



République Algérienne Démocratique et Populaire
Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche
Scientifique
Université Mouloud MAMMERRI TIZI-OUZOU



Faculté de génie de la construction
Département de génie-mécanique

MÉMOIRE DE FIN D'ÉTUDES

EN VUE DE L'OBTENTION DU DIPLÔME DE MASTER ACADÉMIQUE
EN GÉNIE MÉCANIQUE
OPTION : ENERGETIQUE

THÈME :

Analyse exergergoéconomique de la turbine à gaz MS5002C



Réalisé par :

M^r. TAHRAOUI Ali

M^r. AMROUNI Mohamed

Encadrés par :

M^r. M.HAMZAOUI

2020-2021

Remerciement

Nos remerciements s'adressent premièrement et avant tout à Dieu, le Tout-Puissant, qui nous a donné la force, le courage et volonté d'aller jusqu'au bout et de mener ce présent travail à son point ultime.

De prime abord, on tient à exprimer notre profonde reconnaissance et notre vif remerciement à Monsieur M^r. **M. HAMZAOUI**, qui nous a fait l'honneur d'encadrer ce travail avec une grande disponibilité. Sa confiance, ses encouragements, son support et la passion de son travail ont été très stimulants. Merci milles fois pour le temps que vous nous avez consacré.

Nous tenons aussi à exprimer notre reconnaissance à Monsieur **M. BOUSSAFEUR** d'accepter la présidence de notre thèse, ainsi nous adressons nos sincères remerciements et exprimer notre gratitude à M^r. **H. TEBBICHE**, pour avoir bien voulu examiner notre travail.

Ce mémoire de master a été réalisée au niveau de SONATRACH - Division production –Hassi Messaoud Complexe MLN (Menzel Lejmet Nord), sous la direction de Monsieur **A. BILAL**, chef de service exploitation, et Monsieur **A. GUESSOUMA**, que nous tenons à remercier pour la disponibilité, la confiance, les conseils, l'encadrement et le soutien moral qu'ils ont su nous apporter tout au long notre période de stage.

Enfin nous remercions tous nos amis et tous ceux qui ont contribué de près ou de loin à l'élaboration de ce travail, trouvent ainsi l'expression de notre profonde gratitude et respects.

Dédicaces

Je dédie ce modeste travail :

À mes très chers parents qui m'ont tant aidé Durant toutes mes études.

À mes sœurs et mes frères, à toute ma famille.

A tous mes collègues de la promotion Master 2020/2021.

À tous ceux qui ont manifesté un intérêt pour mon travail et qui m'ont encouragé à rassembler les informations qui constituent aujourd'hui ce mémoire.

Tous ceux qui sont chers de près ou de loin.

Dédicaces

A la mémoire de :

Mes grands-parents : <<Ali AMROUNI, Mohammed OUMMAD>>.

Mon cousin : <<Arezki BOUDJEMA>>.

Que la terre de TOUBA vous soit légère.

Je dédier ce modeste travail :

A ma chère grand-mère, que cette thèse est pour moi le fruit de tes prières.

A ma chère mère, qui m'a arrosée de tendresse, d'espairs, qui m'a aussi doté d'une éducation digne son amour a fait de moi ce que je suis aujourd'hui.

A mon père, source de force et de patience.

A mes frères : <<ALI et Ghiles>>. A mes sœurs<< Lila, Lydia et Lamia>>.

A mes chères oncles en particulier : << Youcef OUMMAD>>, qui est pour moi ma référence, aussi mon exemple de succès et de la réussite.

A mes chères tantes en particulier : <<Sonia, Djouher, Khadidja OUMMAD>> et <<Djegdjiga, Tassadit AMROUNI>>.

A mes chères cousins et cousines en particulier : << Karim OUMMAD, Youba BOUDJEMA et Maissa BOUALILI>>.

A << Hamid MOUSSOUNI et Yacine CHEBILI>> qui m'ont aidé à effectuer des stages et acquérir plusieurs connaissances pratique et professionnelle.

A tous mes amis en particulier :<< Lamia HADDAD, Djazia OUHADJ, Yacine KRIM, Abdenour ARAB, Younes SEFAIHI, Aziz FODI, Housseem GUERMAH, Hocine AMAROUICHE, Kamel BENNARI, Lvaz HETTAL, Arezki HADJAR, Mahdi BELHADJI, Amine BELABBES, Younes BOUSSAID, Hacene MEDDOUR, Hamza BOUAMRANE, Hakim BOUAROUR ...>>

A tous mes collègues de la promotion Master 2020/2021.

A tous ce qui ont contribué de prêt et de loin à la réalisation de ce mémoire.

Enfin, à tous ceux qui m'aiment.

Mohamed AMROUNI.

