était son coût d'investissement et d'entretien élevé, ainsi que son temps de démarrage long. Les avantages de la turbine à gaz sont son coût d'investissement faible, sa souplesse d'utilisation et sa plus grande fiabilité, 96,3% contre 94,6% pour la turbine à vapeur selon la référence [6]. On voit que la réduction de l'autoconsommation passe par l'utilisation d'un cycle combiné qui pourrait être crédité d'un rendement de 55%. L'augmentation de 13 % du rendement nécessitera en contre partie un investissement supplémentaire par rapport à celui de la turbine à gaz. C'est à une étude économique qui prendra en compte des hypothèses élaborées relatives au coût future de l'énergie que revient la justification d'une telle solution. L'objet de la présente étude est seulement d'obtenir une estimation de l'autoconsommation car les coûts d'investissement ne nous sont pas accessibles. Trois solutions alternatives seront considérées :

- i. la solution de cogénération qui consiste en une turbine à gaz plus un récupérateur de chaleur pour la production de la vapeur des utilités ; l'électricité nécessaire à la marche de tout le complexe est fournie par le réseau Sonelgaz
  
- ii. la solution qui consiste en un cycle combiné turbine à gaz avec un récupérateur de chaleur et générateur de vapeur pour les utilités et la turbine à vapeur qui entraîne un générateur électrique de 25 MW pour la fourniture d'électricité au complexe
  
- iii. la solution qui consiste en un cycle à turbine à gaz un récupérateur de chaleur pour la production de la vapeur des utilités et du starter helper destiné à l'assistance au démarrage de la turbine à gaz et pendant les périodes de baisse de puissance ; l'électricité nécessaire à la marche de tout le complexe est fournie par le réseau Sonelgaz.

---

**CHAPITRE II.**

**DESCRIPTION DE  
L'UNITE DE  
LIQUEFACTION**

## CHAPITRE II. DESCRIPTION DE L'UNITE DE LIQUEFACTION

### 1. Historique du complexe GL1/K

Le complexe GL1/K a été conçu dans les années 1960 dans le cadre de la société SOMALGAZ pour valoriser les ressources en gaz naturel. Les trois premières unités (10, 20,30) ont été construites par la société française TECHNIP selon le procédé TEAL des sociétés Technip et Air Liquide ; ces unités ont commencé à produire à partir de novembre 1972. L'unité 40 a été construite à 85 % par PRICHARD RHODS et reprise par PULMAN KELLOG en mars 1979.

La construction des unités 5P et 6P a été commencée également par PRICHARD RHODS à 57 % et reprise par PULMAN KELLOG en avril 1979.

L'unité G.P.L a été construite par IHI et livrée en septembre 1973.

### 2. Présentation du Complexe

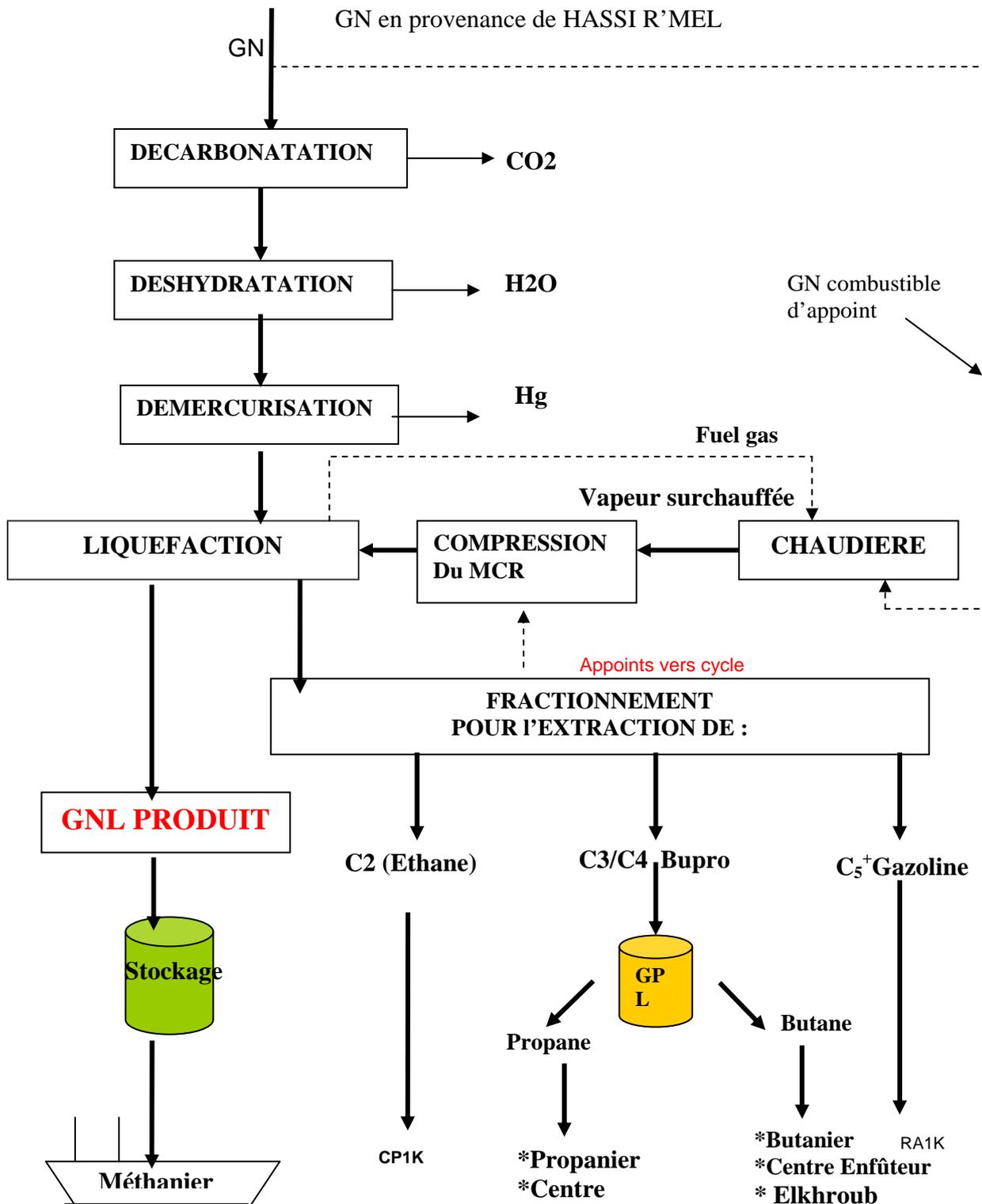
Le complexe de liquéfaction du gaz naturel GL1K de SKIKDA est situé à l'Est de la ville et s'étale sur une superficie de 90 hectares.

Il complexe comprend :

- 1- *six unités de liquéfaction de gaz naturel*
- 2- *une unité de traitement de G.P.L*
- 3- *une unité de stockage et d'expédition des produits finis GNL et GPL*
- 4- *deux centres de chargement des méthaniers*
- 5- *une centrale auxiliaire de productions d'utilités*

Le complexe GL1K est alimenté en gaz naturel à partir du gisement de HASSI R'MEL par un gazoduc de 40 pouces et d'une longueur de 580 KM. Sa capacité annuelle de production est de 13,2 MILLION M<sup>3</sup> de GNL et sa capacité de stockage de 308.000 M<sup>3</sup> de GNL

Figure 2.1 : Schéma de principe d'un procédé de liquéfaction de Gaz naturel [7]

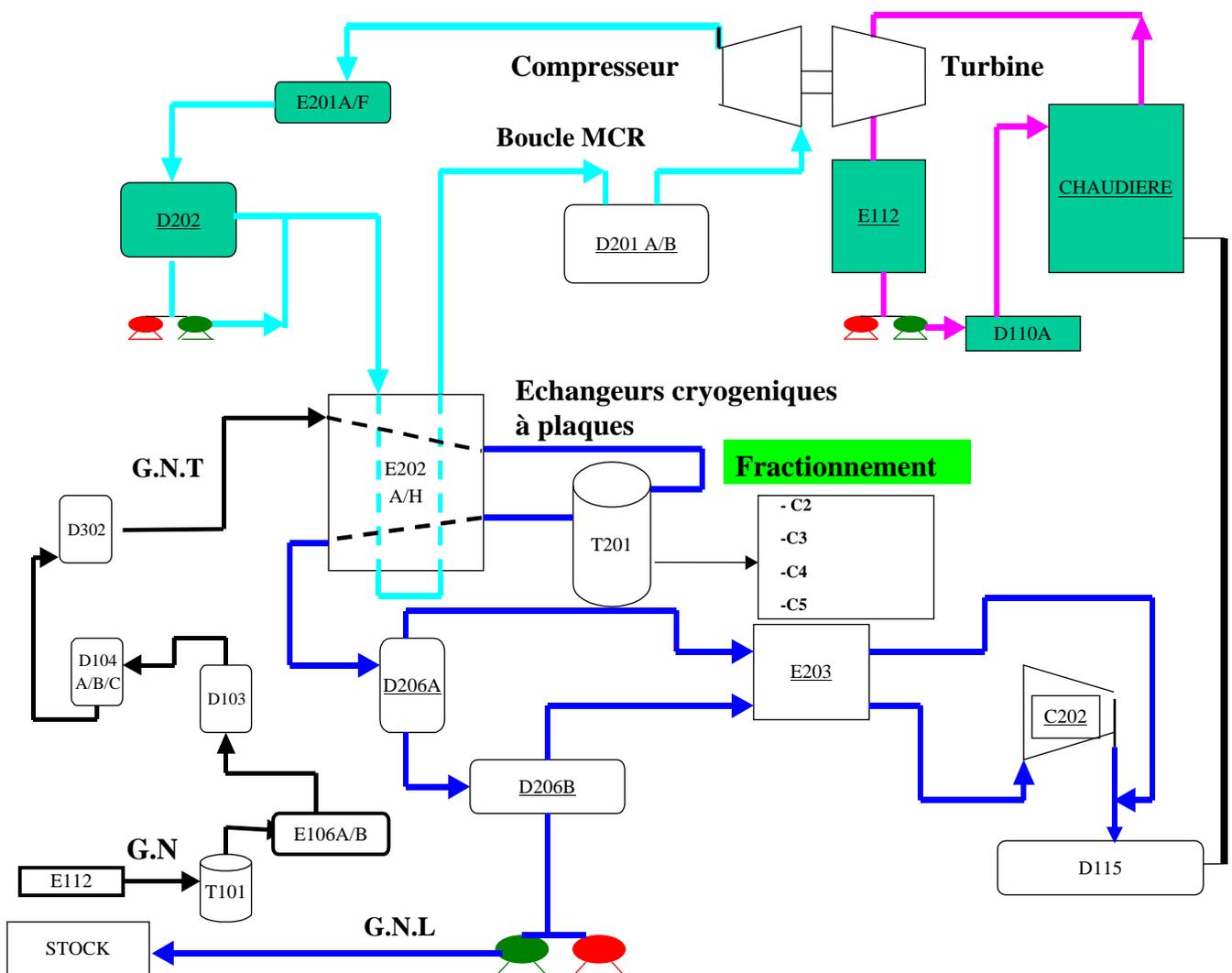


### 3. Description du procédé de liquéfaction PRICO

Le gaz naturel (GN) en provenance de HASSI R'MEL contient plusieurs constituants (C<sub>1</sub>, C<sub>2</sub>, C<sub>3</sub>, C<sub>4</sub>, C<sub>5</sub><sup>+</sup>, quelques impuretés H<sub>2</sub>O, CO<sub>2</sub>, Hélium, N<sub>2</sub>, poussières, traces d'huiles.

Pour le liquéfier, on commence par le débarrasser de certaines impuretés ainsi que des produits lourds dans le séparateur d'entrée ; on élimine ensuite les constituants CO<sub>2</sub>, H<sub>2</sub>O qui risquent de former une phase solide dans la partie cryogénique du cycle. On élimine aussi la plus grande partie des C<sub>2</sub><sup>+</sup> pour obtenir du GNL à forte proportion de méthane. Ces opérations seront détaillées dans la suite de ce chapitre

Fig. 2.2 : Schéma de procédé de liquéfaction des unités 5P/6P



### **3.1 : Section traitement du gaz**

#### **3.1.1 : Décarbonation du gaz naturel**

Cette section est destinée à abaisser la teneur en gaz carbonique du gaz naturel à moins de 100 ppm par lavage à contre courant avec une solution aqueuse de 15% de M.E.A monoéthanolamine ( $C_2H_5NOH_2$ ). Le gaz naturel provenant du séparateur d'entrée pénètre dans l'installation, il est réchauffé à 38°C dans le réchauffeur de gaz d'alimentation E112. Il est alors admis dans la tour de contact d'amine T101. La tour de contact d'amine comprend 32 plateaux à clapets. La solution d'amine pauvre entre dans la tour de contact au dessus du 2<sup>nd</sup> plateau à 48°C et descend à contre-courant du gaz d'alimentation qui tout en remontant se fait débarrasser par lavage de son  $CO_2$ .

En sortie de la colonne T101, le gaz décarbonaté est refroidi à l'eau de mer dans les échangeurs E106A/B. L'eau condensée est séparée dans le séparateur D103.

#### **3.1.2 : Déshydratation**

Le GN décarbonaté à la sortie de T101 est refroidi dans le condenseur E106 A/B à une température de 29°C, puis séparé dans le ballon D103 où on récupère 47% de son eau, les 53% restant sont récupérés dans les sécheurs D104A/C. Les sécheurs sont au nombre de trois disposés en parallèle de façon à ce qu'il y ait toujours un en service, un en régénération, et un en attente ; la durée de chacune des étapes étant de 8 heures. Le gaz passe par le sécheur où se fait l'adsorption de l'eau par un tamis moléculaire et des billes d'alumine. On obtient une teneur en humidité inférieure à 1 ppm.

#### **3.1.3 : Démercurisation**

Après la déshydratation, le gaz traverse de haut en bas le réacteur de démercurisation D302 dans lequel s'effectue la réaction entre le mercure et le soufre déposé sur du charbon actif. Une fois traité, le gaz est filtré dans un des deux dépoussiéreurs en parallèle FIL 302A/B. Il est ensuite envoyé à la section liquéfaction. Le gaz naturel ayant subi ces trois traitements est appelé gaz naturel traité (GNT).

### 3.2 : Section liquéfaction selon le procédé PRICO

Cette section assure la liquéfaction du gaz naturel traité; à son entrée dans cette section , le gaz est à 29°C et 39 bars eff; il en sort liquide à environ -162°C et 0,5 bar eff pour être stockée. La liquéfaction est basée sur le principe d'un cycle de réfrigération à compression de vapeur. La compression est suivie d'un refroidissement dans une batterie d'échangeurs à eau de mer et de la détente du fluide frigorigène (FF) Multi composants réfrigérant (MCR) qui est un mélange d'azote et d'hydrocarbures, servant à la liquéfaction du GNT.

#### 3.2.1 : Le circuit du gaz naturel

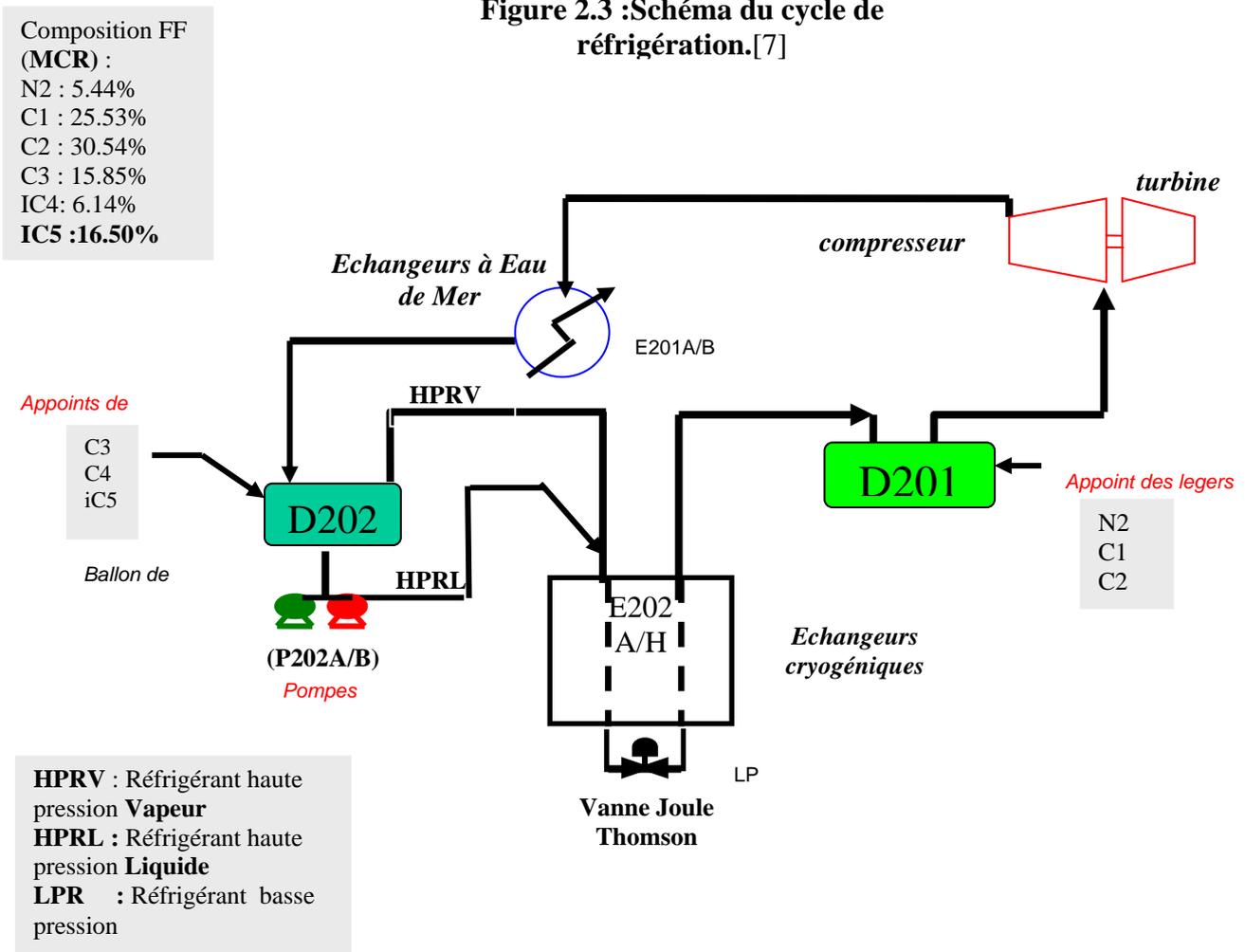
Le gaz naturel traité entre dans pour une première passe dans les huit boîtes froides E202A/H, il en sort à la température de -65°C ; il est ensuite envoyé au déméthaniseur pour en extraire les hydrocarbures plus lourds que le méthane, qui seront séparés dans les différentes étapes du fractionnement.

Les produits de tête du déméthaniseur, qui sont constitués de méthane, de gaz inertes et de traces d'hydrocarbures lourds, retournent vers les boîtes froides pour une deuxième passe où ils atteignent une température de -144°C. En sortant des boîtes froides, ils sont détendus dans le ballon de flash D206A d'une pression de 36 Bars eff à une pression de 3,5 Bars eff, ce qui fait chuter la température du gaz jusqu'à -148°C. Cette détente s'accompagne de la séparation d'une phase gazeuse riche en méthane et en gaz inertes qui sera utilisée comme combustible (fuel gas haute pression) dans la chaudière. Le liquide recueilli au fond du ballon sera envoyé vers un second ballon de flash D206B où il subira une seconde détente jusqu'à une pression légèrement supérieure à la pression atmosphérique (0,5 bars eff) ; ce qui fait chuter la température à -162°C ; il en résulte aussi une deuxième phase de fuel gas basse pression plus riche en gaz inertes. Le GNL obtenu est envoyé aux unités de stockage par des pompes CARTER à une pression 7 bars eff.

