

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOKRATIQUE ET POPULAIRE  
MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIERE ET DE LA  
RECHERCHE SCIENTIFIQUE

UNIVERSITE M'HAMED BOUGARA DE BOUMERDES  
FACULTE DES SCIENCES DE L'INGENIEUR  
DEPARTEMENT ENERGETIQUE



## MEMOIRE DE FIN D'ETUDES

En vue DE L'obtention du Diplôme

Master en Génie Mécanique

Spécialité : Conversion d'énergie

### THEME

Effet de la variation des paramètres  
économiques sur la rentabilité des  
turbines à gaz et des cycles combinés

Réalisé par :

TAMIMOUNT AMINE

ENCADRÉ PAR :

MR: MAHMOUD NADIR

Promotion 2016/2017

# **Remerciement**

*En premier lieu, je remercie ALLAH le tout puissant par la grâce de QUI les bonnes œuvres seront complétée, puis exprimer ma gratitude envers mes très cher parents de m'avoir élevé, instruit, et pour tous leur sacrifice qu'ils ont accompli pour moi.*

*Mes sincère remerciements à mon encadreur Mr. NADIR, enseignant au département énergétique et Mr.K.KESSAL, ingénieur à la central d'EL HAMMA (sonelgaz) pour leur patience, disponibilité et surtout leurs judicieux conseils.*

*Mes remerciement vont également au directeur responsable de l'unité d'EL HAMMA, Mr. Bendache yacine de m'avoir accueillir au sein de son organisme.*

*Une pensée pleine de reconnaissance à tous les enseignants qui ont contribué à notre formation pendant toute la durée de nos études, pour nous permettre d'acquérir ce modeste savoir.*

*Mes remerciement vont à toute personne ayant contribué de près ou de loin à l'élaboration de mon travail.*

*Je remercie les membres du jury qui ont accepté de juger ce travail.*

# Dédicaces

Au nom d'ALLAH Le clément, Le miséricordieux, louange à **ALLAH** Le tout puissant

Je dédie ce mémoire à mes très chers parents à qui je dois tout ce travail

Qui est le fruit de leur

Amour, encouragement et sacrifices

A ma très chère mère

A mon cher père

A mes chers sœurs

A mes meilleurs amis

A toute personne ayant contribué à la réalisation de ce travail.

# **SOMMAIRE**

# Sommaire

## Liste des figures

## Nomenclature

<b>Introduction générale.....</b>	<b>02</b>
<b>Chapitre I : Présentation et description générale de la centrale d'EL Hamma et du cycle combiné.</b>	
I.1.Présentation de la centrale d'EL Hamma.....	04
I.1.2 Caractéristique générale du projet.....	04
I.1.3 caractéristique technique du modèle V94.3A.....	05
I.2 Description de la turbine à gaz siemens V94.3A.....	08
I.2.1 introduction.....	08
I.2.2 Définition de la TAG.....	08
I.2.3 Classification des TAG.....	09
• Par le mode construction.....	09
• par le mode de travail.....	09
• par le mode de fonctionnement thermodynamique.....	09
I.2.4 Eléments essentielles de la TAG V94.3A.....	10
• Compresseur.....	10
• Chambre de combustion.....	10
• Turbine.....	12
I.3 Définition et description du cycle combiné.....	12
I.4 Objectif de la transformation.....	13
I.4.1 Augmentation du rendement.....	13
I.4.2 Réduction des gaz à effet de serre.....	14
I.4.3 Economie de l'énergie primaire.....	14
I.5 Différentes composantes du cycle combiné.....	14
I.5.1 Présentation générale.....	14
I.5.2 Type de chaudière de récupération.....	14
I.5.2.1 Chaudière à un niveau de pression.....	15
I.5.2.2 Chaudière à deux niveaux de pression.....	15
I.5.2.3 Chaudière à trois niveaux de pression.....	16
I.6 Turbine à vapeur.....	17
I.7 Condenseur.....	18
I.8 Analyse technique.....	18
I.8.1 Choix du combustible.....	19
I.8.2 Les soutirages.....	19
I.8.3 Le post combustion.....	20
I.9 Etude théorique de la centrale transformée gaz-vapeur.....	20

I.9.1 Cycle thermodynamique de la TGV.....	20
I.9.1.1 Cycle réel de joule.....	20
I.9.1.2 Cycle thermodynamique eau-vapeur (cycle de Hirn).....	20
I.9.1.3 Combinaison des deux cycles.....	21
I.10 Les avantages et les inconvénients du cycle combiné.....	22
<b>Chapitre II : Modélisation thermodynamique et économique des cycles combinés.</b>	
II.1 Analyse thermodynamique de la turbine à gaz simple .....	24
II.1.1 Introduction.....	24
II.1.2 Description du cycle réel.....	24
II.1.3 Modélisation de la compression.....	25
II.1.3.1 Travail obtenu pour la compression.....	26
II.1.4 Modélisation de la chambre de combustion.....	27
II.1.5 Modélisation de la turbine.....	27
II.1.5.1 Travail fourni par la turbine.....	28
II.1.6 Analyse des performances de la TAG.....	28
• Travail spécifique.....	28
• Rendement globale.....	28
II.2 Analyse thermodynamique de la turbine à vapeur.....	29
II.2.1 Pompes.....	30
II.2.2 Evaporation et surchauffe.....	30
II.2.3 Détente.....	30
II.2.4 Condensation.....	31
II.2.5 Analyse des performances du cycle vapeur.....	31
II.3 Analyse thermodynamique du cycle combiné Gaz- vapeur.....	31
II.3.1 Calcul du débit de vapeur.....	32
II.3.2 Analyse des performances du cycle combiné.....	33
• Travail spécifique.....	33
• Rendement globale.....	33
II.4 Aspect économique.....	33
II.4.1 Introduction.....	33
II.4.2 Critère d'analyse économique des TG et CC.....	33
II.4.3 Coût unitaire de l'électricité.....	33
II.4.4 Valeur actuelle nette.....	34
II.4.5 Prix critique de rentabilité.....	34
II.4.6 Coût spécifique d'investissement.....	34
II.4.7 Recette annuelle.....	35
II.4.8 Dépense d'exploitation.....	35
<b>Chapitre III : Résultats et interprétation</b>	
III.1 Introduction.....	37
III.2 L'influence du taux de compression sur les performances thermodynamique.....	37
III.2.1 L'influence du taux de compression et la pression de vapeur sur le rendement du	

cycle combiné.....	<b>37</b>
III.2.2 L'influence du taux de compression et la pression de vapeur sur le titre X.....	<b>38</b>
III.2.3 L'influence du taux de compression et la pression de vapeur sur le travail spécifique.....	<b>39</b>
III.2.4 L'influence du taux de compression et la pression de vapeur sur la température des gaz à la sortie de l'économiseur.....	<b>40</b>
III.2.5 L'influence du taux de compression et la pression de vapeur sur la température de fumées.....	<b>41</b>
III.2.6 L'influence du taux de compression et la pression de vapeur sur la température de vapeur sortie chaudière.....	<b>42</b>
III.3 Influence du coût unitaire de carburant et la durée de vie sur les performances économiques.....	<b>43</b>
III.3.1 Influence du prix unitaire de carburant sur le coût unitaire d'électricité.....	<b>43</b>
III.3.2 Influence de la durée de vie sur le coût unitaire d'électricité.....	<b>44</b>
III.3.3 Influence de la durée de vie sur le bénéfice net.....	<b>45</b>
III.3.4 Influence du prix de vente sur la durée de vie.....	<b>54</b>
<b>Conclusion générale.....</b>	<b>58</b>

**ANNEXE**

# Liste des figures

<b>Figure I.1:</b> Présentation de la centrale d'EL HAMMA.....	<b>04</b>
<b>Figure I.2:</b> Schéma de la turbine à gaz ANSALDO SIEMENS V94.3A d'EL HAMMA.....	<b>04</b>
<b>Figure I.3:</b> Schéma descriptive de la TAG.....	<b>08</b>
<b>Figure I.4:</b> Compresseur axial.....	<b>10</b>
<b>Figure I.5:</b> Vue interne de la chambre de combustion.....	<b>10</b>
<b>Figure I.6:</b> Turbine.....	<b>12</b>
<b>Figure I.7:</b> Schéma descriptive du cycle combiné.....	<b>13</b>
<b>Figure I.8:</b> Schéma descriptive d'un cycle combiné à trois niveaux de pression.....	<b>14</b>
<b>Figure I.9:</b> Chaudière à un niveau de pression.....	<b>16</b>
<b>Figure I.10:</b> Chaudière à deux niveaux de pression en cascade.....	<b>17</b>
<b>Figure I.11:</b> Chaudière à deux niveaux de pression en parallèle.....	<b>17</b>
<b>Figure I.12:</b> Chaudière à trois niveaux de pression.....	<b>18</b>
<b>Figure I.13:</b> Condenseur de vapeur.....	<b>19</b>
<b>Figure I.14:</b> Diagramme (T - S) réel de la turbine à gaz V94.3A.....	<b>20</b>
<b>Figure I.15:</b> Diagramme (T- S) du cycle de Hirn.....	<b>21</b>
<b>Figure I.16:</b> Combinaison des deux cycles gaz-vapeur.....	<b>21</b>
<b>Figure II.1:</b> Diagramme (T- S) et (P - V) pour un cycle réel.....	<b>24</b>
<b>Figure II.2:</b> Schéma descriptive de la turbine à gaz.....	<b>25</b>
<b>Figure II.3:</b> Schéma d'une turbine à vapeur.....	<b>29</b>
<b>Figure II.4:</b> Diagramme ( T- S) du cycle de Hirn.....	<b>29</b>
<b>Figure II.5:</b> Schéma de principe d'un cycle combiné construit autour d'une Turbine à vapeur à un niveau de pression.....	<b>31</b>
<b>Figure II.6:</b> Evolution des températures dans la chaudière de récupération.....	<b>32</b>
<b>Figure III.1:</b> Evolution du rendement en fonction du taux de compression et de la pression du cycle vapeur; [a]/TIT=1250°C , [b]/TIT=1350°C , [c]/TIT=1500°C.....	<b>37</b>
<b>Figure III.2 :</b> l'évolution du titre en fonction du taux de compression et de la pression du cycle vapeur; [a]/TIT=1250°C , [b]/TIT=1350°C , [c]/TIT=1500°C.....	<b>39</b>
<b>Figure III.3:</b> Evolution du travail spécifique en fonction du taux de compression et de la pression du cycle vapeur; [a]/TIT=1250°C , [b]/TIT=1500°C.....	<b>40</b>
<b>Figure III.4 :</b> Evolution de la température des gaz à la sortie de l'économiseur en fonction du taux de compression et de la pression du cycle vapeur; [a]/TIT=1250°C , [b]/TIT=1350°C , [c]/TIT=1500°C.....	<b>41</b>
<b>Figure III.5 :</b> Evolution de la température de fumés en fonction du taux de compression et de la pression du cycle vapeur; [a]/TIT=1250°C , [b]/TIT=1350°C , [c]/TIT=1500°C.....	<b>42</b>
<b>Figure III.6:</b> Evolution de la température de vapeur sortie chaudière en fonction du taux de compression; [a]/TIT=1250°C , [b]/TIT=1350°C , [c]/TIT=1500°C.....	<b>43</b>

<b>Figure III.7 :</b> Evolution du coût unitaire d'électricité en fonction du prix unitaire du carburant;[a]/(N=5ans,H=8000h) , [b]/(N=10ans,H=8000h) , [c]/(N=15ans,H=8000h) , [d]/(N=5 à 25ans,H=8000h).....	<b>44</b>
<b>Figure III.8:</b> Evolution du coût unitaire d'électricité en fonction de la durée de vie; [a]/(C <sub>f</sub> =0.01,N=8000h) , [b]/(C <sub>f</sub> =0.3,N=8000h) , [c]/(C <sub>f</sub> =0.8,N=8000h) , [d]/(C <sub>f</sub> =2,N=8000h).....	<b>45</b>
<b>Figure III.9:</b> Evolution du bénéfice net en fonction de la durée de vie; [a]/(C <sub>f</sub> =0.01,Sp=0.01,N=3000h) , [b]/(C <sub>f</sub> =0.01,Sp=0.05,N=3000h) , [c]/(C <sub>f</sub> =0.01,Sp=0.1,N=3000h) , [d]/(C <sub>f</sub> =0.01,Sp=0.2,N=3000h).....	<b>46</b>
<b>Figure III.10:</b> Evolution du bénéfice net en fonction du nombre d'années; [a]/(C <sub>f</sub> =0.01,Sp=0.01,N=6000h) , [b]/(C <sub>f</sub> =0.01,Sp=0.05,N=6000h) , [c]/(C <sub>f</sub> =0.01,Sp=0.1,N=6000h) , [d]/(C <sub>f</sub> =0.01,Sp=0.2,N=6000h).....	<b>47</b>
<b>Figure III.11:</b> Evolution du bénéfice net en fonction du nombre d'années; [a]/(C <sub>f</sub> =0.01,Sp=0.01,N=8000h) , [b]/(C <sub>f</sub> =0.01,Sp=0.05,N=8000h) , [c]/(C <sub>f</sub> =0.01,Sp=0.1,N=8000h) , [d]/(C <sub>f</sub> =0.01,Sp=0.2,N=8000h).....	<b>48</b>
<b>Figure III.12:</b> Evolution du bénéfice net en fonction du nombre d'années; [a]/(C <sub>f</sub> =0.1,Sp=0.01,N=3000h) , [b]/(C <sub>f</sub> =0.1,Sp=0.05,N=3000h) , [c]/(C <sub>f</sub> =0.1,Sp=0.1,N=3000h) , [d]/(C <sub>f</sub> =0.1,Sp=0.2,N=3000h).....	<b>50</b>
<b>Figure III.13:</b> Evolution du bénéfice net en fonction du nombre d'années; [a]/(C <sub>f</sub> =0.1,Sp=0.01,N=6000h) , [b]/(C <sub>f</sub> =0.1,Sp=0.05,N=6000h) , [c]/(C <sub>f</sub> =0.1,Sp=0.1,N=6000h) , [d]/(C <sub>f</sub> =0.1,Sp=0.2,N=6000h).....	<b>51</b>
<b>Figure III.14:</b> Evolution du bénéfice net en fonction du nombre d'années; [a]/(C <sub>f</sub> =0.1,Sp=0.01,N=8000h) , [b]/(C <sub>f</sub> =0.1,Sp=0.05,N=8000h) , [c]/(C <sub>f</sub> =0.1,Sp=0.1,N=8000h) , [d]/(C <sub>f</sub> =0.1,Sp=0.2,N=8000h).....	<b>52</b>
<b>Figure III.15:</b> Evolution du bénéfice net en fonction du nombre d'années; [a]/(C <sub>f</sub> =0.5,Sp=0.01,N=3000h) , [b]/(C <sub>f</sub> =0.5,Sp=0.05,N=3000h) , [c]/(C <sub>f</sub> =0.5,Sp=0.1,N=3000h) , [d]/(C <sub>f</sub> =0.5,Sp=0.2,N=3000h).....	<b>53</b>
<b>Figure III.16:</b> L'évolution du prix de vente en fonction de la durée de vie; [a]/(C <sub>f</sub> =0.01,N=3000h) , [b]/(C <sub>f</sub> =0.01,N=6000h) , [c]/(C <sub>f</sub> =0.01,N=8000h) , [d]/(C <sub>f</sub> =0.5,N=3000h).....	<b>55</b>

# Nomenclature

$C_p$ : capacité calorifique à pression constante.	[KJ/kg.k]
$\dot{m}_a$ : débit d'air.	[Kg/s]
$e$ : débits des fluides de refroidissement de la turbine par rapport au débit d'air.	[-]
$f$ : fraction de fuel par rapport à l'air.	[-]
$h$ : enthalpie.	[KJ/kg]
$\gamma$ : Coefficient polytropique	[-]
$\dot{m}_f$ : débit de fuel.	[kg/s]
$\dot{m}_g$ : débit gaz	[kg/s]
$p$ : pression.	[Bar]
$p_a$ : pression ambiante.	[Bar]
$\Delta p_{cc}$ : pertes de pression total dans la chambre de combustion.	[Bar]
$\dot{m}_v$ : débit de vapeur.	[kg/s]
$\Delta p_{in}$ : pincement de la chaudière.	[k]
P.C.I : pouvoir calorifique inférieur (gaz naturel).	[KJ/kg]
$Q_{cc}$ : énergie fournie dans la chambre de combustion.	[KJ]
$\zeta_{comb}$ : taux de pertes de pression dans la chambre de combustion	[-]
$R$ : constante des gaz parfait.	[J/kg.k]
$T$ : températures.	[k]
$T_a$ : températures ambiante.	[K]
TOT : températures des gaz d'échappement.	[K]
TIT : températures des gaz avant l'entrée turbine.	[K]
$x$ : titre de vapeur à l'échappement.	[-]
$\eta_{mec}$ : rendement mécanique.	[-]
$\eta_{cc}$ : rendement de la chambre de combustion.	[-]

**Indices:**

1, 2, 3, 4, positions sur la turbine à gaz

1vp, 2 vp , 2' vp , 2'' vp , 3 vp , 4 vp positions sur la turbine à vapeur et le cycle de hirn.

[-] sans dimension

**Abréviations:**

$\Pi_c$  Taux de compression

CC: cycle combiné

HRSG récupérateur générateur de vapeur (heat recovery steam generator )

$C_f$  prix unitaire du carburant

P pompe

TAG turbine à gaz simple

TAV turbine à vapeur

NPV bénéfice net (valeur actuelle nette).

$S_p$  prix de vente (prix critique de rentabilité).

$E_c$  coût unitaire d'électricité

$I_s$  coût spécifique d'investissement.

$I_{Tot}$  Recette annuelle

# **INTRODUCTION GENERALE**

## introduction générale

---

Le monde de l'énergie est très vaste, il comporte plusieurs secteurs qui sont comptés parmi les points stratégiques de l'économie d'un pays, on compte parmi ces secteurs: l'énergie électrique.

Notre pays, étant en voie de développement, à déjà accédé à ce secteur par la création des installations spécialisées dans la production de cette énergie, parmi ces installations: les turbines a gaz, les turbines a vapeur, cycles combiné.....etc.

L'amélioration des performances thermodynamiques d'un cycle combiné est généralement accompagné par un surcoût d'investissement ce qui pourrait conduire à l'augmentation du coût unitaire d'électricité. Il se pourrai donc que dans le cas des données économiques particulières l'utilisation du cycle combiné devient plus intéressante.

Ainsi, dans ce qui suit on va s'intéresser à l'étude thermo-économique comparativement entre la turbine à gaz V94.3A d'EL HAMMA et le cycle combiné en considérant plusieurs scénarios combinant entre plusieurs paramètres économiques variables à savoir: le prix du carburant, le prix de vente, la durée de vie de l'installation et la durée de fonctionnement durant une année. Cette étude, permet non seulement d'approfondir nos connaissances sur le principe de fonctionnement de diverses composantes de la turbine à gaz ainsi que l'introduction du cycle combiné.

La solution proposée est d'abord thermodynamique, permettant d'adapter une chaudière de récupération et une turbine à vapeur à la turbine à gaz d'EL HAMMA en tenant compte des aspects économiques par la diminution indirecte du coût.

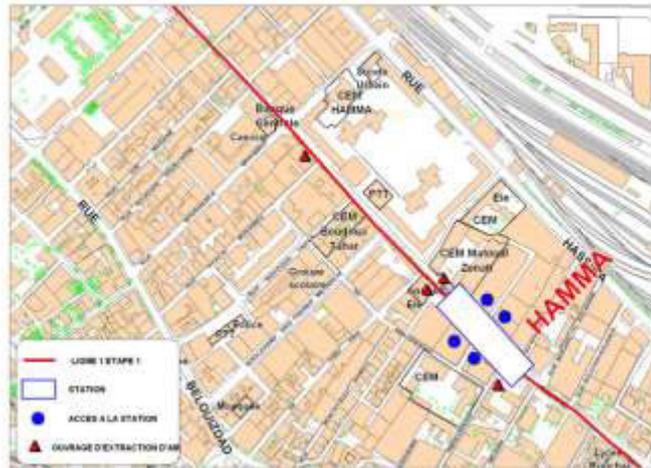
Afin de réaliser cet objectif, on doit suivre les étapes suivantes:

- Au menu du premier chapitre, on a un descriptif de la turbine à gaz et du cycle combiné. Contenant leur principe de fonctionnement et les différentes composantes du système ainsi que l'étude de leurs cycles thermodynamiques.
- Dans le deuxième chapitre, on effectuera une analyse thermodynamique de la turbine à gaz et du cycle combiné ou les modèles et les formules mathématique seront passé en revue et décrits dans les détails, tout en tenant compte de l'aspect économique. Un programme écrit en langage informatique FORTRAN a été développé pour ces fins.
- Dans le troisième chapitre, on a l'interprétation des résultats sous formes de graphes obtenus par le programme informatique FORTRAN pour l'aspect thermodynamique et l'aspect économique.
- La conclusion et les recommandations clôturent la présente étude.

# **CHAPITRE I :**

**Présentation et  
description générale de la  
centrale d'EL HAMMA et  
du cycle combiné.**

### I.1 Présentation de la central EL HAMMA :



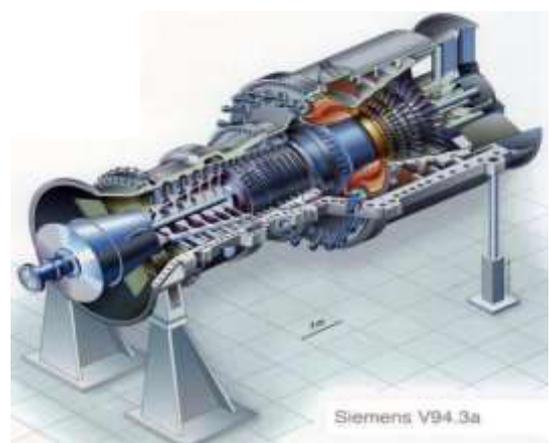
**Figure I.1:** Présentation de la central d'EL HAMMA

La centrale turbine à gaz HAMMA II est conçue et réalisée dans le but de sécuriser la capitale en matière d'alimentation en énergie électrique, elle a été mise en service en 2002 par le constructeur italien Ansaldo pour renforcer une ancienne installation de deux turbines 2x209MW datant de 1972 mais toujours opérationnelle en raison même de qualités de son services d'entretien et de maintenances. A quelques dizaines de mètres du jardin d'essai à la cité EL HAMMA au centre d'Alger, cette central occupe avec son bâtiment administratif, ses ateliers, ses installations anti-incendie, les aéro-réfrigérants, des alternateurs et les bacs à fuel, un site de deux hectares. Ses équipements de dernière génération deux turbines SIEMENS de 209 MW et un post d'évaluation de 220HV chacun lui assurent une polyvalence et un fonctionnement en mode de combustion hybride : le gaz comme combustible principal et le fuel comme combustibles de secours.

#### **I.1.2 caractéristique général du projet :**

Les turbines à gaz siemens/KVU sont des machines à un seul arbre ayant une seule enveloppe. Elles sont aptes à faire fonctionner des générateurs dans des centrales à la charge de base et à la charge de crête. Ainsi qu'à des applications de commandes mécaniques.

On peut utiliser ces turbines dans des cycles combinés et pour des applications de réchauffage de district. Elles peuvent fonctionner par des combustibles liquides, tels que l'huile combustible légère, ou par des combustibles gazeux ayant des valeurs calorifiques différentes, tels que gaz naturel ou gaz de haut fourneau.



**Figure I.2:** schéma de la TAG ANSALDO SIEMENS V94.3A d'EL HAMMA

**I.1.3 Caractéristiques techniques :**

***Caractéristique constructives du modèle :***

Puissance nominale : 232MW

Fréquence : 50HZ

***Compresseur***

Nombre d'étages : 17

Nombre d'étage d'aubes directrices : 1 à orientation variable (IGV)

Point de soutirage en aval :

De l'étage d'aube fixe 5

De l'étage d'aube fixe 10

De l'étage d'aube mobile 15

Taux de compression: 16 env.