Table des matières

Introduction Générale-----	1
<u>CHAPITRE I</u> : Présentation de champ Menzel Lejmet Nord (MLN) bloc 405a	
I.1.Introduction -----	3
I.2.Cadre géographique régional du champ MLN -----	3
I.3.Présentation de champ Menzel Ledjmet Nord -----	4
I.5.Objectif de L'association -----	5
I.6. Différents Puits De MLN-----	5
I.7. Description des systèmes de production de Brut-----	7
I.7.1. Système 100 : Séparation et Stabilisation -----	7
I.7.1.1. Séparateur HP V.101 -----	7
I.7.1.2. Séparateur MP V.102 -----	7
I.7.1.3. Le Dessalage -----	8
I.7.1.4. La Colonne T.101-----	8
I.7.1.5. Les Pompes de Rebouillage P-112 A/B/C -----	9
I.7.1.6. Le Rebouilleur H.101 -----	9
I.7.1.7. Refroidisseur du Brut Stabilisé (Aéro-réfrigérants) E.101 -----	9
I.7.2. Système 200 : Stockage du Brut et Expédition-----	11
I.7.2.1. Les Bacs de Stockage TK.211 A/B/C -----	11
I.7.2.2. Le bac de Stockage Hors Spécifications TK.221 -----	11
I.8. Description des Systèmes de Traitement de Gaz et Régénération du Glycol-----	14
I.8.1. Système de Basse et Moyenne Compression 300-----	14
I.8.2. Description du process de compression LP/MP -----	14
I.8.3. Compression HP et Réinjection (Moto-compresseur)-----	15
I.8.3.1. Compression HP-----	15
I.8.3.2. Compresseur Ré injecteur -----	15
I.8.3.3 Compression et Ré injection (Turbine à gaz) GT-400 -----	16
I.9. Systèmes 400 glycol-----	16
I.9.1 Section de Déshydratation du gaz PT-441 -----	16
I.10.Conclusion : -----	17
<u>CHAPITRE II</u> : Généralités et état de l'art sur les turbines à gaz	
II.1. Introduction-----	21
II.2. Historique de la turbine à gaz -----	21
II.3. Etat de l'art-----	23
II.4. Caractérisation des organes d'une turbine à gaz -----	25
II.5. Fonctionnement de la turbine à gaz -----	26
II.6. Classement des turbines à gaz -----	26
II.6.1. Turbines industrielles -----	26
II.6.1.1. Turbine mono-arbre -----	27
II.6.1.2. Turbine a deux arbres -----	27
II.6.2. Turbines type « aviation » -----	28
II.7. Appellation des turbines à gaz selon GE (General Electric)-----	28
II.8. Conclusion-----	28

CHAPITRE III : Étude thermodynamique d'une Turbine à gaz

III.1. Introduction	29
III.2. Rappels thermodynamiques	29
III.2.1. Quantités et fonctions d'état thermodynamiques	29
III.2.2. Différents bilans thermodynamiques	31
III.3. Cycle thermodynamique de la turbine à gaz	31
III.3.1. Cycle de Brayton :	32
III.3.1.1. Bilan massique du cycle idéal :	33
III.3.2. Le cycle réel :	34
III.4. Etude thermodynamique des différentes séquences de la TAG MS5002C :	35
III.4.2. Section de la combustion	36
III.4.3. Section turbine de détente	37
III.5. Calcul thermodynamique	38
III.5.1. Caractéristique de la turbine à gaz MS5002C	38
III.5.3. Calculs thermodynamiques au niveau de compresseur axial	39
III.5.4. Calculs thermodynamiques au niveau de la chambre de combustion :	42
III.5.5. Calculs thermodynamiques au niveau de la turbine de détente	46
III.5.6. Le rendement global de l'installation	47
III.5.7. La consommation spécifique du fioul	47
II.6. Les résultats de calcul d'après les données réelles sur site	47
II.6.1. Données réelles	47
II.7. Conclusion	49

CHAPITRE IV : Étude exergetique et économique de la TAG

IV.1 Introduction	50
IV.2. Étude exergetique du cycle	50
IV.2.1. Calcul exergetique au niveau du compresseur axial	51
IV.2.2 Calcul exergetique au niveau de la chambre de combustion	52
IV.2.3. Calcul exergetique au niveau de la turbine de détente	54
IV.3. Rendement exergetique global de l'installation turbine à gaz	56
IV.4. Etude économique du cycle	56
IV.5 Etude exergoéconomique des différentes séquences de la TAG MS5002C	58
IV.5.1. Au niveau du compresseur axial	58
IV.5.2. Au niveau de la chambre de combustion	58
IV.5.3 Au niveau de la turbine de détente	58
V.6. Organigramme de calcul	60
V.7. Conclusion	62

CHAPITRE V : Interprétations des résultats

V.1. Introduction	
Erreur ! Signet non défini.	
V.2. L'effet de la température ambiante à l'entrée de compresseur axial sur les performances de la turbine à gaz	60
V.2.1. Masse volumique	60