Le fuel gas haute pression est réchauffé à -6°C dans l'échangeur E 203 au contact d'une partie du réfrigérant qui est refroidi à -144°C avant d'être introduite dans les boîtes froides C et D. Le fuel gas haute pression qui était par le passé mélangé avec le fuel gas basse pression et utilisé comme combustible, est désormais envoyé vers l'unité HELIUM pour la production d'hélium. Cette unité est adjacente au GL1/K

Le gaz de flash BP est également réchauffé à -6°C dans l'échangeur E 203 puis comprimé dans le compresseur de fuel gas C202 et envoyé au ballon D115 qui alimente la chaudière en gaz combustible.

Figure 2.3 :Schéma du cycle de réfrigération.[7]



### 3.3 : Section de compression

Le groupe turbocompresseur est l'équipement principal de la section de liquéfaction ; il assure la compression du fluide frigorigène aspiré à 3,01 bars pour être refoulé à une pression de l'ordre de 21,1 bars. Il comprend une turbine à vapeur CT 201 Nuovo Pignone d'environ 80 MW entraînant un compresseur axial C 201 du même fabricant. [6]

Ce compresseur est une machine à simple corps et treize étages. Il est muni de trois recyclages :

- Un recyclage froid pour la régulation anti-pompage
- Un recyclage chaud pour la protection du compresseur durant l'arrêt contre les retours de flux
- Un recyclage intermédiaire pour la protection des étages basse pression contre le pompage (rotating stall).

La régulation du débit s'effectue à travers l'aubage statorique variable.

### **3.3.1. Le circuit du fluide frigorigène**

Le réfrigérant MCR est aspiré par le compresseur à une pression de 3,01 bars eff et refoulé à 21,1 bars eff avec une température de 113°C. Il passe ensuite dans les batteries d'échangeurs à eau de mer qui sont au nombre de trois; il en ressort à une température de l'ordre de 21°C.

Le MCR est ensuite refroidi par détente adiabatique et entre dans le ballon de séparation liquide/vapeur D202 ; le liquide est pompé par une des deux pompes P202A/B vers les échangeurs cryogéniques. Et les vapeurs empruntent un réseau de circulation naturelle et sont remélangées au liquide à l'entrée des boîtes froides [8].

Le MCR entre ensuite dans les boîtes froides qui sont au nombre de huit, chacune divisée en cinq échangeurs, donnant au total 40 échangeurs disposés en parallèle ; il circule coté haute pression où il est complètement condensé par échange de chaleur avec le réfrigérant basse pression. Il est ensuite détendu par une vanne Joule Thomson (JT) d'une pression de 20 bars à une pression d'environ 5 bars. Cette détente adiabatique, au cours de laquelle une partie du réfrigérant passe à l'état vapeur, produit les basses températures nécessaires pour liquéfier le gaz naturel. Le flux de réfrigérant basse pression sortant de la vanne JT rentre dans la boîte froide à la partie basse pression où il refroidit le GNT et achève la condensation du réfrigérant haute pression. A la sortie des échangeurs, le réfrigérant est complètement vaporisé, mais le GNT n'est pas encore liquéfié à la pression et température finales.

A la sortie des échangeurs, le MCR est dirigé vers les ballons D201A/B d'aspiration du compresseur où se fait également l'appoint des différents constituants du fluide frigorigène.

### **3.4 : Section de fractionnement**

La section fractionnement est destinée à extraire les hydrocarbures lourds du GNT et de produire à partir de ces hydrocarbures l'éthane, le propane, butane, bupro, le iso- pentane, et la gazoline. Le procédé de fractionnement repose sur le principe d'une distillation en série ; il est réalisé dans les tours de fractionnement suivantes :

- le déméthaniseur T201
- le déséthaniseur T202
- le débuthaniseur T203
- la colonne de séparation C3-C4 T205
- le déisopenthaniseur T104 (sur unité 6P seulement)

Colonne	Déméthaniseur T-201	Dééthaniseur T-202	Débuthaniseur T-203	Colonne de séparation C <sub>3</sub> C <sub>4</sub> T-205	Déisopentaniseur T104
<u>Produits de tête</u>	Gaz à liquéfier	Ethane produit	GPL Produit (bupro)	Produit Propane	Produit IC <sub>4</sub> /IC <sub>5</sub>
°C/bars eff.	-64/37,6	16/30,7	49/8,3	46/14,2	49/7,3
<u>Alimentation</u>	Gaz traité, partiellement condensé	Produits de fond provenant de T-201	Produits de fond provenant de T-202	Produits de tête provenant de T-203	Fond de T-203 ou T-205
<u>Produit de fond</u>	Charge vers T-201	Charge vers T-203	C <sub>5</sub> + vers stockage	Produit Butane	Réinjection dans produit C <sub>4</sub> ou C <sub>5</sub>
°C/bars eff.	64/38,1	95/31,1	124/8,7	87/14,5	

**Tableau : 2.1 : Paramètres des produits de fractionnement [8]**

### 3.5 : Section chaudière

Cette chaudière produit de la vapeur pour alimenter les turbines à vapeur, les différentes utilités et les auxiliaires. Elle utilise le gaz naturel et le fuel gas comme combustible. Les vapeurs produites sont :

La vapeur surchauffée Vs	65 bars	t°= 482 °C
La vapeur moyenne Vm	4,2 bars	t°= 306 °C
La vapeur normale Vn	4,2 bars	t°= 148 °C

La chaudière se compose des organes suivants:

**Ballon supérieur :** C'est un ballon nourricier dans lequel s'établi un plan d'eau ; le niveau est contrôlé et maintenu à une valeur sensiblement constante avec une même allure de vaporisation au dessus de cette eau. Ensuite, la vapeur saturée humide passe par des séparateurs afin de la débarrasser des gouttelettes d'eau avant de diriger vers le surchauffeur.

**Ballon inférieur :** Il représente le point de départ de l'eau en circulation à travers le faisceau tubulaire et tubes écrans.

**Economiseur :** L'eau du système d'alimentation entre dans la chaudière en passant par l'économiseur dont la fonction est de préchauffer l'eau d'alimentation par les gaz de rejets de la chaudière.

**Surchauffeur :** C'est la partie de la chaudière recevant la vapeur saturée sèche pour qu'elle soit surchauffée par le passage des fumées chaudes. Le surchauffeur est divisé en deux parties, le surchauffeur basse température (S.B.T ou primaire) et le surchauffeur haute température (S.H.T ou secondaire).

**Désurchauffeur du surchauffeur :** La vapeur est désurchauffée afin de respecter les spécifications établies par le design.

- la vapeur est désurchauffée par deux vannes (TV501 A/B ) qui envoient de l'eau dans une tuyère de pulvérisation
- l'eau est injectée dans le collecteur entre le surchauffeur primaire et le surchauffeur secondaire pour éviter d'envoyer de l'eau dans la vapeur HP , étant donnée que cette eau va être complètement vaporisée dans le surchauffeur secondaire pour qu'il soit protégé contre les hautes températures.

**Tubes écran :** ils sont de deux sortes, tubes latéraux et de façade, et sont issus du ballon alimenté en eau. C'est dans ces tubes que l'eau sera portée à haute température par échange thermique avec le rayonnement de la flamme avant de retourner au ballon sous forme de vapeur saturée.

**Brûleur à gaz :** Le brûleur a pour but d'engendrer et d'entretenir la combustion en assurant le mélange homogène et approprié avec l'air comburant.

**Auxiliaires :** Les divers systèmes auxiliaires localisés autour de la chaudière sont nécessaires pour remplir les exigences spécifiques de l'air de la combustion et de l'eau pour la génération de vapeur.

**Bâche alimentaire et dégazeur :** L'eau d'alimentation est préparée au niveau du dégazeur de type vertical et de la bâche alimentaire sur laquelle il est monté directement ; le dégazeur a pour rôle d'extraire les gaz dissous qui peuvent provoquer les corrosions dans les tubes de la chaudière.

**Turbopompe alimentaire :** son rôle est d'alimenter la chaudière en eau déminéralisée via le ballon supérieur.

**Turbo-ventilateur :** la fourniture de l'air nécessaire à la combustion est assurée par un ventilateur d'air à tirage forcé entraîné par une turbine à vapeur. Ce ventilateur aspire de l'air à la température ambiante et le refoule vers le caisson du brûleur.

### **3.5.1 : Etude des différents circuits de la chaudière**

Circuit eau :

Les pompes aspirent l'eau des bâches tampons et la refoulent vers le dégazeur. L'eau est envoyée dans la bêche alimentaire après le dégazage physique et chimique.

Les turbopompes alimentaires aspirent l'eau de la bêche alimentaire et la refoule vers le ballon supérieur à travers l'économiseur. Le ballon supérieur alimente le ballon inférieur en eau à travers les tubes de descente non chauffés.

Le ballon inférieur alimente en eau le faisceau tubulaire et les tubes écrans; l'eau est chauffée dans les tubes par la chaleur de combustion.

La circulation de l'eau entre le ballon supérieur et le ballon inférieur se fait par effet de thermosiphon.

- La bêche alimentaire est alimentée de 5 façons :

**a/** la plus importante partie provient du condenseur E212 qui travaille sous vide et qui sert à condenser la totalité de la vapeur du turbocompresseur CT201 à l'aide de l'eau de mer ; les condensats sont envoyés à la bêche par les moto pompes à travers les échangeurs E215 A/B vers la tête du dégazeur.

**b/** L'eau déminéralisée des bacs de stockage (U70)

**c/** réseaux condensat GPL

**d/** condensât unité (D121)

**e/** finalement, on a la vapeur moyenne qui est envoyée au dessous du dégazeur d'où une partie sera condensée

Alimentation en air : La fourniture de l'air nécessaire à la combustion dans les brûleurs est assurée par un ventilateur.

L'alimentation en combustible : On utilise 3 types de combustibles, fournis par:

**a/** le fuel gas FGHP n'est plus envoyé vers le D115 pour servir de combustible, il servira désormais à alimenter la nouvelle unité hélium.

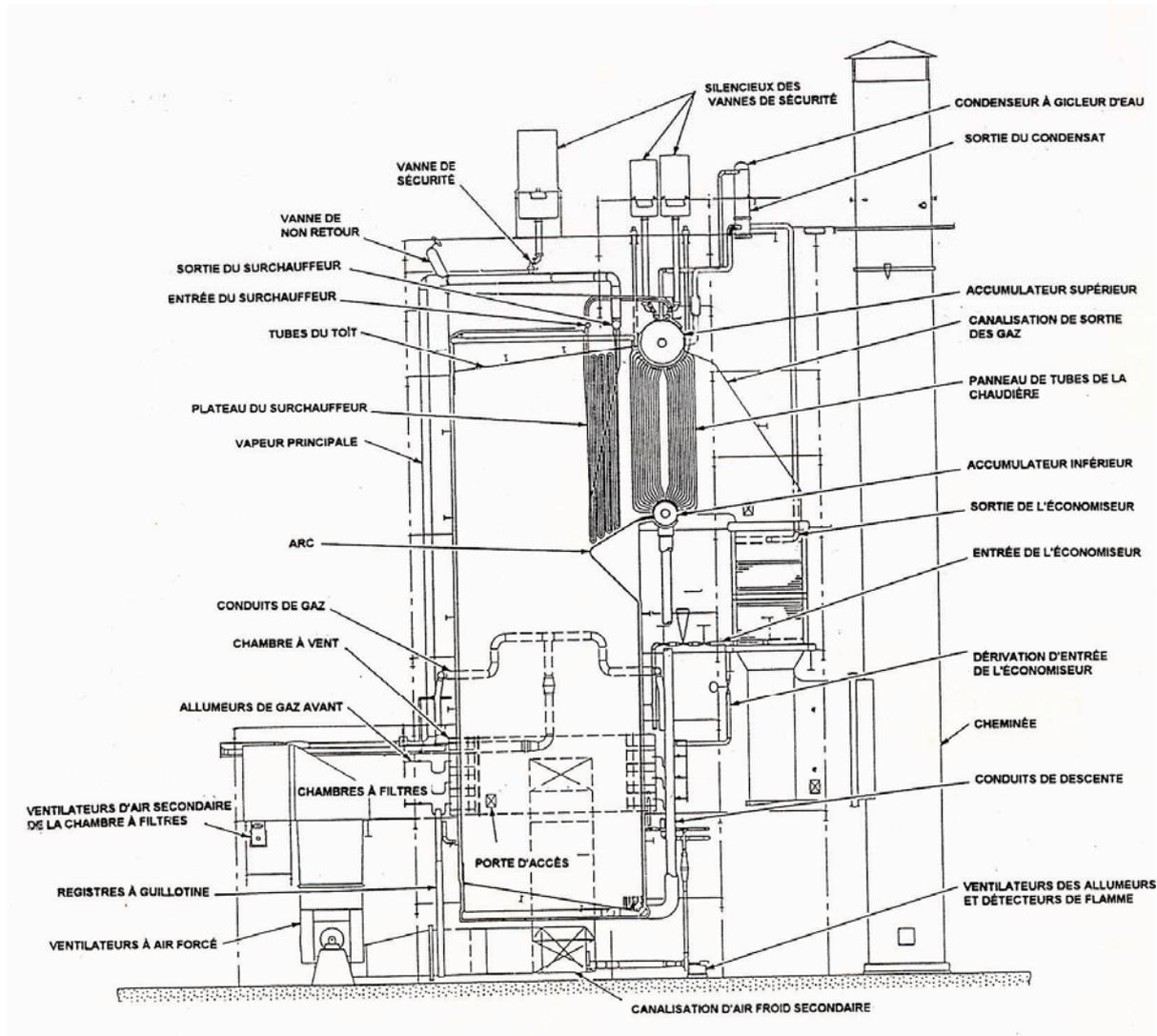
**b/** Le fuel gas FGBP est chauffé dans E203 puis comprimé par le C202 jusqu'à 2,4 Bars pour être ensuite envoyé vers le ballon D115

**c/** le piquage du gaz naturel prélevé après le E112 est envoyé vers le D115 ; on l'utilise principalement pour le démarrage de la chaudière.

Circuit des fumées :

Elles passent par la partie supérieure du mur écran, arrivent dans la chambre de convection, balayent les surchauffeurs puis le faisceau principal où elles sont guidées par des chicanes. De là, elles se dirigent vers l'économiseur pour être ensuite évacuées vers la cheminée.

Figure 2.4 : Schéma d'une chaudière ABB [9]



## 4. Calcul du rendement du cycle de turbine à vapeur

### 4.1 : Les besoins en vapeur de l'unité 5P/6P

Pour bien présenter les besoins du process, les consommations en vapeur telles que définies par le design sont présentées dans le tableau suivant :

**Tableau 2.2 : Equipements alimentés en vapeur moyenne pression VM [10]**

Equipements	Débit massique, T/h	Puissance nominale, MW
Rebouilleur d'amine E 104	5,57	3,28
Récupérateur d'amine E 105	0,88	0,52
Réchauffeur de gaz d'alimentation E 112	8,84	5,52
Rebouilleur du déméthaniseur E 206	3,56	2,10
Rebouilleur du dé-buthaniseur E213	1,48	0,87
Rebouilleur du dé-éthaniseur E213	3,9	2,30
Rebouilleur du dé-isopenthaniseur E208	1,5	0,88

La somme de ces besoins en vapeur moyenne pression est de 25,7 T/h

**Tableau 2.3 : Equipements fournis en vapeur surchauffée VS [10]**

Equipements	Débit massique, T/h	Puissance nominale , MW
Turbine à vapeur compresseur de cycle CT 201	257	76,00
Turbine à vapeur compresseur Fuel gas CT 202	12,9	1,1
Turbine entraînement de la pompe alimentaire ST 102A/B	14	1,1
Turbine entraînement du ventilateur ST101	7,3	4,55
Réchauffeur du gaz de régénération E109	8,54	5,02

La somme de ces besoins en vapeur surchauffée est de 300 T/h.

#### 4.2 : Les besoins en combustible [10]

Dans les conditions de design, les combustibles suivants alimentent la chaudière :

- Le FGBP provenant du ballon flash LP D202B : 5,67 kg/s
- Le FGHP provenant du ballon haute pression D206B : 2,87 kg/s
- Le gaz naturel d'appoint provenant de l'arrivée principale : 1,56 kg/s

Le FGHP n'alimente plus directement l'unité, puisque il est dirigé vers l'unité hélium, à la sortie de laquelle il sera normalement récupéré. Pour faire une hypothèse conservatrice, on considère ici que la chaudière est alimentée uniquement par le FGBP et le gaz naturel.

Dans ce cas, on doit calculer l'équivalent énergétique du FGHP en gaz naturel

$$m_{GN} = m_{FGHP} \cdot \frac{PCS_{FGHP}}{PCS_{GN}} = (2,87)(0,460) = 1,32 \text{ kg / s}$$

Dans ce cas, la chaudière sera alimentée par :

- 5,67 kg/s de fuel gas basse pression (FGBP), soit 20,41 T/h
- 2,88 kg/s du gaz naturel d'appoint, soit 10,4 T/h

#### 4.3 : Calcul du rendement de la turbine à vapeur

Le rendement global du cycle de turbine à vapeur est calculé en se basant sur la puissance fournie par la turbine à vapeur entraînant le compresseur de cycle 76 MW et de la puissance totale fournie aux différents rebouilleurs et réchauffeurs 20,5 MW. L'énergie net fournie à la chaudière est basée sur le pouvoir calorifique inférieur (PCI) des combustibles, parce que les gaz de combustions sortent de la chaudière à des températures supérieures à leurs températures de rosée.

Les pouvoirs calorifiques inférieurs des différents combustibles sont évalués à partir de leur composition et des PCI de leurs composants respectifs ;(voir annexe A pour le FGBP et le GN) on obtient:

$$PCI_{FGBP} = 29201 \text{ kJ/kg}$$

$$PCI_{GN} = 44796 \text{ kJ/kg}$$

$$PCI_{FGHP} = 19000 \text{ kJ/kg}$$

La puissance thermique nette fournie est de

$$Q_h = \sum_i \dot{m}_i \cdot PCI_i = 290,000 \text{ kW}$$

En supposant que le rendement de la chaudière est de 93% (donné par le Complexe), le rendement global du cycle de turbine à vapeur est :

$$\eta_{Tv} = \left( \frac{P_{ct201} + P_{ct202}}{\sum_i \dot{m}_i \cdot PCI_i} \right) \eta_b = \left( \frac{76,0 + 20,5}{290,0} \right) 0,93 = 0,333 \times 0,93 = 30,9\%$$

Remarque : on notera ici que le rendement de ce cycle de turbine à vapeur est faible par rapport aux valeurs de 40% et plus, que l'on pourrait obtenir avec des cycles à régénérations ; le rendement actuel peut être facilement obtenue par une turbine à gaz dont l'investissement est moins coûteux.

#### 4.4 : Estimation de l'autoconsommation

L'autoconsommation (I.C. Internal Consumption) d'une unité de GNL est souvent calculée pour évaluer les performances du process. Elle est définie comme étant «le rapport entre l'énergie consommée et l'énergie fournie à l'entrée » [10],

$$I.C. = \frac{A - B}{A}$$

A : débit d'énergie fournie [MW]

B : débit d'énergie produite [MW]

L'énergie fournie est la somme de la valeur énergétique du gaz naturel entrant dans l'unité de liquéfaction et du gaz naturel d'appoint prélevé en amont de l'unité. L'énergie produite est la somme des énergies des différents produits (GNL , GPL, éthane, pentane, etc.).

L'énergie électrique est généralement ajoutée comme énergie fournie lors de l'évaluation de l'autoconsommation car elle est fournie par le réseau Sonelgaz [10]. Dans ce travail, elle sera prise en compte en définissant l'autoconsommation absolue (A.I.C)

$$A.I.C = \frac{E_{elec} + A - B}{A}$$

$E_{elec}$  : Energie électrique fournie [MW].

L'appoint en gaz naturel est une partie du débit de gaz naturel entrant utilisé comme combustible. Généralement, il est intégré au débit entrant, mais dans notre cas, il est séparé pour montrer l'impact de la variation du débit massique du combustible sur l'autoconsommation.