***Turbine***

Nombre d'étages : 4

Débit des gaz d'échappement : 629 kg/s

Température des gaz d'échappement : env571 °C

***Chambre de combustion***

Type : Chambre annulaire

Nombre de chambre de combustion : 1

Nombre de bruleurs : 24

Nombre de dispositifs d'allumage par bruleurs : 1

***Circuit de combustible gazeux***

Nombre de vannes d'arrêt d'urgence : 1

Nombre de soupape de réglage : 1

***Circuit de combustible liquide***

- Ligne d'alimentation

Type et nombre de filtre à l'huile : 1duplex

## Chapitre I: Présentation et description générale de la centrale d'EL HAMMA et du cycle combiné

---

Capacité :	2X100%
Maillage :	0.025mm
Capacité nominale de rétention :	0.010mm
Type de pompe d'injection :	centrifuge
Nombre de pompe d'injection :	1
Capacité d'une pompe d'injection rapportée admissible :	100% à la puissance maximale
<ul style="list-style-type: none"><li>• <u>Systeme à diffusion</u></li></ul>	
Nombre de vannes d'arrêt d'urgence :	2
Nombre de robinets combinés isolement/réglage :	1
Nombre de soupape de réglage :	1
<ul style="list-style-type: none"><li>• <u>Systeme d'huile de graissage</u></li></ul>	
Type de lubrifiant	
Selon DI N 51 51 9 ou ASTM D 2422 :	ISO VG 46
Capacité de la cuve à l'huile :	16m <sup>3</sup> env.
Capacité du système d'huile:	13.5
Temps de séjours d'huile dans la cuve :	6 min
Nombre d'aspirateurs des buées d'huile :	2
<ul style="list-style-type: none"><li>• <u>Pompe à l'huile principale</u></li></ul>	
Type :	centrifuge
Quantité :	2
Capacité d'une pompe :	100%
Entraînement :	moteur CC
<ul style="list-style-type: none"><li>• <u>Pompe à l'huile de secours</u></li></ul>	
Type :	centrifuge
Quantité :	2
Entraînement :	moteur CC

- Pompe à l'huile à soulèvement

Type : pompe volumique  
Quantité : 1  
Entrainement : moteur CA

- Filtre à l'huile principale

Type : duplex  
Quantité : 1  
Capacité : 2X100%  
Maillage : 0.037 mm  
Capacité nominale de rétention : 0.025 mm

- Filtre à l'huile de soulèvement

Type : cartouche  
Quantité : 1  
Capacité : 100%  
Capacité nominale de rétention : 0.025 mm

- Crépine retour huile dans réservoir

Capacité nominale de rétention crépine : 0.28 mm

**Vireur**

Type : hydromoteur  
Quantité : 1  
Vitesse : 100 r pm

- Système hydraulique

Type : pompe à piston à cylindrée variable  
Quantité : 2  
Entrainement : moteur CA

- Spécification :

Prescriptions concernant les fluides de services de la turbine à gaz

Air, combustible, H<sub>2</sub>O

E-1/1 20, situation970812APV

## I.2 Description de la turbine à gaz Siemens V94-3 A :

### I.2.1 Introduction :

Les turbines à gaz font partie de la catégorie des turbomachines définie comme étant des appareils dans lesquels a lieu un échange d'énergie entre un moteur tournant autour d'un axe à vitesse constante et un fluide en écoulement permanent. Selon le type de fluide utilisé, dit fluide actif ou fluide moteur, on a affaire à une turbine hydraulique, une turbine à vapeur, une turbine à gaz. Dans ce dernier cas, le fluide moteur le plus fréquemment utilisé provient des gaz de combustion d'un combustible solide liquide ou gazeux. Selon le type d'énergie délivré, les turbines à gaz se répartissent en 2 classes : d'une part les turbomoteurs fournissent de l'énergie mécanique disponible sur un arbre et d'autre part, les turbo réacteurs fournissent de l'énergie cinétique utilisable pour la propulsion.

### I.2.2 définition de la turbine à gaz :

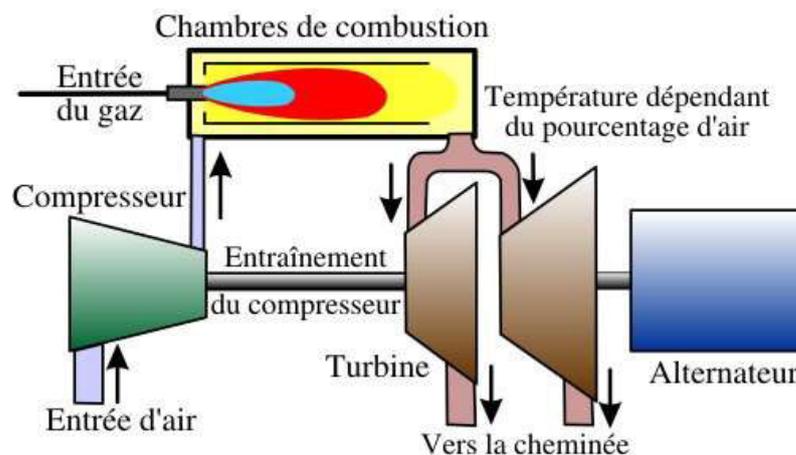


Figure I.3 : schéma descriptive de la turbine à gaz

C'est une machine qui transforme l'énergie thermique en énergie mécanique. Elle est composée d'un ou plusieurs compresseurs rotatifs, de dispositifs thermiques pour chauffer le combustible (chambre de combustion), une ou plusieurs turbines, système de contrôle et autres équipements auxiliaires essentiels, voir (ANNEXE A).

Tout échangeur (sauf l'échangeur de récupération de chaleur) installé dans le circuit du combustible principal est considérée comme étant partie de la turbine à gaz.

### I.2.3 Classification des turbines à gaz :

- **Par le mode de construction :**

L'objectif pour lequel, on utilise la turbine à gaz définit le type qu'on doit choisir. Dans l'industrie, on trouve les turbines à un seul arbre, dites aussi **mono-arbre**. Elles sont généralement utilisées dans le cas où on cherche un fonctionnement avec une charge constante (pour entrainer les générateurs d'électricité). Un deuxième type, englobe les turbines à deux arbres (**bi-arbre**) ; elles ont l'avantage d'entrainer des appareils à charges variables (pompes, compresseur...).

Elles se composent de deux parties, la première assure l'autonomie de la turbine, la deuxième est liée à la charge.

- **Par le mode de travail :**

On distingue deux types de turbine :

**A. Turbine à action :** ou l'énergie thermique est transformée complètement en énergie cinétique dans la directrice.

**B. Turbine à réaction :** une partie de l'énergie thermique est transformée dans la roue en énergie cinétique et mécanique.

- **Par le mode de fonctionnement thermodynamique :**

Il existe deux cycles thermodynamique :

**1. Turbine à gaz à cycle fermé :** dans laquelle le même fluide est repris après chaque cycle.

**2. Turbine à gaz à cycle ouvert :** c'est une turbine dont l'aspiration et l'échappement s'effectuent directement dans l'atmosphère. Ce type de turbine qui est le plus répandu se divise en deux classes :

**a. Turbine à cycles simple :** c'est une machine utilisant un seul fluide pour la production d'énergie mécanique, après la détente, les gaz possédant encore un potentiel énergétique sont perdus dans l'atmosphère à travers l'échappement.

**b. Turbine à cycles régénéré :** c'est une turbine dont le cycle thermodynamique fait intervenir plusieurs fluides moteurs dans le but d'augmenter le rendement de l'installation.

#### I.2.4 Les éléments essentiels de la turbine à gaz V94-3A :

- **Compresseur :**



Figure I.4: Compresseur axial

Figure I.4: compresseur

Le compresseur comporte 17 étages et présente un taux de compression de 16 environ. L'étage directeur d'entrée à orientation variable permet de maintenir constante la température des gaz d'échappement jusqu'aux alentours de la demi-charge et d'éviter ainsi une baisse sensible du rendement.

Un système anti-pompage soutire une quantité d'air suffisante pour assurer un fonctionnement stable du compresseur à basse vitesse. L'air est soutiré par deux conduites de décharge en aval du 5ème et du 10ème étage d'aubes fixes et une conduite en aval du 15ème étage d'aubes mobiles. Il est dirigé vers trois chambres annulaires par des espaces annulaires ménagés à cet effet entre les porte-aubes directrices. Les conduites de décharge sont dotées de clapets pneumatiques et conduisent l'air soutiré vers le diffuseur d'échappement. De l'air destiné au refroidissement de la turbine est également soutiré au niveau de plusieurs étages du compresseur.

La perte de puissance due à l'encrassement des aubes peut être récupérée par un lavage du compresseur. La périodicité de nettoyage est déterminée en fonction de la baisse des performances de la turbine. La procédure de nettoyage comprend une période de refroidissement.

- **La chambre de combustion :**



Figure I.5: Vue interne de la chambre de combustion

La turbine à gaz est dotée de 24 brûleurs hybrides répartis régulièrement sur le périmètre de la chambre de combustion annulaire afin d'assurer une zone de température homogène dans l'enceinte. Cette conception assure l'écoulement concentrique de l'air entre le compresseur et la chambre de combustion, puis des gaz entre la chambre de combustion et la turbine, ce qui se traduit par une perte de charge minimale.

La chambre de combustion comporte des brûleurs hybrides pour un fonctionnement double combustibles. Tous les brûleurs sont des ensembles identiques constitués de plusieurs injecteurs. Ces brûleurs hybrides permettent de réduire les NOx par un procédé sec tout en maintenant les émissions de CO à un niveau minimal.

Ils fonctionnent à cet effet en mode pré mélange dans la plage de charge supérieure. En mode diffusion, le combustible est brûlé pendant qu'il est mélangé à l'air comburant.

En mode pré mélange - par contre, le combustible est mélangé à l'air dans l'injecteur à pré mélange avant d'être brûlé.

L'injection d'eau pour la suppression des NOx thermiques est possible, si elle est requise et prévue.

Les brûleurs hybrides autorisent les modes de fonctionnement suivantes:

➤ **MARCHE AU COMBUSTIBLES GAZEUX :**

MODE DIFFUSION POUR FONCTIONNEMENT JUSQU'A LA PLEINE CHARGE:

Le gaz combustible arrivant par la tuyauterie d'alimentation en gaz de diffusion entre dans les tabulateurs axiaux des injecteurs de gaz de diffusion.

MODE PREMELANGE POUR FONCTIONNEMENT ENTRE LA DEMI CHARGE ET LA PLEINE CHARGE:

Le gaz combustibles passe par les injecteurs situés au-dessus du turbulateurs diagonal et se mélange à l'air sur son trajet vers la chambre de combustion. De plus, du gaz combustibles est envoyé vers l'injecteur pilote afin de stabiliser la flamme.

➤ **MARCHE AU COMBUSTIBLES LIQUIDE:**

Les brûleurs de fioul en mode diffusion vaporisent le fioul de façon à ce qu'il puisse s'enflammer complètement dans la chambre de combustion.

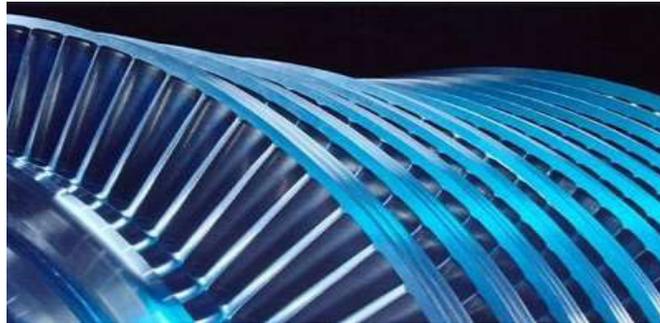
MODE DIFFUSION POUR FONCTIONNEMENT JUSQU'A LA PLEINE CHARGE:

Le fioul arrivant par la tuyauterie d'alimentation en fioul de diffusion pénètre dans les chambres de turbulence des injecteurs de fioul de diffusion. Une partie du fioul est injectée directement dans la chambre de combustion, le reste s'écoulant dans la tuyauterie du fioul.

MODE PREMELANGE POUR FONCTIONNEMENT ENTRE LA DEMI CHARGE ET LA PLEINE CHARGE:

Le fioul est atomisé par de nombreux petits injecteurs situés dans le canal d'air primaire du brûleur, en aval du turbulateurs diagonal. Ainsi, le fioul et l'air sont mélangés avant de pénétrer dans la chambre de combustion. De plus il est envoyé vers la lance centrale afin de stabiliser la flamme.

- La turbine:



**Figure I.6:** Turbine

Les gaz chauds issus de la chambre de combustion se détendent dans une turbine à quatre étages. Les aubes mobiles de la turbine sont constituées d'une paie, d'un bandage intérieur et du pied. En raison des importantes contraintes thermiques et mécaniques auxquelles elles sont soumises, les aubes des trois premiers étages sont dotées d'un revêtement de protection contre la corrosion à hautes températures.

Les aubes fixes sont constituées d'un bandage extérieur, de la pale et d'un bandage intérieur.

Les quatre étages d'aubes fixes et les trois premiers étages d'aubes mobiles sont refroidis à l'air. L'air de refroidissement destiné à la turbine est prélevé aux étages appropriés du compresseur. Les aubes sont refroidies par film, par impact ou par convection, selon les étages de la turbine.

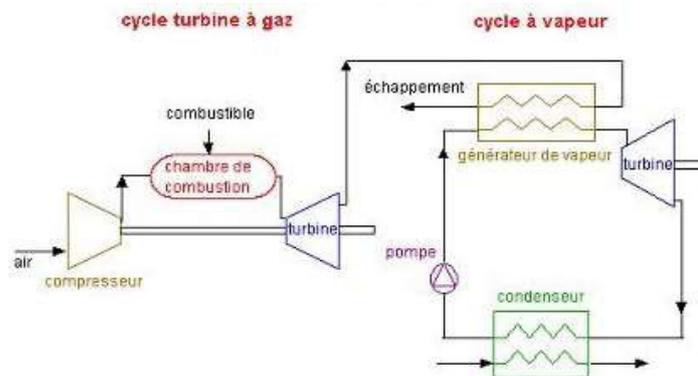
### **I.3 Définition et description du cycle combiné:**

Le cycle combiné consiste à récupérer l'énergie thermique des gaz très chauds à l'échappement de la turbine à combustion, pour produire dans une chaudière de récupération de la vapeur utilisé pour alimenter un groupe turbo-alternateur à vapeur.

La transformation en cycle combiné, doit se faire dans des conditions plus au moins économique, ce qui est assuré par la central d'EL HAMMA avec :

- Le site de la centrale (l'approche de la mer ce qui donne une possibilité d'installer une unité de dessalement et de traitement d'eau).
- L'existence des zones libres sur le site de la centrale ce qui donne une possibilité d'installation des composants du cycle vapeur.

- L'emplacement de l'alternateur, placé sur le côté du compresseur, ce qui permet de récupérer la chaleur des gaz d'échappement de la turbine à gaz par l'intermédiaire d'une chaudière de récupération.



**Figure I.7:** schéma descriptive du cycle combiné.

Les cycles combinés sont reconnus pour produire des rendements nets plus élevés, soit plus de 60% rapportés au pouvoir calorifique inférieur du combustible (PCI); Ce rendement est obtenu en récupérant la chaleur des gaz d'échappement des turbines à gaz. La chaleur est récupérée en dirigeant les gaz d'échappement à haute températures des TAG vers des chaudières de récupération (générateurs de vapeur à récupération de chaleur ou HRSG) pour produire de la vapeur à haute, moyenne et basse pression. Les gaz d'échappement refroidis sont par la suite évacués à l'atmosphère par des cheminées.

La vapeur provenant des chaudières de récupération servira à entraîner une turbine à vapeur pour produire de l'électricité. La vapeur à basse pression extraite de la turbine à vapeur sera condensée par circulation d'eau froide dans un condenseur, ce condensat retourne ensuite aux chaudières de récupération pour y être revaporisé.

#### **I.4 Objectifs de la transformation:**

##### **I.4.1 Augmentation du rendement:**

L'ouverture du marché électrique algérien fait apparaître de nouveaux agents (investisseurs privés) qui vont installer et faire fonctionner de nouvelles centrales à cycles combinés à rendement élevé; le coût du gaz sera le même pour tous les agents, nouveaux et anciens, et la priorité de dispatching sera basée sur le coût marginal de production. Tout cela comporte la nécessité pour SPE d'adopter des solutions basées sur une très importante amélioration du rendement actuel de production pour ne pas courir le risque de passer en production de pointe.

### I.4.2 Réduction des gaz à effet de serre:

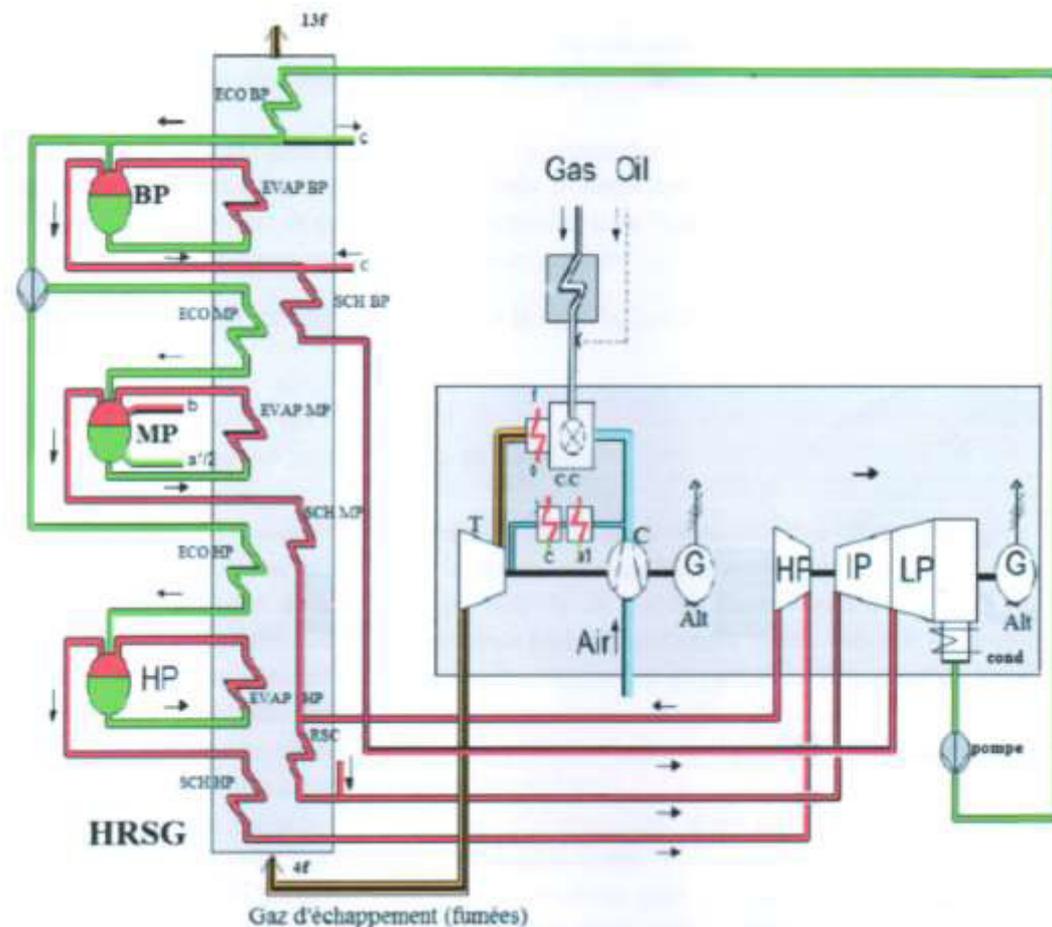
Les gaz à effet de serre, principalement le CO<sub>2</sub>, sont responsables de l'échauffement climatique de la terre. La plus grande partie de gaz carbonique provient de la combustion des combustibles fossiles, dans des centrales à gaz, à vapeur et à charbon. La transformation de ces derniers en centrales à cycles combinés permet de diminuer sensiblement l'émission de CO<sub>2</sub>.

### I.4.3 Economie de l'énergie primaire:

La récupération de la chaleur issue des gaz d'échappement de la turbine à gaz SIEMENS V94.3.A permet de faire une économie de l'énergie primaire.

## I.5 Différents composants du cycle combiné:

### I.5.1 Présentation générale:



**Figure I.8:** Schéma descriptif d'un cycle combiné à trois niveaux de pression.

La chaudière de récupération est l'élément du cycle combiné qui fait le lien entre le cycle gaz et le cycle eau-vapeur. L'amélioration des performances des cycles combinés est liée aux progrès technologiques des turbines à combustion et des TAV, mais aussi aux développements des chaudières (augmentation de l'énergie récupérée dans les gaz

d'échappement des turbines à combustion, positionnement des échangeurs de chaleur plus complexe, résistance des matériaux...).

Les chaudières de récupération sont un assemblage d'échangeurs dont le nombre et l'arrangement dépendent de la puissance à transmettre. Indépendamment de la configuration de la chaudière, on distingue deux catégories en fonction de l'arrangement des échangeurs qui est soit vertical, soit horizontal. Une autre différenciation est possible selon que la circulation est assistée ou naturelle. Le choix du nombre de niveaux de pression est une conséquence directe de la turbine à combustion qui a été retenue en amont. Le nombre des niveaux de pression est relativement aisé à deviner sur une installation; il suffit de compter le nombre de ballons dont dispose la chaudière. Les flux massiques et thermiques des fumées guident cette option. Les dénominations usuelles sont:

- chaudière à un niveau (1p);
- chaudière à deux niveaux (2p);
- chaudière à trois niveaux (3p);

### **I.5.2 Type de chaudière de récupération:**

#### **I.5.2.1 Chaudière à un niveau de pression:**

Dans une chaudière de récupération, les gaz d'échappement d'une turbine à combustion rencontrent successivement:

1. **un surchauffeur:** la vapeur provenant du ballon à l'état saturé est surchauffée.
2. **un évaporateur:** l'eau provenant de l'économiseur (à l'état liquide sous-saturé)

Passé à l'état saturé. Le mélange diphasique est admis dans le ballon ou se fait la séparation liquide/vapeur provenant de l'évaporateur. La partie liquide circule à nouveau dans l'évaporateur naturellement (thermosiphon) ou de manières assistées (pompe de circulation) jusqu'à la vaporisation.

3. un **économiseur:** l'eau en provenance d'une bache ou de circuit d'extraction est réchauffée jusqu'à une température voisine de son point de saturation, mais en restant à l'état liquide. Le cycle à un niveau de pression est le plus simple des cycles eau-vapeur dans les chaudières de récupération des centrales à cycle combiné. Dans ce type de cycle, la température des fumées rejetées à l'atmosphère au niveau de la cheminée reste élevée, de l'ordre de 150 à 180 C.

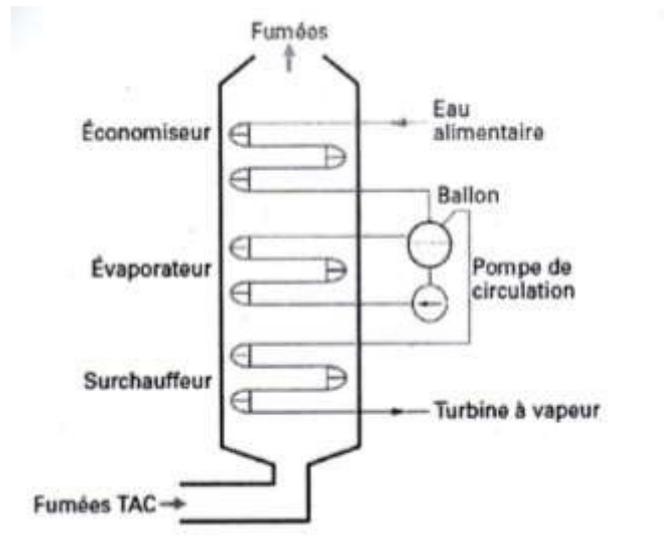


Figure I.9: Chaudière à un niveau de pression

#### I.5.2.2.chaudière à deux niveaux de pression:

Les deux niveaux de pression sont la juxtaposition de deux séries d'échangeurs. Un niveau de pression HP récupère la chaleur la chaleur à haute température alors qu'un niveau BP récupère la chaleur à basse température. Comparée au niveau simple pression, la température des fumées à la cheminée diminue de 50C° environ. Deux types d'arrangement existent sur le marché.

- Arrangement en cascade ou série

Le ballon séparateur BP fait la liaison entre deux niveaux de pression. Ainsi, la température d'entrée dans l'économiseur HP est égale à la température de saturation de l'eau dans le ballon BP. L'arrangement en cascade est moins utilisé en raison des risques de corrosion du circuit HP par la présence de fortes concentrations en sels dans le ballon BP.