V.2.2. Débit massique -----	61
V.2.3. Travail-----	62
V.2.4. Puissances de compresseur axial, chambre de combustion et la puissance de la turbine de détente (HP-BP) :-----	63
V.2.5. Rapport Fioul-air (FAR)-----	64
V.2.6. Consommation spécifique du fioul (CSF)-----	65
V.2.7. Rendement thermique global de turbine à gaz (η_{TAG})-----	66
V.2.8. Rendement exergetique global de la turbine à gaz (η_{ExTAG})-----	67
V.3. L'effet de la température à l'entrée de la turbine de détente sur les performances de la turbine à gaz -----	
Erreur ! Signet non défini.	
V.3.1. Températures d'échappement-----	68
V.3.2. Puissances calorifique et mécaniques (W_{CC} , W_{TBP} , W_T)-----	69
V.3.3. Rapport Fioul-air (FAR)-----	70
V.3.4. Consommation spécifique du fioul (CSF)-----	70
V.3.5. Rendement thermique global de turbine à gaz (η_{TAG})-----	71
V.3.6. Rendement exergetique global de turbine à gaz-----	72
V.3.7. Taux d'exergie détruite dans chacun des organes de la turbine à gaz-----	73
V.3.8. Taux des coûts d'investissement pour chaque équipement composant la TAG-----	74
V.3.9. Taux de coût de destruction exergetique dans chacun des organes de la TAG-----	76
V.3.10. Rendement exergetique dans chacun des organes de la turbine à gaz-----	77
V.3.11. Facteur exergoéconomique dans chacun des organes de la turbine à gaz-----	78
V.4. L'effet de la température ambiante sur les performances de la turbine à gaz-----	79
V.4.1. Masse volumique-----	79
V.4.2. Débit massique -----	80
V.4.3. Températures à la sortie du compresseur axial-----	81
V.4.4. Travail du compresseur axial-----	82
V.4.5. Puissance du compresseur axial -----	83
V.4.6. Températures à la sortie de la turbine basse pression-----	84
V.4.7. Puissance de la turbine de détente (BP) -----	85
V.4.8. Rapport Fioul-Air (FAR)-----	86
V.4.9. Consommation spécifique du fioul (CSF)-----	87
V.4.10. Rendement thermique global de turbine à gaz (η_{TAG})-----	88
V.4.11. Rendement exergetique global de turbine à gaz (η_{ExTAG})-----	89
V.4.12. Taux d'exergie détruite dans chacun des organes de la turbine à gaz-----	90
V.4.13. Taux des coûts d'investissement pour chaque équipement composant la TAG-----	91
V.4.14. Taux de coût de destruction exergetique dans chacun des organes de TAG-----	92
V.4.15. Rendement exergetique dans chacun des organes de la turbine à gaz-----	93
V.4.16. Facteur exergoéconomique dans chacun des organes de la turbine à gaz-----	94
V.5. L'effet de taux de compression sur les performances de la turbine à gaz-----	95
V.5.1. Travail et puissance du compresseur axial-----	95
V.5.2. Températures à la sortie du compresseur axial et à la sortie de la turbine-----	96
V.5.3. Puissance de la turbine de détente (BP) -----	97
V.5.4. Rapport Fioul-Air (FAR)-----	98
V.5.5. Consommation spécifique du fioul (CSF)-----	99
V.5.6. Rendement thermique global de turbine à gaz (η_{TAG})-----	100
V.5.7. Rendement exergetique global de turbine à gaz (η_{ExTAG})-----	101

V.5.8. Taux d'exergie détruite dans chacun des organes de la turbine à gaz -----	102
V.5.9. Taux des coûts d'investissement pour chaque équipement composant la TAG -----	103
V.5.11. Taux de coût de destruction exergetique dans chacun des organes de la TAG ----	104
V.5.11. Rendement exergetique dans chacun des organes de la turbine à gaz -----	106
V.5.12. Facteur exergoeconomique dans chacun des organes de la turbine à gaz -----	107
V.6.Conclusion -----	108
Conclusion générale -----	109
Références bibliographique-----	111

Liste des figures.