Les pertes en gaz naturel prises en compte dans cette étude sont celles du boil-off (0,70%) et celles brûlées aux torches (2,54%). Ce qui nous donne des pertes estimées à 3,24% (données du Complexe). [11]

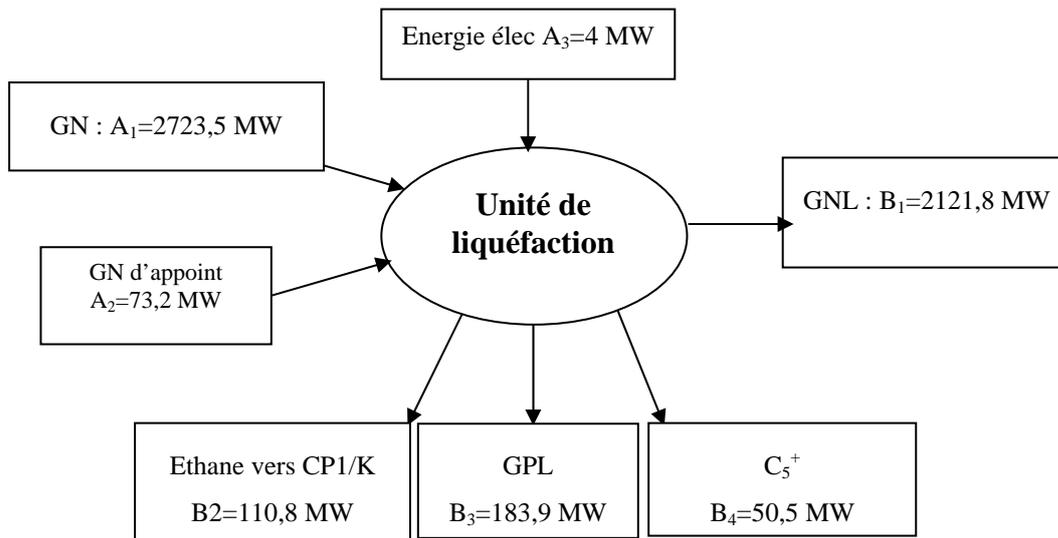
L'autoconsommation est ainsi évaluée à :

$$I.C = \frac{A_1 + A_2 - (B_1 + B_2 + B_3 + B_4)}{A_1 + A_2} + pertes = 15\%$$

Et en prenant en compte la puissance électrique A3, on obtient :

$$A.I.C = \frac{A_1 + A_2 + A_3 - (B_1 + B_2 + B_3 + B_4)}{A_1 + A_2} + pertes = 15.2\%$$

Ces bilans sont schématisés dans le tableau 2.4 ci-dessous.



**Tableau 2.4 : Schéma des flux d'énergie dans l'unité de liquéfaction 5P [10]**

Les rendements et les taux d'auto consommation obtenus ici doivent pouvoir être améliorés. On suppose que les choix faits dans les années soixante lors de la conception du complexe étaient économiquement justifiés par le peu de valeur monétaire accordé au gaz naturel dont il s'agissait avant tout de faire la promotion ; le marché intérieur était loin d'absorber les quantités produites et la demande en GNL du marché extérieur était faible.

Les deux solutions susceptibles d'être utilisées pour diminuer les taux d'autoconsommation sont :

- i. la réoptimisation de tout le cycle de liquéfaction en diminuant les écarts de température dans les échangeurs (en augmentant leur surface d'échange) ; cette solution implique des modifications et des dépenses importantes, mais qui pourraient s'avérer payantes.
- ii. L'amélioration du rendement énergétique de la centrale thermique produisant la puissance de liquéfaction et les utilités vapeurs.

On évalue maintenant les trois alternatives suivantes se rapportant à la deuxième option.

- i. la solution alternative de cogénération qui consiste en une turbine à gaz plus un récupérateur de chaleur pour la production de la vapeur des utilités ; l'électricité nécessaire à la marche de tout le complexe est fournie par le réseau Sonelgaz
  
- ii. la solution alternative qui consiste en un cycle combiné turbine à gaz avec un récupérateur de chaleur et générateur de vapeur pour les utilités et la turbine à vapeur qui entraîne un générateur électrique de 25 MW pour la fourniture d'électricité au complexe
  
- iii. la solution alternative qui consiste en un cycle à turbine à gaz un récupérateur de chaleur pour la production de la vapeur des utilités et du starter helper destiné à l'assistance au démarrage de la turbine à gaz et pendant les périodes de baisse de puissance ; l'électricité nécessaire à la marche de tout le complexe est fournie par le réseau Sonelgaz.

---

**CHAPITRE III.**

**THEORIE DES CYCLES  
COMBINES**

## CHAPITRE III : THEORIE DES CYCLES COMBINES

### 1. Introduction

Un cycle combiné de puissance est la juxtaposition de deux ou plusieurs cycles thermodynamiques destinés à convertir plus efficacement l'énergie fournie en travail en adaptant deux ou plusieurs fluides de cycle. Avec le développement de la turbine à gaz, le terme « cycle combiné » se réfère plus spécialement à un système composé d'une turbine à gaz, d'un récupérateur de chaleur générateur de vapeur, et d'une turbine à vapeur.

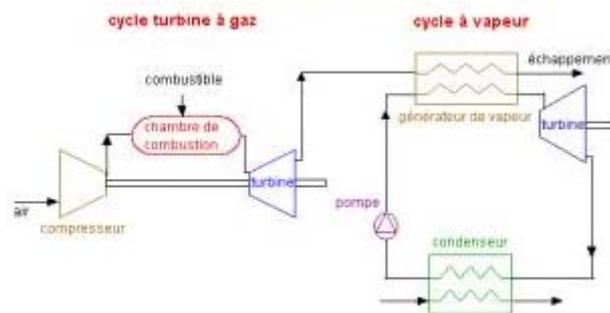


Figure 3.1 : Schéma d'un cycle combiné

Le cycle combiné turbine à gaz / turbine à vapeur consiste à coupler un cycle de Brayton Joule à un cycle Rankine avec turbine. Dans ce système, l'énergie encore disponible dans les gaz d'échappements de la turbine est importante en particulier dans les turbines à haute pression où la température de sortie est de l'ordre de 550°C ; cette énergie est utilisée pour la production de vapeur à 480°C. Le concept de cycle combiné a pour objectif d'augmenter le rendement global et la puissance utile d'une centrale thermique en investissant dans des équipements additionnels nécessités par le cycle à vapeur. Il est d'autant plus rentable que le coût de l'énergie est élevé.

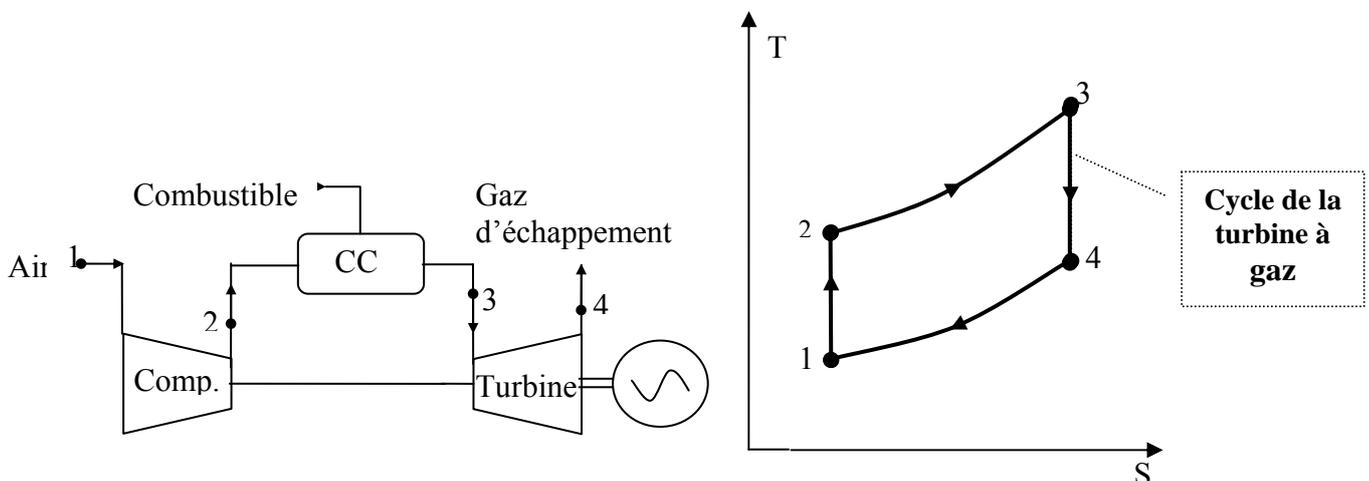


Figure 3.2: Schéma physique du cycle de la turbine à gaz simple

Figure 3.3: Cycle de Brayton-Joule endoréversible

## 2. Principe de la turbine à gaz

Le principe du cycle Brayton-Joule est représenté par le diagramme T-s de la figure 3.3 ci-dessus.

Les trois composantes principales du cycle de la turbine à gaz sont le compresseur, la chambre de combustion et la turbine connectées ensembles comme indiqué sur la figure 3.2. L'air est aspiré de l'atmosphère après filtration et refroidissement adiabatique éventuel, comprimé puis en partie mélangé au combustible avec un léger excès d'air. Le mélange est brûlé dans la chambre de combustion puis mélangé au reste de l'air comprimé pour obtenir une température d'entrée dans le rotor de la turbine à gaz égale ou inférieure à la valeur limite admissible à l'entrée du rotor. Les gaz détendus dans la turbine produisent la puissance nécessaire au compresseur et la puissance nette pour entraîner un générateur électrique par exemple.

Si la détente est complète à l'intérieur de la turbine, les gaz d'échappement sortent à la pression atmosphérique ; ce cycle hypothétique peut être plus facilement simulé puisque on ignore la contrepression exercée par les pertes de charge dans la tubulure de sortie.

## 3. Les équations d'un cycle de turbine à gaz idéal

Dans un cycle idéal, représenté dans la figure 3.3 On suppose une compression isentropique 1-2, et une détente isentropique 3-4, et un apport de chaleur en pression constante entre 2 et 3. La chambre de combustion est considérée comme un échangeur de chaleur où la chaleur entrante est déterminée par le pouvoir calorifique du combustible. Le taux de compression  $\pi$  entre 1 et 2 et la température d'entrée  $T_3$  de la turbine sont fixés par le constructeur, les températures en 2 et 4 sont données par [12]:

$$T_2 = T_1 \pi^{(\gamma-1)/\gamma} \quad \text{Et} \quad T_4 = T_3 \pi^{(1-\gamma)/\gamma} \quad (3.1)$$

Lorsque les températures entrée et sortie du compresseur et de la turbine ont mesurées ou calculées, la puissance produite par la turbine, celle travail requise par le compresseur, et le flux thermique fourni sont calculés comme suit :

$$\begin{aligned} \dot{W}_c &= \dot{m}_c \int_{T_1}^{T_2} C p_c(T) dT \\ \dot{W}_t &= \dot{m}_t \int_{T_3}^{T_4} C p_t(T) dT \\ \dot{Q}_h &= \dot{m}_h \int_{T_2}^{T_3} C p_h(T) dT \end{aligned} \quad (3.2)$$

Les débits massiques apparaissant dans les équations ci-dessus sont ceux traversant le compresseur, la turbine, et la chambre de combustion. La puissance nette fournie par le cycle est définie comme étant la différence entre celle de la turbine et celle du compresseur :

$$W_n = W_t - W_c \quad (3.3)$$

Le rendement du cycle est égal au ratio de la puissance nette et du flux de chaleur apporté par la combustion :

$$\eta \equiv \frac{W_n}{Q_h} \quad (3.4)$$

Le rendement d'un cycle réel de turbine à gaz est relativement peu élevé, 25 à 35%. Ce fait est dû d'une part à la température des gaz d'échappement qui est assez élevée et d'autre part parce que le compresseur requière une puissance importante qui dépend de la température d'aspiration. Pour les cycles actuels, environ 60% de la puissance de la turbine sert à entraîner le compresseur.

La puissance nette est très sensible aux rendements isentropiques du compresseur et de la turbine. Ce sont les progrès réalisés dans la construction de ces turbomachines qui ont permis leur utilisation dans l'aviation notamment. Lorsque ces rendements sont trop bas, la puissance de la turbine sera à peine suffisante pour entraîner le compresseur, ce qui ne permet même pas de dépasser la phase de démarrage.

Le rendement et la puissance produite par le cycle réel dépendent également de la température d'entrée du compresseur, de la température maximum admissible à la turbine du taux de compression. Il existe un taux de compression optimum qui permet d'obtenir la puissance nette maximum lorsque les pertes de charge sont négligées :

$$\pi^* = ((\eta_t \eta_c (1 + f) \tau)^{1/2\alpha})$$

#### 4. Cycle de turbine à gaz réel

Les cycles réels diffèrent par l'incorporation des irréversibilités dans les transformations réelles.

- La compression et la détente sont pratiquement adiabatiques et irréversibles, ce qui augmente la puissance du compresseur et réduit celle de la turbine. Il en résulte une augmentation de la température de sortie du compresseur et de la turbine. Ainsi, la puissance engendrée par la turbine sera inférieure à celle du cycle idéal, alors que celle requise par le compresseur sera supérieure. Dans cette étude, les rendements isentropiques de compression et de détente sont donnés égaux respectivement à 0,86 et 0,87 ; ces valeurs semblent

excessives de quelques points pour le compresseur et/ou inférieures de quelques points pour la turbine. Avec l'hypothèse des chaleurs spécifiques constantes, ils sont exprimés par les rapports de températures suivants :

$$\eta_c = \frac{T_{2s} - T_1}{T_2 - T_1} \quad (3.5)$$

$$\eta_t = \frac{T_3 - T_4}{T_3 - T_{4s}}$$

- Les pertes de pression dues aux frottements dans les tubulures et les pertes de température dans la chambre de combustion dues aux imbrûlés, en supposant une combustion adiabatique. La première est donnée à 2% et la seconde est prise en compte en utilisant le rendement de combustion [10]:

$$P_3 = 0,98 \cdot P_2 \quad (3.6)$$

Le rendement de combustion est égal à l'énergie théorique contenue dans le combustible sur l'énergie réellement cédée aux gaz :

$$Q_h = \dot{m}_h \int C_p(T) dT / \eta_b \quad (3.7)$$

Les pertes mécaniques survenant dans la transmission entre la turbine et le compresseur sont dues aux frottements, et à l'entraînement des équipements auxiliaires telle que la pompe de lubrification. Ces pertes sont données égales à 1% de la puissance requise par le compresseur :

$$W_c = \frac{\dot{m}_c \int_{T_1}^{T_2} C_{p,c} dT}{\eta_m} \quad (3.8)$$

Les valeurs de  $C_p(T)$  et de  $\gamma$  dépendent de la température du fluide de cycle. Pour les calculs de design, les valeurs suivantes donnent des résultats assez satisfaisants :

Air:  $C_{p,air} = 1.005 \text{ kJ/kg.K}$  ;  $\gamma_{air} = 1.40$  à  $T_{atm} = 20^\circ\text{C}$

Gaz de combustion:  $C_{p,eg} = 1.147 \text{ kJ/kg.K}$  ;  $\gamma_{eg} = 1.333$

Autrement, pour plus de précision dans les calculs, la chaleur spécifique et l'exposant isentropique sont calculés pour une compression et une détente par la procédure suivante :

- Calculer la température isentropique pour la sortie du compresseur ou la turbine en utilisant les équations (3.1) avec le rapport des chaleurs spécifiques  $\gamma = 1.4$

b) Calculer la chaleur spécifique moyenne entre l'état initial et l'état final.

$$C_{p_m} = \frac{1}{T_f^{is} - T_i} \int_{T_i}^{T_f^{is}} \left( \sum_i X_i C_{p_i} \right) dT \quad (3.9)$$

c) Calculer le rapport des chaleurs spécifiques

$$\gamma = \frac{C_{p_m}}{C_{p_m} - R}$$

Avec  $R=8,314 \text{ J/mole-K}$

La nouvelle valeur de  $\gamma$  est réutilisée dans l'étape a), et les trois étapes sont répétées jusqu'à ce que la valeur de  $\gamma$  ou bien  $C_{p_m}$  ne puisse plus varier.

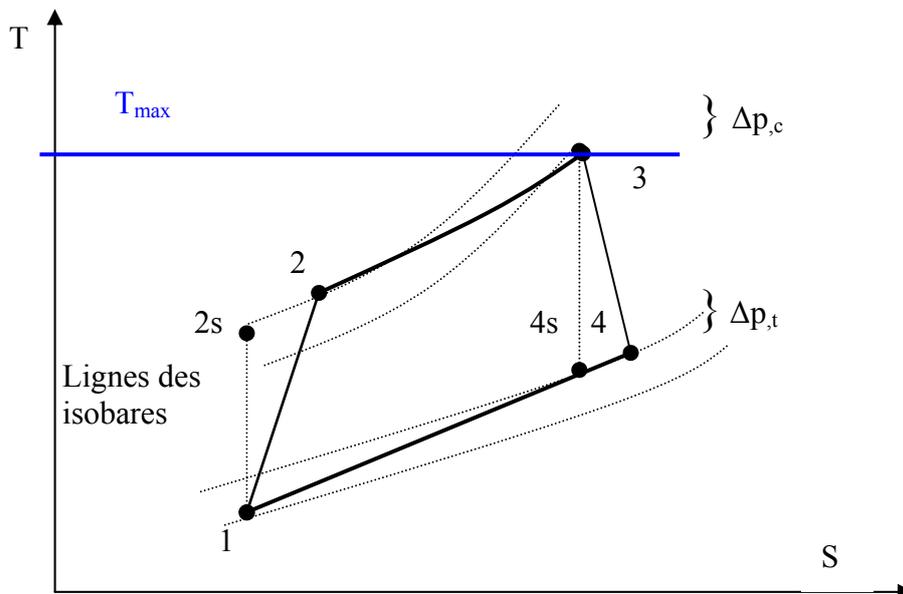


Figure3.4- Diagramme d'un cycle de turbine à gaz réel

### 5. Rapport combustible air

Le bilan d'énergie autour de la chambre de combustion et de la turbine permet d'écrire :

$$\dot{m}_{FGBP} PCI_{FGBP} + \dot{m}_{GN} PCI_{GN} = \dot{m}_{air} Q_h \quad (3.10)$$

$$(\dot{m}_{air} + \dot{m}_{FGBP} + \dot{m}_{GN}) W_t - \dot{m}_{air} W_c = P \quad (3.11)$$

Ces équations nous permettent de calculer le débit massique du combustible et de l'air:

$$\dot{m}_{air} = \frac{P - \dot{m}_{FGBP} \cdot Wt \cdot \left( \dot{m}_{FGBP} - \frac{PCI_{FGBP}}{PCI_{GN}} \right)}{\left[ \left( 1 - \frac{Q_h}{PCI_{GN}} \right) \cdot Wt - Wc \right]} \quad (3.12)$$

$$\dot{m}_{GN} = \frac{\dot{m}_{air} Q_h - \dot{m}_{FGBP} \cdot PCI_{FGBP}}{PCI_{GN}}$$

Ces débits massiques sont utilisés dans le calcul des gaz entrant dans le récupérateur.[10]

### 6. Cycle combiné idéal

Les gaz d'échappement de la turbine à gaz sont à une température relativement élevée (environ 550°C). L'enthalpie sensible correspondante constitue une source de chaleur suffisante pour alimenter la chaudière d'un cycle de Rankine. Le cycle combiné qui en résulterait permet de valoriser les avantages de chacun des deux cycles pour augmenter la puissance résultante. Un diagramme du cycle combiné est représenté dans la figure (3.4).