- Arrangement en parallèle

L'économiseur HP est fractionné en deux parties. La première partie est placée en parallèle de l'économiseur BP. L'arrangement en parallèle évite la propagation de problèmes corrosifs dans l'économiseur HP lié au circuit BP.

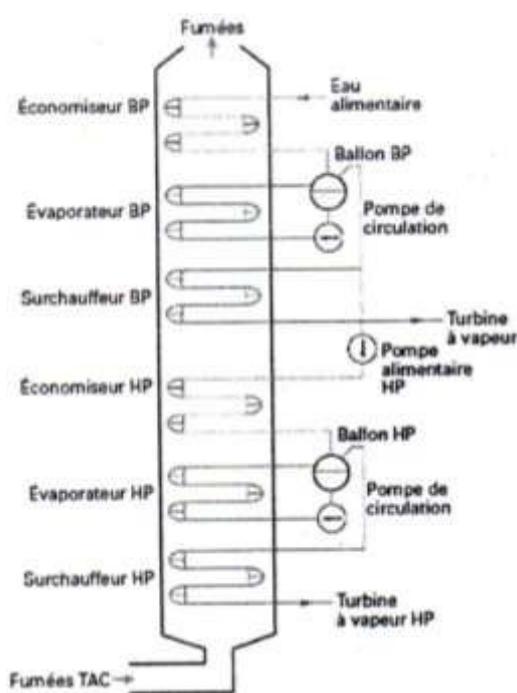


Figure I.10: Chaudière à deux niveaux de pression en cascade.

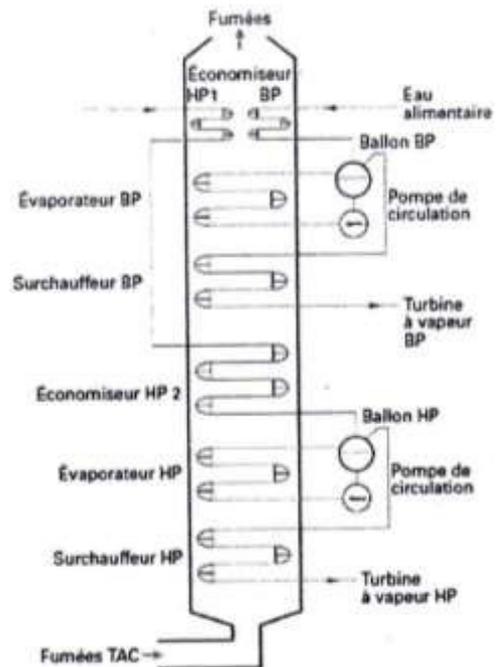


Figure I.11: Chaudière à deux niveaux de pression en parallèle.

### I.5.2.3 Chaudière à trois niveaux de pression:

Pour la chaudière à trois niveaux de pression, il devient de plus en plus difficile de diminuer (par rapport à deux niveaux de pression) la température des fumées à la sortie de la chaudière. Ainsi le gain de rendement par rapport à 2P.

Cependant, la complexité de l'installation est accrue, aussi bien dans la chaudière, qui est équipée d'un circuit MP supplémentaire, que dans la turbine à vapeur, qui nécessite un collecteur pour la vapeur MP. Un schéma classique de chaudière à trois niveaux de pression est donné par la figure (I.12).

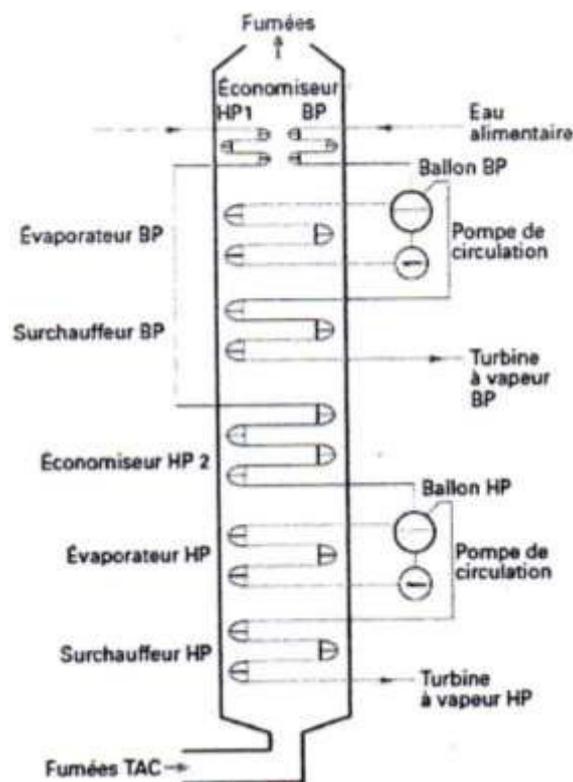


Figure I.12: Chaudière à trois niveaux de pression.

### I.6 Turbines à vapeur:

Les turbines à vapeur (TAV) employées dans les installations de cycle combiné ne sont pas différentes de celles qui équipent les autres installations de production d'énergie. Elles sont adaptées au niveau de puissance requis pour l'installation, mais leur technologie reste identique, à savoir qu'il est possible de trouver des machines à étages à action ou réaction. L'une ou l'autre technique est spécifique du savoir-faire de chaque constructeur. La vitesse de rotation des turbines est liée à la puissance à évacuer.

Les machines de forte puissance admettent un fort débit vapeur, ce qui nécessite une veine vapeur de grande section, donc des aubages de grand diamètre. Les contraintes liées à la vitesse de rotation sont telles qu'il a fallu réaliser des turbines (mi-vitesse) soit 1500tr/min au lieu des 3000tr/min, technologie des machines de plus petite taille. L'admission des turbines peut être également classée en deux familles, celles à injection totale et celles à injection partielle; et il y a aussi des turbines à condensation ou à contre pression.

### I.7 Condenseur:

Le condenseur est accolé à l'échappement de la turbine et reçoit la vapeur de cette dernière augmentée des retours de condensats du cycle, ou la vapeur du contournement turbine. Il a vocation à condenser l'ensemble des débits qu'il reçoit. L'eau de refroidissement est admise à l'intérieur des tubes et ensuite rejetée à la rivière, ou à la mer ou renvoyée au réfrigérant atmosphérique. Le condenseur est un matériel simple passe. Il assure également

la fonction de dégazage et d'extraction des gaz incondensables. Le dégazage permet l'élimination de l'oxygène dans l'eau afin de prévenir tout risque de corrosion dans les circuits de la centrale. Cette fonction est essentielle pour la qualité de l'eau. Un bon appareil optimise l'évacuation des incondensables car lors d'une condensation en film, ils peuvent constituer un obstacle entre la vapeur et le tube, ce qui conduit à diminuer fortement le coefficient d'échange en convection externe au tube et donc les performances du condenseur et de la tranche. Des pompes spécifiques et des éjecteurs de mise à vide s'acquittent de cette fonction d'évacuation des incondensables.

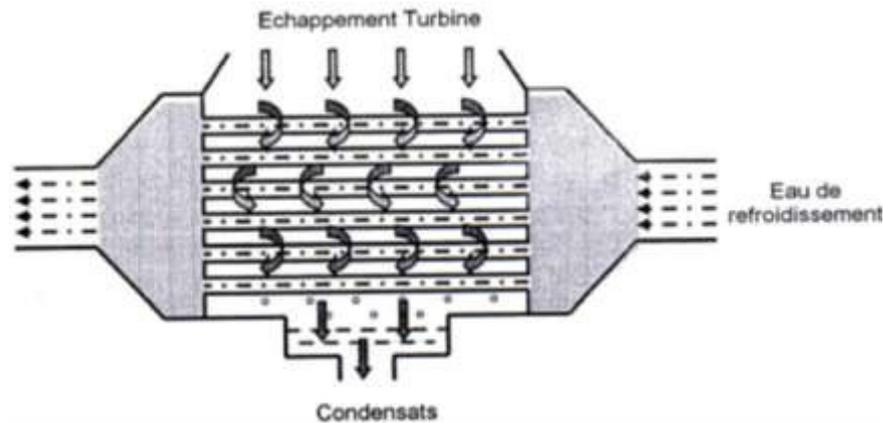


Figure I.13: Condenseur de vapeur

### I.8 Analyse technique:

Lors de la conception d'une centrale à cycle combiné, diverses configurations peuvent être envisagées, qui portent sur le choix des caractéristiques techniques suivantes:

- Le type de combustible;
- l'introduction de soutirages;
- la mise en place d'une postcombustion;
- le nombre de niveaux de pression.

#### I.8.1 Choix des combustibles:

Pour rappel, les trois principaux combustibles utilisés dans une centrale classique sont le gaz naturel, le fuel, et le charbon. Dans le cas d'un cycle combiné, le choix est alors guidé par des aspects économiques, liées aux prix des combustibles mais également à d'autres facteurs, et par des considérations techniques. Ces dernières s'expliquent par la présence, d'éléments qui peuvent avoir une action néfaste pour les organes de la turbine à gaz et de la chaudière de récupération.

### I.8.2 Les soutirages:

Si on réalise un soutirage, deux phénomènes sont possibles:

1. une diminution de la puissance fournie au niveau de la TAV, puisqu'on prélève une partie de la vapeur.
2. une augmentation de la température de l'eau à l'entrée de la chaudière de récupération.

### I.8.3 Le postcombustion.

## I.9 Etude théorique de la centrale transformée gaz-vapeur:

### I.9.1 Cycle thermodynamique de la TGV:

#### I.9.1.1 Cycle réel de Joule:

Le fonctionnement de la turbine est représenté par le cycle de Joule; l'air constitue le fluide qui va subir les transformations thermodynamiques. Il est aspiré, puis comprimé dans le compresseur (étape 1 fig.14).

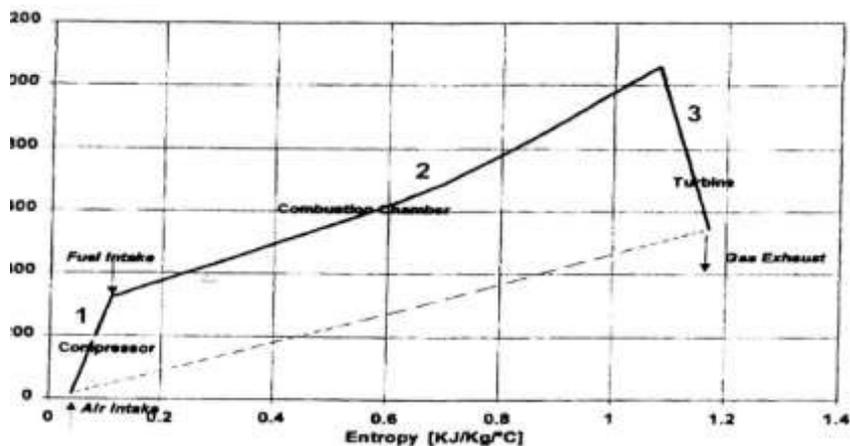


Figure I.14: Diagramme T-S réel de la turbine à gaz V94.3A

#### I.9.1.2 Cycle thermodynamique eau-vapeur (cycle de Hirn):

Le cycle de Hirn caractérise les transformations thermodynamiques du cycle eau-vapeur dans les centrales thermiques. Il considère deux transformations isothermes et une phase de surchauffe de vapeur.

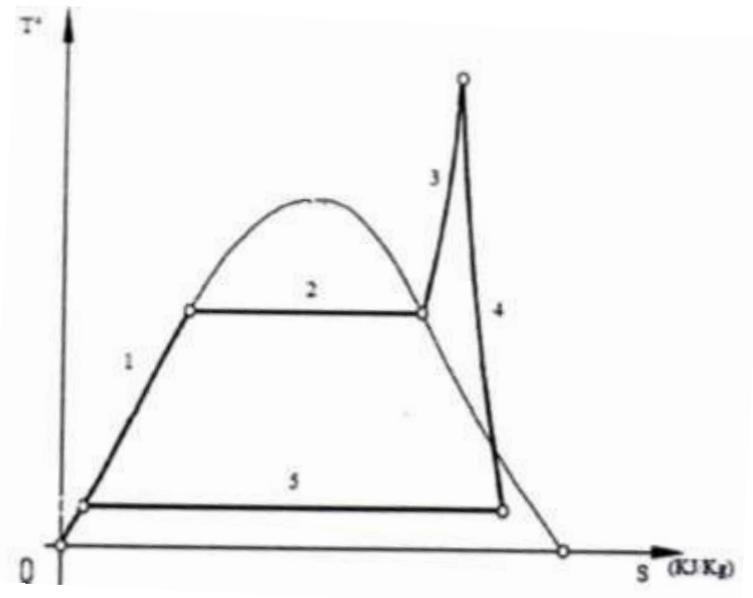


Figure I.15: Diagramme T-S du cycle de Hirn

### I.9.1.3 Combinaison des deux cycles:

L'installation à cycle combiné est la combinaison de deux cycles thermodynamiques, elle associe le fonctionnement d'une turbine à gaz (cycle de joule) à celui d'une chaudière de récupération et d'une turbine à vapeur (cycle de Hirn).

Les fumées qui sortent de la turbine à gaz à 576°C constituent la source chaude d'un cycle à eau vapeur de cycle associé.

Dans un échangeur de chaleur, la quantité de chaleur cédée par les fumées est égale à celle absorbée par eau/vapeur.

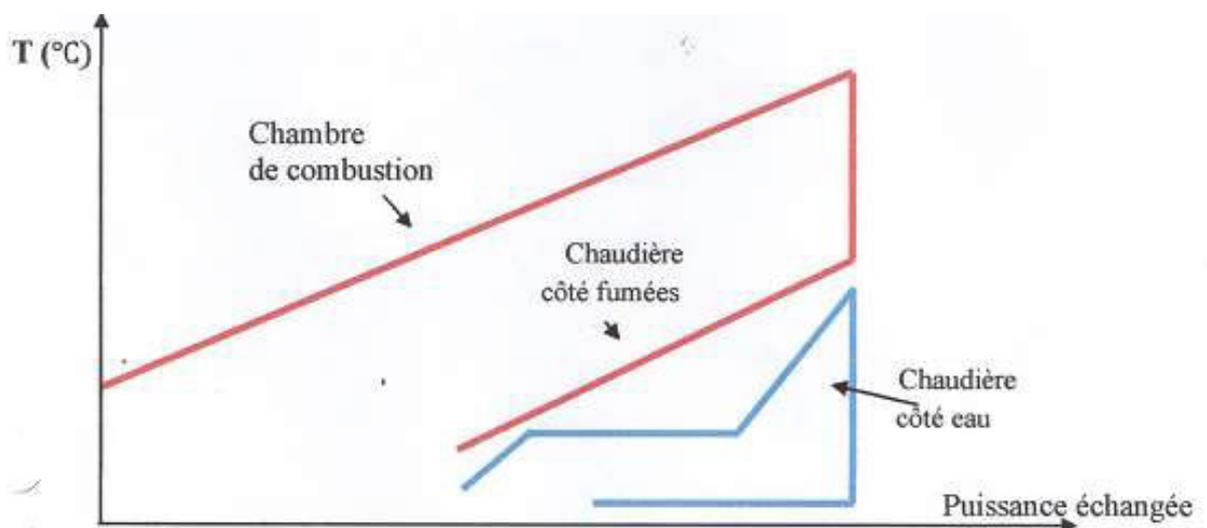


Figure I.16: Combinaison des deux cycles gaz-vapeur

On remarque que la chaleur cédée par les fumées est l'air délimitée par le segment (4g-5g) et les isentropiques 4g et 5g. La chaleur gagnée par l'eau est les segments A, B et les isentropiques A et B.

La chaleur perdue est l'air entre les deux cycles, délimitée par les points (4g, 5g, A, B).

L'analyse de la figure (I.16) indique une différence de température localement importante dans la zone de vaporisation (Evaporateur), d'où des irréversibilités importantes. Le transfert de chaleur se traduit par une réduction du travail fourni par le cycle combiné.

Pour profiter au mieux de l'énergie disponible, On utilise des chaudières à trois niveaux de pression figure (I.12). Ceci permet de rapprocher les courbes de températures des deux fluides (fumée et eau/vapeur) et diminuer la température de sortie des fumées. Le nombre accru de caractéristiques de conception de ce type de chaudière rend la sélection plus complexe.

#### I.10 Les avantages et les inconvénients du cycle combiné:

Les avantages	Les inconvénients
<ul style="list-style-type: none"><li>• Cette technologie demande un Investissement plus faible que d'autres Type de centrales.</li><li>• Conventions de puissance plus forte.</li><li>• Assure un rendement énergétique Nettement supérieur à celui d'une centrale Thermique classique (65% contre 38%). Ce Type de centrale peut être facilement Implanté au plus près des lieux de Consommation (Zones urbaines..).</li><li>• Les centrales à cycle combiné Permettent de réduire de 50% les Emissions de CO<sub>2</sub>, de diviser par trois les Oxydes d'azotes (NO<sub>x</sub>) et de supprimer les Rejets d'oxydes de soufre (SO<sub>2</sub>) par rapport Aux moyens de production thermique à Flamme (classique).</li><li>• En outre, lorsque la combustion Utilise du gaz naturel, cela ne produit ni Particules de poussière ni odeurs.</li></ul>	<ul style="list-style-type: none"><li>• La combustion d'une énergie fossile Entraîne inévitablement le rejet de gaz à Effet de serre (le gaz carbonique CO<sub>2</sub>) dans L'atmosphère. C'est le principal polluant De ces centrales.</li><li>• La plupart des turbines dites (à gaz) Peuvent brûler divers combustibles liquides, Et c'est la teneur en soufre du combustible Utilisé qui provoque la présence d'oxydes De soufre à l'échappement.</li></ul>

# **CHAPITRE II:**

## **Modélisation thermodynamique et économique des cycles combinés**



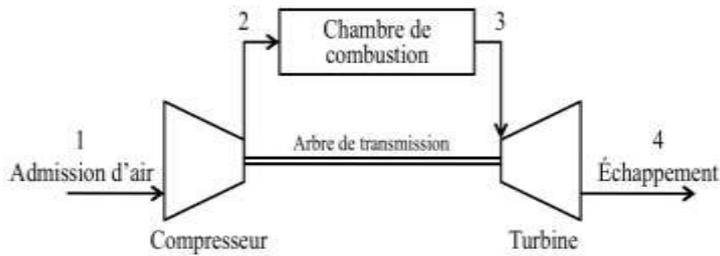


Figure II.2: Schéma descriptif de la turbine à gaz.

### II.1.3 Modélisation de la compression:

Le processus de compression (1-2) représenté par la figure(II.1) est caractérisé par son rendement polytropique exprimé comme suit :

$$\eta_{pc} = \frac{v dp}{dh} \quad (II.1)$$

avec :

$$dh = C_p dT \quad (II.2)$$

$$C_p = \frac{\gamma R}{\gamma - 1} \quad (II.3)$$

et :

$$\left(\frac{\gamma R}{\gamma - 1}\right) dT = \frac{v dp}{\eta_{pc}} \quad (II.4)$$

$$\frac{\gamma R}{\gamma - 1} dT = \frac{R T}{P} \frac{dp}{\eta_{pc}} \quad (II.5)$$

L'équation simplifiée sera :

$$\frac{dp}{p} = \left(\frac{\gamma \eta_{pc}}{\gamma - 1}\right) \frac{dT}{T} \quad (II.6)$$

En intégrant l'équation (6) de part et d'autre:

$$\int_1^2 \frac{dp}{p} = \int_1^2 \left(\frac{\gamma \eta_{pc}}{\gamma - 1}\right) \frac{dT}{T} \quad (II.7)$$

$$\ln p_2 - \ln p_1 = \left(\frac{\gamma \eta_{pc}}{\gamma - 1}\right) * (\ln T_2 - \ln T_1) \quad (II.8)$$

$$\ln\left(\frac{p_2}{p_1}\right) = \left(\frac{\gamma \eta_{pc}}{\gamma - 1}\right) * \ln\left(\frac{T_2}{T_1}\right) \quad (II.9)$$

En introduisant l'exponentielle :

$$\exp\left(\ln\left(\frac{p_2}{p_1}\right)\right) = \left(\frac{\gamma \eta_{pc}}{\gamma - 1}\right) \exp\left(\ln\left(\frac{T_2}{T_1}\right)\right) \quad (II.10)$$

$$\exp\left(\ln\left(\frac{P_2}{P_1}\right)\right) = \exp\left(\ln\left(\frac{T_2}{T_1}\right)\right)^{\frac{\gamma \cdot \eta_{pc}}{\gamma - 1}} \quad (\text{II.11})$$

Par conséquent :

$$\frac{P_2}{P_1} = \left(\frac{T_2}{T_1}\right)^{\frac{\gamma \cdot \eta_{pc}}{\gamma - 1}} \quad (\text{II.12})$$

Donc :

$$T_2 = T_1 * (\pi_c)^{\frac{\gamma - 1}{\gamma \cdot \eta_{pc}}} \quad (\text{II.13})$$

Avec :

$$\gamma = \frac{C_p}{C_p - R} \quad (\text{II.14})$$

et :

$$C_p = C_{p_a} \quad (\text{II.15})$$

La variation du  $C_{p_a}$  de l'air en fonction de la température est donnée par la corrélation suivante:

$$C_{p_a} = \sum_{n=0}^4 A(N) \cdot T^N \quad (\text{II.16})$$

Les coefficients  $A(N)$ ,  $N$  sont donnés au tableau B-1 (Annexe B). La précision de cette formule est suffisante, l'erreur maximum est de 0.3% sur l'intervalle (200K, 1400K) et ne dépasse pas 1% si la température atteint 1800K (1527°C).

L'équation (II.13) devient :

$$T_2 = T_1 * (\pi_c)^{\frac{R}{C_p \cdot \eta_{pc}}} \quad (\text{II.17})$$

Avec :

$$C_p = C_{p_{moy}} = \frac{1}{T_2 - T_1} \int_{T_1}^{T_2} C_{p_a}(T) \cdot dT \quad (\text{II.18})$$

Après intégration on aura la formule finale du  $C_{p_{moy}}$  suivante:

$$C_p = \frac{(A_0 T_2 + \frac{A_1}{2}) T_2^2 + \left(\frac{A_2}{3} T_2^3 + \frac{A_3}{4} T_2^4\right) - (A_0 T_1 + \frac{A_1}{2}) T_1^2 + \left(\frac{A_2}{3} T_1^3 + \frac{A_3}{4} T_1^4\right)}{T_2 - T_1} \quad (\text{II.19})$$

### II.1.3.1 Travail obtenu par la compression :

Nous avons d'après le premier principe de la thermodynamique :

$$dW_c + dQ = dh + dE_c \quad (\text{II.20})$$

Tel que:  $dQ = 0$  compression adiabatique

Et :  $dE_c = 0$  pas d'échange d'énergie cinétique

$$dW_c = dh \quad (\text{II.21})$$

$$\text{Donc :} \quad W_c = \int_1^2 dh \quad (\text{II.22})$$

$$\text{Et :} \quad dh = C_p dT \quad (\text{II.23})$$

Alors le travail requis par une unité de masse d'air entrant dans le compresseur s'exprime par :

$$W_c = \int_1^2 dh = C_{pa}(T_2)T_2 - C_{pa}(T_1)T_1 \quad (\text{II.24})$$

#### II.1.4 Modélisation de la chambre de combustion :

La combustion n'est pas considérée parfaite à cause des imbrûlés et seul le débit du carburant brûlé ( $\dot{m}_f$ ), apporte de l'énergie au fluide actif. Cela est représenté par le rendement de combustion ( $\eta_{cc}$ ). De plus, la pression subit des pertes de charge sur le segment 2-3 (voir figure II.1) au cours de la combustion qui sont notées par  $\Delta P_{cc}$ .