Figure I.1: Situation géographique de champ MLN bloc 405a. -----	4
Figure I.2 : Déférente zone de centre de traitement CPF MLN. -----	3
Figure I-3 : Emplacement des puits du champ MLN. -----	6
Figure I.4: Système 100, traitement de brut. -----	10
Figure I.5: system 200, stockage du brut traité et hors spécification. -----	13
Figure I.6: Déshydratation du gaz PT-441 -----	18
Figure.II.1. Organes caractérisant une turbine à gaz. -----	25
Figure.II.2. Turbine à gaz à un seul arbre. -----	27
Figure.II.3. Turbine à gaz bi-arbre. -----	27
Figure.II.4. Turbines type « aviation ». -----	28
Figure.II.5. Méthode d'appellation des TAG. -----	28
Figure III.1: Cycles isentropiques et réels en diagrammes PV et TS. -----	31
Figure III.2 : Cycle de Brayton. -----	32
Figure III.3 : Diagramme de cycle théorique de TAG à combustion isobare en (P, V) et (T, S). -----	32
Figure III.4: Diagramme (T, S) du cycle simple ouvert réel. -----	34
Figure III.5: schéma de la turbine à gaz MS5002C. -----	35
Figure III.6: Diagramme T-S de cycle théorique et réel de la TAG MS5002C. -----	35
Figure III.7. Présentation de la compression de compresseur. -----	35
Figure III.8 : Présentation de la combustion. -----	36
Figure III.9 : Présentation de la détente. -----	37
Figure.IV-1 : L'illustration schématique du cycle de la turbine à gaz. -----	56
Figure.V.1 : Masse volumique de l'aire en fonction de la température ambiante-----	60
Figure.V.2 : Débit massique de l'aire en fonction de la température ambiante-----	61
Figure.V.3 : masse volumique et le débit massique en fonction température ambiante-----	61
Figure.V.4 : Travail (W_{CA} ; $W_{T_{HP}}$; $W_{T_{BP}}$; W_T) en fonction température ambiante-----	62
Figure V.5 : puissance en fonction de la température ambiante-----	63
Figure.V.6 : Rapport fioul-air en fonction de la température ambiante-----	64
Figure.V.7 : Consommation spécifique du fioul en fonction de la température ambiante-----	65
Figure.V.8 : Rendement thermique global en fonction de la température ambiante-----	66
Figure V.9: Rendement exergetique global en fonction de la température ambiante-----	67
Figure V.10: température d'échappement en fonction de la température à l'entrée de la turbine de détente-----	68
Figure V.11: Puissances calorifique et mécaniques (\dot{W}_{cc} , $\dot{W}_{T_{BP}}$, \dot{W}_T) en fonction de la température à l'entrée de la turbine de détente-----	69
Figure V.12: Rapport Fioul-air en fonction de la température à l'entrée de la turbine De détente-----	70
Figure V.13: Consommation spécifique du fioul en fonction de T_3 .-----	70
Figure V.14: Rendement thermique global fioul en fonction de T_3 -----	71
Figure V.15: Rendement exergetique global en fonction de T_3 -----	72
Figure V.16 : Taux d'exergie détruite dans chacun des organes de la turbine à gaz-----	73
Figure V.17 : Taux des coûts d'investissement pour chaque équipement composant	

la turbine à gaz-----	74
Figure V.18 : Taux de coût de destruction éxergétique dans chacun des organes de la turbine à gaz-----	76
FigureV.19 : Rendement éxergétique dans chacun des organes de la turbine à gaz-----	77
FigureV.20 : Facteur exergoéconomique dans chacun des organes de la turbine à gaz-----	79
FigureV.20 : Facteur exergoéconomique dans chacun des organes de la turbine à gaz-----	79
Figure V.21 : Débit massique de l'aire en fonction de la température ambiante-----	80
Figure V.22 : température à la sortie du compresseur axial en fonction de la Température ambiante-----	81
Figure V.23 : travail du compresseur axial en fonction de la température ambiante-----	82
Figure V.24 : puissance du compresseur axial en fonction de la température ambiante-----	83
Figure V.25 : température à la sortie de la turbine basse pression en fonction de la Température ambiante-----	84
Figure V.26 : Puissance de la turbine de détente basse pression en fonction de la Température ambiante-----	85
Figure V.27 : rapport Fioul-Air en fonction de la température ambiante-----	86
Figure V.28 : Consommation spécifique du fioul en fonction de la température ambiante-----	87
Figure V.29 : Rendement thermique global en fonction de la température ambiante -----	88
Figure V.30 : Rendement éxergétique global en fonction de la température ambiante-----	89
Figure V.31 : Taux d'exergie détruite dans chacun des organes de la turbine à gaz-----	90
Figure V.32 : Taux des coûts d'investissement pour chaque équipement composant la Turbine à gaz-----	91
Figure V.33 : Taux de coût de destruction éxergétique dans chacun des organes de la Turbine à gaz-----	92
Figure V.34 : Rendement éxergétique dans chacun des organes de la turbine à gaz-----	93
Figure V.35 : Facteur exergoéconomique dans chacun des organes de la turbine à gaz-----	94
Figure V.36 : Travail de compresseur axial en fonction de taux de compression-----	95
Figure V.37 : puissance du compresseur axial en fonction de taux de compression-----	95
Figure V.38 : Températures à la sortie du compresseur axial en fonction de La température ambiante-----	96
Figure V.39 : puissance utile en fonction de taux de compression-----	97
Figure V.40 : rapport Fioul-Air en fonction de la température ambiante-----	98
Figure V.41 : Consommation spécifique du fiou en fonction du taux de compression-----	99
Figure V.42 : rendement thermique global en fonction de la température ambiante-----	100
Figure V.43 : Rendement éxergétique global en fonction de la température ambiante-----	101
Figure V.44 : Taux d'exergie détruite dans chacun des organes de la turbine à gaz-----	102
Figure V.45 : Taux des coûts d'investissement pour chaque équipement composant La TAG-----	103
Figure V.46 : Taux de coût de destruction éxergétique dans chacun des organes de La turbine à gaz-----	104
Figure V.47 : Rendement éxergétique dans chacun des organes de la turbine à gaz-----	106
Figure V.48 : Facteur exergoéconomique dans chacun des organes de la turbine à gaz-----	107

Liste des tableaux.