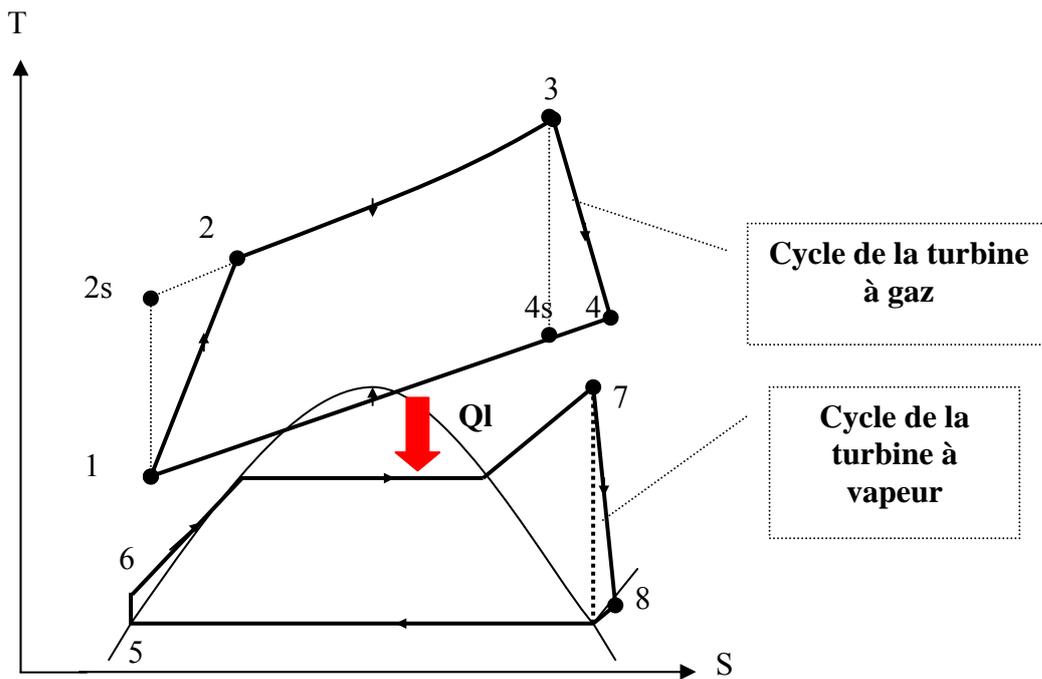


Figure3.5- Diagramme T-S d'un cycle combiné [10]

### 7. Le récupérateur de chaleur, générateur de vapeur HRSG

Les éléments d'une centrale thermique à vapeur sont sa chaudière, sa turbine, son condenseur et éventuellement son ou ses régénérateurs. Dans un cycle combiné, la chaudière est appelée récupérateur-générateur de vapeur, HRSG en jargon anglo saxon. Ce récupérateur-

générateur est en général sans foyer, mais il peut être équipé de brûleurs destinés à augmenter sa capacité de production de vapeur pour le fluide de cycle et/ou les utilités. Son intérêt est de produire de la puissance mécanique supplémentant celle de la turbine à gaz, sans consommer de combustible additionnel. L'objectif principal ainsi obtenu est l'augmentation du rendement en contre partie d'un investissement additionnel. Ses deux autres avantages sont sa meilleure adaptation aux régions arides sans grandes ressources en eau, et sa moindre vulnérabilité aux chutes de puissances induites par les variations de la température ambiante. Le récupérateur peut être installé en position horizontale ou verticale ; verticalement, il nécessiterait moins d'espace et produirait des vitesses d'écoulement plus élevées qui favoriseraient un meilleur coefficient d'échange coté gaz. Horizontalement, l'appareil ne nécessiterait pas de plateforme en en hauteur et serait aussi de maintenance plus aisée. La disposition horizontale est la plus couramment utilisée.

Le récupérateur de chaleur est un échangeur de chaleur à contre courant ; les gaz chauds traversent successivement le surchauffeur, l'évaporateur, et l'économiseur, positionnés de la sorte pour maximiser la récupération de la chaleur en augmentant son efficacité, et fournir le débit de vapeur à la température et la pression voulues. La conception la plus économique nécessite la considération des cinq paramètres suivants[13]:

- Pression maximum admissible
- Température et pression de la vapeur,
- Point de pincement
- Température d'approche du surchauffeur
- Température de sortie des gaz
- . Contre pression (Back pressure)

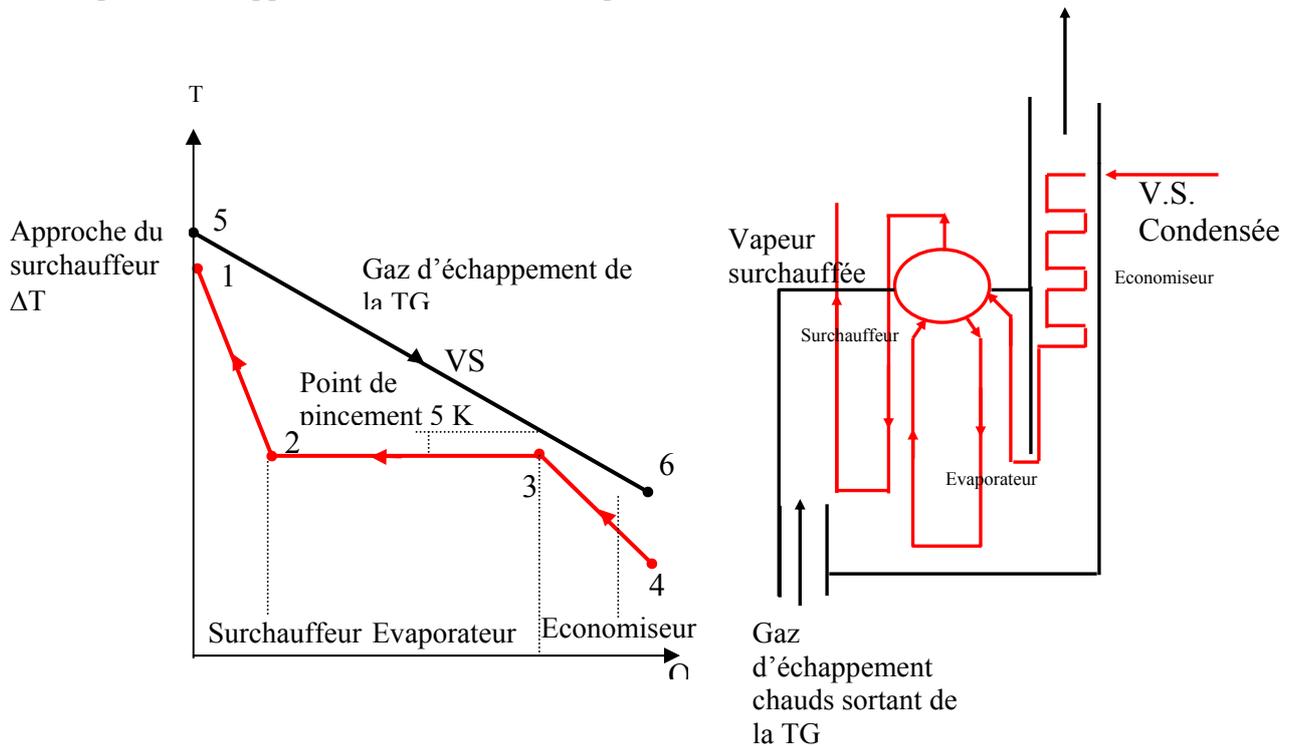
Le récupérateur est conçu comme une série de trois échangeurs dont seules les températures d'entrée sont connues. Ce système est décrit par un ensemble de 3 fois trois équations linéaires en neuf inconnues ; mais il est simplifié par le fait de fixer la pression de saturation de la vapeur à produire et par l'égalité des températures de sortie de l'économiseur et celle d'entrée du surchauffeur.

Les approches de température au point de pincement et à l'entrée du surchauffeur sont représentées sur la figure 3.6. Elles influencent considérablement la surface d'échange nécessaire du surchauffeur et de l'économiseur, et de ce fait les coûts des échangeurs. La température de sortie des gaz doit être suffisante pour éviter la condensation de la vapeur,

donc la corrosion des tuyauteries. Mais la limite en dessous de laquelle il ne faut pas descendre peut être imposée par le pincement qui doit être supérieur à 10°C si on veut tenir compte du phénomène d'encrassement (fouling). L'examen de la figure 3-6 gauche montre que le choix d'une pression de saturation élevée impose une température de sortie des gaz élevée, donc aussi une perte d'énergie sensible à l'atmosphère. Pour une pression de la vapeur de 69 bars, les valeurs suivantes constituent un bon compromis entre le rendement et les coûts :

Point de pincement : 10 à 25°C

Température d'approche du surchauffeur supérieure à 20 °C



**Figure 3.6 Courbe des températures et circuit vapeur à l'intérieur du HRSG**

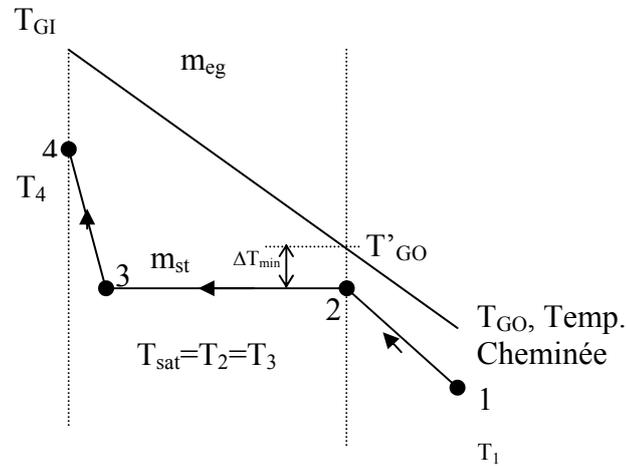
Les états des gaz de combustion et de la vapeur sont rappelés ci-dessous :

- 1) Sortie de la vapeur surchauffée
- 2) Entrée du surchauffeur
- 3) Entrée de l'évaporateur
- 4) Entrée de l'économiseur
- 5) Entrée des gaz d'échappement
- 6) Sortie des gaz

### 8. Débit de vapeur produite

Le débit de vapeur produite se calcule par un bilan d'énergie autour du récupérateur :

$$\dot{m}_{VS} (h_4 - h_1) = \dot{m}_{eg} \int_{T_{GO}}^{T_{GI}} C_{p_{eg}}(T) dT$$



**Fig. 3.7 : Bilan d'énergie dans le HRSG**

D'où l'on tire le débit de vapeur :

$$\dot{m}_{VS} = \frac{\dot{m}_{eg} \int_{T_{GO}}^{T_{GI}} C_{p_{eg}} dT}{(h_4 - h_1)} \quad (3.13)$$

$C_{p_{eg}}$  : chaleur spécifique des gaz d'échappement, calculée en utilisant la règle des mélanges [kJ/kg].

$$C_{p_{eg}} = \sum_i x_i C_{p_i} = A_m + B_m T + C_m T^2 + D_m T^3 \quad (3.14)$$

$$C_{p_i} = A_i + B_i T + C_i T^2 + D_i T^3$$

$X_i$  : Fraction molaire du composant  $i$

$A_m$ ,  $B_m$ ,  $C_m$  et  $D_m$  sont les paramètres de la chaleur spécifique du mélange. Ils sont calculés en mélangeant les coefficients de chacun des composants du mélange.

$$\begin{aligned} A_m &= \sum_i x_i A_i \\ B_m &= \sum_i x_i B_i \\ C_m &= \sum_i x_i C_i \\ D_m &= \sum_i x_i D_i \end{aligned} \quad (3.15)$$

$A_i$ ,  $B_i$ ,  $C_i$ , et  $D_i$  sont les paramètres de l'équation de la chaleur spécifique. Les valeurs utilisées dans ces calculs sont celles qui sont répertoriées dans Le tableau A.6 de l'appendice A.

$T'_{GO}$ : Température des gaz d'échappement à l'entrée de l'économiseur ; elle est égale à la température de saturation plus la température de pincement  $\Delta T$ .

$h_4$ : L'enthalpie spécifique de la vapeur à la sortie du surchauffeur [kJ/kg]

$h_2$ : L'enthalpie spécifique de l'eau à l'état de liquide saturé [kJ/kg]

La première étape consiste à supposer la température de sortie des fumées de cheminée, qui est généralement prise supérieure ou égale à 180°C pour éviter une condensation qui serait génératrice de corrosion sur les parois du récupérateur.

L'énergie maximale qui pourrait être récupéré se calcule comme suit :

$$Q_{\max} = \dot{m}_{vs} (h_4 - h_1) \quad (3.16)$$

Avec :

$h_4$ : Enthalpie de la vapeur surchauffée [kJ/kg]

$h_3$ : Enthalpie spécifique de l'eau d'alimentation du récupérateur [kJ/kg]

On commence par supposer la température des gaz d'échappement ; puis, en utilisant l'équation 3.13 on calcule le débit de vapeur surchauffée. Une fois cette valeur obtenue, on vérifie le point de pincement ; la différence de température en ce point doit être comprise dans un intervalle compris entre 10°C et 25°C. Cette vérification se fait en appliquant l'équation suivante :

$$\dot{m}_{eg} \int_{T'_{GO}}^{T_{GI}} C_{p_{eg}} dT = \dot{m}_{vs} (h_4 - h_2)$$

La solution de cette équation donne la température des gaz  $T'_{GO}$ . Pour la température de pincement, on écrit :

$$\Delta T = T'_{GO} + T_{sat}$$

$T_{sat}$ : Température de saturation à la pression de la vapeur surchauffée

---

**CHAPITRE IV.**

**CALCUL DES  
PARAMETRES DU CYCLE  
ET DU RECUPERATEUR**

---

## CHAPITRE IV : CALCULS DES PARAMETRES DU CYCLE ET DU RECUPERATEUR

### 1. Introduction

Les performances d'une turbine à gaz sont très influencées par les conditions atmosphériques, en particulier la température ambiante et le taux d'humidité. Pour cela, on commence ici par la présentation des données relatives au site du GL1/K. Puis on calculera la puissance spécifique de la turbine en fonction du taux de compression, afin de déterminer le taux de compression optimum correspondant aux températures extrêmes du fluide de cycle.

On procédera ensuite aux calculs du cycle de la turbine à gaz. Ces calculs ont pour but de déterminer la consommation de carburant nécessaire pour la production de la puissance requise ainsi que les débits de gaz d'échappement et leur composition.

La connaissance de la composition des gaz d'échappement et leur débit massique nous permet de déterminer la puissance thermique qui peut être produite dans le récupérateur de chaleur, ainsi que le débit de vapeur surchauffée que l'on peut produire.

#### 1.1. Données du site

- Température moyenne de l'eau de mer, 24°C
- Température minimale de l'eau de mer, 14°C
- Température maximale admissible de l'eau de mer, 28,5°C
- Température atmosphérique maximale Durant les trente dernières années, 47°C
- Humidité relative moyenne durant l'été, 80%
- Pression atmosphérique moyenne, 1,012 bars

### 2. Calculs du cycle de la turbine à gaz

La turbine à gaz fonctionne selon un cycle Brayton Joule standard. Par hypothèse, l'air entre dans le compresseur à (1,012bars et 15°C). Le taux de compression est de 11,8, et la température d'entrée de la turbine est de 1100°C. Les autres spécifications sont :

- Rendement isentropique du compresseur,  $\eta_c$  0,86
- Rendement isentropique de la turbine,  $\eta_T$  0,87

- Rendement de la transmission mécanique, 0,99
- Rendement de la chambre de combustion,  $\eta_b$  0,98
- La pression de sortie de la turbine est légèrement supérieure à la pression atmosphérique. ; elle sera prise égale à 1,038 bars ; la différence de 25mbars représente les pertes de charges dans le récupérateur de chaleur HRSG
- Pertes de pression dans la chambre de combustion, 2 %
- Puissance nette, 76 MW.

La première étape de calcul est de trouver le rapport de pression optimal avec la température d'entrée de la turbine. Les variations de la chaleur spécifique avec la température, les pertes de pression et le rapport massique combustible/air ont été négligées. Le rapport de pression qui maximise la puissance nette fournie par la turbine est donné par la relation suivante [10]:

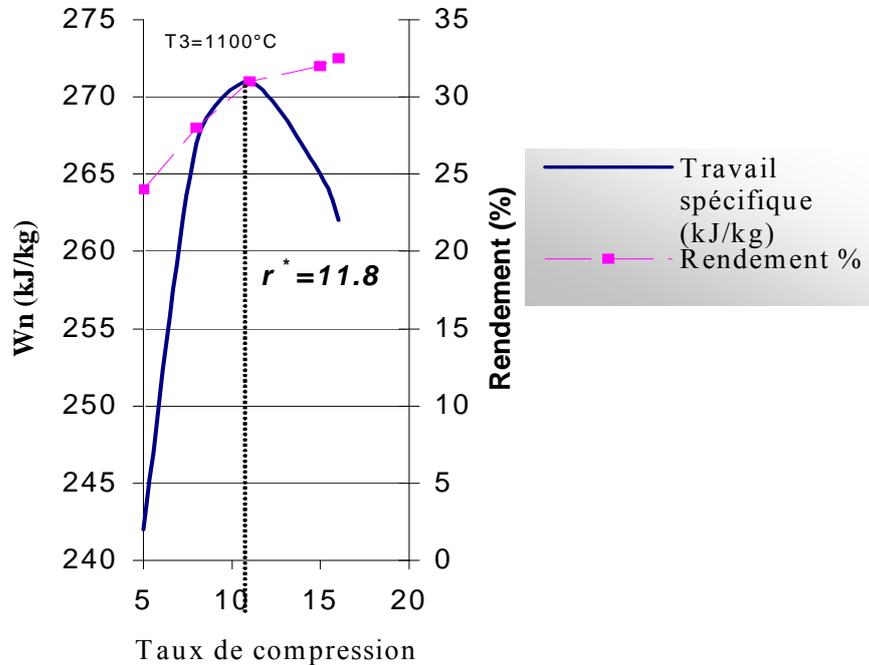
$$\pi = (\tau \eta_c \eta_t)^{\frac{\gamma}{2(\gamma-1)}}$$

Où  $\pi$  est le taux de compression optimal. En utilisant les valeurs des paramètres données plus haut et un coefficient polytropique  $\gamma=1,345$ , on obtient  $\pi=11,65$ .  $\tau$  étant le rapport des températures extrêmes  $T_3/T_1$ , entre la température d'entrée de la turbine et la température d'admission au compresseur,  $\eta_c$  et  $\eta_t$  sont respectivement le rendement isentropique du compresseur et de la turbine.

Quand les effets de la température sur la chaleur spécifique et les pertes de pression sont pris en compte, on fixe tout d'abord la température d'entrée de la turbine à 1100°C, puis on calcule le travail net et le rendement pour chaque valeur du taux de compression comprise entre 5 et 16. Un graphe représentant les valeurs du travail spécifique en fonction du taux de compression est tracé sur la figure ( ). Cela nous montre que le rapport de compression optimal se situe aux environs de 11,8

Deux combustibles alimentent la chambre de combustion. Le premier est le Fuel Gaz basse pression « FGBP » quittant le ballon de flash D-206B, et le second est le gaz naturel d'appoint. Les calculs du PCI de chacun des deux combustibles sont présentés dans

Figure 4.1.: Travail spécifique et rendement en fonction du taux de compression



Les tableaux (1 et 2) de l'annexe (A). Les pouvoirs calorifiques obtenus sont respectivement :

$$PCI_{FGBP} = 29201 \text{ kJ/kg}$$

$$PCI_{GN} = 44796 \text{ kJ/kg}$$

Le débit de FGBP (5,67 kg/s) est entièrement consommé ; il nous reste à déterminer les débits de gaz naturel nécessaire pour produire la puissance requise.