Comme la composition des gaz change après combustion, le fluide de travail n'est plus considérée comme air pur, il est constitué d'un mélange d'air et de produit de combustion, le mélange se compose principalement de :  $CO_2, H_2O, NO_x, \dots$

Mais la formule (II.16) reste toujours utile dans le cas des turbines à gaz. L'énergie apportée par le combustible est exprimée par unité de masse d'air entrant dans le compresseur comme suit :

$$Q = (1+f) (C_p(TIT)TIT - C_p(T_2) T_2) \quad (\text{II.25})$$

En faisant le bilan sur la chambre de combustion, le débit du carburant par rapport au débit d'air entrant dans le compresseur, à savoir  $f = \dot{m}_f / \dot{m}_a$ , peut être déduit comme suit :

$$\text{Tel que :} \quad Q = f \cdot PCI \cdot \eta_{cc} \quad (\text{II.26})$$

$$\text{Avec :} \quad h_g(TIT) = C_p(TIT) \cdot TIT \quad (\text{II.27})$$

$$\text{Et :} \quad h_g(T_2) = C_p(T_2) \cdot T_2 \quad (\text{II.28})$$

$$\text{Donc :} \quad f = \frac{h_g(TIT) - h_g(T_2)}{PCI \cdot \eta_{cc} - (h_g(TIT) - h_g(T_2))} \quad (\text{II.29})$$

#### II.1.5 Modélisation de la turbine :

En tenant compte des pertes de pression dans la chambre de combustion, le taux de détente et pris en fonction du taux de compression et des pertes de pression suivant la formule :

$$\frac{P_3}{P_4} = \frac{p_2 - \Delta p_c}{p_1} = \frac{p_2}{p_1} (1 - \zeta_{cc}) \quad (\text{II.30})$$

Ce qui donne :

$$\pi_d = \pi_c (1 - \zeta_{cc}) \quad (\text{II.31})$$

Tel que :

$$T_{cc} = \frac{4p_{cc}}{p_1} \quad (II.32)$$

Le processus de détente (segment 3-4 ; figure(II.1)) cause une augmentation d'entropie représentée par le rendement polytropique  $\eta_{pt}$  tel que:

$$\eta_{pt} = \frac{dh}{v dp} \quad (II.33)$$

Sachant que  $dh = C_p dT$  et que l'équation d'état des gaz parfaits est applicable, l'équation(II.26) devient :

$$\frac{dp}{p} = \left( \frac{C_p}{R \cdot \eta_{pt} T} \right) dT \quad (II.34)$$

Après intégration de l'équation (II.34) de part et d'autre on obtient l'équation suivante :

$$T_4 = \left( \frac{1}{\pi d} \right)^{\frac{R \cdot \eta_{pt}}{C_p}} \cdot T_3 \quad (II.35)$$

#### II.1.5.1 Travail fourni par la turbine :

Puisque l'enthalpie est en fonction d'état, l'écriture suivante est permise pour une unité de masse d'air entrant dans le compresseur :

$$W_{T(TG)} = (1+f) (h_g(TIT) - h_g(TOT)) \quad (II.36)$$

#### II.1.6 analyse des performances de la turbine à gaz :

Les paramètres les plus importants pour caractérisés une turbine à gaz sont :

- **Travail spécifique** : il est exprimé par la différence entre le travail produit par la turbine et celui consommé par le compresseur. En prenant en compte les pertes par frottement représentées par le rendement mécanique  $\eta_{mec}$  alors, pour une unité de masse d'air entrant dans le compresseur, le travail net est :

$$W_{TG(utile)} = W_{T(TG)} \cdot \eta_{mec} - W_{c(TG)} / \eta_{mec} \quad (II.37)$$

- **Le rendement globale** : il est évalué comme suit :

$$\eta_{glob} = \frac{W_{TG}}{Q_{cc}} \quad (II.38)$$

Avec :

$$Q_{cc} = f \cdot PCI \quad (II.39)$$

## II.2. analyse thermodynamique de la turbine à vapeur:

La figure (II.3) représente schématiquement les principaux composants de la turbine à vapeur, et la figure (II.4) retrace le cycle effectué par l'eau et la vapeur connu sous le nom de Hirn. Les propriétés du fluide de travail (enthalpies, entropies...) sont calculées à l'aide des formules de l'IAPWS (Association internationale des propriétés de l'eau et de la vapeur). Les différentes transformations thermodynamiques, qui composent ce cycle sont exposées dans ce qui suit.

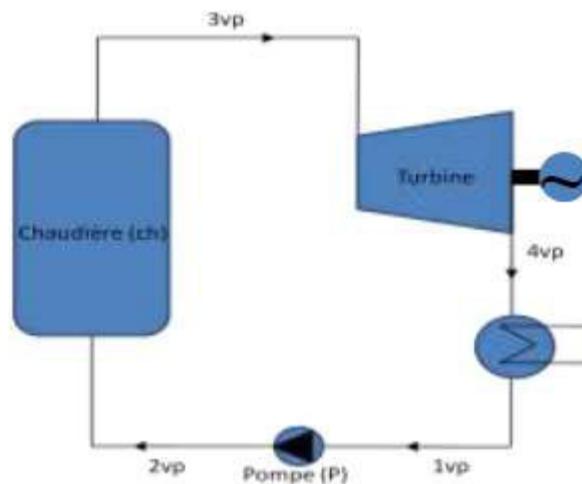


Figure II.3: schéma d'une turbine à vapeur.

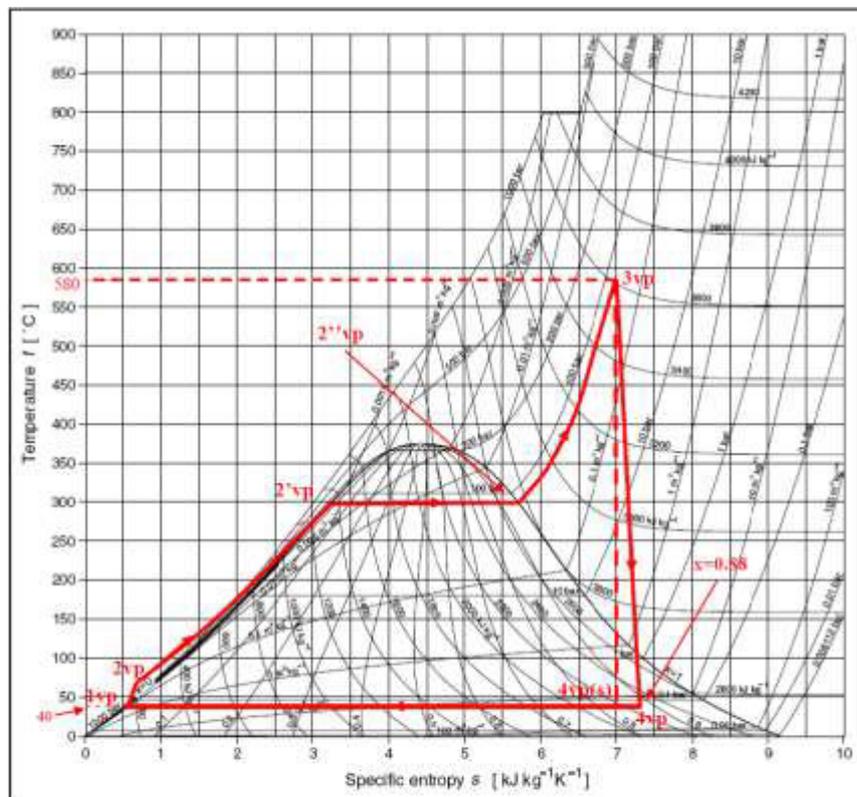


Figure II.4: Diagramme (T-S) du cycle de Hirn

**II.2.1 Pompes:**

L'eau est aspirée à l'état liquide saturé, à l'aide de la pompe (P), à la pression  $P_{1vp}$  ensuite refoulée à la pression  $P_{2vp}$ . Le travail consommé par la pompe est :

$$WP = (h_{2vp} - h_{1vp}) \quad (\text{II.40})$$

**II.2.2 Evaporation et surchauffe**

L'eau à l'état « 2vp » n'est pas saturée. Elle passe successivement par l'état « 2'vp » de liquide saturé (transformation accomplie dans l'économiseur) ; « 2''vp » de vapeur saturée sèche (accomplie dans l'évaporateur) et « 3vp » de vapeur surchauffée (transformation accomplie dans le surchauffeur). L'énergie fournie dans la chaudière est :

$$Q = h_{3vp} - h_{2vp} \quad (\text{II.41})$$

A cause des pertes de pression dans la chaudière, la pression de la vapeur à l'état « 3vp » n'est pas égale à la pression de l'eau à l'état « 2vp » ( $P_3 \neq P_2$ ).

Si «  $\zeta_{ch}(vp)$  » est le taux de ces pertes, alors :

$$P_{3vp} = P_{2vp} (1 - \zeta_{ch}(vp)) \quad (\text{II.42})$$

**II.2.3 Détente**

La vapeur surchauffée à la température  $T_{3vp}$  et à la pression  $P_{3vp}$  est détendue dans la turbine pour produire de l'énergie mécanique. A l'échappement de la turbine le fluide est à l'état « 4vp » de vapeur humide ; son titre « x » est obtenu en lisant directement sur le diagramme de Molier.

L'augmentation de la pression de refoulement de la pompe de la turbine à vapeur a pour conséquence de faire diminuer le titre de la vapeur saturée humide à la fin de la détente.

La bonne tenue mécanique des aubages exige du titre un minimum à savoir,  $x = 0,88$  au-dessous duquel toute valeur n'est pas permise. En pratique ce titre correspond à une pression de 80 bars.

Il faut noter que cette contrainte est posée pour un cycle vapeur avec une chaudière à un niveau de pression ; mais elle ne se pose pas de la même manière pour les cycles à resurchauffe de la détente ou pour les configurations adoptant des chaudières à « 2 », « 3 » ou plusieurs niveaux de pressions où des pressions supérieures à 180 bar sont permises.

Alors l'enthalpie à l'état « 4vp » est donnée par :

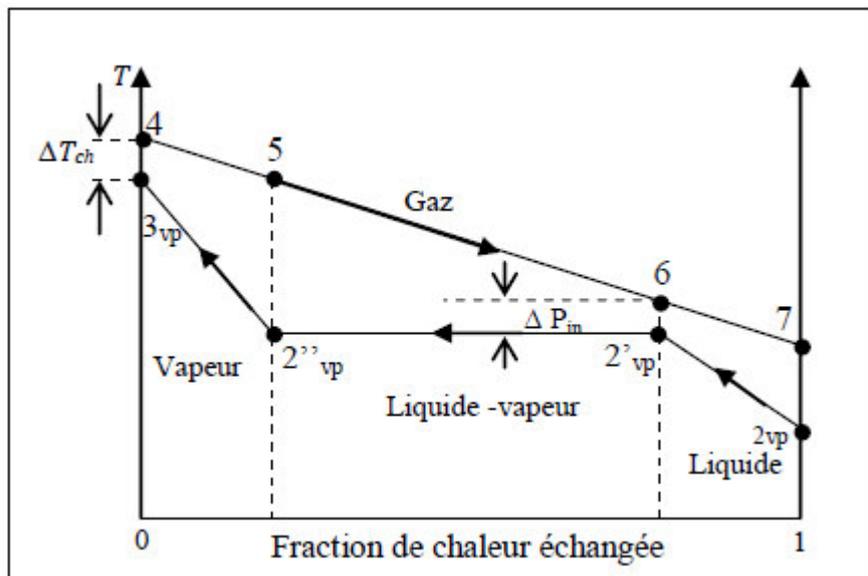
$$h_{4vp} = (1 - x)h_{1vp} + x h_v \quad (\text{II.43})$$



**II.3.1 Calcul du débit de vapeur:**

La température et la pression de l'eau à l'entrée de l'économiseur étant connues car elles sont imposées, nous pouvons déduire l'enthalpie de l'eau à l'état « 1vp » en remplaçant la température par T1 et la pression par P2. En connaissant la pression de refoulement de la pompe, nous pouvons obtenir la température de vaporisation correspondante à cette pression. La température T2'vp est la température du liquide saturé à la sortie de l'économiseur. L'enthalpie du liquide saturé est obtenue en posant T=T2'vp, P= P2vp. Connaissant le pincement « ΔPin » (imposé comme une caractéristique de la chaudière), nous pouvons déduire la température T6 côté fumée :

$$T6 = T2'vp + \Delta Pin \tag{II.46}$$



**Figure II.6:** Evolution des températures dans la chaudière de récupération (HRSG)

Si nous représentons les performances de la chaudière récupératrice (HRSG) par la différence « ΔTch » entre la température des gaz d'échappement (TOT) et la température de la vapeur à la sortie de la chaudière (T3vp). Donc:  $T3vp = TOT - \Delta Tch$ .

Il est maintenant possible de faire un bilan thermique sur l'ensemble des deux échangeurs « évaporateur – surchauffeur » (figure II.5) qui nous permet de déduire le débit de vapeur:

$$mv (h3vp - h2'vp) = mg ( h4 - h6 ) \tag{II.48}$$

Et :

$$mv = mg (h4 - h6) / (h3vp - h2'vp) \tag{II.49}$$

Le débit de vapeur par rapport au débit des gaz d'échappement est alors déduit de la

Relation (II.49) :

$$\frac{\dot{m}_v}{\dot{m}_g} = \frac{h_4 - h_6}{h_{3vp} - h_{2rvp}} \quad (\text{II.50})$$

L'enthalpie des gaz d'échappement  $h_4$  et  $h_6$  sont respectivement :

$$h_4 = c_p(T_{OT}). T_{OT} \quad (\text{II.51})$$

$$h_6 = c_p(T_6). T_6 \quad (\text{II.52})$$

### II.3.2 Analyse des performances du cycle combiné:

**Le travail spécifique** : net du cycle combiné s'obtient par la superposition des travaux spécifiques nets des deux cycles « gaz et vapeur », donc :

$$W_{cc} = W_g + W_{vp} \quad (\text{II.53})$$

**Le rendement global** : l'énergie n'a été fournie qu'au niveau de la chambre de combustion de la turbine à gaz et le travail est reçu par les deux cycles vapeur et gaz, alors le rendement global s'écrit :

$$\eta_{cc} = \frac{W_{cc}}{f.P.C.I} \quad (\text{II.54})$$

## II.4. Aspect économique:

### II.4.1 Introduction:

Le développement technique permet d'augmenter le rendement et la puissance des systèmes énergétiques. Cependant, il est compromis par l'augmentation du coût initial d'investissement, la prise d'une décision correcte doit donc faire intégrer l'aspect économique.

Dans cette partie, seront passés en revue les principaux critères d'analyse économique généralement utilisés par les études antérieures est ensuite l'approche adoptée par la présente étude qui est basée sur la maximisation de la valeur actuelle nette (NPV) dans le cas des TG et CC.

### II.4.2 Critères d'analyse économique des TG et CC:

La rentabilité économique peut être évaluée selon plusieurs critères dont le choix dépend des objectifs intrinsèques du projet, on présente ci-dessous ceux qui sont les plus utilisées dans le cas des centrales de production d'électricité.

### II.4.3 Coût unitaire de l'électricité (\$/KWh):

Le coût unitaire de l'électricité produite (\$/KWh) est l'un des critères économiques indiquant le mieux la rentabilité d'une central de production d'électricité. Il dépend

principalement du coût d'investissement et du coût récurrent de production (carburant et maintenance) [13].

$$E_C = \frac{\beta C_0}{H\dot{W}} + \frac{C_f}{H\dot{W}} + \frac{C_{O\&M}}{H\dot{W}} \quad (II.55)$$

Avec :

$C_0$ : représente le coût unitaire d'investissement divisé par la durée de vie (nombre d'année).

$\beta$ : est le facteur d'actualisation du capital d'investissement.

$C_f$ : le coût annuel du carburant.

$C_{O\&M}$ : le coût de maintenance et d'opération.

$\dot{W}$ : est la puissance d'électricité produite (en KW).

$H$ : est le nombre d'heures de fonctionnement durant une année.

#### II.4.4 Valeur actuelle nette (Million \$):

Ce critère est un bon indicateur de la rentabilité économique d'un projet, elle représente le bénéfice net actualisé sur la durée de vie du projet. La NPV est principalement composée du coût d'investissement initial ( $C_{T0}$ ) multiplié par son facteur d'actualisation ( $\beta$ ), des dépenses d'exploitation, des recettes ( $I_{Tot}$ ), de la durée de vie économique (nombre d'année  $NL$ ) et du taux d'actualisation ( $i$ ). Elle s'exprime comme suit [14]:

$$NPV = -\beta C_{T0} + \sum_{n=1}^{NL} \frac{I_{Tot} - C_f - C_{O\&M}}{(1+i)^n} \quad (II.56)$$

#### II.4.5 Prix critique de rentabilité (Break- even price) (\$/KWh)

Ce critère a été utilisé par Kortowicz et Bertella [15], il représente le prix de l'électricité pour lequel la NPV s'annule, il s'écrit comme suit [15]:

$$Sp_{break} = \frac{\beta C_{T0}}{\sum_{n=1}^{NL} \frac{H\dot{W} - C_f - C_{O\&M}}{(1+i)^n}} \quad (II.57)$$

#### II.4.6 Coût spécifique d'investissement (\$/KW<sub>installé</sub>)

Le coût spécifique d'investissement représente le coût d'investissement par unité de puissance produite (\$/KW<sub>installé</sub>)

$$I_s = \frac{C_{T0}}{\dot{W}} \quad (II.58)$$

**II.4.7 Recette annuelle:**

C'est la somme d'argent encaissé durant une année à la suite de la vente de l'électricité produite:

$$I_{\text{Tot}} = S_p \dot{W} H \quad (\text{II.59})$$

H est le temps de fonctionnement, en heure, pendant une année. Sa valeur pour les centrales de grande puissance est d'environ 8000 h/an [11].

**II.4.8 Dépense d'exploitation:**

Pour une central de production d'électricité, les dépenses d'exploitation peuvent être réparties en deux parties principales:

**a. Charges d'opération et de maintenance:** inclus les frais de maintenance de la central et tous les autres frais liés au fonctionnement d'une entreprise tels que: les frais du personnel, impôts et taxes, loyer, transport....etc. Pour une étude préliminaire, il est difficile de déterminer ces charges en détail, cependant, il est possible de supposer pour une première approximation que ces charges sont équivalentes à 10% du coût initial [7]:

$$C_{0\&M} = 0.1C_0 \quad (\text{II.60})$$

**b. Frais dus au carburant consommé:** il s'agit du coût total du carburant consommé durant une année. Il est obtenu en multipliant le débit du carburant par le coût unitaire du carburant ( $C_{fu}$ ) et par la durée annuelle de fonctionnement [13]:

$$C_f = (f_{\text{fuel}} \dot{m}_{\text{air}}) 3600 H C_{fu} \quad (\text{II.61})$$

Sachant que le débit du carburant dépend du rendement thermique et de la puissance, le coût du carburant peut aussi s'exprimer comme suit [13]:

$$C_f = \left( \frac{\dot{W}}{PCI \eta_{glob}} \right) \quad (\text{II.62})$$

# **CHAPITRE III :**

## **Résultats et interprétation**

III.1 Introduction :

Tel que précédemment mentionné dans l'introduction, le présent travail traite l'aspect thermodynamique et économique des cycles combinés et des turbines à gaz. Nous présentons donc dans ce chapitre les résultats relatifs à ces deux aspects.

L'aspect thermodynamique montre l'évolution des performances en fonction du taux de compression et la pression du cycle vapeur, et la partie économique examine les bénéfices nets et le coût unitaire d'électricité. Les contraintes qui limitent le fonctionnement du cycle combiné sont aussi considérées, il s'agit du titre de vapeur dans le condenseur et la température des fumées.

III.2. L'Influence du taux de compression sur les performances thermodynamiques :

III.2.1 L'influence du taux de compression et la pression du cycle vapeur sur le rendement du cycle combiné:

La figure (III.1) représente l'évolution du rendement en fonction du taux de compression pour plusieurs valeurs de pression et plusieurs valeurs de TIT.

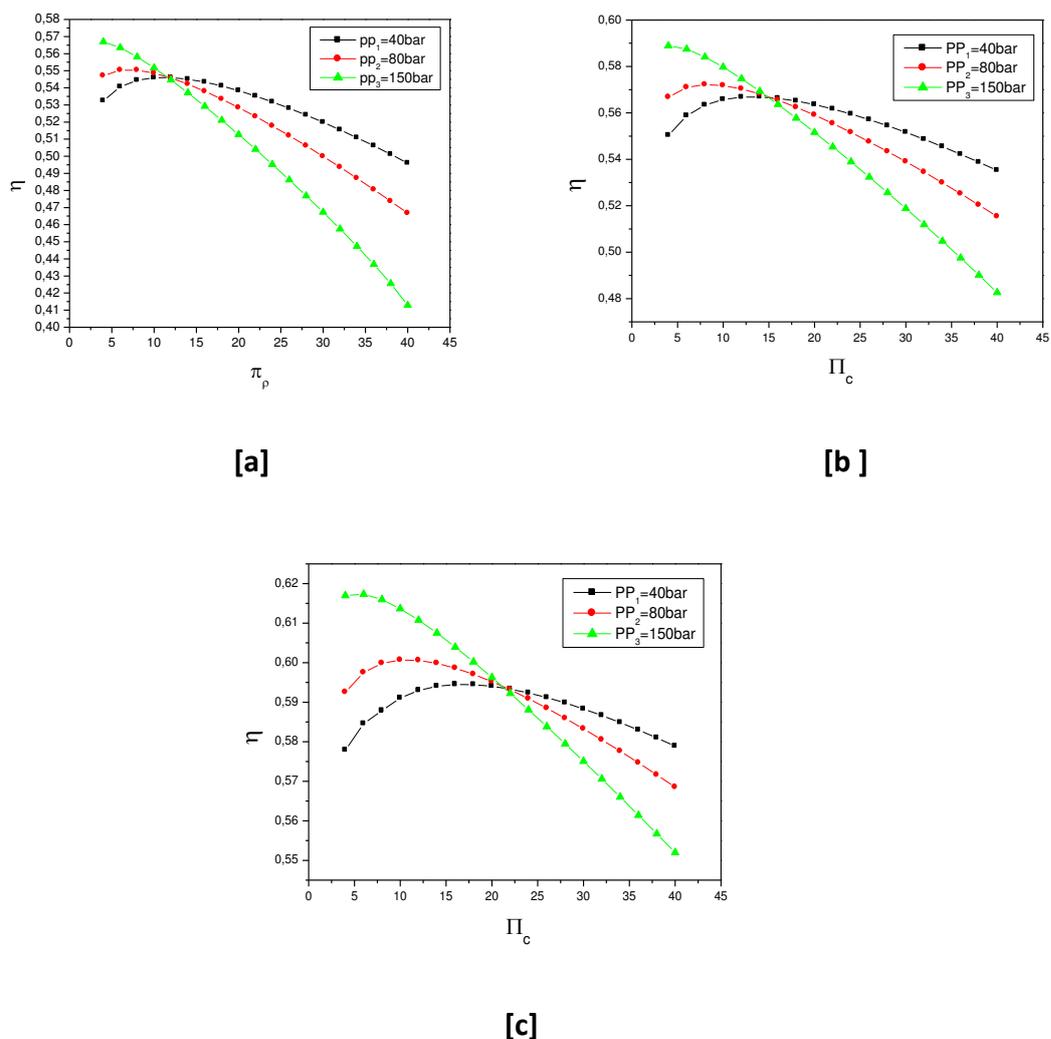


Figure III.1: Evolution du rendement en fonction du taux de compression et de la pression du cycle vapeur; [a]/TIT=1250°C , [b]/TIT=1350°C , [c]/TIT=1500°C.

La figure (III.1)[a] montre que dans une première phase, l'évolution du rendement pour la courbe ayant une pression égale à 40 bar est croissante, c'est à dire la courbe part vers le haut jusqu'à un certain taux de compression qui est égale à 15; et Pour une pression de 80 bar, il ya une augmentation du rendement jusqu'a un taux de compression égale à 8, puis une diminution de celle-ci jusqu'au  $\pi_c=16$ . Par contre, l'évolution du rendement dans la dernière courbe à 150 bar, on remarque que dès le début de la courbe il ya une chute du rendement jusqu'a un  $\pi_c=16$ . On conclut que les trois courbes se rencontre en un point commun du taux de compression affiché a 16 et pour un rendement égale à 57%. Ce résultat est en très bon accord avec le rendement réel de la turbine siemens V94.3A.

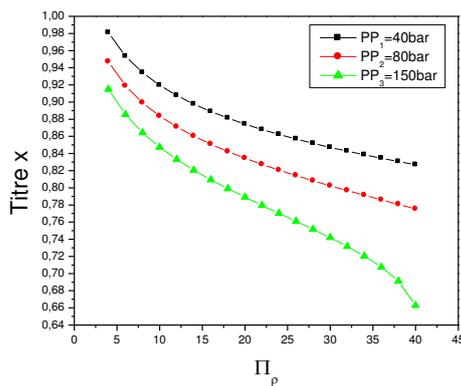
Dans la 2<sup>ème</sup> phase, l'évolution du rendement pour les trois courbes sont en baisse. En résumé, plus la pression du cycle vapeur est grande plus il ya une augmentation du rendement, et à partir du  $\pi_c= 16$  l'évolution du rendement est en chute pour les 3 courbes.