Tableau I.1 : Spécification du brut. -----	4
Tableau I.2 : Spécification du gaz de réinjection. -----	4
Tableau I.3 : Spécification de l'eau d'injection. -----	5
Tableau III.1 : caractéristique technique de la turbine à gaz MS5002C. -----	40
Tableau III.3 : Composition des fumés. -----	44
Tableau III.4 : Fractions molaires des produits dû à la combustion. -----	46
Tableau III.5 : fractions massiques des produits de la combustion. -----	46
Tableau III.6 : Pouvoir calorifique inférieur de chaque Composant du Combustible. -----	47
Tableau III.6 : résultats de calcul d'après les données réelles-----	50
Tableau III.7 : Tableau comparatif des résultats obtenus-----	51
Tableau IV.1 Exergie chimique standard des éléments composants du fioul. -----	62
Tableau IV.2 : Exergie spécifique des éléments composants du fioul. -----	63
Tableau I.V-3 : coût spécifique et le taux de coût exégétique. -----	67
Tableau I.V-4 : coût du carburant du kième équipement. -----	67
Tableau I.V-6 : résultats de l'Etude exergoéconomique-----	69

Nomenclature.

Variables	Désignations	Unités
C	Coût spécifique	[\$/GJ]
CRF	Facteur de récupération du capital	[-]
\dot{C}	Taux de coût exégetique	[\$/h]
\dot{C}_D	Taux de coût de destruction d'exergie	[\$/h]
ex	Exergie spécifique	[kJ/kg]
Ex	Exergie	[kJ]
\dot{E}_x	Taux d'exergie	[kWatt]
e	Energie spécifique	[kJ/kg]
g	Accélération de la pesanteur	[m/s ²]
h	Enthalpie spécifique	[kJ/kg]
m	Masse	[kg]
\dot{m}	Débit massique	[kg/s]
M	Masse molaire	[kg/kmol]
P	Pression	[bar]
PCI	Pouvoir calorifique inférieur	[kJ/kg]
q	Quantité de chaleur spécifique	[kJ/kg]
Q	Quantité de chaleur	[kJ]
\dot{Q}	Puissance calorifique	[kWatt]
s	Entropie spécifique	[kJ/kg.K]
S	Entropie	[kJ/K]
\dot{S}	Taux d'entropie	[kWatt/K]
t	Temps	[s]
T	Température	[°C] ou [K]
u	Energie interne spécifique	[kJ/kg]
U	Energie interne	[kJ/kg]
v	Vitesse	[m/s]
V	Volume	[m ³]
\mathcal{W}	Fraction massique	[-]
W	Travail	[kJ]
\dot{W}	Puissance mécanique	[kWatt]
x	Faction molaire	[-]
Z	Hauteur	[m]
\dot{Z}_k	Taux de coût d'investissement	[\$/h]

Variables grecs	Désignations	Unités
φ	Exergie spécifique totale	[kJ/kg]
η	Rendement	[-]
ε	Débit d'air soutiré	[%]
τ	Taux de Compression	[-]
ρ	Masse volumique	[kg/m ³]
ϕ	Humidité relative	[%]
θ	Energie totale d'une matière en écoulement	[kJ/kg]
ψ	Humidité spécifique	[kg _v /kg _{as}]
ΔG_{f0}	L'énergie libre de Gibbs	[kJ/mol]

Indices et exposants	Désignations
0	État de l'environnement
1, 2, 3, 5	Positions du cycle présentées par les différents éléments de la turbine à gaz
AD	Admission
Air	Air ambiant
BP	Basse Pression
CA	Compresseur Axial
CC	Chambre de Combustion
Ce	Compresseur centrifuge
ch	Chimique
cv	Volume de contrôle
D	Détruite
in	Entrante
EC	Echappement
f	Fioul
gen	Générée
HP	Haute Pression
Inter	Intermédiaire
is	Isentropique
Max	Valeur maximale
n	Numéro d'étage dans le compresseur axial
o	Ouvert
opt	Optimale
out	Sortie
P	Potentielle
Ph	Physique
r	Réel
s	Etat de saturation
Sout	Soutirage
Sys	Système
T	Turbine de Détente
th	Théorique
Tot	Totale