Les étapes de calcul sont présentées ci-après:

## 2.1 : Compression

La chaleur spécifique moyenne  $C_{p_{air}}$  et le coefficient polytropique moyen  $\gamma$  dans le compresseur sont calculés en utilisant la méthode expliquée dans le chapitre précédent (paragraphe 4.2). En prenant l'air comme étant un mélange de 77,53% d'azote, de 20,43% d'oxygène, et 2,04 % d'eau correspondant à une humidité de l'air de 60% :

$$\gamma = \frac{Cp_{mc}}{Cp_{mc} - R} = 1,383$$

Et  $Cp_{mc}=30,04$  kJ/kmole-K

Les températures isentropique et réelle sont égales à :

$$T_{2s} = T_1 \pi^{(\gamma-1)/\gamma} = 570,5K$$

$$T_2 = T_1 + (T_{2s} - T_1) / \eta_c = 616,5K$$

Le travail spécifique requis est donné par :

$$W_c = \frac{Cp_{mc} (T_2 - T_1)}{M_{air} \eta_m} = 348,09 \text{ kJ / kg}$$

## 2.2 : Turbine

Les valeurs moyennes de la chaleur spécifique à pression constante  $Cp_{mt}$  et du rapport des chaleurs spécifiques  $\gamma$  en assimilant les gaz circulant dans la turbine à de l'air.

$$\gamma = \frac{Cp_{mt}}{Cp_{mt} - R} = 1,34$$

Et  $Cp_{mt}=32,73$ kJ/kmole-K

La pression d'entrée à la turbine est calculée en supposant une perte de pression de 2 % dans la chambre de combustion,

$$P_3 = 0,98P_2 = 0,98 * \pi * P_{atm} = 11,71 \text{ Bars}$$

avec,  $P_{atm} = 1,013 \text{ Bars}$

Le rapport de pression dans la turbine devient,

$$\pi' = \frac{11,71}{1,038} = 11,28$$

La pression à la sortie de la turbine est prise égale à 1.038 Bars pour compenser les pertes de charges dans le HRSG, qui sont estimées à 25 mbars.

$$T_{4s} = T_3 \pi^{(1-\gamma)/\gamma} = 741,9K$$

$$T_4 = T_3 - (T_3 - T_{4s})\eta_T = 824 K$$

Le travail fourni par la turbine est donné par :

$$W_t = \frac{C_{p_{mT}}(T_3 - T_4)}{M_{air}} = 628 kJ / kg$$

### 2.3 :L'énergie fournie à la chambre de combustion

Cette énergie est évaluée en intégrant l'expression polynomiale de la chaleur spécifique à pression constante  $C_{p_b}$  entre  $T_2$  et  $T_3$ .

$$Q_h = \frac{\int_{T_2}^{T_3} c_{p_b} dT}{\eta_b} = 886,4kJ / kg$$

### 2.4 : Rapport massique combustible/air

En appliquant les équations (3,12), On trouve :

$$\dot{m}_{air} = \frac{P - \dot{m}_{FGBP} \cdot W_t \cdot \left( \dot{m}_{FGBP} - \frac{PCI_{FGBP}}{PCI_{GN}} \right)}{\left[ \left( 1 - \frac{Q_h}{PCI_{GN}} \right) \cdot W_t - W_c \right]} = 255,77 kg / s$$

$$\dot{m}_{GN} = \frac{\dot{m}_{air} Q_h - \dot{m}_{FGBP} \cdot PCI_{FGBP}}{PCI_{GN}} = 1,36 kg / s$$

La puissance prise par le compresseur est égale à 55 % de la puissance délivrée par la turbine.

Le rendement thermodynamique de la turbine à gaz est,

$$\eta_{th} = \frac{P}{\dot{m}_{GN} PCI_{GN} + \dot{m}_{FGBP} PCI_{FGBP}} = 33,5\%$$

### 2.5 : Composition du combustible

Deux flux massiques différents constituent le gaz combustible qui alimente la chambre de combustion ; le gaz naturel d'appoint 1,36 kg/s et FGBP 5,67 kg/s. A partir de la composition des deux flux on détermine la composition du mélange combustible qui alimente la chambre de combustion. On calcule le débit d'air de combustion stœchiométrique, 78,1kg/s. Les débits massiques d'air nécessaires à la combustion stœchiométriques de

chaque composant du mélange sont prisent de la référence du fabricant de chaudières bien connu [13]. Une méthode alternative plus simple aurait été de déterminer la formule équivalente du combustible et d'équilibrer la réaction de combustion.

Le tableau (A.4) de l'annexe A nous donne les détails sur la composition du gaz de combustion. Ces calculs sont faits à partir des données présentées dans le tableau (A.3)

## 2.6 : Composition des gaz d'échappement :

La composition massique des différents constituants du combustible est présentée dans le tableau (A.5) de l'annexe A. Celle des gaz d'échappement entrant dans le récupérateur de chaleur HRSG est la suivante :

N<sub>2</sub> : 75,1%

O<sub>2</sub> : 15,4%

CO<sub>2</sub> : 4,8%

H<sub>2</sub>O : 4,7%

Les émissions de monoxydes de carbone ont été négligées parce qu'on a considéré la combustion comme étant une combustion complète avec un excès d'air, ce qui réduit les émissions de polluants.

Température sortie turbine : 550°C

Pression : 1,038 Bars

Débit massique : 262,80 kg/s

## 3. Le récupérateur, générateur de vapeur HRSG

Le générateur de vapeur produit de la vapeur surchauffée à 69 Bars et 482°C.

### 3.1. Bilan massique et d'énergie sur le récupérateur de chaleur

Le débit de vapeur surchauffée (69 Bars et 482°C) est calculé en utilisant l'équation (3.13) en l'adaptant au cas réel, où nous prenons l'efficacité du récupérateur égale à 0,93.

$$\text{On aura : } \dot{m}_{vs} = \frac{e \cdot \dot{m}_{eg} \int_{T_{co}}^{T_{ci}} C_{p_{eg}} dT}{(h_4 - h_1)}$$

On doit d'abord calculer les coefficients de la chaleur spécifique des gaz d'échappements en utilisant l'équation 3.15

$$Cp_{eg} = A_m + B_m T + C_m T^2 + D_m T^3$$

$$A_m = 3,06E+01$$

$$B_m = -0,01048232$$

$$C_m = 2,45603E-05$$

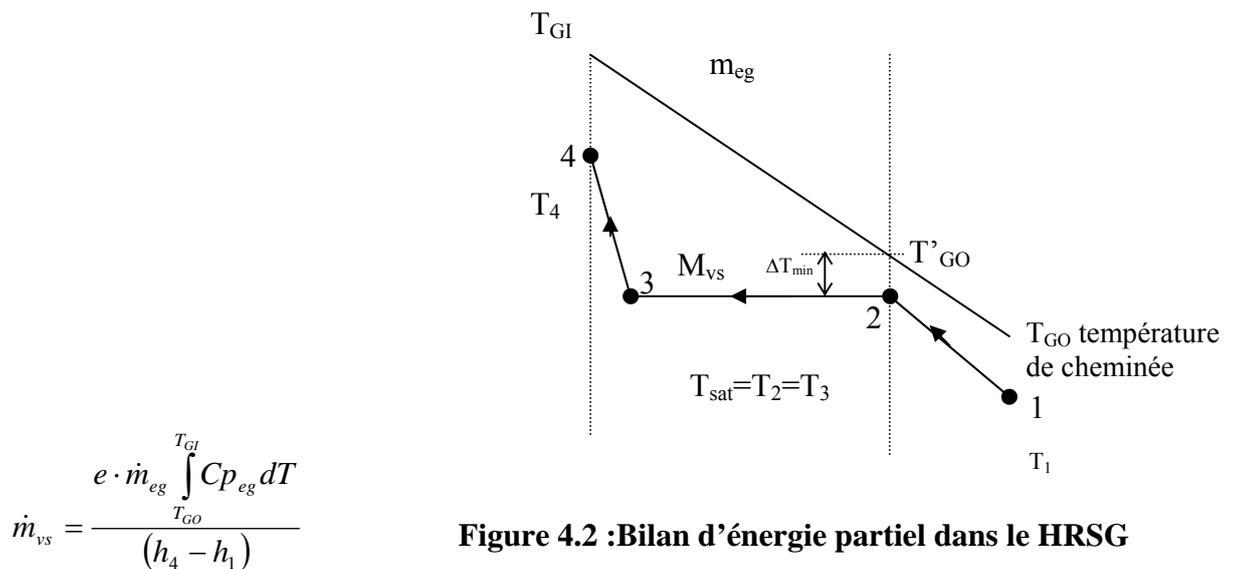
$$D_m = -1,1305E-08$$

On suppose une température de sortie cheminée égale à 180°C.

Les données thermodynamiques de la vapeur nécessaires dans cette application sont prises des Tables de Van Wylen et Sonntag [12]. Elles sont résumées dans le tableau suivant :

**Tableau 4.1 : Les données thermodynamiques des états de la vapeur utilisée :**

Point	Etat	P, Bars	T, °C	H, kJ/kg
1	Liquide Comprimé	69,0	118,0	502,3
2	Liquide Saturé	69,0	284,9	1261,8
3	Vapeur Saturée	69,0	284,9	2773,4
4	Vapeur surchauffée	69,0	482,0	3367,3



**Figure 4.2 : Bilan d'énergie partiel dans le HRSG**

On obtient le débit de vapeur= 34,9 kg/s ou 125,6 T/h

### Vérification du point de pincement :

Cela se fait par la résolution de l'équation suivante :

$$e \cdot \dot{m}_{eg} \int_{T'_{GO}}^{T_{G1}} C_{p_{eg}} dT = \dot{m}_{vs} (h_4 - h_2)$$

Cette égalité est vérifiée pour  $T'_{GO}=554,4 \text{ K} = 281,3^\circ\text{C}$  ; ce qui nous donne un  $\Delta T = T'_{GO} - T_{\text{sat}} = -3,6\text{K}$  , ce qui correspond à un pincement. La température de  $180^\circ\text{C}$  adoptée pour la sortie des gaz est donc trop basse.

On suppose une autre température  $T_{GO}=200^\circ\text{C}$

On aura :

$$\dot{m}_{vs}=33,14\text{kg/s}=119,30\text{T/h} \quad ;$$

Et  $\Delta T = 11 \text{ K}$ , Cette valeur est en accord avec les valeurs recommandées.

L'énergie récupérée est:

$$Q_{\text{max}} = \dot{m}_{vs} (h_4 - h_1) = 94,95 \text{ MW}$$

Dans un cycle de Rankine à 33% de rendement, 31 MW peuvent être récupérés en puissance utile. Par conséquent, le rendement du cycle combiné escompté est égal à :

$$\eta = \eta_{TG} + \eta_{TV} \cdot (1 - \eta_{TG}) \cdot e = 53,9\%$$

---

**CHAPITRE V.**

**SOLUTIONS**

**ALTERNATIVES**

**PROPOSEES**

---

## CHAPITRE V : Alternatives proposées

### 1. Introduction :

La vapeur produite dans le récupérateur de chaleur générateur de vapeur HRSG servira à alimenter les différents rebouilleurs. Dans ce travail, nous allons considérer un seul type de HRSG à une seule pression égale à celle de la vapeur surchauffée(69bars, 480°C) ; la vapeur moyenne (4,2bars,306°C ) utilisée dans le process sera générée en désurchauffant la vapeur surchauffée.

Dans un premier temps, on s'intéressera uniquement aux besoins de l'unité correspondants à la consommation des équipements suivants :

- Turbine du compresseur de fuel gas CT202X,
- Réchauffeur de gaz de régénération E109,
- La batterie de rebouilleurs : E213, E208, E206, E204, E112, E105 et E104.

Les cas suivants seront étudiés :

- Cas 1 : La vapeur produite servira uniquement à alimenter les différents rebouilleurs et le dégazeur
- Cas 2: La vapeur produite servira aussi à produire de l'énergie électrique pour l'usage du GL1/K qui est de 25 MW
- Cas 3 : Prendre en considération un entraînement mécanique supplémentaire pour le compresseur du MCR. Ceci sera intéressant du fait qu'un « helper » va réduire l'autoconsommation, mais d'autre part, le débit de vapeur va diminuer. Ce calcul va nous mener vers une puissance du « helper » optimale, où on aura une diminution de l'autoconsommation et une consommation totale de la vapeur produite.

### 2. Bilans de la vapeur :

Tout d'abord, nous allons considérer certains calculs communs au trois cas.

#### La détente :

Les conditions de détente utilisées au GL1/K sont de 50°C et 123 mbars

La turbine à vapeur ST202 est alimentée par une vapeur surchauffée à 480°C et 66,7 bars, en supposant une perte de charge de 2,3 bars en chemin.

Les conditions thermodynamiques à l'entrée sont de  $h_1=3365,7$  kJ/kg,  $s_1=6,76$  kJ/kg-K.

La vapeur subit une détente isentropique vers une pression de 123 mbars, ce qui donne les propriétés suivantes :

$$s_2=s_1=6,76\text{kJ/kg-K}, h_{2s}=2166\text{kJ/kg}$$

Le rendement isentropique de la turbine est de 85%, d'où :  $h_2=h_1-(h_1-h_{2s})\eta_t=2346,1\text{ kJ/kg}$

La qualité de la vapeur à la sortie de la turbine à vapeur est de 89,7%. Elle est supérieure à la valeur minimale tolérée qui est de 88 %.

### 3. Le nouveau compresseur de fuel gas basse pression

Le compresseur C202 est utilisé pour augmenter la pression du FGBP à près de 12 bars, pour accommoder les exigences de la turbine à gaz.

La puissance du compresseur peut être calculée en utilisant la formule [14]:

$$GHP = \frac{\dot{m}_{LPG} Z_{avg} RT_1}{M_w \left( \frac{\gamma}{\gamma-1} \right)} \left( \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\left( \frac{\gamma-1}{\gamma\eta_p} \right)} - 1 \right) \quad (5.1)$$

$Z=0,998$  [selon les tables de Lee Kesler avec  $P_{rm}=0,29$ ;  $T_{rm}=2,67$ ;  $Z_{mout}=0,9957$ ]

$P_1=1,04\text{ bars}$

$T_1=267,1\text{K}$

$M_w=21,02\text{ kg/kmole}$

$\dot{m}_{FGBP}=5,67\text{ kg/s}$

$C_{pm}=1,7098\text{kJ/kg-K}$

$\gamma_m=1,30095$

$T_{out s}=474,4\text{K}$

$T_{out}=508,2\text{K}$

$\eta_{pol}=0,88$  (Pour  $\eta_{is}=0,85$ )

Ces données permettent de calculer la puissance du compresseur selon la formule donnée plus haut :

$$GHP=2360,05\text{ kW}$$

### 4. Turbine à vapeur du compresseur fuel gas :

On calcule tout d'abord la puissance nécessaire pour faire tourner le compresseur.

En prenant un rendement mécanique entre le compresseur et la turbine de 0,99, la puissance au frein (BHP) délivrée par la turbine CT 202 est :

$$BHP = \frac{GHP}{0,99} = 2383,9\text{ kW}$$

La turbine est alimentée en vapeur surchauffée aux conditions suivantes :

$$T_1=480^{\circ}\text{C}$$

$$P_1=66,7\text{Bars} \quad (69\text{bars moins les pertes de charges supposées à } 2,3 \text{ Bars})$$

$$\text{D'où :} \quad h_1=3365,7\text{kJ/kg et} \quad S_1=6,7599\text{kJ/kg.K}$$

En détente isentropique à la pression :

$$P_2=123\text{mbars et } S_2=S_1=6,7599\text{kJ/kg.K}$$

$$\text{Ce qui donne } h_{2s}=2166,5\text{kJ/kg}$$

En prenant en compte le rendement isentropique de la détente égale à 0,85, on aura :

$$h_2=h_1-(h_1-h_{2s}) \cdot \eta_t = 2346,1 \text{ kg/kJ}$$

Le débit massique de vapeur nécessaire pour produire cette puissance est :

$$\dot{m}_{vs} = \frac{P}{h_1 - h_2} = 2,338 \text{ kg/s} = 8,417 \text{ T/h}$$

La vapeur partiellement saturée doit alimenter un condenseur à eau de mer. Pour

$$p_3=123\text{mbars et } x=0$$

$$\text{On a:} \quad h_3=208,97 \text{ kJ/kg}$$

$$s_3=0,70266 \text{ kJ/kg.K}$$

$$\rho_3 = 988,142 \text{ kg/m}^3$$

La chaleur cédée à l'eau de mer sera égale à :

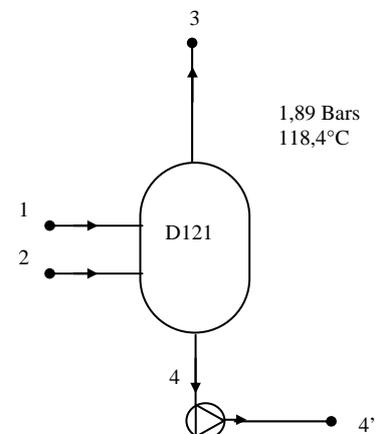
$$Q = \dot{m}_{vs} \cdot (h_2 - h_3) = 4996,61 \text{ kW}$$

La pompe d'extraction P120 est mise au niveau du sol ( $H=0 \text{ m}$ ) ; elle ramène la pression de la vapeur condensée à une valeur de 1,89 Bars. Elle est envoyée vers un dégazeur à une hauteur de 17 m. La puissance de la pompe sera donc égale à :

$$P_{pompe} = \dot{m}_{vs} \left( \frac{\Delta P}{\rho_3} + gH \right) = 0,39 \text{ kW}$$

### 5. Le ballon de flash D121

Le ballon de flash D121 est commun aux différentes options qui seront étudiées dans ce chapitre. Dans ce ballon, les phases provenant du réchauffeur de gaz de régénération E109 (1), et de la batterie de rebouilleurs sont détendus à 1,89 kPa [10]. Les données thermodynamiques des flux massiques et énergétiques dans le ballon sont résumées dans le tableau



**Figure 5.1 : Ballon de flash D121**

suivant :

**Tableau 5.1 : Données thermodynamiques des flux**

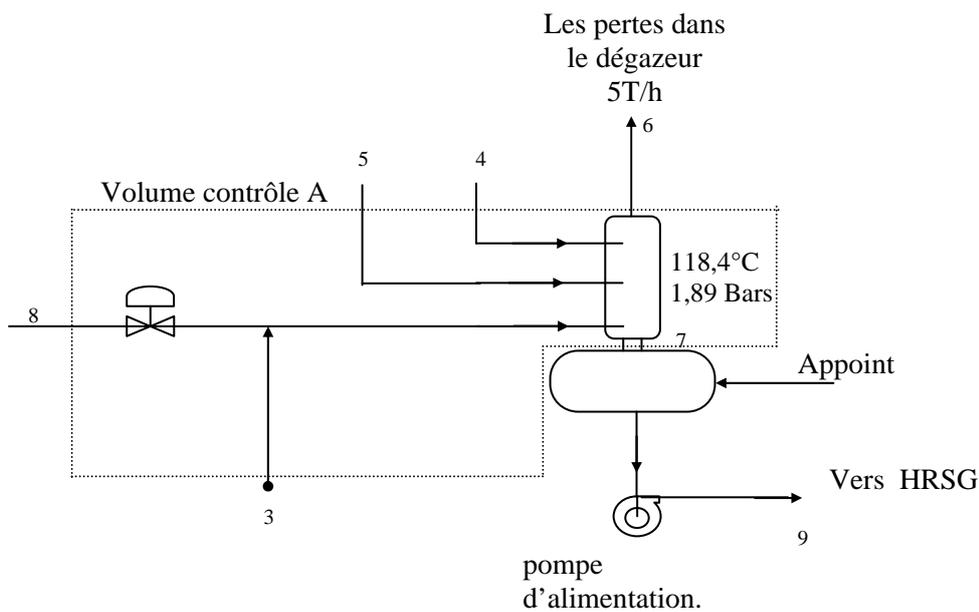
Points	Etat	pression, Bars	Température, °C	Enthalpie, kJ/kg	Débits massiques, T/h
1	Liq. Sat.	65,9	281,7	1245,5	8,54
2	Liq. Sat.	4,5	147,9	623,2	25,72
3	Vap. Sat.	1,89	118,4	2704,2	4,36
4	Liq. Sat.	1,89	118,4	497,2	29,90

### 6. Le bilan du dégazeur

Pour calculer le débit de condensat et le débit de vapeur surchauffée sortant du dégazeur, on procède au bilan d'énergie sur le volume contrôle A.