Concernant la figure (III.1) [c], l'évolution de la courbe ayant une pression de 40 bars, enregistre une légère diminution du rendement pour un taux de compression compris entre 4 à 6, Puis une croissance considérable de la courbe jusqu'à  $\pi_c=20$ . L'évolution de la courbe dont la pression vaut 80 bar, enregistre une augmentation du rendement jusqu'à  $\pi_c=12.5$  ensuite une baisse de celle-ci à une valeur  $\pi_c=22$ . Donc, les 3 courbes se rencontrent en un point commun pour une valeur du rendement égale à 0.59 et pour un taux de compression égale à 22.

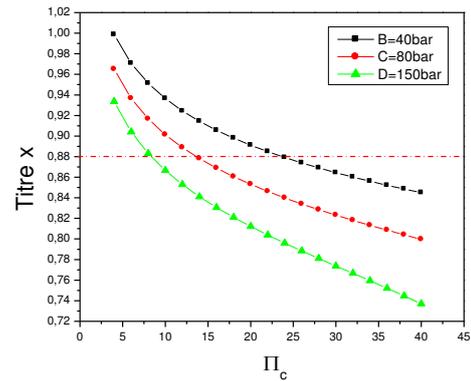
### III.2.2 L'influence du taux de compression et la pression du cycle vapeur sur le titre X:

On remarque, que les 3 courbes de la Figures (III.2) [a],[b],[c] sont en baisse vers le bas, autrement dit l'évolution du titre est inversement proportionnelles avec le taux de compression, et plus la valeur de pression est élevé plus il ya une diminution du titre.

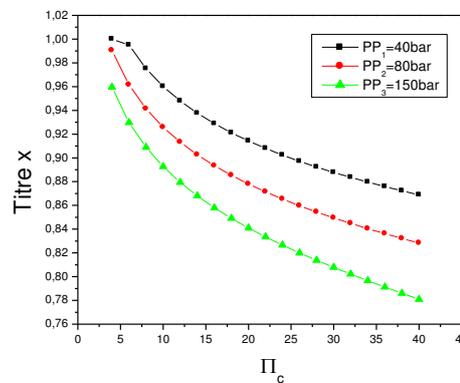
Pour la courbe à niveau de pression 40 bar, on voit quelle décroît jusqu'à une valeur du titre qui est égale à 0.83; et pour une pression de 150bar, on constate que la courbe baisse jusqu'à une valeur de 0.65 qui est très basse par rapport à la limite de la contrainte qui vaut 88%.



[a]



[b]



[c]

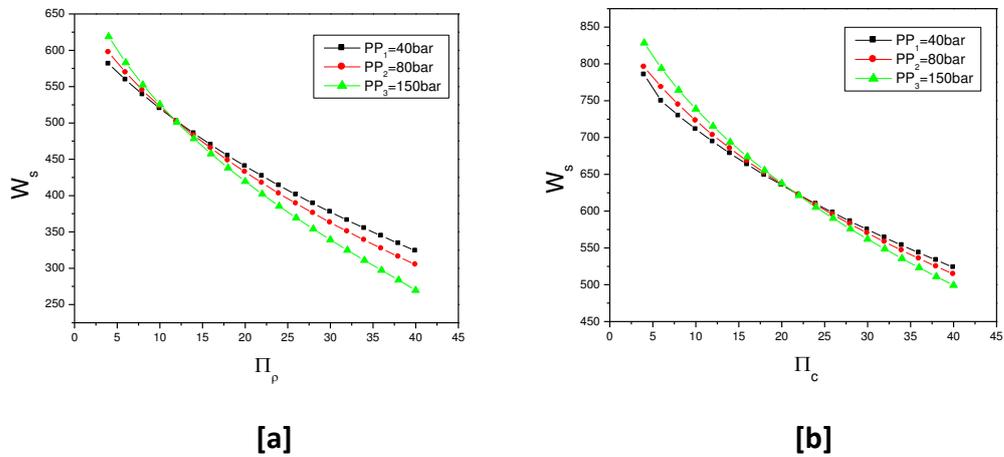
Figure III.2 : l'évolution du titre en fonction du taux de compression et de la pression du cycle vapeur; [a]/TIT=1250°C , [b]/TIT=1350°C , [c]/TIT=1500°C.

On conclut que l'évolution du titre X en fonction du taux de compression est décroissante pour les trois cas étudié, et la variation de la température n'influent pas sur les résultats obtenus. Par contre on sait que le titre ne peut pas être en dessous de 0.88; autrement dit toutes les résultats des courbes quel que soit leurs pressions ou leurs températures, si elles sont inférieures à 0.88 alors on les prend pas en considération.

### III.2.3 L'influence du taux de compression et la pression du cycle vapeur sur le travail spécifique:

D'après la figure (III.3), on constate que les trois courbes sont en baisse et ceux pour les deux cas de figure [a] et [b]. Dans un premier temps, on voit que la courbe à 150 bar enregistre des valeurs plus grande que les deux autres courbes 40 bars et 80 bar et ceux malgré leur même baisse. Puis ya un accroissement des trois courbes en un seul point commun pour [a] et [b], enregistrons des valeurs différentes pour une valeur de TIT variable dans les deux cas. Ensuite, on voit que la courbe à 40 bars contient des valeurs supérieures aux autres et ça plus les années défile. Donc plus le taux de compression augmente plus il ya une diminution du travail spécifique. Et par conséquent, l'évolution

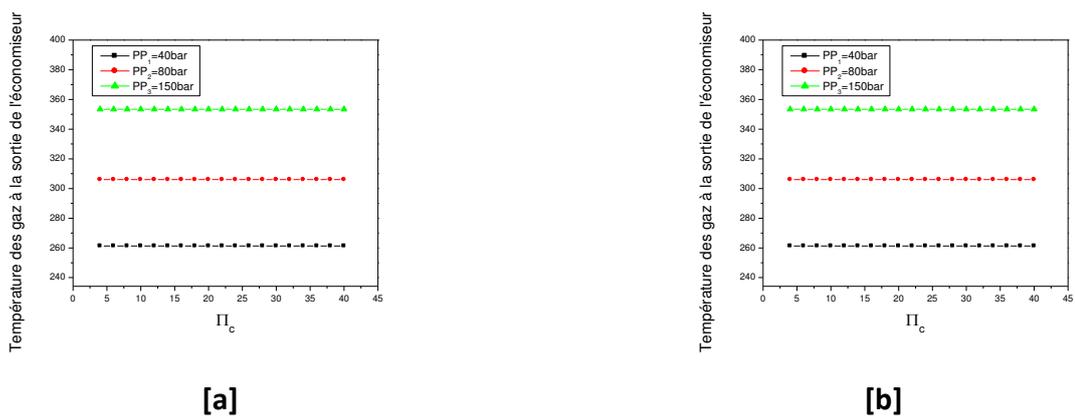
du travail spécifique est inversement proportionnelle avec le taux de compression, et la variation de la température entrée turbine n'influent pas sur sa chute.

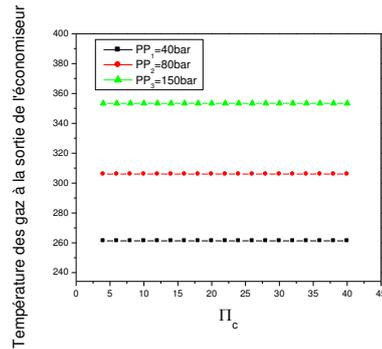


Figure(III.3) : Evolution du travail spécifique en fonction du taux de compression et de la pression du cycle vapeur; [a]/TIT=1250°C , [b]/TIT=1500°C.

### III.2.4 L'influence du taux de compression et la pression du cycle vapeur sur la température des gaz à la sortie de l'économiseur:

On Remarque que les trois courbes sont rectiligne, c'est à dire qu'il ya une stagnation des courbes, et ceux malgré la différence des températures entrées turbine infligé pour les trois valeurs de pression. Cependant, plus la valeur de pression est élevée plus la température des gaz est grande.





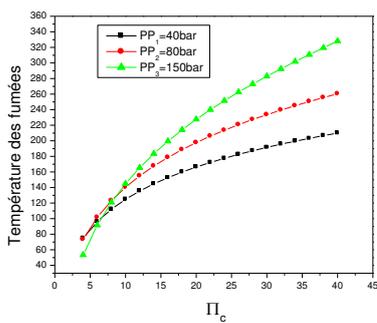
[c]

Figure III.4 : Evolution de la température des gaz à la sortie de l'économiseur en fonction du taux de compression et de la pression du cycle vapeur; [a]/TIT=1250°C , [b]/TIT=1350°C , [c]/TIT=1500°C.

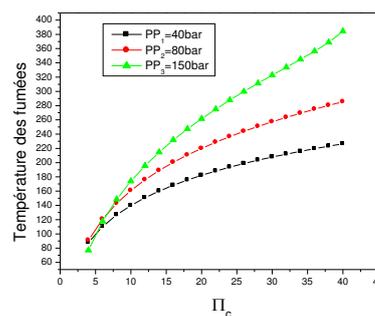
On conclut que l'évolution de la température des gaz à la sortie de l'économiseur en fonction du taux de compression est stable pour les trois variations de TIT, mais pour chaque valeur de pression à sa propre température. Autrement dit plus la valeur de pression est grande plus la température des gaz à la sortie de l'économiseur est grande aussi et ceux pour une stagnation de cette température tout au long de l'intervalle du taux de compression.

### III.2.5 L'influence du taux de compression et la pression du cycle vapeur sur la température de fumées:

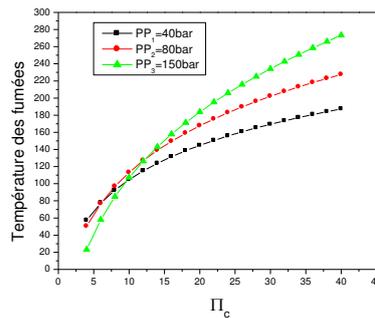
On constate que l'évolution de la température de fumées en fonction du taux de compression et de la pression du cycle vapeur est croissante.



[b]



[a]



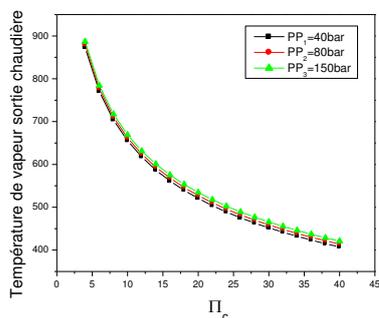
[c]

Figure III.5 : Evolution de la température de fumés en fonction du taux de compression et de la pression du cycle vapeur; [a]/TIT=1250°C , [b]/TIT=1350°C , [c]/TIT=1500°C.

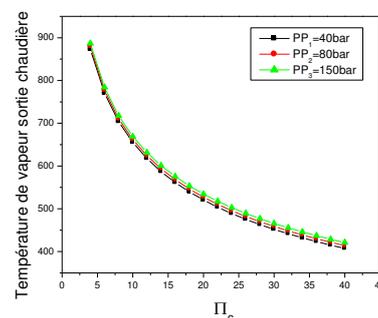
On voit que le point qui a la température de fumés la plus grande correspond a la valeur du niveau de pression minimale qui est de 40 bar. Ensuite on remarque que les trois courbes suivent la même croissance mais la 3<sup>ème</sup> courbe qui a la valeur de pression la plus élevée enregistre les plus grandes valeurs de températures de fumés. Donc plus le taux de compression augmente plus la température de fumés augmente aussi. Autrement dit, l'évolution de la température de fumée est proportionnelle avec le taux de compression.

**III.2.6 L'influence du taux de compression et la pression du cycle vapeur sur la température de vapeur sortie chaudière:**

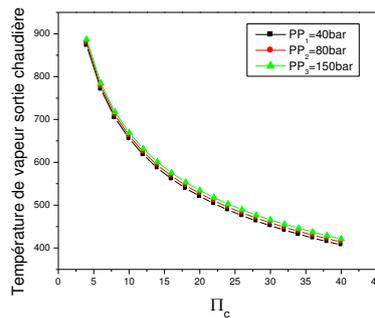
On remarque que les trois courbes ont presque la même température de vapeur sortie chaudière, et au fur et à mesure que le taux de compression augmente, il y'a une chute de la température de vapeur sortie chaudière pour les trois courbes représentant les trois valeurs de pression. En résumé l'évolution de la température de vapeur sortie chaudière est inversement proportionnelle avec le taux de compression.



[a]



[b]



[c]

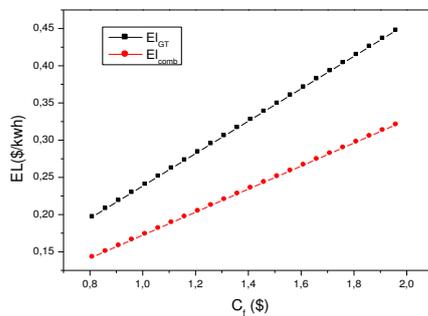
Figure III.6: Evolution de la température de vapeur sortie chaudière en fonction du taux de compression; [a]/TIT=1250°C, [b]/TIT=1350°C, [c]/TIT=1500°C.

### III.3 Influence du coût unitaire de carburant et la durée de vie sur les performances économiques:

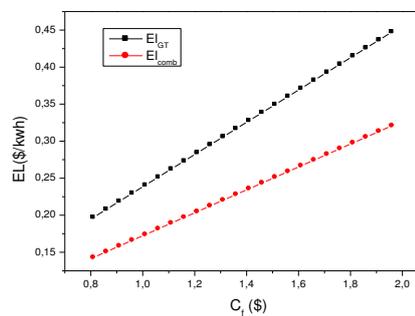
#### III.3.1 L'influence du prix unitaire du carburant sur le coût unitaire d'électricité:

Les figures(III.7) ci-dessous représentent l'évolution du coût unitaire d'électricité en fonction du prix unitaire du carburant, en comparant les données du cycle gaz à celui du cycle combiné et en prenant en considération les variation d'heures et la durée de vie.

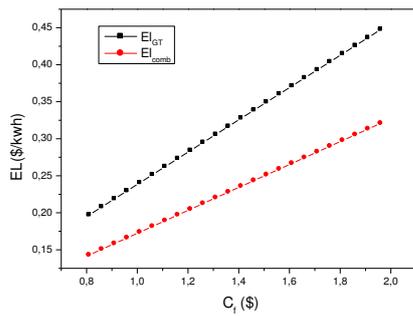
On remarque que les deux courbes sont croissantes, et plus le prix unitaire du carburant augmente plus le coût unitaire d'électricité augmente aussi. La courbe du cycle gaz est en dessus du cycle combiné ; c'est a dire que les valeurs du coût unitaire d'électricité du cycle gaz sont plus grandes que celles du cycle combiné, mais ils ont la même progression.



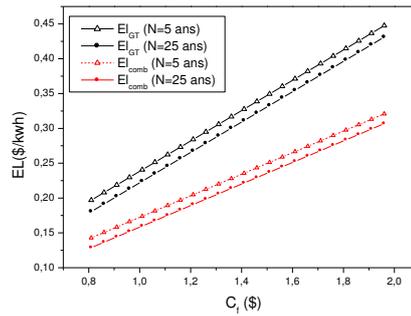
[a]



[b]



[c]



[d]

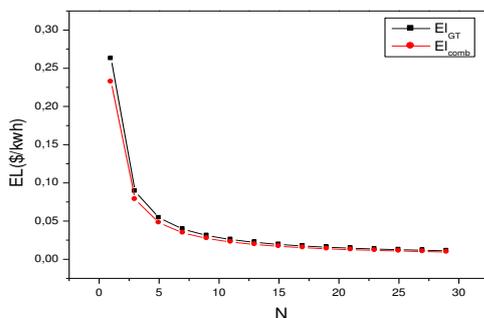
**Figure III.7 : Evolution du coût unitaire d'électricité en fonction du prix unitaire du carburant;[a]/(N=5ans,H=8000h) , [b]/(N=10ans,H=8000h) , [c]/(N=15ans,H=8000h) , [d]/(N=5 à 25ans,H=8000h).**

Dans le cas de la figure [d], on a mis une comparaison entre la durée de vie de 5ans et celle de 25ans; et on a constaté que l'évolution du coût unitaire d'électricité est en hausse dans les deux cas; mais la différence qui existe est que les courbes du cycles gaz sont en dessus des courbes du cycles combiné ; autrement dit le coût unitaire d'électricité du cycle gaz est nettement plus grand que celui du cycle combiné dans tous les cas.

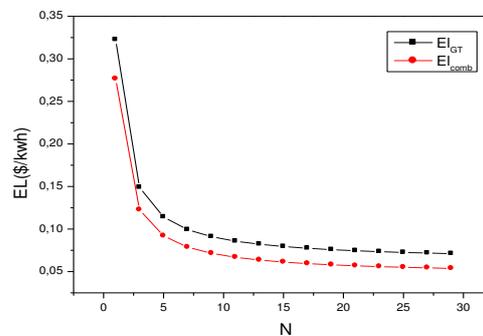
On conclut que l'évolution du coût unitaire d'électricité en fonction du prix unitaire de carburant dans les courbes du cycle gaz et combiné sont en augmentation considérables et que la variation des nombres d'heures et la durée de vie n'influence pas sur la croissance mais plutôt sur les valeurs enregistré des coûts; c'est à dire qu'ils ont toujours la même hausse mais à des coûts variable au fur et à mesure que les années et les heures change.

**III.3.2 L'influence de la durée de vie sur le coût unitaire d'électricité:**

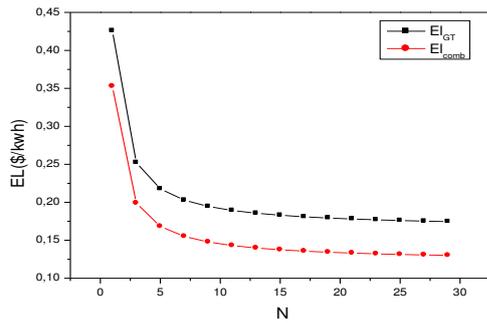
Les figures(III.8) [a],[b],[c],[d] représentent le coût unitaire d'électricité en fonction de la durée de vie, tout en variant le prix unitaire du carburant et on comparant les résultats obtenus pour les cycles gaz et combinés.



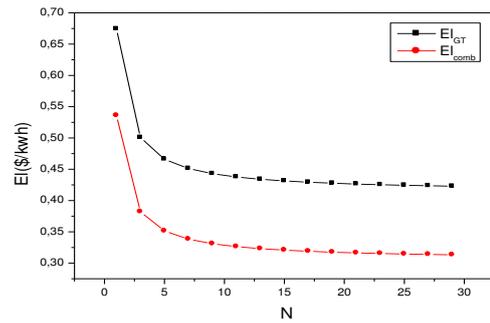
[a]



[b]



[c]



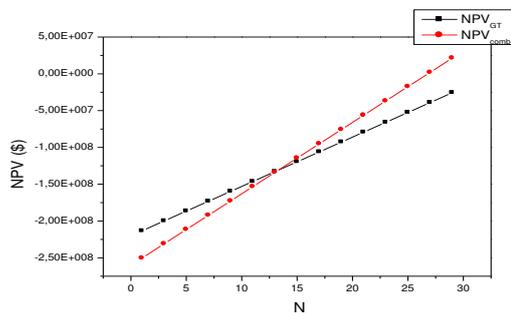
[d]

Figure III.8: Evolution du coût unitaire d'électricité en fonction de la durée de vie; [a]/( $C_f=0.01, H=8000h$ ), [b]/( $C_f=0.3, H=8000h$ ) , [c]/( $C_f=0.8, H=8000h$ ) , [d]/( $C_f=2, H=8000h$ ).

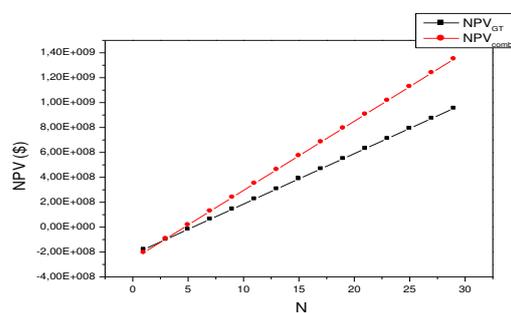
On remarque dans un premier temps qu'il y a une baisse considérable du coût d'électricité et ceux pour les deux cycles gaz et combiné, puis il y a une stagnation des deux courbes avec une légère déclinaison. Ensuite, on voit que la courbe du cycle gaz est en dessus de celle du cycle combiné et plus la variation du prix de carburant augmente plus la courbe du cycle combiné s'éloigne de celle du cycle gaz. Par conséquent, plus le prix unitaire du carburant est grand plus il y'a une grande différence du prix unitaire d'électricité pour les deux cycles.

### III.3.3 L'influence de la durée de vie sur le bénéfice net:

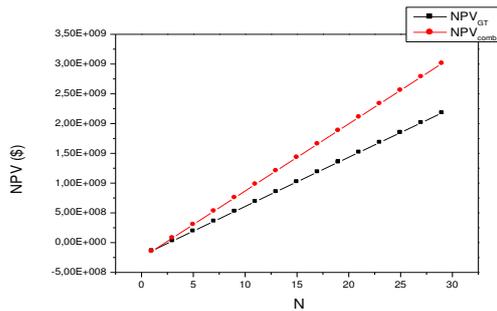
Les figures (III.9) [a], [b], [c], [d] représente l'évolution du bénéfice net en fonction de la durée de vie ( $H=3000h$ ) pour les deux cycles gaz et combiné; tout en faisant varier le prix unitaire du carburant avec le prix de vente pour chaque cycle.



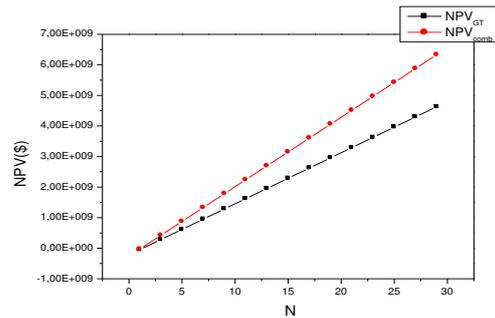
[a]



[b]



[c]



[d]

**Figure III.9: Evolution du bénéfice net en fonction de la durée de vie;**  
**[a]/(Cf=0.01,Sp=0.01,H=3000h), [b]/(Cf=0.01,Sp=0.05,H=3000h) ,**  
**[c]/(Cf=0.01,Sp=0.1,H=3000h) , [d]/(Cf=0.01,Sp=0.2,H=3000h).**

➤ 1<sup>er</sup> cas: (Cf=0.01, Sp=0.01, H=3000h) (Figure [a])

On remarque que les deux courbes du cycle gaz et combiné représentant le bénéfice net sont croissantes, et que pour une certaine durée de vie ils se croisent en un point commun pour une même valeur du bénéfice net.

Pour une durée de vie de [N=1 à 13ans]: on constate qu'au début de la 1<sup>er</sup> année les deux courbes sont en augmentation, mais ils n'ont pas la même valeur du bénéfice net; on voit que la courbe du cycle gaz est plus grande que celle du cycle combiné et ce jusqu'à la 13<sup>ème</sup> année où s'effectue un accroissement entre les deux cycles représentant une valeur commune du bénéfice net. Ceci est dû au fait que le coût d'investissement du cycle combiné est plus élevé que celui du cycle gaz.

Pour [N=13 à 30ans]: on constate, après l'accroissement il y'a eu un inversement de résultat pour les deux courbes, et on voit que les valeurs du bénéfice net du cycle combiné sont nettement plus grande que ceux du cycle gaz.

On conclut que l'évolution du bénéfice net en fonction de la durée de vie pour les deux courbes sont en augmentation considérables, mais leur valeur du bénéfice sont différentes pour les deux cycles; dans un 1<sup>er</sup> temps le bénéfice net du cycle gaz est plus grand que celui du combiné, puis après un certain nombre d'année il y'a eu l'inverse ceux du cycle combiné était plus grand que du cycle gaz.

Par conséquent, on déduit que le bénéfice net du cycle combiné est plus bénéfique à long terme.