Abréviations	Désignations
ASTM	American Society for Testing and Materials
AFNOR	L'Association française de normalisation PARIS
API	American petroleum institute
BOPD	Barils d'huile par jour
BP	Basse Pression
BSW	Eau de base et sédimentaire (Basic and sediment water)
BWPD	Barils d'eau par jour
CIC	Inter-refroidissement du fluide réfrigérant « Coolant intercooling »
CPF	Central Production Facility
CPC	Pré-refroidissement du fluide réfrigérant « Coolant pre-cooling »
DEG	Di éthylène glycol

FAR	Rapport massique Fioul-Air
GE	General Electric
GPL	Gaz de Pétrole Liquéfié
HP	Haute Pression
ISO	L'Organisation Internationale de Normalisation
MMscf	Million standard cubic feet
MCFC	Piles à combustible à carbonate fondu (Molten-carbonate fuel cell)
MP	Moyenne pression
MPP	Module de traitement de gaz « Module Processing Plant »
MMscf	Million standard cubic feet
MLN	Menzel Ledjmat Nord
MEG	Mono éthylène glycol
NP	Nuovo Pignone
PPM	Partie par million
TAG	Turbine à gaz
TBP	Turbine Basse Pression
THP	Turbine Haute Pression
TEG	Tri éthylène glycol
TVR	Tension de vapeur REID
TET	Température d'entrée dans la turbine

Introduction Générale

La turbine à gaz est une machine thermique motrice qui a comme rôle de convertir l'énergie thermique du fluide qui la traverse en énergie mécanique. Elle est considérée comme l'un des moyens de production de puissance les plus révolutionnaires. En effet, ce type de machines a permis d'atteindre des niveaux de puissance élevés. La turbine à gaz est donc une machine vitale qui est présente dans différents domaines (domaine de production d'électricité, la propulsion aéronautique, l'industrie pétrolière et gazière et la pétrochimie...).

Dans notre pays, les turbines à gaz jouent un rôle primordial dans le développement et le renforcement des capacités énergétiques. Elles sont utilisées dans la production de l'énergie électrique, dans le domaine de transport et de la réinjection du gaz, ce qui donne à la turbine à gaz une importance dans l'économie nationale.

L'évolution des turbines à gaz ont connu des développements remarquables afin d'améliorer leurs performances énergétiques et exergétiques, et de réduire les coûts irréversibles du système, et leurs émissions de CO₂ vers l'environnement. Ces performances étaient trop faibles et inférieures à 20% au milieu du XX^e siècle, et de nos jours, ils atteignent des valeurs élevées de 40%, qui représentent des améliorations de plus de 100%.

Malgré les avantages de ces turbines à gaz par rapport aux autres machines thermiques, telles que les moteurs à combustion interne, des inconvénients liés aux conditions climatiques instables affectent ces turbines et réduisent leur efficacité ; la pression atmosphérique, l'humidité relative et la température ambiante qui représentent le problème majeur des turbines à gaz. En effet, quand cette température augmente, elle cause une diminution de la masse volumique, donc, sur le débit massique d'air aspiré par le compresseur.

L'objectif de notre travail est de faire une analyse exergoéconomique de la turbine à gaz MS5002C. On va étudier aussi les performances énergétiques, exergétiques, économiques et exergoéconomiques d'une turbine à gaz sur différents facteurs de travail tels que la température à l'entrée du compresseur, la température de combustion, et le taux de compression. En outre un couplage de logiciels informatiques REFPROP et MATLAB, va être mis en emploi pour bien couvrir toute la gamme des variables prises en considération.

Le manuscrit est constitué de cinq chapitres, précédés d'une introduction générale en plus d'une conclusion générale.

- ❖ Le premier chapitre comporte une présentation de champ Menzel Lejmet Nord (MLN) bloc 405a, et une description des systèmes de production de Brut.
- ❖ Dans le deuxième chapitre, on expose essentiellement une revue bibliographique sur les turbines à gaz munies d'un historique, et une description de la TAG MS5002C.
- ❖ Le troisième chapitre est principalement dédié à une analyse thermodynamique de l'évolution de fluide dans les trois compartiments de l'installation, et la modélisation du cycle réel de la turbine à gaz MS5002C.

- ❖ Le quatrième chapitre sera consacré à l'étude exergetique et économique de la turbine à gaz et de révéler la performance du système du point de vue thermo-économique. Sera mis en exergue.
- ❖ Enfin le cinquième et dernier chapitre, sera la présentation des résultats obtenus par notre programme sous forme des courbes et de graphiques concernant l'influence de la température ambiante, la température à l'entrée de la turbine, taux de compression, sur les performances de la TAG.

CHAPITRE I

**Présentation de champ MLN (Menzel Lejmet
Nord) bloc 405a**

I.1.Introduction

Les hydrocarbures (pétrole et gaz naturel principalement) demeure toujours une ressource énergétique essentielle en raison de la hausse continue de la demande sur le marché et les intérêts économiques. Les hydrocarbures représentent la richesse la plus stratégique au monde, car c'est le moteur de l'industrie c'est pour cela l'objectif de tout pays producteurs est de rechercher à récupérer le maximum des réserves en place et de continuer la production avec toutes les méthodes de récupération.