Bilan de masse

$$m_3 + m_4 + m_5 + m_8 = m_6 + m_7$$



**Figure 5.2 : bilan de masse et d'énergie**

Bilan d'énergie :

$$m_3 h_3 + m_4 h_4 + m_5 h_5 + m_8 h_8 = m_6 h_6 + m_7 h_7$$

Le débit massique de la vapeur de dégazage

$$m_8 = \frac{m_6(h_5 - h_6) + m_3(h_3 - h_5) + m_4(h_4 - h_5) + m_7(h_5 - h_7)}{h_5 - h_8} \quad (5.2)$$

Le débit massique du condensat :

$$m_7 = m_3 + m_4 + m_5 + m_8 - m_6 \quad (5.3)$$

Le débit massique de la pompe d'alimentation :

$$m_9 = m_7 + \text{Appoint} \quad (5.4)$$

Le condensat sortant de la pompe d'alimentation a les caractéristiques suivantes :

$P_9 = 89$  Bars

$$\rho_9 = 944,3 \text{ kg/m}^3$$

Ces conditions restent invariantes pour toutes les options traitées dans cette étude.

La puissance de la pompe d'alimentation P10 est calculée selon la formule suivante :

$$P_{pompe} = m_9 \left( \frac{P_9 - P_7}{\rho_9} \right) \quad (5.5)$$

### 7. Le désurchauffeur DSH-2 :

Il est utilisé pour produire 25,73 T/h de vapeur saturée pour alimenter la batterie de rebouilleurs[10]. La vapeur moyenne (11) et une partie du condensat sortant de la pompe d'alimentation viennent alimenter le désurchauffeur où ils sont mélangés.

Le bilan de masse :

$$m_{10} + m_{11} = m_{12} = 25,73 \text{ T/h}$$

Le bilan d'énergie

$$m_{10}h_{10} + m_{11}h_{11} = m_{12}h_{12}$$

Donc

$$m_{11} = m_{12} \frac{h_{12} - h_{10}}{h_{11} - h_{10}} \quad (5.6)$$

Et,  $m_{10} = m_{12} - m_{11}$

### 8. Le désurchauffeur DSH-1 :

Il est utilisé pour alimenter le désurchauffeur et le collecteur de vapeur moyenne.

Le bilan de masse :

$$m_{14} + m_{15} = m_{13}$$

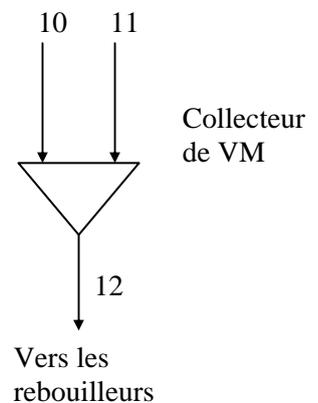


Figure 5.3 : les flux dans le DSH-2

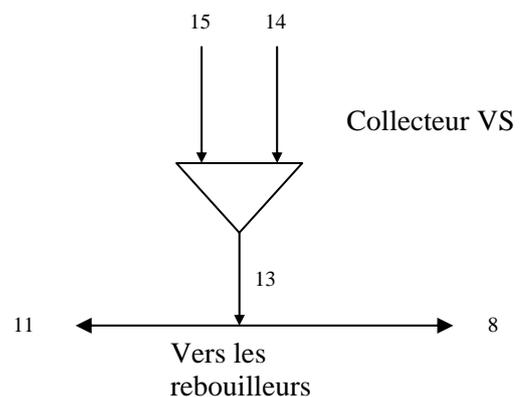


Figure 5.4 : les flux dans le DSH-1

Le bilan d'énergie :

$$m_{14}h_{14} + m_{15}h_{15} = m_{13}h_{13}$$

D'où :

$$m_{14} = m_{13} \frac{h_{13} - h_{15}}{h_{14} - h_{15}}$$

(5.7)

## 9 : Différentes alternatives

### 9.1 : alternative 1: Cas basique

Dans ce cas, l'objectif est d'assurer uniquement les besoins du process. Dans la figure ci-dessous, un condenseur additionnel a été ajouté pour condenser une partie de la vapeur saturée quittant le ballon de flash D121.

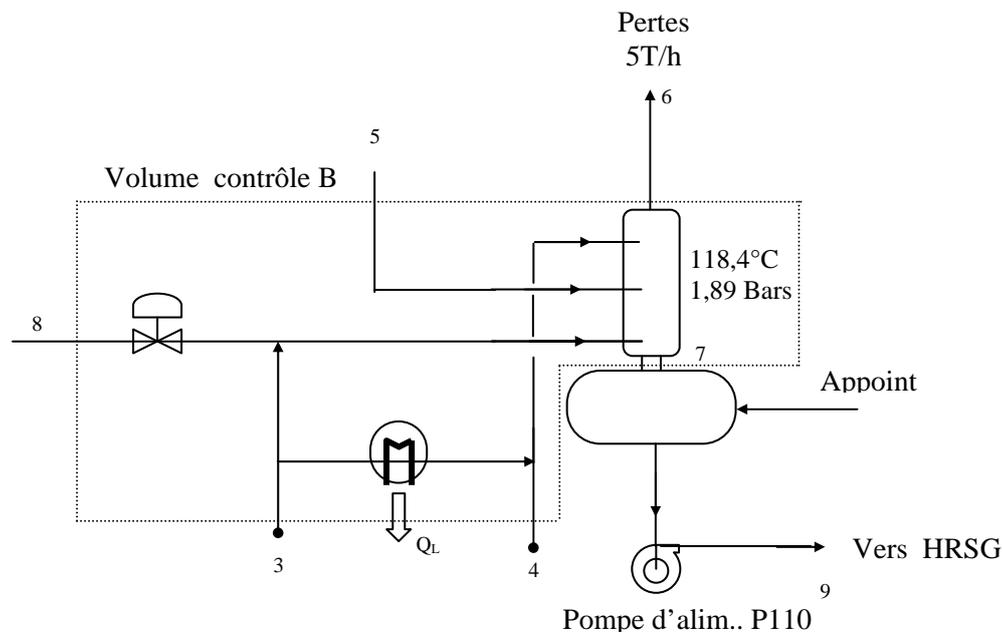


Figure 5.5 : Bilan de masse et d'énergie autour du dégazeur

Bilans de masse et d'énergie :

$$m_3 + m_4 + m_5 + m_6 + m_8 = m_6 + m_7$$

$$m_3h_3 + m_4h_4 + m_5h_5 + m_8h_8 = m_6h_6 + m_7h_7 + Q_L$$

**Tableau.5.2 : Données thermodynamiques des flux dans le dégazeur**

Points	Etat	Pression, Bars	Température, °C	Enthalpie, kJ/kg	Débit massique, T/h
5	Liq. Com.	1,89	50,0	209,00	8,42
6	Vap. Sat.	1,89	118,4	2704,05	5,00
7	Liq. Sat.	1,89	118,4	497,12	?
8	Vap. Surch	4,5	310,0	3086,06	?
9	Liq. com.	89,0	119,1	506,06	?

Le débit massique du condenseur :

$$m_7 = \frac{m_6(h_6 - h_8) + m_3(h_8 - h_3) + m_4(h_8 - h_4) + m_5(h_8 - h_5) + Q_L}{h_8 - h_7} = 40,09T/h$$

$$m_8 = 2,41T/h$$

L'appoint est égal aux pertes 5T/h, d'où le débit d'eau à travers la pompe d'alimentation qui est égal à :

$$m_9 = m_7 + \text{appoint} = 45,09T/h$$

La puissance de la pompe est égale à :

$$P_{pompe} = m_9 \left( \frac{P_9 - P_7}{\rho_9} \right) = 115,6kw$$

**Tableau : 5.3 : Données thermodynamiques du désurchauffeur DSH-2 :**

Points	Etat	Pression, Bars	Température, °C	Enthalpie, kJ/kg	Débit massique, T/h
10	Liq.comp.	89	119	506	?
11	Vap. Surch.	4,5	310	3086,06	?
12	Vap. Sat.	4,5	147,9	2743,9	25,72

$$m_{11} = m_{12} \frac{h_{12} - h_{10}}{h_{11} - h_{10}} = 22,3T/h$$

Et

$$m_{10} = 3,42T/h$$

**Tableau 5.4 : Données du désurchauffeur DSH-1 :**

Points	Etat	Pression, Bars	Température, °C	Enthalpie, kJ/kg	Débit massique, T/h
13	Vap. surch.	4.5	310	3086.06	24.9
14	Vap. surch.	66.7	480	3365.7	?
15	Liq. Comp.	89	119	506	?

$$m_{13}=m_8+m_{11}=24,71T/h$$

$$m_{14} = m_{13} \frac{h_{13} - h_{15}}{h_{14} - h_{15}} = 22,29T / h$$

$$m_{15}=2,42T/h$$

Le débit massique à travers le récupérateur de chaleur HRSG est égal au débit à travers la pompe d'alimentation moins le débit d'eau envoyé aux deux désurchauffeurs :

$$m_{vs} = 39,42/h$$

En résolvant l'équation du bilan d'énergie dans le HRSG :

$$\dot{m}_{vs} \cdot (h_4 - h_1) = e \cdot m_{eg} \int_{T_{Go}}^{T_{Gf}} C_{p_{eg}} dT$$

On trouve que la température de sortie des gaz du HRSG est égale à :

$$T_{Go}=429,7^{\circ}C$$

Cette Température est trop élevée ; le recours au récupérateur de chaleur n'est pas justifié.

L'autoconsommation descend à 13,6%.

Pour une température d'échappement à travers la cheminée du HRSG égale à 200°C, on a 61 MW de puissance encore disponible, qui n'est pas encore valorisée.

Cette puissance pourrait être utilisée pour la production d'électricité, ou bien pour apporter une assistance à l'entraînement du compresseur de cycle. Ces deux possibilités vont être analysées dans ce qui suit.

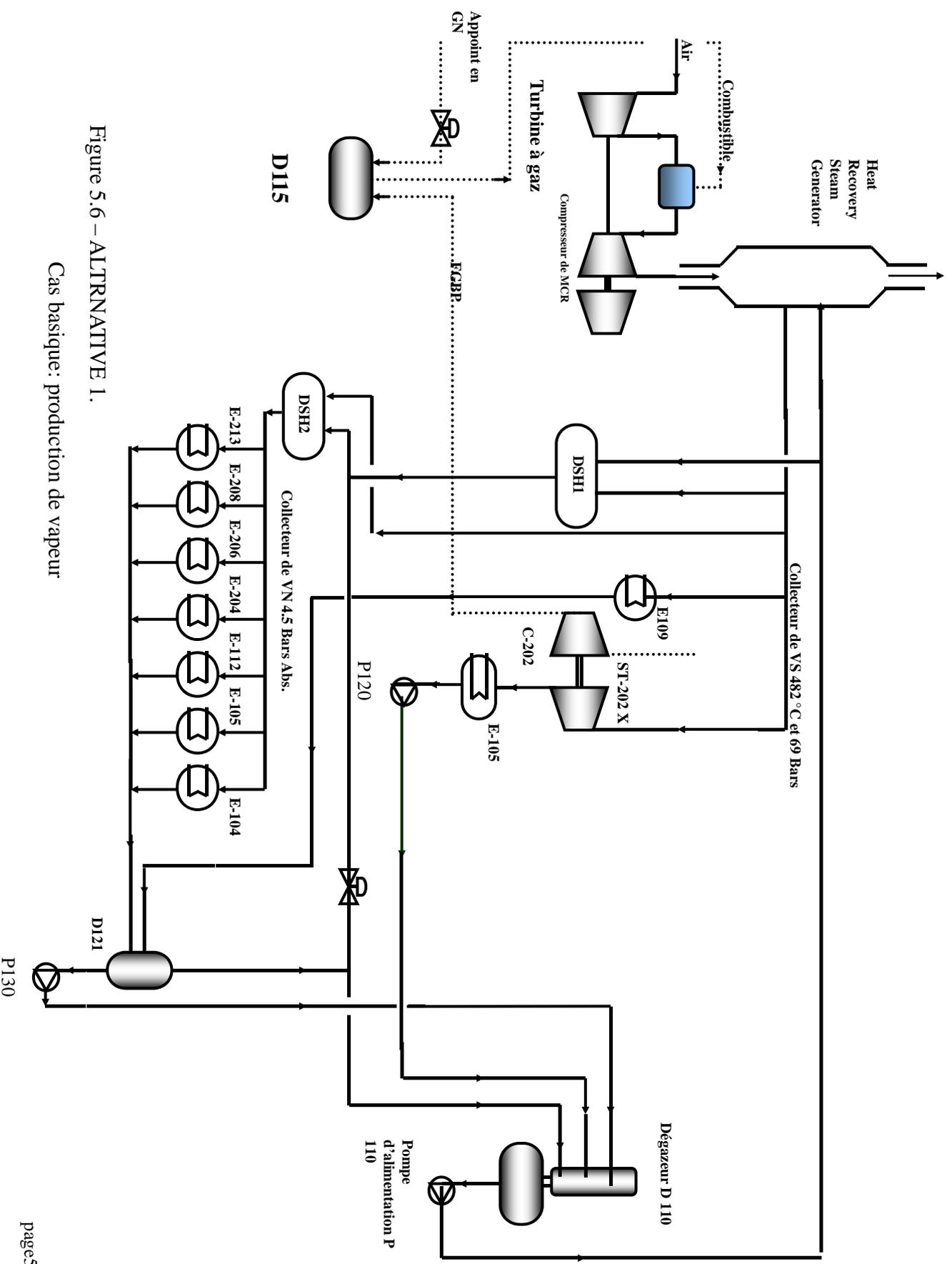


Figure 5.6 – ALTRNATIVE 1.  
 Cas basique: production de vapeur

## 9.2 : Alternative 2 : Générateur électrique

Le générateur électrique est entraîné par une turbine à vapeur à condensation. Le but est de générer 25 MW de puissance correspondant aux besoins globaux du site du GL1/K

Les états initiaux et finaux sont les mêmes que pour la turbine entraînant le compresseur fuel gas :

$$P_1=66,7\text{Bars} \quad ;T_1=480^\circ\text{C} \quad ;h_1=3365,7 \text{ kJ/kg.}$$

$$P_2=0,123\text{Bars} \quad ;T_2=50^\circ\text{C} \quad ;h_2=2346 \text{ kJ/kg}$$

En supposant un rendement mécanique égale à 0,99, le débit de vapeur nécessaire pour produire 25 MW de puissance électrique est donné par :

$$\dot{m}_{vs} = \frac{P}{\eta_m \cdot (h_1 - h_2)} = 24,8 \text{ kg/s} = 89,1 \text{ T/h}$$

La puissance de la pompe d'extraction est égale à :

$$P_{pompe} = \dot{m}_{vs} \left( \frac{\Delta P}{\rho_3} + gH \right) = 8,65 \text{ kW}$$

Le flux de chaleur cédée à l'eau de mer sera

$$\dot{Q}_L = \dot{m}_{vs} (h_2 - h_3) = 53 \text{ MW}$$

On aura :

$$m_7=139,10\text{T/h}$$

$$m_8=12,32\text{T/h}$$

$$m_9=m_7+\text{appoint}=144,1\text{T/h}$$

Puissance de la pompe d'alimentation,

$$P_{pompe} = m_9 \left( \frac{P_9 - P_7}{\rho_9} \right) = 369,4 \text{ kW}$$

Le débit massique entrant dans le désurchauffeur est calculé comme suit :

$$m_{11} = m_{12} \frac{h_{12} - h_{10}}{h_{11} - h_{10}} = 22,3 \text{ T/h}$$

$$m_{10}=3,4\text{T/h}$$

Les débits entrants dans le désurchauffeur DSH-2 sont calculés comme suit :

$$m_{13}=m_8+m_{11}=34,62T/h$$

$$m_{14} = m_{13} \frac{h_{13} - h_{15}}{h_{14} - h_{15}} = 31,23T / h$$

$$m_{15}=3,39T/h$$

Le débit massique à travers le récupérateur de chaleur HRSG est égal au débit à travers la pompe d'alimentation moins le débit passant par les deux désurchauffeur :

$$m_{vs}=137,31T/h$$

Cette quantité de vapeur est produite par le récupérateur de chaleur, générateur de vapeur HRSG. Elle permet de répondre aux besoins du process en vapeur et de générer 25 MW de puissance électrique.

Le rendement du cycle combiné est égal à :

$$\eta_{cc} = \frac{P_{TG} + P_{TV}}{m_{FGBP} PCI_{FGBP} + m_{GN} PCI_{GN}} = 55\%$$

L'autoconsommation de l'unité de GNL est égale à 12,8%

### 9.3 : Alternative 3 : Starter/Helper

Un Starter/Helper est une turbine à vapeur reliée au compresseur de MCR par une boîte de vitesse. La puissance thermique disponible à la sortie de la turbine à gaz dépendra de son rapport de compression ; un rapport élevé donnera une température de sortie relativement basse et un contenu énergétique modeste pour la production de vapeur. A l'inverse, une turbine à gaz à rapport de compression faible donnera une température de sortie des gaz relativement élevée, donc avec un contenu énergétique élevé pour la production de vapeur. C'est ainsi que l'on fera varier le rendement de la turbine à gaz, et par voie de conséquence la puissance extraite par la turbine à vapeur. La puissance maximum du cycle combiné correspondra à une puissance de la turbine à gaz inférieure à sa puissance maximale seule ; l'optimum global est obtenu avec des rapports de compression peu élevé, de l'ordre 4 à 6 selon la valeur des autres paramètres.

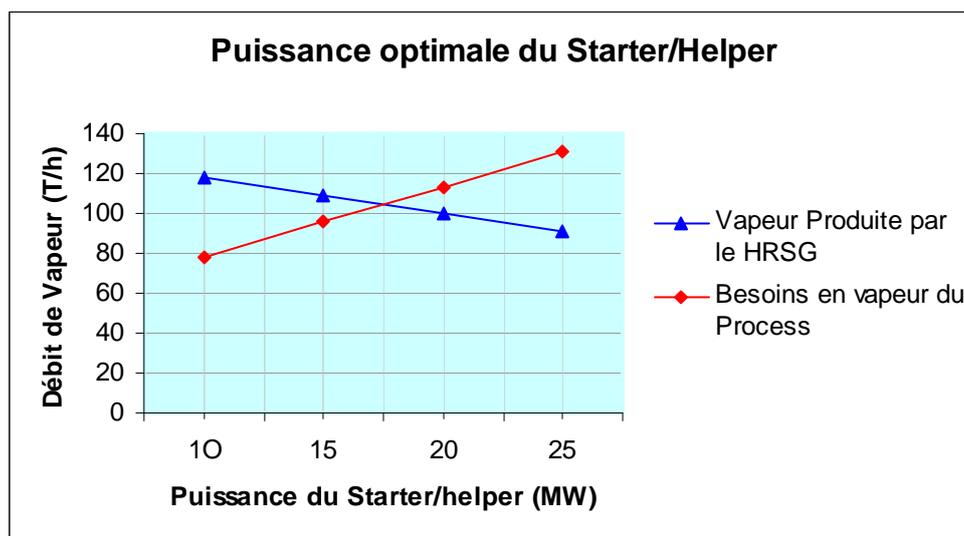
Le problème posé par le complexe GNL1K est de choisir la turbine à gaz de façon à lui faire produire une puissance maximale avec un rapport de compression de 11,8 qui constitue ici une donnée. Cette option s'explique par le fait que cette turbine à vapeur n'est sollicitée que durant les démarrages et les périodes de températures ambiantes élevées qui induisent des pertes de puissance. L'emploi d'un cycle combiné type centrale thermique n'a pas été



envisagé bien que la solution de starter helper qui produit ici 17 MW (contre 60 MW à la turbine à gaz) semble indiquer que la solution est possible tout au moins de façon non permanente. La solution à cycle combiné à puissance maximum est moins vulnérable aux variations de la température ambiante mais par contre nécessiterait une aide au démarrage.