➤ 2<sup>ème</sup> cas (Cf=0.01, Sp=0.05, H=3000h) (Figure [b])

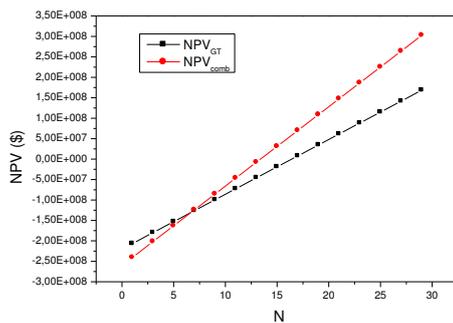
On remarque dans cette figure que les deux courbes du cycle gaz et combiné représentant le bénéfice net sont croissantes.

On voit que pendant la 1<sup>ère</sup> année la valeur du bénéfice net du cycle gaz est légèrement grande que celle du cycle combiné, puis il y'a eu un accroissement des deux cycles en un point commun au cour de la 3<sup>ème</sup> année de fonctionnement ; ensuite il ya un essor considérable pour les deux courbes, mais la différence c'est que le bénéfice net du combiné est plus grand que celui du gaz au fur et a mesure que la durée de vie augmente.

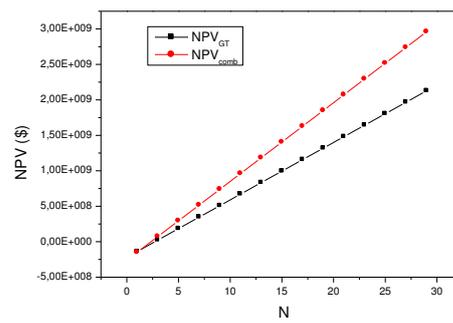
➤ 3<sup>ème</sup> cas ( $C_f=0.01$ ,  $S_p=0.1$  et pour  $S_p=0.2$ ,  $H=3000h$ ) (Figure [c] et [d])

On remarque dans ces deux figures que les deux courbes sont en progression considérables, et on voit que pour la première année les deux cycles se croisent en un point commun du bénéfice, ensuite puis les années passe puis il y'a une augmentation du bénéfice net dans les deux cycles. On conclut que l'évolution du bénéfice net est proportionnelle avec la durée de vie.

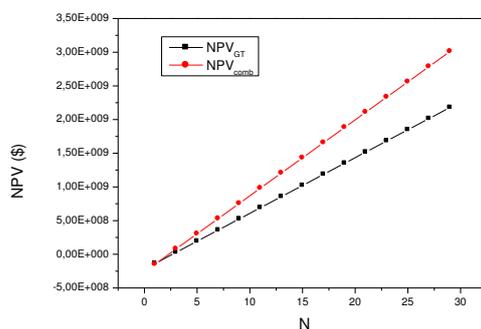
Les figures (III.10) [a], [b], [c], [d] représente l'évolution du bénéfice net en fonction de la durée de vie ( $N=6000h$ ), et pour un prix unitaire de carburant,  $C_f=0.01\$$



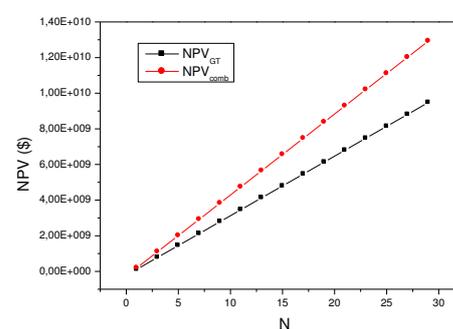
[a]



[b]



[c]



[d]

Figure III.10: Evolution du bénéfice net en fonction du nombre d'années;

[a]/( $C_f=0.01, S_p=0.01, H=6000h$ ), [b]/( $C_f=0.01, S_p=0.05, H=6000h$ ),

[c]/( $C_f=0.01, S_p=0.1, H=6000h$ ), [d]/( $C_f=0.01, S_p=0.2, H=6000h$ ).

➤ 1<sup>er</sup> cas ( $C_f=0.01, Sp=0.01, H=6000h$ ) (Figure[a])

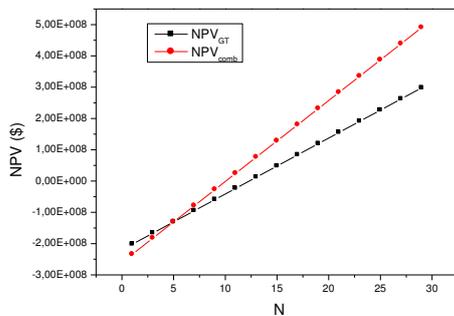
On constate que les deux courbes du cycle gaz et combiné représentant le bénéfice net sont en augmentation considérables tout au long des années.

Et on voit que pendant les trois premières années le bénéfice net du cycle gaz est plus important que celui du cycle combiné et ça malgré qu'il progresse ensemble jusqu'à un certain point d'accroissement représentant un bénéfice net égale dans les deux cycles au cours de la 6<sup>ème</sup> année; puis il y'a un essor assez important pour les deux courbes au fil des années et que le bénéfice net du cycle combiné est plus avantageux que celui du gaz au fur et à mesure que les années passent.

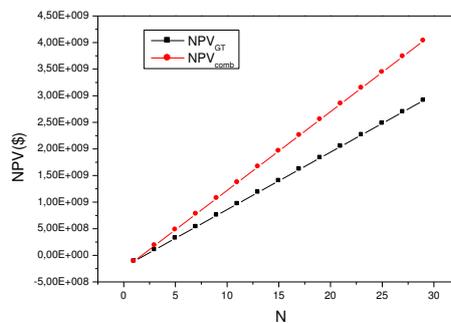
➤ 2<sup>ème</sup> cas ( $C_f=0.01, Sp=0.05;0.1;0.2, H=6000h$ ) (Figure[b],[c],[d])

On remarque que l'évolution du bénéfice net est en croissance considérables pour les deux cycles gaz et combiné, et on voit que pour la 1<sup>ère</sup> année les deux courbes se croisent pour une valeur commune du bénéfice net; ensuite il y'a une hausse du bénéfice au fil des années, en d'autres termes l'évolution du bénéfice net est proportionnelle avec la durée de vie.

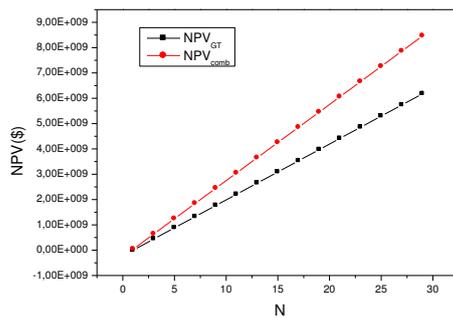
Les figures (III.11) [a],[b],[c],[d] représentent l'évolution du bénéfice net en fonction de la durée de vie ( $H=8000h$ ).



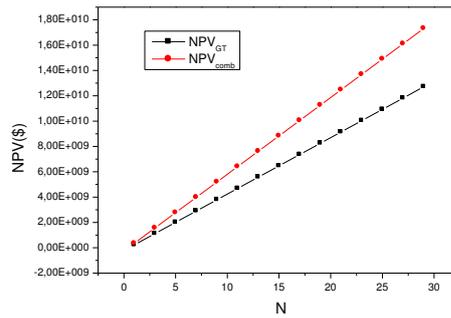
[a]



[b]



[c]



[d]

**Figure III.11: Evolution du bénéfice net en fonction du nombre d'années; [a]/( $C_f=0.01, S_p=0.01, H=8000h$ ) , [b]/( $C_f=0.01, S_p=0.05, H=8000h$ ) , [c]/( $C_f=0.01, S_p=0.1, H=8000h$ ) , [d]/( $C_f=0.01, S_p=0.2, H=8000h$ ).**

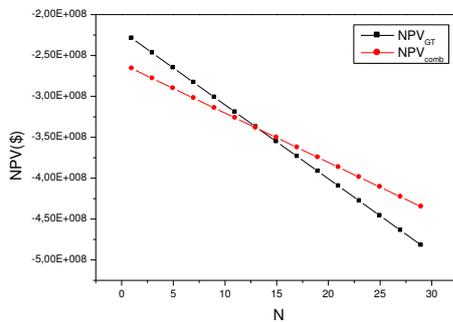
➤ 1<sup>er</sup> cas ( $C_f=0.01, S_p=0.01, H=8000h$ ) (Figure[a])

On remarque que l'évolution du bénéfice net pour les deux courbes est en augmentation assez importantes aux cours des années, et pendant la 1<sup>er</sup> année, les valeurs du bénéfice net du cycle gaz sont plus grand que celles du combiné et ceux jusqu'a la 5<sup>ème</sup> année ou il se croise les deux courbes en un point commun pour une valeur commune du bénéfice. Ensuite plus les années passe plus il y'a une progression considérables pour les deux cycles et le bénéfice net du cycle combiné est nettement plus grand que celui du cycle gaz.

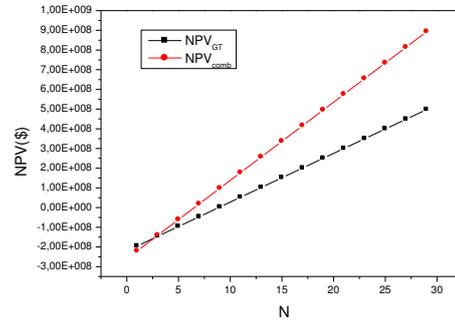
➤ 2<sup>ème</sup> cas ( $C_f=0.01, S_p=0.05; 0.1; 0.2, H=8000h$ ) (Figure[b],[c],[d])

On voit que l'évolution du bénéfice net pour les deux cycles sont en croissance considérables au fur et à mesure que les années passe. Et on constate que pendant la 1<sup>ère</sup> année il y'a un accroissement des deux cycles en un seul même point pour une valeur commune du bénéfice net, ensuite il ya une augmentation considérables au fil des année, et on voit que la courbe du cycle combiné est en dessus du cycle gaz c'est à dire que le bénéfice net du combiné est plus grand que celui du gaz et ceux plus les années passe. Par conséquent, la progression du bénéfice net est proportionnelle avec le nombre d'année.

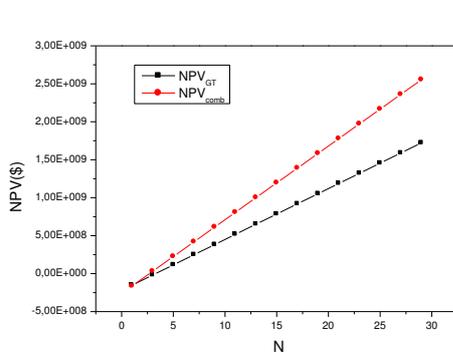
Les figures (III.12) [a],[b],[c],[d] représente l'évolution du bénéfice net en fonction de la durée de vie ( $H=3000h$ ), et pour un prix unitaire de carburant,  $C_f=0.1\$$



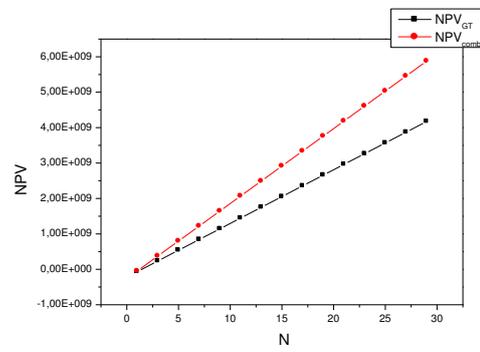
[a]



[b]



[c]



[d]

Figure III.12: Evolution du bénéfice net en fonction du nombre d'années;

[a]/( $C_f=0.1, Sp=0.01, H=3000h$ ) , [b]/( $C_f=0.1, Sp=0.05, H=3000h$ ) ,

[c]/( $C_f=0.1, Sp=0.1, H=3000h$ ) , [d]/( $C_f=0.1, Sp=0.2, H=3000h$ ).

➤ 1<sup>er</sup> cas ( $C_f=0.1, Sp=0.01, H=3000h$ ) (Figure[a])

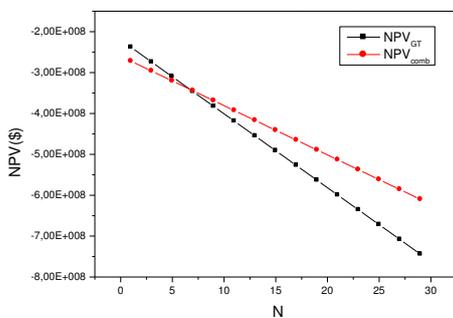
On constate que les deux courbes représentant le bénéfice net sont décroissantes. Dans un premier temps, on voit que les deux cycles sont en baisse, et que la courbe du cycle gaz enregistre des valeurs du bénéfice plus grande que le cycle combiné et ceux malgré leur même chute. Puis il y'a un accroissement des deux courbes en un point commun représentant la même valeur du bénéfice net dans la 13<sup>ème</sup> année en cours.

Ensuite les deux courbes continue de chuté, mais la différence cet que les résultats obtenu du cycle combiné sont supérieur aux cycles gaz tout au long des années. Par conséquence l'évolution du bénéfice net est inversement proportionnelle avec la durée de vie et qu'à partir d'un certain nombre d'année le cycle combiné devient plus avantage que le cycle gaz.

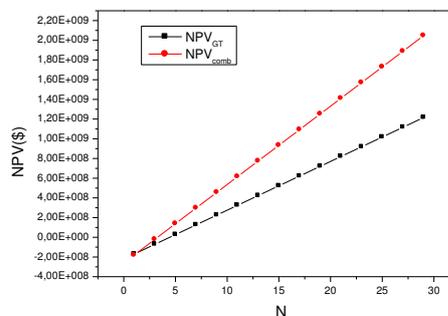
➤ 2<sup>ème</sup> cas ( $C_f=0.1, Sp=0.05; 0.1; 0.2, H=3000h$ ) (Figure[b],[c],[d])

On constate que l'évolution du bénéfice net pour les deux cycles est en croissances considérables. Et pendant la 1<sup>ère</sup> année les deux cycles ont la même valeur du bénéfice, ensuite plus les années passe et plus l'augmentation du bénéfice dans les deux courbes est grande, mais la différence cet que les résultats obtenus du cycle combiné sont nettement plus grande que celles du cycle gaz tout au long des années et ceux malgré leur même essor. On conclut que l'évolution du bénéfice est proportionnelle avec la durée de vie.

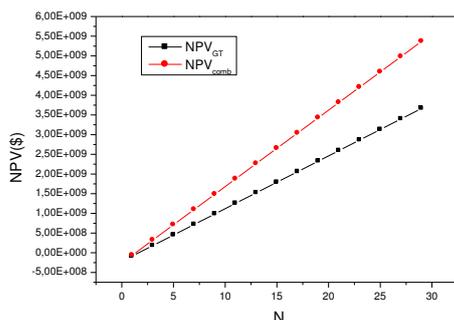
Les figures (III.13) [a],[b],[c],[d] représente l'évolution du bénéfice net en fonction de la durée de vie ( $H=6000h$ ), et pour un prix unitaire de carburant,  $C_f=0.1\$$



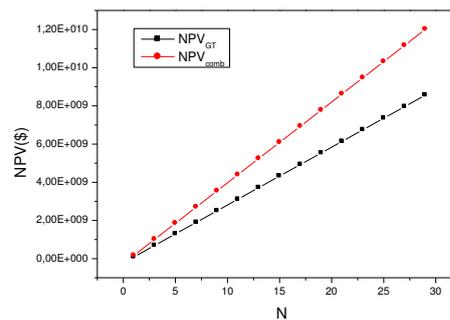
[a]



[b]



[c]



[d]

Figure III.13: Evolution du bénéfice net en fonction du nombre d'années;

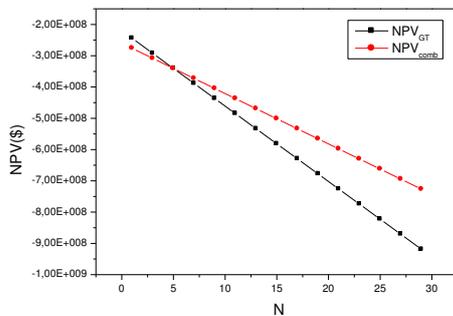
[a]/( $C_f=0.1, Sp=0.01, H=6000h$ ) , [b]/( $C_f=0.1, Sp=0.05, H=6000h$ ) ,

[c]/( $C_f=0.1, Sp=0.1, H=6000h$ ) , [d]/( $C_f=0.1, Sp=0.2, H=6000h$ ).

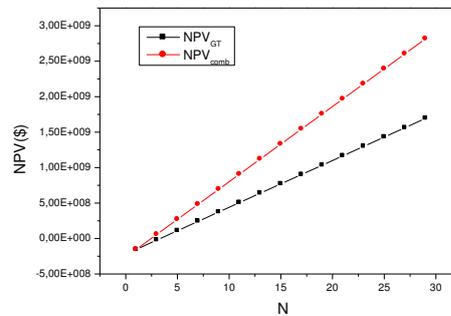
- Pour ( $C_f=0.1, Sp=0.01, H=6000h$ ) (Figure[a])

Dans cette figure, on constate que l'évolution du bénéfice pour les deux cycles en fonction de la durée de vie sont décroissantes, et on voit dans un premier temps que la courbe du cycle gaz est en dessus du cycle combiné. Autrement dit, les valeurs du bénéfice enregistré dans le cycle gaz sont plus grandes que celle du cycle combiné et ça jusqu'a un point d'accroissement qui donne un bénéfice égale pour les deux cycles aux cours de la 7<sup>ème</sup> année. Ensuite plus les années défile plus la chute des deux courbes est importantes. On conclut que l'évolution du bénéfice net est inversement proportionnelle avec la durée de vie.

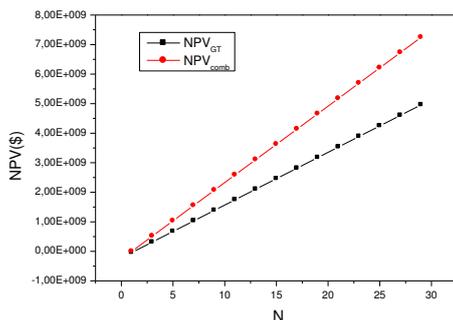
Les figures (III.14) [a],[b],[c],[d] représente l'évolution du bénéfice net en fonction de la durée de vie ( $H=8000h$ ), et pour un prix unitaire de carburant,  $C_f=0.1\$$



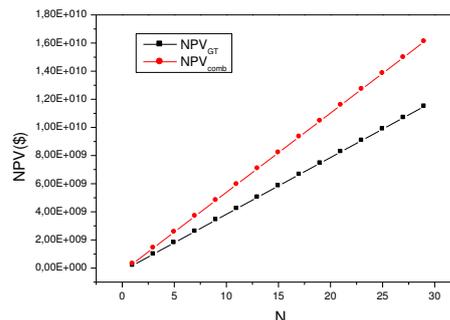
[a]



[b]



[c]



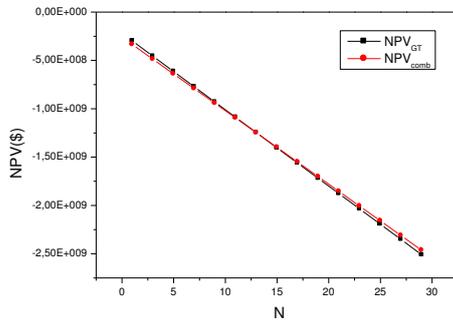
[d]

Figure III.14: Evolution du bénéfice net en fonction du nombre d'années;

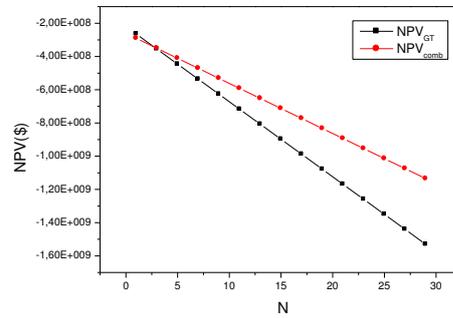
[a]/( $C_f=0.1, Sp=0.01, H=8000h$ ) , [b]/( $C_f=0.1, Sp=0.05, H=8000h$ ) ,

[c]/( $C_f=0.1, Sp=0.1, H=8000h$ ) , [d]/( $C_f=0.1, Sp=0.2, H=8000h$ ).

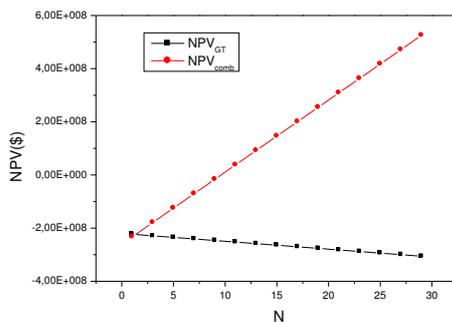
Les figures (III.15) [a],[b],[c],[d] représente l'évolution du bénéfice net en fonction de la durée de vie ( $H=3000h$ ), et pour un prix unitaire de carburant,  $C_f=0.5\$$



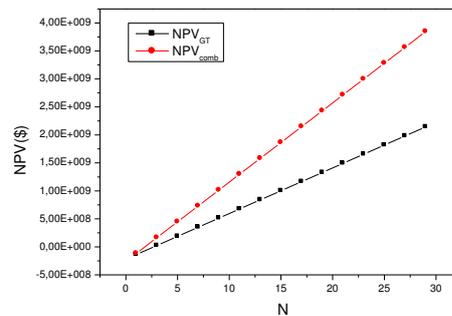
[a]



[b]



[c]



[d]

Figure III.15: Evolution du bénéfice net en fonction du nombre d'années;

[a]/( $C_f=0.5, Sp=0.01, H=3000h$ ) , [b]/( $C_f=0.5, Sp=0.05, H=3000h$ ) ,

[c]/( $C_f=0.5, Sp=0.1, H=3000h$ ) , [d]/( $C_f=0.5, Sp=0.2, H=3000h$ ).

➤ 1<sup>er</sup> cas ( $C_f=0.5, Sp=0.01, H=3000h$ ) (Figure[a])

On remarque que l'évolution du bénéfice net pour les deux courbes en fonction de la durée de vie sont en baisse total au fur et à mesure que les années passe, et elles sont conformément similaire. Et on voit que pendant toute la durée de vie, on a une chute continue du bénéfice pour les deux cycles. On conclut que l'évolution du bénéfice net est inversement proportionnel avec la durée de vie.

➤ 2<sup>ème</sup> cas ( $C_f=0.5, Sp=0.05, H=3000h$ ) (Figure[b])

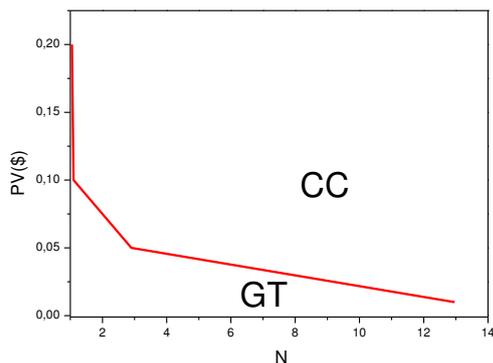
Dans cette figure, on remarque que le bénéfice net des deux cycles sont décroissantes à long terme. Et on voit que pendant la 1<sup>ère</sup> année, il y a une baisse des deux cycles mais le résultat obtenu du cycle gaz est supérieur à celui du combiné, par contre à partir de la 4<sup>ème</sup> année les deux cycles se croisent en un seul même point donnant un bénéfice net égal dans les deux courbes. Ensuite plus les années passent plus la chute continue de baisse et le cycle combiné devient avantageux par rapport au cycle gaz. Donc le bénéfice net est inversement proportionnel avec la durée de vie

➤ 3<sup>ème</sup> cas ( $C_f=0.5, Sp=0.1, H=3000h$ ) (Figure[c])

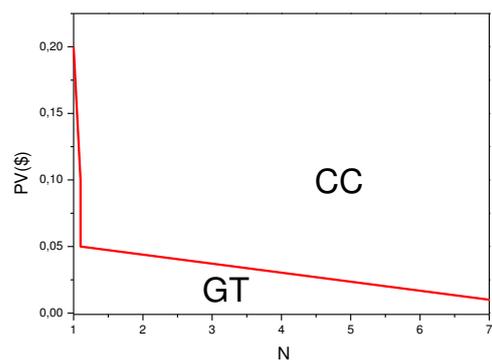
On constate que l'évolution du bénéfice net en fonction de la durée de vie, et d'une partie croissante pour le cycle combiné et d'une autre partie décroissante pour le cycle gaz. Et on voit que la courbe du cycle combiné est en augmentation considérable et celle du cycle gaz est en baisse, et plus les années passent plus l'écart se creuse entre eux en donnant l'avantage au cycle combiné. On conclut que dans le cas où le prix du carburant unitaire est égal à 0.5\$ et le prix de vente à 0.1\$ alors c'est le cycle combiné qui est avantageux et son bénéfice est nettement prouvé.