L'Algérie a consacré une grande importance à ce secteur depuis sa nationalisation en 24 février 1971

I.2.Cadre géographique régional du champ MLN

Le champs Menzel Lejmet Nord (MLN) est situé au sud de la wilaya Ouargla, à environ 300 Km du Hassi-Messaoud et à moins de 100 km du champ de Hassi-berkine il est entièrement contenue dans le bloc 405a dans le bassin de berkine qui est situé dans la partie Nord-Est de la plate-forme saharienne entre Les latitudes 29° - 34° Nord et les longitudes 3° - 10°Est, il est à cheval sur trois pays ,l'Algérie dans sa partie occidentale, la Libye dans sa partie orientale et le Sud de la Tunisie dans sa partie septentrionale.

La partie occidentale, qu'est la partie algérienne de ce bassin, se situe dans la partie Sud-Est du Sahara Algérien entre les méridiens 6° - 10° Est et les parallèles 29° - 32° Nord, sur près de 120000 km² de superficie en Algérie. Voir la figure (I.2).

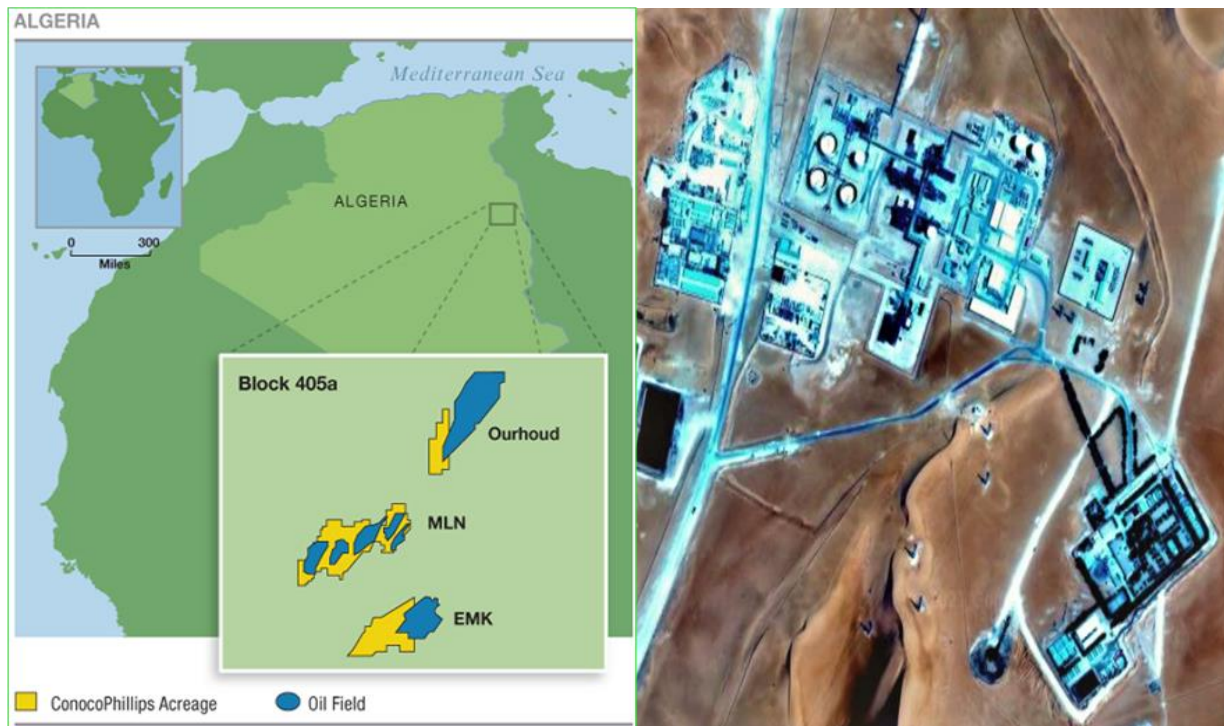


Figure I.1 : Situation géographique de champ MLN bloc 405a

I.3.Présentation de champ Menzel Ledjmet Nord

Le champ de MLN est conçu pour recevoir et traiter les fluides du Menzel Ledjmet Nord (MLN) sur le terrain et ses champs satellites, en bloc 405a de la région du bassin de Berkine Algérie . Le développement de champ MLN bloc 405a s'est déroulé en deux phases distinctes :

1. MLN phase 1 de développement portait sur l'installation des équipements afin de recevoir des fluides à partir de ces puits dans le nord du bloc 405a.
-
- MLN phase II était préoccupée par l'expansion des installations de MLN pour faire face à la production des puits satellites supplémentaires.