Quand le Starter/Helper fonction en mode aide (helper), il fournit une puissance additionnelle au compresseur de cycle ce qui réduit la puissance nette demandée à la turbine à gaz ; le débit des gaz d'échappement diminue ce qui a pour conséquence de réduire la quantité de vapeur produite dans le HRSG.

La figure 5.8 montre la variation du débit de vapeur en fonction de la puissance fournie par le Starter/ Helper, en parallèle avec les besoins en vapeur du process en fonction de la puissance fournie par le Starter/ Helper. Le point d'intersection des deux lignes définit la puissance optimale du Starter/ Helper. Ce qui veut dire que la quantité de vapeur produite par le HRSG correspond exactement à la quantité requise par le process.



**Figure 5.8 : Puissance Optimale du Starter/Helper**

La puissance optimale du Starter/Helper est autour de 17,5 MW correspondant à 105 T/h de vapeur produite. D'autre part, la puissance de la turbine à gaz est égale à 58,5 MW. L'appoint en gaz naturel correspondant à l'optimum est égal à 0,41 kg/s.

En utilisant l'équation (4.2) :

$$m_7=108,04\text{T/h}$$

$$m_8=8,38\text{T/h}$$

$$m_9=m_7+\text{appoint}=113,04\text{T/h}$$

La puissance de la pompe d'alimentation est égale à :

$$P_{pompe} = m_9 \left( \frac{P_9 - P_7}{\rho_9} \right) = 289,8kW$$

Les débits massiques dans le désurchauffeur DSH-2 :

$$m_{11}=22,3T/h$$

$$\text{Et, } m_{10}=3,4T/h$$

Les débits massiques dans le désurchauffeur DSH-1 :

$$m_{13}=m_8+m_{11}=30,68T/h$$

Les débits massiques du condensât et de la vapeur surchauffée,

$$m_{14}=27,68T/h$$

$$m_{15}=3T/h$$

Le débit massique à travers le récupérateur de chaleur HRSG est égal au débit à travers la pompe d'alimentation moins le débit passant par les deux désurchauffeur :

$$m_{v,s}=106,6T/h.$$

L'autoconsommation de l'unité de GNL est égale à 12,3%



---

**CHAPITRE VI.**

**RESULTATS DE LA  
SIMULATION PAR HYSIS**

## CHAPITRE : VI : RESULTATS DE LA SIMULATION :

### 1. Introduction

Le logiciel utilisé pour la simulation du process vapeur est le HYSIS V3.2 (Build 5029) année 2003, acquis par le complexe pour servir de support de calcul à l'engineering des prochaines unités de liquéfaction. La simulation a été faite pour les deux premières alternatives, le cas basique et celui de la production d'électricité.

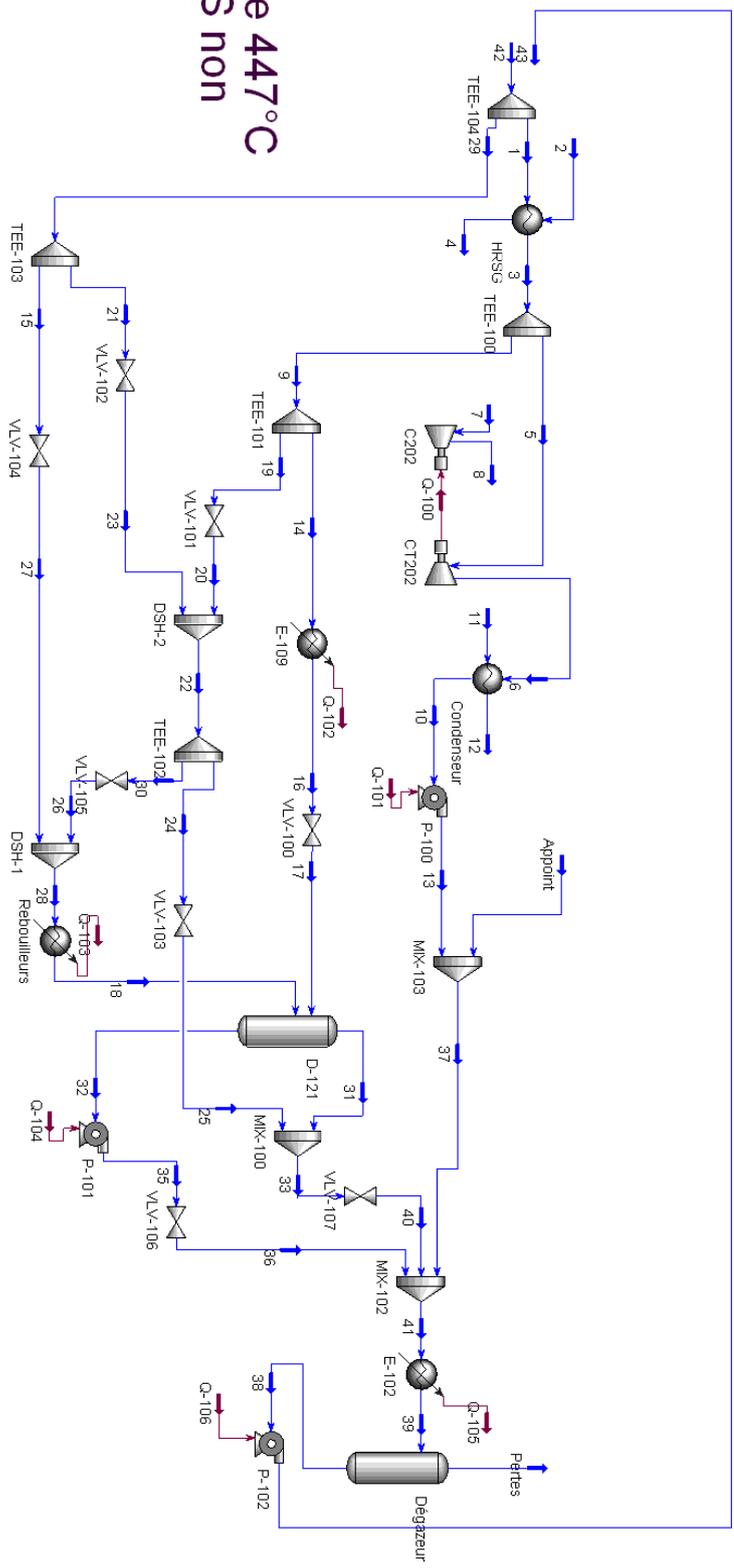
Les résultats de la simulation sont affichés ci-après.

Il s'avère qu'il est difficile de comparer les résultats de la simulation avec les résultats des calculs parce que les méthodes de calcul sont sensiblement différentes ; par exemple, le simulateur utilise l'équation d'état de Peng Robinson pour calculer les propriétés des gaz, alors que nous avons utilisé l'équation des gaz parfaits. La version du HYSIS utilisée manque de souplesse et a nécessité l'introduction de simplifications et d'approximations en termes d'efficacité du récupérateur et de configuration du réseau.

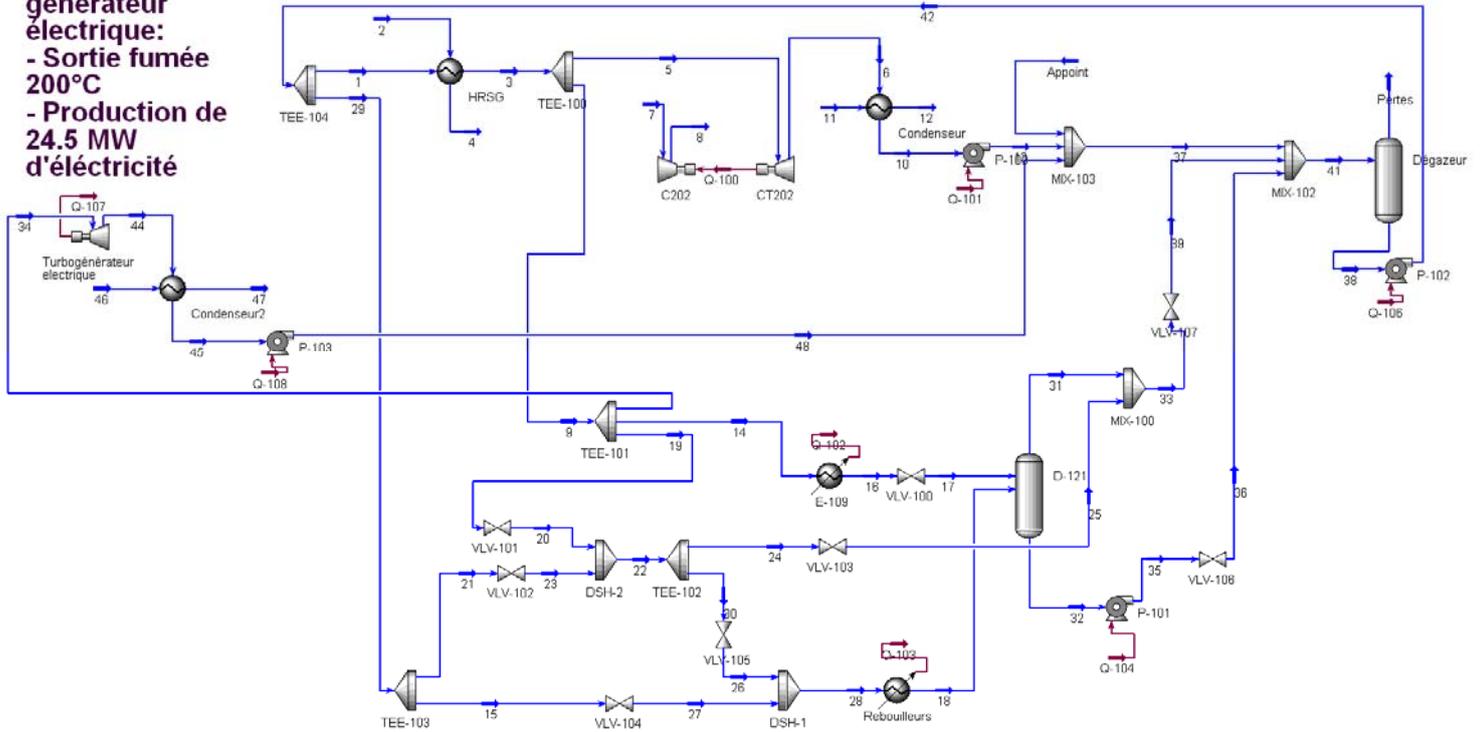
Material Streams												
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Vapour Fraction		0.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	0.9480	1.0000	1.0000	1.0000	0.0000	0.0000
Temperature	C	119.5	550.8	482.0	447.0	482.0	52.71	-6.000	231.5	482.0	49.60	25.00
Pressure	kPa	7500	103.8	6900	101.3	6900	14.00	104.0	1227	6900	12.00	300.0
Molar Flow	kgmole/h	2177	3.271e+004	2177	3.271e+004	573.5	573.5	1046	1046	1604	573.5	2.339e+004
Mass Flow	tonne/h	39.23	946.1	39.23	946.1	10.33	10.33	20.41	20.41	28.90	10.33	421.4
Liquid Volume Flow	m3/h	39.31	1106	39.31	1106	10.35	10.35	50.35	50.35	28.95	10.35	422.3
Heat Flow	kW	-1.681e+005	-1.227e+005	-1.369e+005	-1.539e+005	-3.605e+004	-3.860e+004	-1.577e+004	-1.322e+004	-1.008e+005	-4.516e+004	-1.854e+006
		12	13	14	16	17	18	19	20	21	22	23
Vapour Fraction		0.0000	0.0000	1.0000	1.0000	1.0000	0.0000	1.0000	1.0000	0.0000	1.0000	0.0000
Temperature	C	38.00	49.62	482.0	320.0	252.9	145.8	482.0	442.2	119.5	315.0	120.7
Pressure	kPa	250.0	214.0	6900	8500	425.0	425.0	6900	520.0	7500	520.0	520.0
Molar Flow	kgmole/h	2.339e+004	573.5	474.0	474.0	474.0	1428	1130	1130	115.3	1245	115.3
Mass Flow	tonne/h	421.4	10.33	8.540	8.540	8.540	25.73	20.36	20.36	2.077	22.43	2.077
Liquid Volume Flow	m3/h	422.3	10.35	8.557	8.557	8.557	25.78	20.40	20.40	2.081	22.48	2.081
Heat Flow	kW	-1.848e+006	-4.516e+004	-2.980e+004	-3.072e+004	-3.072e+004	-1.094e+005	-7.103e+004	-7.103e+004	-8900	-7.993e+004	-8900
		24	26	27	28	15	29	30	31	32	33	25
Vapour Fraction		1.0000	1.0000	0.0000	1.0000	0.0000	0.0000	1.0000	1.0000	0.0000	1.0000	1.0000
Temperature	C	315.0	314.3	120.7	147.9	119.5	119.5	315.0	145.8	145.8	145.8	314.1
Pressure	kPa	520.0	450.0	450.0	450.0	7500	7500	520.0	425.0	425.0	425.0	425.0
Molar Flow	kgmole/h	0.0000	1245	183.0	1428	183.0	298.3	1245	520.9	1381	520.9	0.0000
Mass Flow	tonne/h	0.0000	22.43	3.297	25.73	3.297	5.374	22.43	9.384	24.89	9.384	0.0000
Liquid Volume Flow	m3/h	0.0000	22.48	3.304	25.78	3.304	5.385	22.48	9.403	24.94	9.403	0.0000
Heat Flow	kW	0.0000	-7.993e+004	-1.413e+004	-9.406e+004	-1.413e+004	-2.303e+004	-7.993e+004	-3.432e+004	-1.058e+005	-3.432e+004	0.0000
		35	36	Pertes	38	40	41	42	Appoint	37	43	39
Vapour Fraction		0.0000	0.0479	1.0000	0.0000	1.0000	0.1693	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.1008
Temperature	C	145.8	122.3	118.4	118.4	142.1	122.3	119.5	35.00	44.88	119.5	118.4
Pressure	kPa	525.0	214.0	189.0	189.0	214.0	214.0	7500	550.0	214.0	7500	189.0
Molar Flow	kgmole/h	1381	1381	277.5	2476	520.9	2753	2476	277.5	851.0	2476	2753
Mass Flow	tonne/h	24.89	24.89	4.999	44.60	9.384	49.60	44.60	5.000	15.33	44.60	49.60
Liquid Volume Flow	m3/h	24.94	24.94	5.009	44.69	9.403	49.70	44.69	5.010	15.36	44.69	49.70
Heat Flow	kW	-1.058e+005	-1.058e+005	-1.834e+004	-1.912e+005	-3.432e+004	-2.073e+005	-1.911e+005	-2.194e+004	-6.710e+004	-1.911e+005	-2.096e+005

Energy Streams								
		Q-100	Q-101	Q-102	Q-103	Q-104	Q-106	Q-105
Heat Flow	kW	2550	0.7819	922.1	1.538e+004	1.016	129.6	2317

Cas de base  
 - Sortie fumée 447°C  
 - Excès de VS non valorisé



**Cas d'un générateur électrique:**  
 - Sortie fumée 200°C  
 - Production de 24.5 MW d'électricité



Material Streams												
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Vapour Fraction	0.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	0.8887	1.0000	1.0000	1.0000	0.0000	0.0000	0.0000
Temperature C	119.5	550.8	482.0	200.0	482.0	52.71	-6.000	231.5	482.0	49.60	25.00	38.00
Pressure kPa	7500	103.8	6900	101.3	6900	14.00	104.0	1227	6900	12.00	300.0	250.0
Molar Flow kgmole/h	7180	3.271e+004	7180	3.271e+004	494.4	494.4	1046	1046	6686	494.4	1.891e+004	1.891e+004
Mass Flow tonne/h	129.4	946.1	129.4	946.1	8.906	8.906	20.41	20.41	120.4	8.906	340.7	340.7
Liquid Volume Flow m3/h	129.6	1106	129.6	1106	8.924	8.924	50.35	50.35	120.7	8.924	341.4	341.4
Heat Flow kW	-5.542e+005	-1.227e+005	-4.514e+005	-2.256e+005	-3.108e+004	-3.363e+004	-1.577e+004	-1.322e+004	-4.203e+005	-3.893e+004	-1.499e+006	-1.494e+006
	13	14	16	17	18	19	20	21	22	23	24	26
Vapour Fraction	0.0000	1.0000	1.0000	1.0000	0.0000	1.0000	1.0000	0.0000	1.0000	0.0000	1.0000	1.0000
Temperature C	49.62	482.0	320.0	252.9	145.8	482.0	442.2	119.5	315.0	120.7	315.0	314.3
Pressure kPa	189.0	6900	6500	425.0	425.0	6900	520.0	7500	520.0	520.0	520.0	450.0
Molar Flow kgmole/h	494.4	474.0	474.0	474.0	1428	1458	1458	148.8	1607	148.8	361.3	1245
Mass Flow tonne/h	8.906	8.540	8.540	8.540	25.73	26.26	26.26	2.680	28.94	2.680	6.509	22.43
Liquid Volume Flow m3/h	8.924	8.557	8.557	8.557	25.78	26.32	26.32	2.685	29.00	2.685	6.522	22.48
Heat Flow kW	-3.893e+004	-2.980e+004	-3.072e+004	-3.072e+004	-1.094e+005	-9.164e+004	-9.164e+004	-1.148e+004	-1.031e+005	-1.148e+004	-2.319e+004	-7.993e+004
	27	28	15	29	30	31	32	33	25	34	35	36
Vapour Fraction	0.0000	1.0000	0.0000	0.0000	1.0000	1.0000	0.0000	1.0000	1.0000	1.0000	0.0000	0.0555
Temperature C	120.7	147.9	119.5	119.5	315.0	145.8	145.8	215.5	314.1	482.0	145.8	118.4
Pressure kPa	450.0	450.0	7500	7500	520.0	425.0	425.0	425.0	425.0	6900	525.0	189.0
Molar Flow kgmole/h	183.0	1428	183.0	331.8	1245	520.9	1381	882.2	361.3	4754	1381	1381
Mass Flow tonne/h	3.297	25.73	3.297	5.977	22.43	9.384	24.89	15.89	6.509	85.04	24.89	24.89
Liquid Volume Flow m3/h	3.304	25.78	3.304	5.989	22.48	9.403	24.94	15.93	6.522	85.82	24.94	24.94
Heat Flow kW	-1.413e+004	-9.406e+004	-1.413e+004	-2.561e+004	-7.993e+004	-3.432e+004	-1.058e+005	-5.751e+004	-2.319e+004	-2.989e+005	-1.058e+005	-1.058e+005
	Pertes	38	39	41	42	Appoint	37	44	45	46	47	48
Vapour Fraction	1.0000	0.0000	1.0000	0.0356	0.0000	0.0000	0.8887	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
Temperature C	118.4	118.4	212.3	118.4	119.5	35.00	48.89	52.71	49.60	25.00	38.00	49.62
Pressure kPa	189.0	189.0	189.0	189.0	7500	550.0	189.0	14.00	12.00	300.0	250.0	189.0
Molar Flow kgmole/h	277.6	7512	882.2	7790	7512	277.6	5526	4754	4754	1.819e+005	1.819e+005	4754
Mass Flow tonne/h	5.000	135.3	15.89	140.3	135.3	5.001	99.55	85.64	85.64	3276	3276	85.64
Liquid Volume Flow m3/h	5.011	135.6	15.93	140.6	135.6	5.011	99.75	85.82	85.82	3283	3283	85.82
Heat Flow kW	-1.835e+004	-5.802e+005	-5.751e+004	-5.986e+005	-5.798e+005	-2.195e+004	-4.352e+005	-3.234e+005	-3.744e+005	-1.442e+007	-1.437e+007	-3.744e+005
	31-2	33-2	Pertes-2	38-2	40	41-2	Appoint-2	37-2	39-2	36-2	13-2	
Vapour Fraction			1.0000	0.0000			0.0000					
Temperature C							35.00					
Pressure kPa			189.0	189.0	214.0	214.0	550.0	214.0	189.0	214.0	214.0	
Molar Flow kgmole/h			277.5				277.5					
Mass Flow tonne/h							5.000					
Liquid Volume Flow m3/h							5.010					
Heat Flow kW							-2.194e+004					

Energy Streams									
	Q-100	Q-101	Q-102	Q-103	Q-104	Q-106	Q-107	Q-108	Q-105
Heat Flow kW	2550	0.5906	922.1	1.538e+004	1.016	393.1	2.452e+004	5.680	

---

**CHAPITRE VII.**

**ANALYSE ET DISCUSSION**

**DES RESULTATS**

**CHAPITRE VII. ANALYSE ET DISCUSSION DES RESULTATS**

Les résultats obtenus pour les quatre cas sont représentés sur le tableau suivant :

**Tableau 7.1 : Résumé des résultats :**

Cycles	Options	Gaz combustible dont GN d'appoint T/h	Auto consommation, sans compter les 4 MW Sonelgaz, %	Auto consommation en comptant les 4 MW Sonelgaz, %	Puissance électrique, générée, MW
Cycle de turbine à vapeur (Actuel)	/	30,8 (10,4)	15,0	15,2	/
Cycle combiné et /ou avec cogénération	Cas basique A cogénération seulement	25,3 (4,90)	13,6	13,8	/
	Combiné avec turbo générateur électrique	25,3 (4,90)	12,8	/	25
	Starter /Helper	21,9 (1,46)	12,3	12,5	/

La solution actuelle utilise une turbine à vapeur qui entraîne les compresseurs de liquéfaction et dont la chaudière fournit aussi les utilités vapeur. Le combustible utilisé se compose de 5,67 kg/s de fuel gas basse pression (FGBP), soit 20,41 T/h et 2,88 kg/s du gaz naturel d'appoint, soit 10,4 T/h. Les flux d'énergie entrant dans l'usine de liquéfaction sont de 2800,7 MW (2723,5+73,2+4,0); les flux d'énergie produits sont de 2467 MW (2121,8+110,8+183,9+50,5); ces chiffres sont donnés au chapitre II, paragraphe 4.1 . Les pertes d'énergie de 3,2% représentent le boil off et le gaz perdu durant les opérations de production; ces gaz sont actuellement torchés, alors qu'ils pourraient être envoyés à la chaudière pour réduire l'autoconsommation.