**III.3.4 Influence du prix de vente sur la durée de vie:**

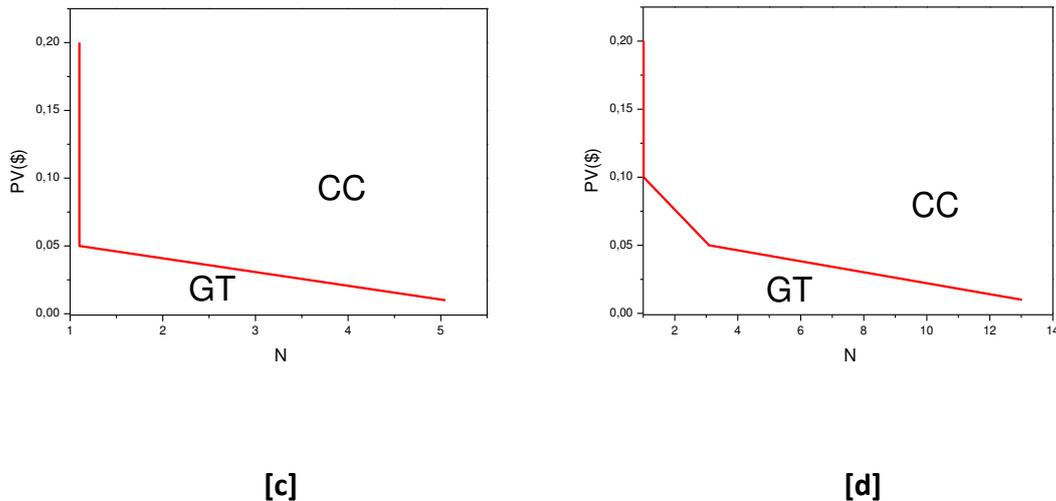
Les figures (III.16) [a],[b],[c],[d] représentent l'évolution du prix de vente en fonction de la durée de vie.



[a]



[b]



**Figure III.16: L'évolution du prix de vente en fonction de la durée de vie;**  
**[a]/( $C_f=0.01, H=3000h$ ) , [b]/( $C_f=0.01, H=6000h$ ) , [c]/( $C_f=0.01, H=8000h$ ) ,**  
**[d]/( $C_f=0.5, H=3000h$ ).**

➤ 1<sup>er</sup> cas PV (prix carb=0.01, H=3000h):

Cette figure représente l'évolution du prix de vente en fonction de la durée de vie; pour un prix unitaire du carburant égale à 0.01, et pour un nombre d'heure de 3000h.

On voit que pendant la 1<sup>er</sup> année, il ya une chute libre considérable du prix de vente allant de 0.20\$ à 0.10\$.

Puis de 0.10\$ à 0.05\$ en chute incliner et ça jusqu'a la 3<sup>ème</sup> année; ensuite plus les années passe plus le prix de vente baisse légèrement au fil des années; et c'est cette courbe qui fait la différence entre le coût du cycle combiné et celui du cycle gaz.

Autrement dit, à partir d'un prix de vente inférieur à 0.05\$, on peut dire que le cycle gaz est le mieux adapté et avantaagé par rapport au cycle combiné.

Mais si on a un prix de vente supérieur à 0.05\$, là on est dans le cycle combiné qui est le mieux avantaagé au cours des années.

On conclut que cette courbe c'est la limite comparative qui sépare le cycle gaz du cycle combiné.

➤ 2<sup>ème</sup> cas PV (prix carb=0.01, H=6000h):

Cette figure représente le prix de vente en fonction de la durée de vie, pour un prix unitaire de carburant égale à 0.01, et pour un nombre d'heure de 6000h.

On constate durant la 1<sup>er</sup> année qu'il y'a une baisse verticale assez importante du prix de vente allant de 0.20\$ à 0.05\$, puis le prix de vente continue de chuter mais légèrement au fur et à mesure que les années passe; et c'est cette ligne incliner que l'on peut appeler la limite qui sépare le cycle gaz du cycle combiné par leur aspect économique.

On conclut que grâce à cette courbe qui est en entre autres une limite on a une comparaison des deux cycles; autrement dit c'est cette ligne qui fait la différence coté coût d'investissement pour obtenir le meilleur cycle de fonctionnement pour une central.

**Conclusion:**

Les figures (III.16) [a],[b],[c],[d], nous montre qu'il ya une limite permettant de faire la comparaison entre le cycle gaz et le cycle combiné de manière économique, et pour un prix de vente qui soit en dessus ou en dessous de la limite fixé, alors on peut déterminer la zone pour laquelle le cycle est le plus rentable et avantage. En tenant compte que le coût d'investissement initial du cycle combiné est supérieur à celui du cycle gaz.

C'est vrai que d'un aspect économique le cycle gaz à son coût d'investissement inférieur à celui du cycle combiné, mais la rentabilité du cycle gaz est limitée à court terme par rapport au cycle combiné qui a un coût d'investissement cher mais il est plus rentable à long terme.

# **CONCLUSION GENERALE**

## Conclusion générale

---

L'art de l'ingénieur vise à améliorer le rendement des procédés qu'il met en œuvre, c'est à dire à tirer un maximum de profits d'un minimum de ressources.

A travers les trois chapitres de cette étude, nous avons identifié la turbine à gaz V94.3A d'EL HAMMA et l'introduction du cycle combiné ainsi que leurs modes de combinaison.

Nous avons mené une étude comparative entre la turbine à gaz et le cycle combiné de façon thermodynamique et économique, en considérant plusieurs valeurs de prix de vente, de prix de carburant et de durée de fonctionnement.

D'après l'analyse des résultats obtenus, on voit clairement que le cycle combiné est plus avantageux que le cycle gaz dans les deux aspects étudiés. Pour l'aspect thermodynamique, par exemple le rendement du cycle combiné est nettement supérieur à celui du cycle gaz.

Concernant l'aspect économique, le coût d'investissement initial du cycle combiné est plus grand que celui du cycle gaz mais il est rentable à long terme contrairement au cycle gaz.

Les résultats qui découlent de ces travaux permettent de tirer les conclusions suivantes :

- Le taux de compression, la pression de vapeur (PP) et la température d'entrée turbine TIT, sont les trois points essentiels qui peuvent influencer sur les performances thermodynamiques des cycles gaz et combiné.
- Le cycle combiné est plus avantageux à long terme par rapport au cycle gaz.
- A travers les résultats obtenus, on a une limite thermo-économique séparant deux zones pour laquelle, on peut choisir le cycle le plus rentable à long terme.

## Références bibliographiques

- [1] ANSALDO ENERGIA, Manuel de formation Turbines à gaz V94.3A 2\*209 MW, HAMMA, tome I, sonelgaz, 2003.
- [2] ANSALDO ENERGIA, Manuel de formation Turbines à gaz V94.3A 2\*209 MW, HAMMA, tome II, sonelgaz, 2003.
- [3] ANSALDO ENERGIA, Manuel de formation Turbines à gaz V94.3A 2\*209 MW, HAMMA, tome IV, sonelgaz, 2003.
- [4] MICHEL PULVIOSE, conversion d'énergie par turbo machine, ellipses édition, 2005.
- [5] ROBERT DELAGE? GE Energy Product - Europe, cycle combiné, 15 avril 2002.
- [6] Mahmoud Nadir, contribution à l'optimisation des cycles combinés; Thèse de doctorat soutenue à L'UMBB, Algérie, octobre 2016.
- [7] Valdés M, Duran MD, Rovira A. Thermoeconomique optimization of combined cycle gas turbine power plants using genetic algorithms. Applied Thermal Engineering. 2003; 23: 2169-2182
- [8] Koch C, Czesla F, Tsatsaronic G. Optmization of combined cycle power plants using evolutionary algorithms. Chemical Engineering and processing 2007; 46: 1151-1159
- [9] Carapellucci R, Giordano L. A comparison between exergetic and economic criteria for optimizing the heat recovery steam generators of gas-steam power plants. Energy. 2013; 58: 458-472
- [10] Zhao Y, Chen H, Waters M, Mavris DN. Modeling and cost optimization of combined cycle heat recovery generator systems. Proceedings of ASME Turbo Expo 2003 power of land, sea, and Air june 16-19, 2003, Atlanta, Georgia, USA GT 2003- 38568
- [11] Rovira A, Sànchez C, Munoz M, Valdés M, Duràn MD. Thermoeconomique optimization of heat recovery steam generators of combined cycle gas turbine power plants considering off-design operation. Energy conversion and Managment 2011; 52: 1840-1849.
- [12] Franco A, Casarosa C. On some pespectives for increasing the efficiency of combined cycle power plants. Applied Thermal Engineering 2002; 22: 1501-1518.
- [13] Horlock JH, Advanced Gas turbine cycles, pergamon oxford 2003.
- [14] Bassily AM. Analysis and cost optimization of the triple-pressure steam-reheat gas - recuperated combined power cycle. International journal of Energy Research 2008; 32: 116-134
- [15] Kotowicz j, Bartela Q. The influence of economic parameters on The optimal values of the design variables of a combined cycle plant. Energy. 2010; 35: 911-919.

# **ANNEXES**

## ANNEXE A

### A.1 Equipement auxiliaire essentiel de la turbine à gaz V94.3A:

#### A.1.1 enveloppe du compresseur et de la turbine:

L'enveloppe externe sous pression comprend quatre parties:

- le corps d'admission du compresseur dans laquelle est intégré le corps de palier avant
- l'enveloppe du compresseur
- le corps central abritant la chambre de combustion annulaire
- le corps de la turbine

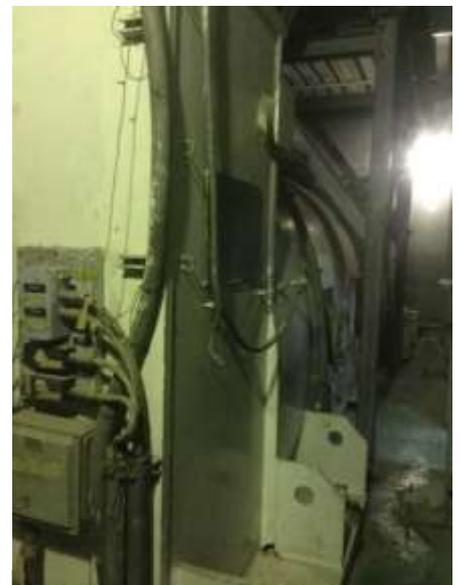
Le corps de palier avant fait partie intégrante du corps d'admission du compresseur et contient le palier combiné porteur et de butée.

#### A.1.2 l'alternateur:

C'est l'éléments responsable de la transformation d'énergie mécanique en énergie électrique sous forme de courant alternatif, devant être débité au réseau interconnecté.

De type 50 THR-L, d'une puissance apparente de 270 MVA et un facteur de puissance( $\cos\Omega=0.8$ ), la tension nominale et de 15,75 KV, la fréquence 50 HZ, refroidi à l'hydrogène.

L'excitation de l'alternateur s'effectue par une excitatrice statique.



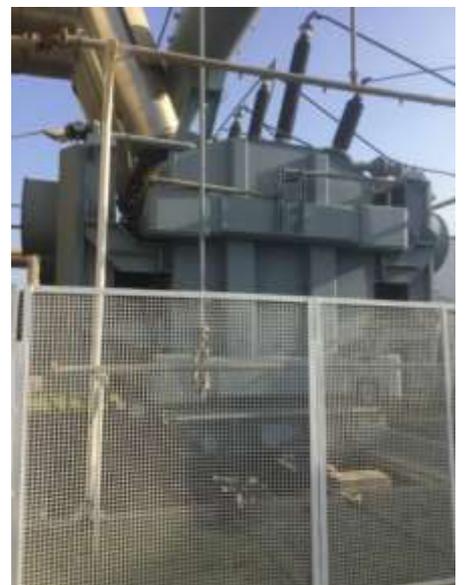
**Figure A.1.2:** Alternateur de la central

#### A.1.3 transformateur:

C'est une machine statique permettant d'assurer la

transformation du courant alternatif produit dans l'alternateur, en un autre système d'intensité et de tension en modifiant leur amplitude.

Son fonctionnement se base sur l'emploi de plusieurs bobines sur un même circuit magnétique. Lorsque les bornes primaires sont relia à une source de courant alternatifs, elle créent dans le noyau du circuit magnétique un flux alternatif dont les variation



provoquent, dans les bobines secondaires, une force électromotrice d'induction alternative de même fréquence que celle du courant d'alimentation.

**Figure A.1.3:**  
Transformateur de la  
central

#### **A.1.4 système lavage compresseur:**

Ce système est utilisé pour l'élimination de dépôts de l'aubage du compresseur par un fluide de nettoyage et donc pour un rinçage du compresseur par de l'eau déminéralisée.

Les résidus sur les palettes réduisent l'efficacité et la production de l'installation.

Le nettoyage des palettes est nécessaire car les filtres de la structure de prise n'éliminent que les particules grossières.

Les turbines ANSALDO peuvent être nettoyées, soit en fonction avec le convertisseur de démarrage (lavage hors ligne), soit à la vitesse de fonctionnement (lavage en ligne).

#### **A.1.5 système de drainage:**

La solution de nettoyage pulvérisée dans le compresseur

de la turbine au cours des opérations de nettoyage est collecté dans plusieurs endroits dans la turbine à gaz.

Ce liquide est éliminé par le système de drainage avant le nouvel démarrage de la turbine à gaz.



**Figure A.1.5:** outils de drainage

**A.1.6 postes gaz combustibles:**

Ce dispositif permet de garantir une alimentation correcte en gaz naturel des deux turbines à gaz, avec des pression et débits suffisant et courants.

Le gaz naturel arrive à la centrale au moyen d'un gazoduc avec une certaine pression d'entrée. Celui-ci passe par le poste gaz pour aboutir aux séparateurs dans lequel seront éliminés tous les condensats contenus dans ce gaz, qui seront alors conduits à un réservoir de récupération.

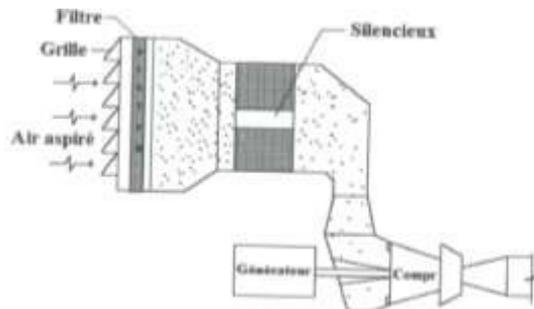


**Figure A.1.6:** Postes gaz combustibles

**A.1.7 système prise d'air pour la turbine à gaz:**

Le système de prise d'air fournit de l'air filtré au compresseur de la TAG. En quantité et qualité nécessaires au fonctionnement de cette dernière dans les conditions ambiantes.

Le système sera équipé d'un dispositif de filtration statique multi-étage. A l'admission au compresseur, un silencieux réduit le niveau acoustique à la limite requise. Le système est accessible pour les révisions et la maintenance.



**Figure A.1.7:** Système prise d'air

**A.1.8 système de refroidissement:**

Il faut refroidir l'aubage de la turbine de manière à empêcher que les matériaux de la turbine ne dépassent



**Figure A.1.8:** système de refroidissement

pas les niveaux maximums admissibles. L'air de réfrigération n'accomplit pas seulement une fonction de refroidissement, étant utilisée aussi en tant que air de protection prévenant l'entrée des gaz chauds dans les espaces vides à l'intérieur de la chemise et du rotor de la turbine présents pour des raisons de refroidissements de projet et de construction.

#### **A.1.9 système d'huiles de graissage:**

Le circuit d'huile de graissage alimente en huile les paliers de la turbine à gaz, de l'alternateur et le vireur hydraulique. La pompe à huile de graissage principale refoule l'huile de la cuve à la tuyauterie d'alimentation par l'intermédiaire du réfrigérant, de la soupape de réglage de la température et du filtre double. De là l'huile alimente les différents consommateurs avant de retourner sans pression à la cuve.



**Figure A.1.9:** système huiles de graissage.

#### **A.1.10 système gazoil:**

Réaliser pour être le combustible de secours, le fuel arrive à la centrale à partir des dépôts NAFTAL pompé au réservoir du groupe électrogène journalier, puis la pompe anti-incendie et ensuite à la turbine avec la pression et débit demandés, dont il est utilisé comme 2<sup>e</sup> carburant après le gaz naturel. La fonction du système est aussi celle de transférer le gaz des réservoirs d'accumulation aux réservoirs journaliers.

Il est constitué de 3 parties essentielles:

- un moteur thermique équipé des systèmes mécaniques nécessaires.
- un compresseur d'air.
- le système de commande et de protection.

Ce groupe est utilisé en cas de rupture de tous les systèmes de transformation.

#### **A.1.11 système de virage:**

En cas de mise à l'arrêt de la turbine, le système contient un moteur hydraulique fixé

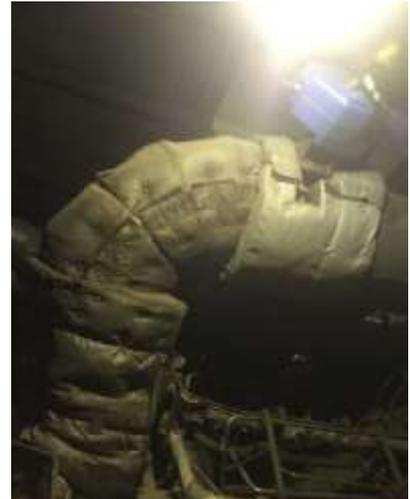
par bride à l'avant de l'alternateur. Son rôle est de faire tourner le rotor de la turbine à gaz après la mise à l'arrêt, afin d'éviter un refroidissement inégal qui entraînerait une déformation de l'arbre. Une vitesse minimale est requise pour engendrer dans les paliers un coin d'huile capable de supporter la charge du rotor et d'empêcher tout frottement semi-fluide. Le vireur fonctionne avec de l'huile de graissage fournie par la pompe de soulèvement.

Un virage de secours est possible en cas d'indisponibilité du vireur.

#### **A.1.12 système anti-pompage:**

Le compresseur axial de la TAG est conçu pour fonctionner à la vitesse nominale du groupe turbo-alternateur. Si la vitesse tombe au-dessous de 95% de la vitesse nominale pendant la marche en puissance, ceci entraîne l'ouverture complète ou partielle des clapets de décharge provoquant ainsi une baisse de la puissance et du rendement de la TAG.

Le système anti-pompage est activé automatiquement si nécessaire, et des soupapes de purges sont installées dégageant le flux instables à l'échappement de la turbine.



**Figure A.1.12:** système anti-pompage.

#### **A.1.13 système d'échappement:**

Le système d'échappement de la TAG comprend quatre ensembles principaux : le diffuseur, la partie inférieure de la cheminée, la partie supérieure de la cheminée abritant les silencieux, et le cadre de support.

- **diffuseur:**

C'est un organe de construction mécano-soudée, il est calorifugé à l'intérieur. Les dilatations thermiques entre la turbine et le diffuseur sont absorbées par un joint de dilatation thermique installée entre l'échappement de la turbine et l'entrée du diffuseur.

- **partie inférieure de la cheminée**
- **la partie supérieure de la cheminée**
- **cadre de support:**

le cadre de support est une construction métallique supportant la charge de la partie supérieure de la cheminée.



**Figure A.1.13:** système d'échappement

#### **A.1.14 système des aéroréfrigérants:**

L'alternateur de la centrale est refroidie par un système aéroréfrigérants composé de deux circuits (primaire et secondaire) fermés, qui fonctionnent à la fois et de façon continue.

Leur objectif permet de maintenir la température de l'eau déminéralisée du circuit secondaire en dessous de celle retenue pour le refroidissement du circuit primaire (l'hydrogène). L'eau est refroidie par l'air ambiant, tandis que l'hydrogène est réfrigéré à partir de cette eau.



**Figure A.1.14:** Système des aéroréfrigérants.

#### **A.1.15 système de l'ensemble du gaz d'allumage:**

Pour le fonctionnement de la TAG on peut utiliser deux combustibles. Si on utilise le gaz naturel, les brûleurs de diffusion sont alimentés par du gaz naturel pris directement de la ligne d'alimentation principale au cours du démarrage. Le système d'allumage du gaz n'est pas mis en fonction.

Dans le cas où la TAG est démarrée par l'huile combustible, les flammes d'allumage doivent premièrement être régénérées à l'aide du gaz d'allumage. Ces flammes à leur tour, allument l'huile combustible. Après une vitesse déterminée atteinte, les flammes de l'huile combustible brûlent de manière stable.

#### **A.1.16 système anti-incendie:**

Comme chaque installation industrielle, la centrale d'El HAMMA est équipée de son propre système anti-incendie, il est indépendant de la centrale et fonctionne par une alimentation des pompes à différents paliers de pressions oscillants de 6 à 10 bars.

#### **A.1.17 instrumentation de la TAG:**

- **Mesure de la vitesse:**

La TAG est conçue pour fonctionner en régime établi, moyennant une marge de tolérance (de 95 à 103%). Elle ne doit tourner en dehors de cette plage que pour une courte durée.

Au-delà d'une certaine limite (108% de la vitesse nominale), l'arrêt d'urgence est déclenché immédiatement. Pour empêcher cela, des capteurs de vitesse détectent les changements



**Figure A.1.16:** Système anti-incendie.

intervenant dans le champs magnétique, les signaux de sortie sont traités par le système de protection contre la survitesse. Chaque voie possède sa propre unité de surveillance.

- **Mesure des vibration des corps:**

Les vibration du corps sont mesurée sur les paliers de la TAG et du compresseur par des capteurs de vibration. Elle est calculée à partir de chaque signal enregistré par les capteurs, alors que le mouvement vibratoire effectif est calculé par une unité de traitement des signaux.

- **surveillance des flammes:**

Les flammes de combustion sont surveillées par deux système comprenant chacun plusieurs détecteurs de flamme et un module analogique associé. Les rayonnements émis par les flammes sont détectés par des détecteurs, qui sont placés en léger décalage les uns par rapport aux autres sur le périmètre de la chambre de combustion.

- **Températures des gaz d'échappement de la turbine:**

La température des gaz à l'échappement de la turbine est mesurée par 24 thermocouple triples, qui sont répartis à égale distance les uns des autres sur la circonférence du diffuseur d'échappement, juste après l'échappement de la turbine.

Les signaux de températures ont deux fonctions différentes: une fonction de régulation de la température dans la zone de réaction de la chambre de combustion, et une fonction de protection. En cas de défaillance du système de régulation de la température, le système de protection déclenche l'arrêt d'urgence de la turbine, empêchant ainsi un fonctionnement à des températures trop élevées, qui serait susceptible d'endommager la turbine.

## ANNEXE B

### COEFFICIENTS DES RELATIONS DES PROPRIETES DES FLUIDES DE TRAVAIL

**B.1 Coefficients de la relation du Cp de l'air :** Les coefficients de la relation III.16 sont donnés au tableau B.1

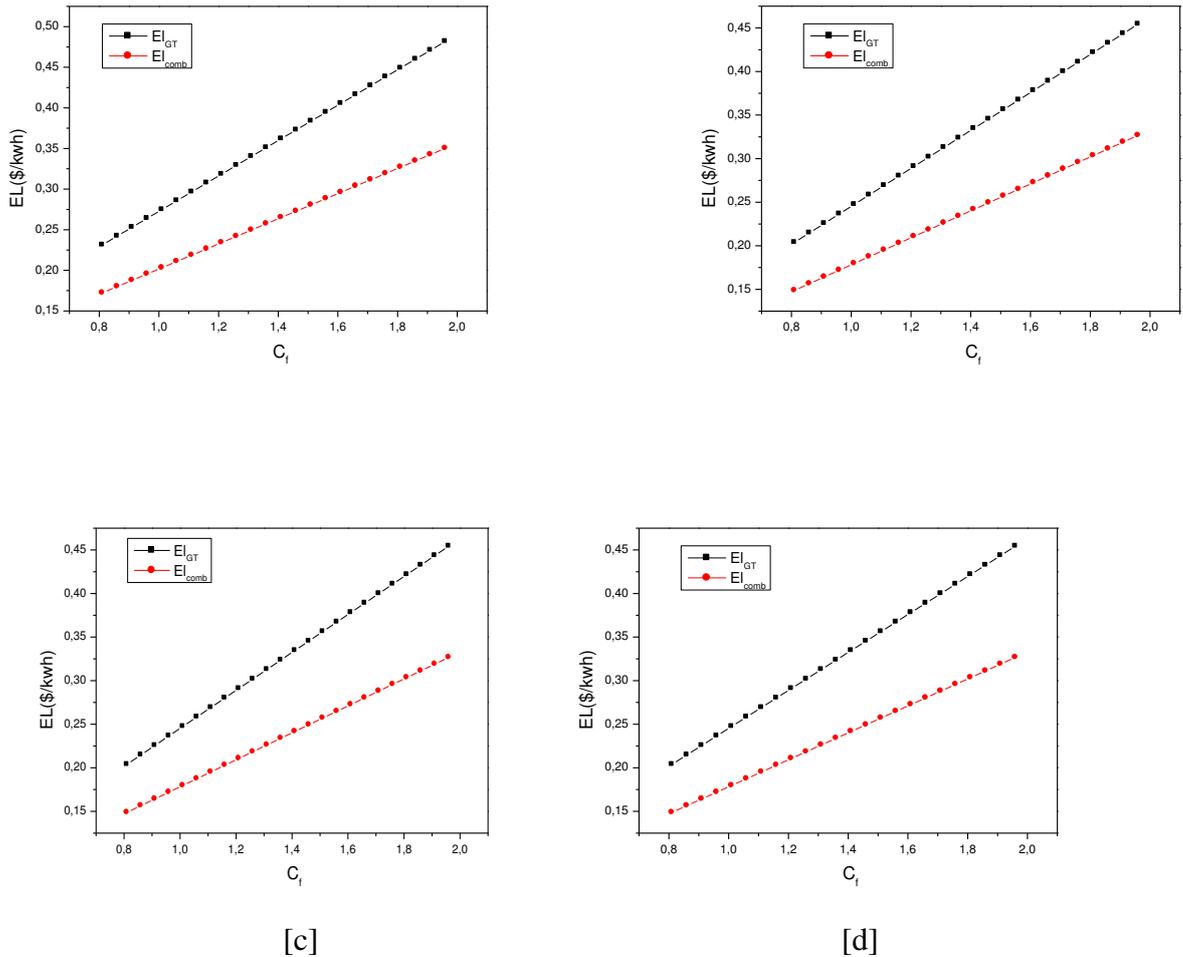
N	A(N)
0	0.103409E1
1	-0.2848870E-3
2	0.7816818E-6
3	-0.4970786E-9
4	0.1077024E-12

**Tableau B.1 :** Coefficients de la relation II.16

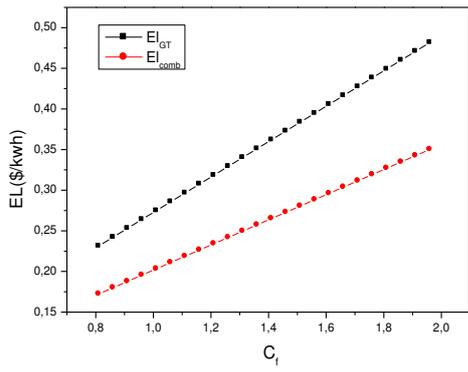
## ANNEXE C

Les différentes courbes issues de l'aspect économique avec leur variation respective des différentes paramètres

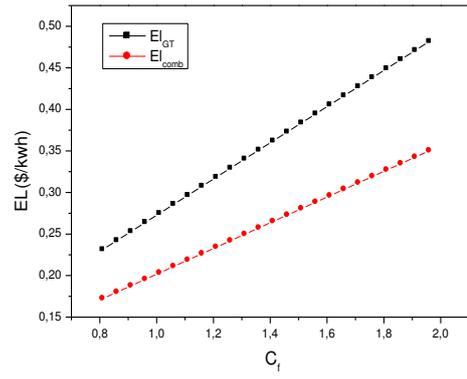
### C.1. Evolution du coût unitaire d'électricité en fonction du prix unitaire du carburant, en comparaison entre le cycle gaz et le cycle combiné.



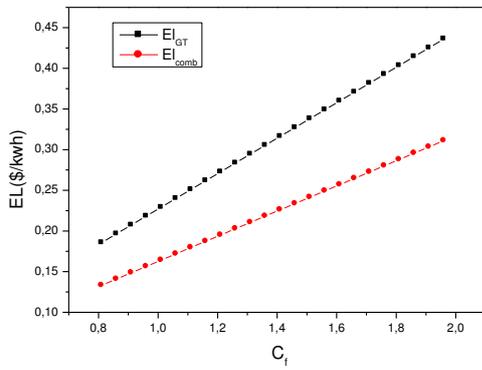
**Figure (C.1):** Evolution du coût unitaire d'électricité en fonction du prix unitaire du carburant, en comparaison entre le cycle gaz et le cycle combiné. ;[a]/(N=5ans,H=3000h) , [b]/(N=10ans,H=3000h) , [c]/(N=15ans,H=3000h) , [d]/(N=5 à 25ans,H=3000h).



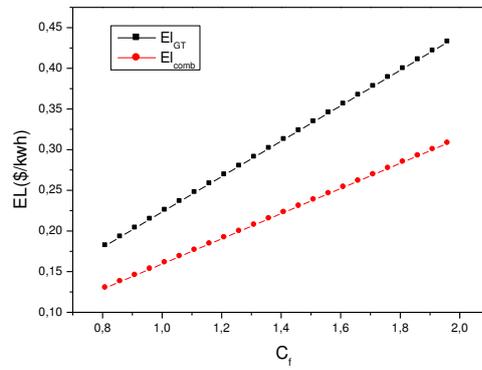
[a]



[b]



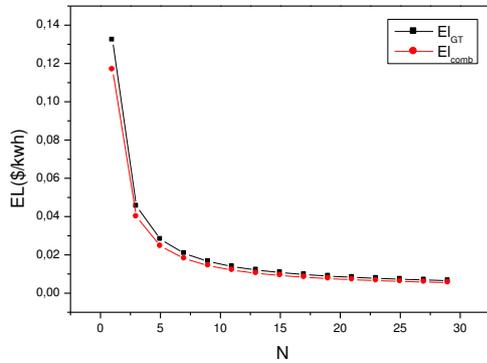
[c]



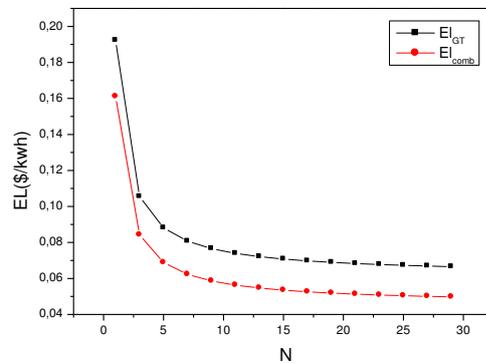
[d]

**Figure (C.2):** Evolution du coût unitaire d'électricité en fonction du prix unitaire du carburant, en comparaison entre le cycle gaz et le cycle combiné. ;[a]/(N=5ans,H=6000h) , [b]/(N=10ans,H=6000h) , [c]/(N=15ans,H=6000h) , [d]/(N=5 à 25ans,H=6000h).

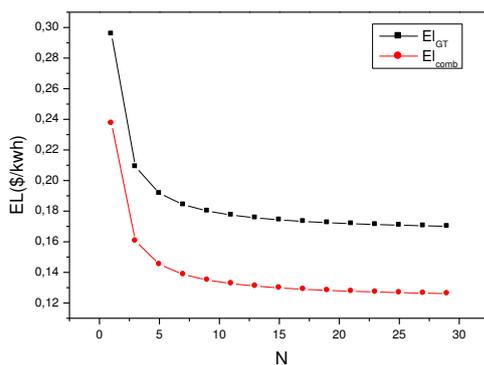
**B-2. Evolution du coût unitaire d'électricité en fonction de la durée de vie, avec comparaison des résultats entre cycle gaz et cycle combiné.**



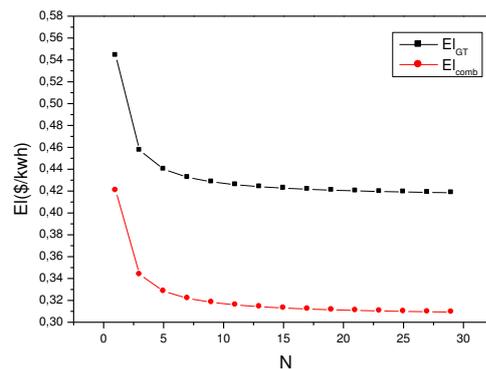
[a]



[b]

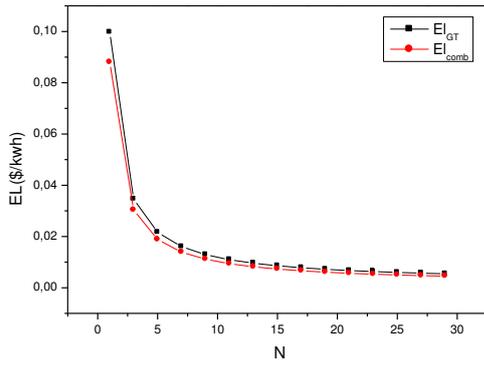


[c]

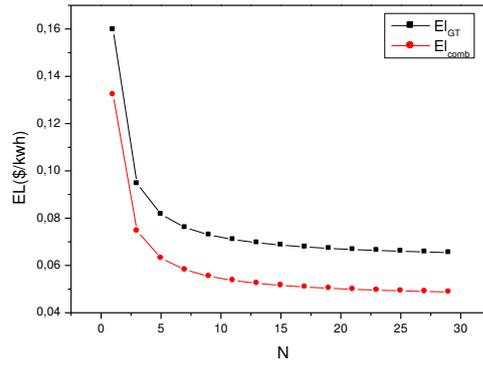


[d]

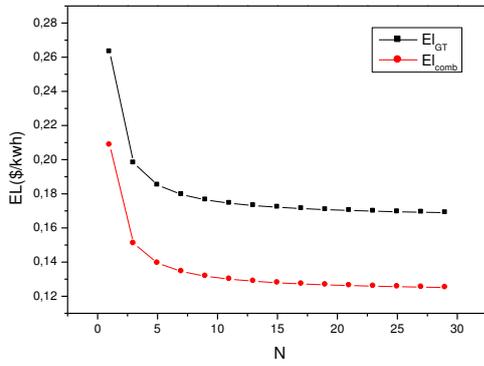
**Figure (C.3):** Evolution du coût unitaire d'électricité en fonction de la durée de vie; [a]/( $C_f=0.01, N=3000h$ ), [b]/( $C_f=0.3, N=3000h$ ), [c]/( $C_f=0.8, N=3000h$ ), [d]/( $C_f=2, N=3000h$ ).



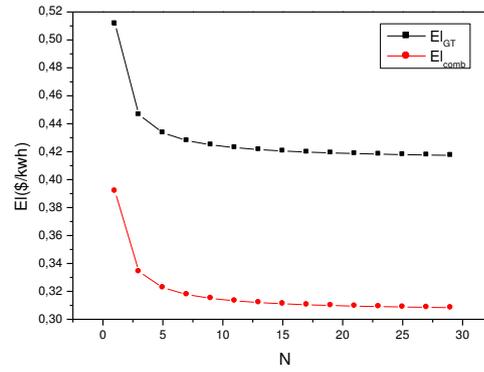
[a]



[b]



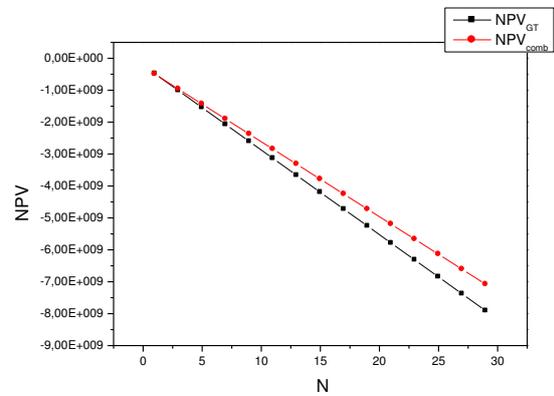
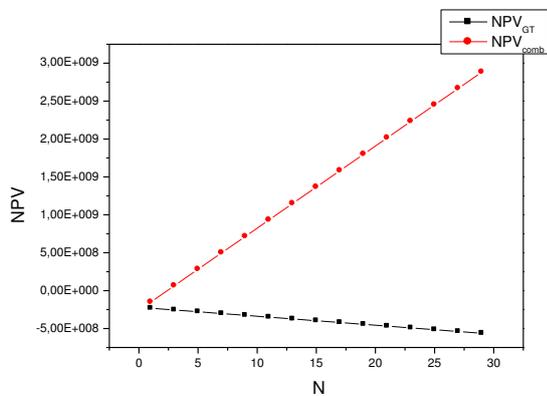
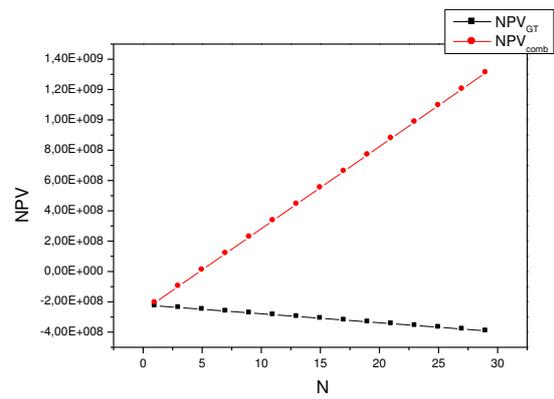
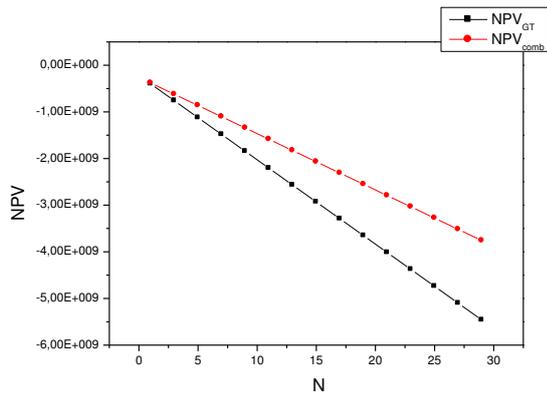
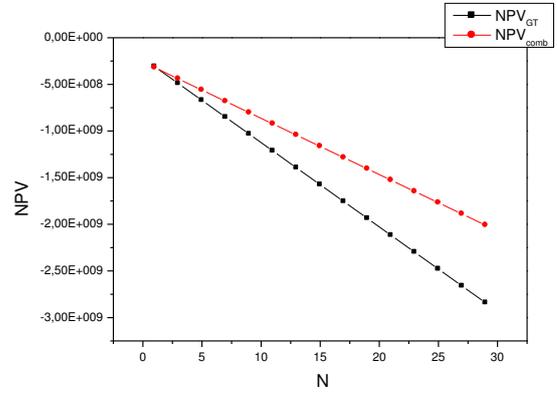
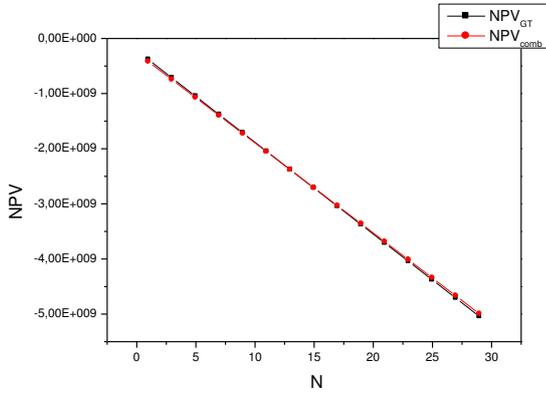
[c]

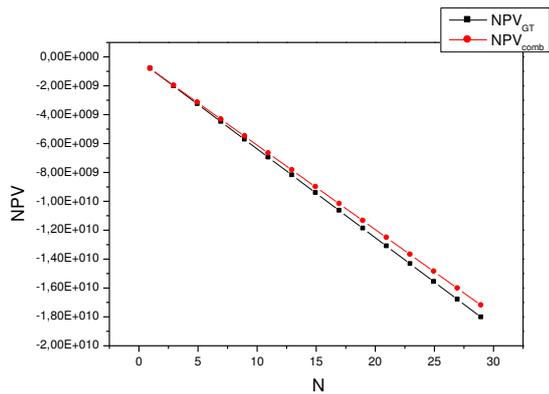
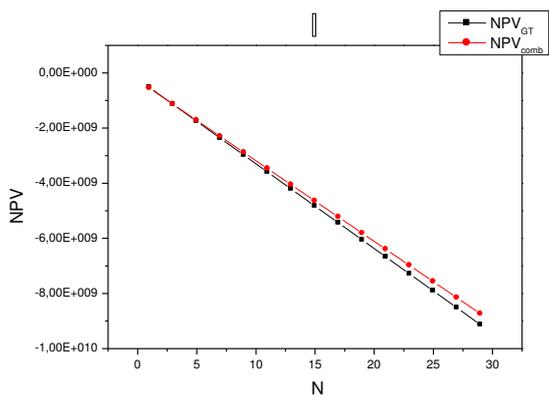
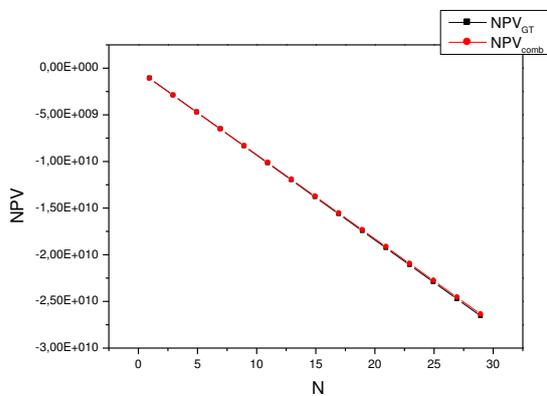
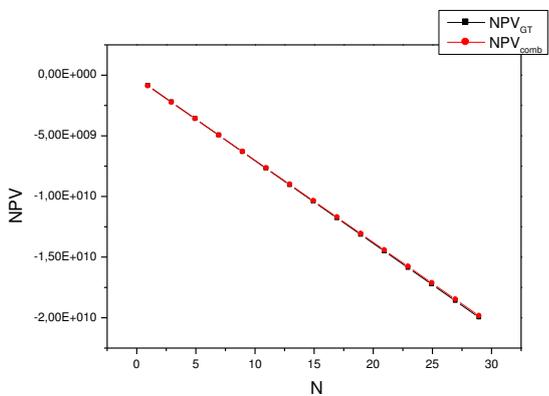
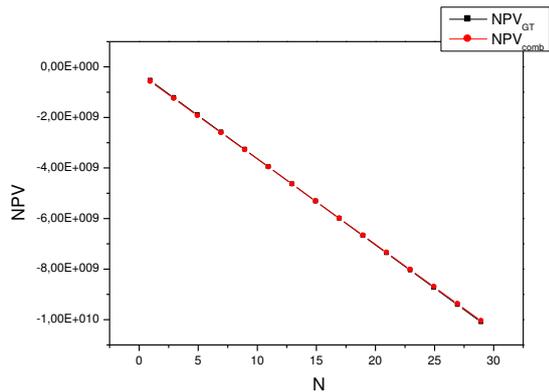
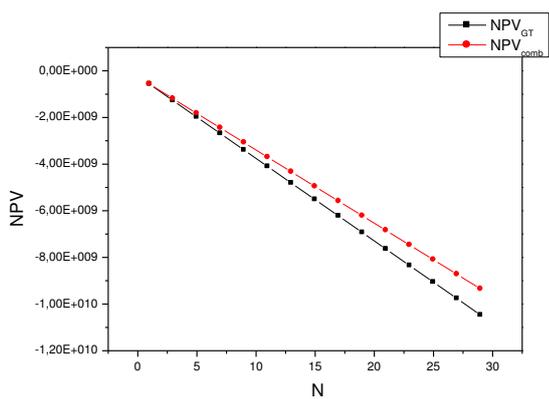


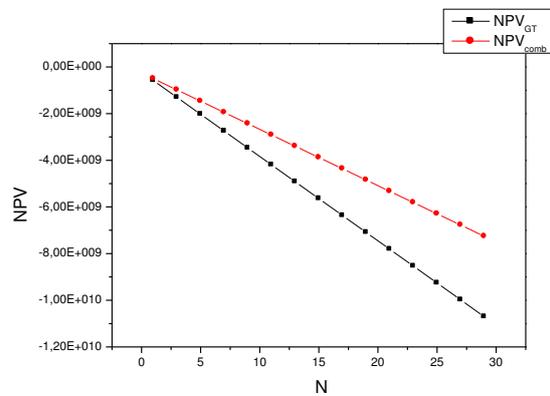
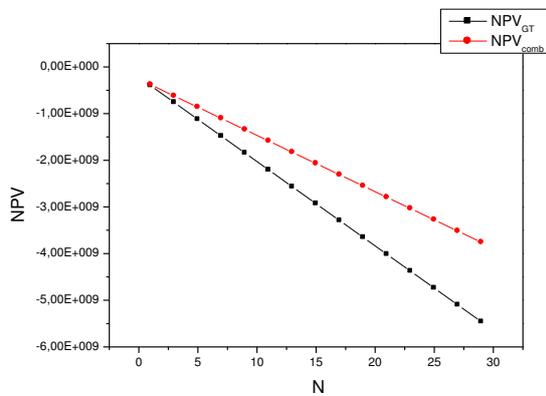
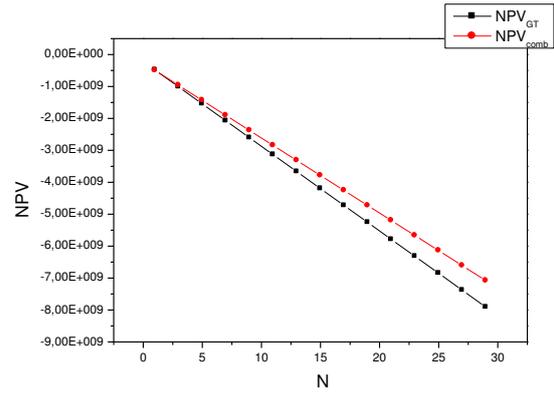
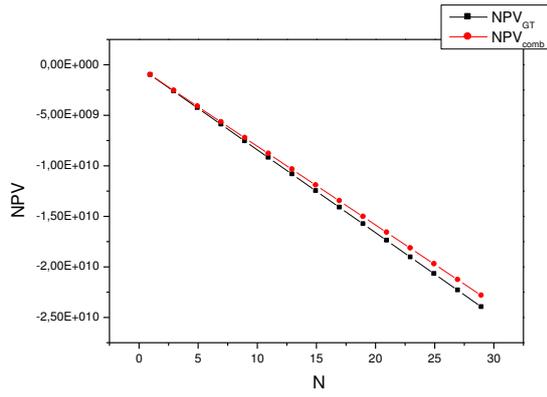
[d]

**Figure (C.4):** Evolution du coût unitaire d'électricité en fonction de la durée de vie; [a]/( $C_f=0.01, N=6000h$ ), [b]/( $C_f=0.3, N=6000h$ ) , [c]/( $C_f=0.8, N=6000h$ ) , [d]/( $C_f=2, N=6000h$ ).

### B-3. Evolution du bénéfice net en fonction de la durée de vie pour le cycle gaz et le cycle combiné.







**Figure (C.5):** Evolution du bénéfice net en fonction de la durée de vie; avec plusieurs variation du prix de carburant et le prix de vente, et la durée de fonctionnement [a]/( $C_f=0.01$  à 2,  $S_p=0.01$  à 0.2,  $N=3000h$  à 6000h), [b]/( $C_f=0.01$  à 2,  $S_p=0.05$  à 0.2,  $N=3000h$  à 6000h), [c]/( $C_f=0.01$  à 2,  $S_p=0.1$  à 0.2,  $N=6000h$ ), [d]/( $C_f=0.01$  à 2,  $S_p=0.2$ ,  $N=3000h$  à 6000h).