Le taux actuel d'autoconsommation de 15, 2% représente la puissance mécanique requise par la liquéfaction soit 12% et les pertes aux torches de 3,2%. En considérant ces pertes comme imputables à la marche normale de l'usine, le cycle de liquéfaction actuel à turbine vapeur a

une autoconsommation de 15,2 %, valeur typique admise dans les conceptions des années 1970 où le gaz naturel était alors bon marché.

Le cas de base avec cogénération de vapeur a un taux d'autoconsommation de 13,8 % en comptant la fourniture d'électricité Sonelgaz et les pertes de 3,2%. Par rapport à la solution actuelle, la solution à cogénération économise 1,4 % de gaz naturel, susceptible d'être liquéfié et commercialisé.

L'alternative de cycle combiné avec turbo générateur électrique a un taux d'autoconsommation de 12,8%, car autonome en électricité vis-à-vis de Sonelgaz ; ce taux comprend aussi les 3,2% de pertes torchées. L'autoconsommation nécessaire à la liquéfaction n'est que de 9,6%. Cette alternative dégage aussi un surplus de 25 MW commercialisable, ou à consommer par le complexe en remplacement de la puissance fournie par le réseau Sonelgaz.

La troisième alternative avec une turbine d'aide au démarrage « starter helper » et production de vapeur pour les utilités, a un taux d'autoconsommation de 12,5 , soit 9,2% en décomptant les pertes torchées.

Ces deux dernières alternatives ont sensiblement la même performance en termes d'autoconsommation, mais la dernière ne produit pas 25 MWe et par contre consomme moins de combustible. Les investissements respectifs sont différents et méritent d'être pris en compte dans une analyse plus détaillée. La turbine assistant au démarrage « starter helper » constitue un avantage opératoire qui réduit le temps de démarrage de l'unité et compense les pertes de puissance de la turbine à gaz par temps chaud.

---

**CHAPITRE VIII.**

**CONCLUSION ET  
RECOMMANDATIONS**

## CHAPITRE VIII. CONCLUSIONS ET RECOMMANDATIONS

L'étude réalisée ici pour dégager des solutions alternatives pour réduire l'autoconsommation du complexe de liquéfaction GNL1K est basée sur la vision de l'équipe technique qui a encadré mon stage ; ces cadres ont déjà leurs propres idées sur les solutions potentiellement efficaces de par leur expérience, et sur les solutions déjà appliquées ailleurs dans l'industrie du GNL. En particulier, le choix optimal du cycle combiné n'a pas été envisagé dans sa version centrale thermique dont la puissance est maximisée par un compromis entre les puissances fournies par les deux turbines ; l'expérience montre que la puissance maximale est obtenue avec des taux de compression modestes sur la turbine à gaz qui laissent une plus grande part à la turbine à vapeur dont le rendement est potentiellement supérieur.

Les trois alternatives qui m'ont été soumises sont : le cycle turbine à gaz à cogénération, le cycle combiné turbine à gaz plus turbogénérateur électrique et le cycle turbine à gaz avec Starter Helper, ce dernier est une turbine à vapeur reliée au compresseur de MCR par une boîte de vitesse. Ces trois alternatives ont été étudiées avec un cycle de turbine à gaz dont les paramètres ont été préalablement fixés : le taux de compression égal à 11,8, température d'entrée turbine égale à 1100 °C et une température normale d'aspiration du compresseur égale à 15 °C, même si celle-ci nous semble peu réaliste pour le climat de Skikda. L'alternative starter helper a été dimensionnée avec la température extrême de 47 °C.

La solution actuelle utilise une turbine à vapeur qui entraîne les compresseurs de liquéfaction et dont la chaudière fournit aussi les utilités vapeur. Le combustible utilisé se compose de 5,67 kg/s de fuel gas basse pression et 2,88 kg/s du gaz naturel d'appoint. Les flux d'énergie moyens entrant dans l'usine de liquéfaction sont de 2800,7 MW ; les flux d'énergie produits sont de 2467 MW. Les pertes d'énergie de 3,2% représentent le boil off et le gaz perdu durant les opérations de production sont actuellement torchés. Le taux actuel d'autoconsommation de 15, 2% représente la puissance mécanique requise par la liquéfaction soit 12% et les pertes aux torches de 3,2%. Ces valeurs sont typiques des conceptions des années 1970 où le gaz naturel était alors bon marché.

Le cas de base avec cogénération de vapeur a un taux d'autoconsommation de 13,8 % en comptant la fourniture d'électricité Sonelgaz et les pertes de 3,2%. Cette solution permettrait d'économiser environ 1,4 % de gaz naturel, susceptible d'être liquéfié et commercialisé.

L'alternative de cycle combiné avec turbo générateur électrique a un taux d'autoconsommation de 12,8%; en décomptant les 3,2% de pertes torchées, l'autoconsommation nécessaire à la liquéfaction n'est que de 9,6%. Cette alternative dégage aussi un surplus de 25 MWe commercialisable, ou à consommer par le complexe, ce qui représente une production annuelle de  $210 \times 10^6$  kWhr par an, ou une estimation de 210 millions DA au prix de 1DA/kWhr.

La troisième alternative avec une turbine d'aide au démarrage « starter helper » et production de vapeur pour les utilités, a un taux d'autoconsommation de 12,5 , soit 9,2% en décomptant les pertes torchées.

Ces deux dernières alternatives ont sensiblement la même performance en termes d'autoconsommation, mais la dernière ne produit pas 25 MWe mais par contre consomme moins de combustible ; ce qui permettrait de produire en GNL la différence de la consommation en gaz naturel, 75.000 T /an ou une cargaison de 65.000 T de GNL, ou encore 20 millions USD.

Les investissements respectifs sont différents et méritent d'être pris en compte dans une analyse plus détaillée. Les estimations monétaires faites ici ne sont données qu'à titre indication ; mais elles reflètent néanmoins le coût peu élevé de l'énergie pratiqué au niveau national. Ainsi, Sonatrach aurait intérêt à exporter l'énergie économisée sur l'autoconsommation et les pertes

## **Bibliographie:**

- [1] **Natural gas in the world**; UNECTAD, 2000
- [2] **Aspects économiques et géopolitiques liés au développement prévu du gaz naturel dans un marché ouvert** ; ENA, Promotion Copernic Séminaire Energie et Société, Déc.2001
- [3] **Optimisation de la puissance mécanique de réfrigération d'un cycle cascade de liquéfaction de gaz naturel endoréversible** ; S. LAOUAR, Thèse de magistère, ENP, 97.
- [4] **Introduction to LNG**; Institute for energy Law and safety, university of Houston Law center, 2004
- [5] **Optimal mixed refrigerant of natural gas**; M.A. AIT ALI, PHD Thesis, Stanford University, Juin 1979
- [6] **Etude de schéma d'un procédé de liquéfaction de gaz naturel utilisant une turbine à gaz**; S. HASSANI, mémoire de fin d'études d'ingénieur, Université de Blida, institut de mécanique, 2001
- [7] **Amélioration de la reprise du by-pass 100T/H des unités 5P & 6P suite au déclenchement du groupe turbocompresseur** ; A.MESSIKH, Thème de mémoire d'induction, GL1/K 2001
- [8] **Unité de liquéfaction 5P-6P, Liquéfaction et fractionnement** ; Manuel opératoire SOFREGAZ, PROJET Karen phase réalisation
- [9] **Manuel d'exploitation d'une chaudière ABB, Boiler operations program** ; ABB service CE, Inc.
- [10] **Gas turbine option with cogeneration to feed the steam required for unit 40-GL1/K**; K. BOUZID, Final project for gas specialized engineers, IAP-Sonatrach, 2002
- [11] **Autoconsommation d'une unité de liquéfaction** ; M.BOUKHALFA, Projet de fin d'induction GL/1K 1993
- [12] **Thermodynamique appliquée**; Van Wylen et Sonntag 2<sup>nde</sup> édition
- [13] **Steam generation and its use**; BABCOCK AND WILCOCKS, Mc G. HILL
- [14] **GPSA engineering Data book**; Gas processors suppliers Association 11th edition (electronic) 1998
- [15] **The properties of gases and liquids**; T.K SHERWOOD and AL., Mc G.HILL 1977
- [16] **Technique de l'ingénieur, liquéfaction du gaz naturel** ; P.PETIT, J 3601

---

# ANNEXES

## Annexe A

**Tableau A.1 : Calcul du Pouvoir Calorifique Inférieur du Fuel gas basse pression**

$$PCI = \sum_i \varpi_i \cdot PCI_i$$

Composition	PM, kg/kmole	%, M	PCI, kJ/kg
N <sub>2</sub>	28,016	41,58	-
He	4,003	0,01	-
CH <sub>4</sub>	16,043	58,41	49 994
Mélange	21,020	100,00	29 201

**Tableau A.2 : Calcul du Pouvoir Calorifique Inférieur du gaz naturel**

$$PCI = \sum_i \varpi_i \cdot PCI_i$$

Composition	PM, kg/kmole	%, M	PCI, kJ/kg
N <sub>2</sub>	28,016	8,50	-
CO <sub>2</sub>	44,011	0,48	-
He	4,003	0,04	-
CH <sub>4</sub>	16,043	69,70	49 994
C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>	30,070	11,17	47 489
C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	44,097	5,19	46 370
IC <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	58,124	1,22	45 654
NC <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	58,124	1,82	45 770
IC <sub>5</sub> H <sub>12</sub>	72,151	0,45	45 258
NC <sub>5</sub> H <sub>12</sub>	72,151	0,56	45 370
C <sub>6</sub> H <sub>14</sub>	86,178	0,44	45 156
C <sub>7</sub> H <sub>16</sub>	100,205	0,31	44 922
C <sub>8</sub> H <sub>18</sub>	114,230	0,12	44 788
Gaz naturel	19,113	100,00	44 796

**Tableau A.3 : Données de combustion pour les composants du gaz naturel [13]**

Air théorique nécessaire pour la combustion, kg /kg de combustible.				composition des produits de combustion Kg/kg de combustible		
Composants	O <sub>2</sub>	N <sub>2</sub>	Quantité d'air théorique nécessaire pour 1kg de fuel, kg air/kg	CO <sub>2</sub>	H <sub>2</sub> O	N <sub>2</sub>
CH <sub>4</sub>	3,989	13,246	17,235	2,743	2,246	13,246
C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>	3,724	12,367	16,092	2,927	1,797	12,367
C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	3,628	12,047	15,676	2,994	1,634	12,047
IC <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	3,578	11,882	15,460	3,029	1,550	11,882
NC <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	3,578	11,882	15,460	3,029	1,550	11,882
IC <sub>5</sub> H <sub>12</sub>	3,548	11,781	15,329	3,050	1,498	11,781
NC <sub>5</sub> H <sub>12</sub>	3,548	11,781	15,329	3,050	1,498	11,781
C <sub>6</sub> H <sub>14</sub>	3,527	11,713	15,240	3,064	1,463	11,713
C <sub>7</sub> H <sub>16</sub>	3,513	11,665	15,178	3,074	1,438	11,665
C <sub>8</sub> H <sub>18</sub>	3,502	11,628	15,130	3,082	1,419	11,628

**Tableau A.4 : Composition du gaz de combustion de l'air théorique**

Composition	Mw, kg/kmole	Débit GN, kg/s	Débit FGBP, kg/s	Débit massique du gaz combustible, kg/s	Air théorique, kg/s
N <sub>2</sub>	28,016	0,116006931	2,357586	2,473592931	0
CO <sub>2</sub>	44,011	0,00655098	0	0,00655098	0
He	4,003	0,000545915	0,000567	0,001112915	0
CH <sub>4</sub>	16,043	0,951256836	3,311847	4,263103836	73,47459462
C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>	30,070	0,152446756	0	0,152446756	2,45317319
C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	44,097	0,070832467	0	0,070832467	1,11036976
IC <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	58,124	0,016650407	0	0,016650407	0,257415286
NC <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	58,124	0,024839131	0	0,024839131	0,384012968
IC <sub>5</sub> H <sub>12</sub>	72,151	0,006141543	0	0,006141543	0,094143719
NC <sub>5</sub> H <sub>12</sub>	72,151	0,00764281	0	0,00764281	0,117156628
C <sub>6</sub> H <sub>14</sub>	86,178	0,006005065	0	0,006005065	0,091517186
C <sub>7</sub> H <sub>16</sub>	100,205	0,004230841	0	0,004230841	0,064215705
C <sub>8</sub> H <sub>18</sub>	114,230	0,001637745	0	0,001637745	0,024779081
Mélange	19,113	1,364787426	5,670000	7,034787426	78,07137814

**Tableau A.5 : Calcul de la composition des gaz d'échappement**

Composition	composition des produits de combustion, kg/s					Total
	CO2	H2O	N2	O2	He	
N <sub>2</sub>	0,0000	0,0000	2,4736	-	-	
CO <sub>2</sub>	0,0066	0,0000	0,0000	-	-	
He	0,0000	0,0000	0,0000	-	0,0011	
CH <sub>4</sub>	11,6937	9,5749	56,4691	-	-	
C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>	0,4462	0,2739	1,8853	-	-	
C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	0,2121	0,1157	0,8533	-	-	
IC <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	0,0504	0,0258	0,1978	-	-	
NC <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	0,0752	0,0385	0,2951	-	-	
IC <sub>5</sub> H <sub>12</sub>	0,0187	0,0092	0,0724	-	-	
NC <sub>5</sub> H <sub>12</sub>	0,0233	0,0114	0,0900	-	-	
C <sub>6</sub> H <sub>14</sub>	0,0184	0,0088	0,0703	-	-	
C <sub>7</sub> H <sub>16</sub>	0,0130	0,0061	0,0494	-	-	
C <sub>8</sub> H <sub>18</sub>	0,0050	0,0023	0,0190	-	-	
Excès d'air	-	2,2815	134,8318	40,5852	-	
Total	12,5627	12,3483	197,3072	40,5852	0,0011	262,8045
Composition	4,78 %	4,70 %	75,08 %	15,44 %	0,00 %	100 %

**Tableau A.6 : Calcul de la chaleur spécifique de l'air**

$$C_p = A + B \cdot T + C \cdot T^2 + D \cdot T^3 [15]$$

Composé	Composition [13], %	M, kg/kmole	A	B	C	D
N <sub>2</sub>	77,53	28,013	3,12E+01	-1,36E-02	2,68E-05	-1,17E-08
O <sub>2</sub>	20,43	31,999	2,81E+01	-3,68E-06	1,75E-05	-1,07E-08
H <sub>2</sub> O	2,04	18,015	3,22E+01	1,92E-03	1,06E-05	-3,60E-09
Total	100	28,6233806	3,06E+01	-0,010482323	2,456E-05	-1,1305E-08

**Tableau A.7 : Calcul du pouvoir calorifique du FGBP**

$$C_p = A + B \cdot T + C \cdot T^2 + D \cdot T^3$$

Composition	%	M, kg/kmole	A	B	C	D
N <sub>2</sub>	41,58	28,016	3,12E+01	-1,36E-02	2,68E-05	-1,17E-08
He	0,01	4,003	2,08E+01	0	0	0
CH <sub>4</sub>	58,41	16,043	1,93E+01	5,21E-02	1,20E-05	-1,13E-08
total	100	21,0201694	2,42E+01	0,024806727	1,81351E-05	-1,14686E-08

**Tableau A.8 : Calcul du pouvoir calorifique des gaz d'échappement**

$$C_p = A + B \cdot T + C \cdot T^2 + D \cdot T^3 \text{ [15]}$$

composé	Composition, %	PM kg/kmole	A	B	C	D
CO2	0,047810	44,01	1,98E+01	7,34E-02	-5,60E-05	1,72E-08
H2O	0,050652	18,015	3,22E+01	1,92E-03	1,06E-05	-3,60E-09
N2	0,747669	28,013	3,12E+01	-1,36E-02	2,68E-05	-1,17E-08
O2	0,153864	31,999	2,81E+01	-3,68E-06	1,75E-05	-1,07E-08
He	0,000004	4,003	2,08E+01	0	0	0
Total	1,000000	28,884592	30,1948	- 0,006538	0,000021	-0,0000000097

## Annexe B : Calculs thermodynamiques du cycle de turbine à gaz

Air à l'entrée du compresseur supposé à 60% d'humidité relative.

### Données

Température d'entrée du compresseur	288 K
Pression d'entrée du compresseur	1,012 Bars
Taux de compression du compresseur	11,8

Rendement isentropique du compresseur	0,86
Rendement isentropique de la turbine	0,87
Rendement mécanique	0,99

Température d'entrée de la turbine	1373 K
Pression de sortie de la turbine	1,038 Bars
Pertes de pression dans la chambre de combustion	2 %
Puissance nette	76 MW

### Compresseur

Données :

Coefficient polytropique	1,3827
Chaleur spécifique Cp	30,04 kJ/kmole-K
Masse moléculaire, M	28,62 kg/kmole

Calculs

T <sub>2</sub> isentropique	569,90 K
T <sub>2</sub> réelle	615,76 K
P <sub>2</sub>	11,94 Bars
Travail du compresseur	348,09 kJ/kg

### Turbine

Données :

Coefficient polytropique	1,3404
Chaleur spécifique Cp	32,73 kJ/kmole-K
Masse moléculaire, M	28,62 kg/kmole

Calculs

Pression d'entrée à la turbine	11,70 Bars
T <sub>4</sub> isentropique	741,94 K
T <sub>4</sub> réelle	824,00 K
Travail de la turbine	627,96 K

### Chambre de combustion

Le rendement de la combustion	98 %
Energie fournie à la chambre de combustion	886,38 kJ/kg

### Débits air et combustible

PCI du fuel gas basse pression	29201 kJ/kg
PCI du gaz naturel	44796 kJ/kg
Débit massique du fuel gas basse pression	5,67 kg/s
Appoint en gaz naturel	1,36 kg/s
Débit massique du combustible	7,03 kg/s
Débit d'air	262,76 kg/s