Les installations totales comprennent une installation centrale de traitement (CPF), un camp d'hébergement permanent et un off-site.

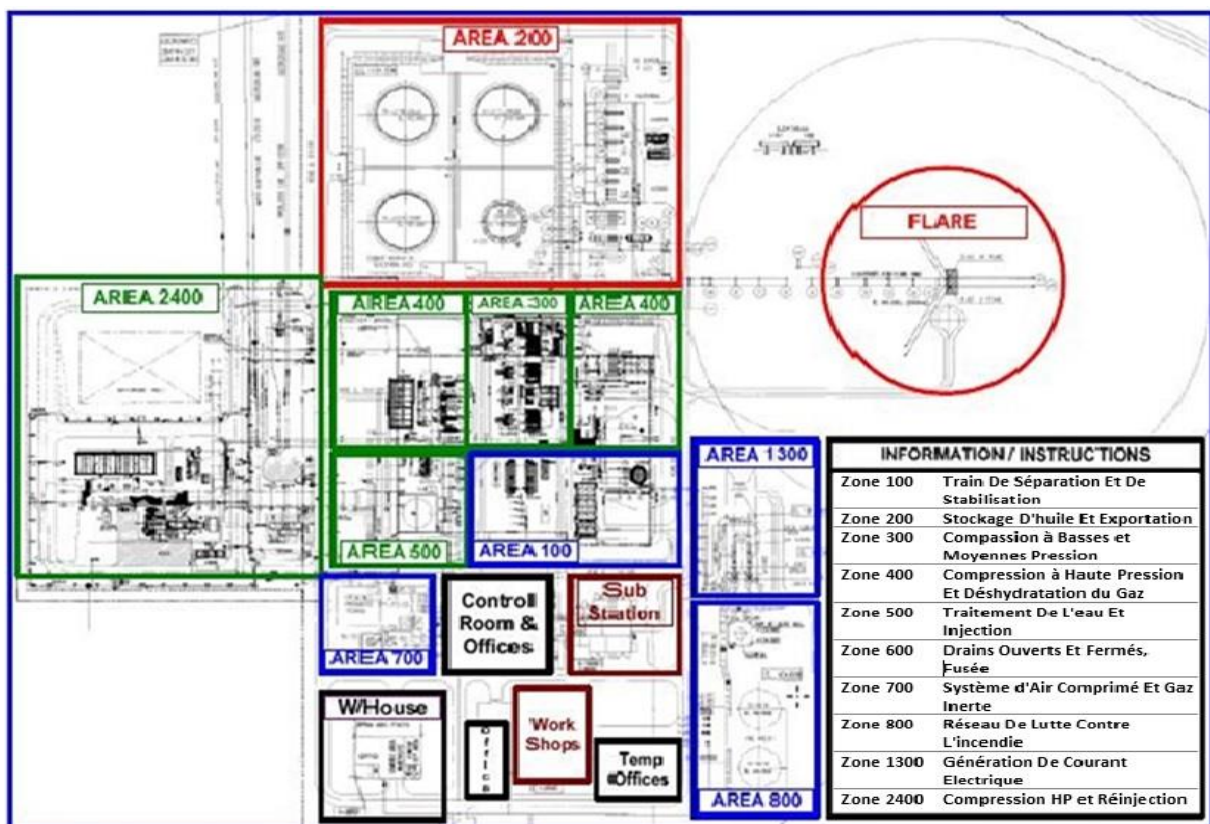


Figure I.2 : Différentes zones du centre de traitement CPF MLN.[1]

I.4.Historique de champ

Le champ de MLN a été découvert en 1996 et a commencé sa production en 2003. Au début c'est Burlington Ressources (compagnie américain), qui le détient majoritairement, ensuite en 2006 c'est conocophillips (compagnie américain), et enfin Pertamina (compagnie indonésienne) depuis 2013.

L'association entre Sonatrach (Société nationale pour la recherche, la production, le transport, la transformation, et la commercialisation des hydrocarbures) et Pertamina (Perusahaan Pertamina Minyak dan Gas Bumi Negara « entreprise d'État pour l'exploitation du pétrole et du gaz naturel »), contrôlent le champ de MLN.

I.5. Objectif de L'association

Le consortium se concentre sur la production, le traitement puis l'expédition du Pétrole vers le centre de stockage Haoud El hamra. Le site MLN inclus sommairement :

- Un Système de collecte des puits.
- Une installation de traitement centralisée et spécialisé (CPF).
- Des cuves (bac de stockage) de pétrole brut et des pompes d'expédition.
- Un pipeline d'exploration vers le nord.
- Des systèmes de distribution de fluide d'injection.
- Une base de vie permanente pour le logement et l'administration.
- Un axe routier bitumé, et des routes à l'intérieur du champ.

Le Système de production actuel comprend 41 puits de différents types. Le débit total de production de pétrole est d'environ 5 000 mètres cubes par jour (18 000 barils par jours), et le débit de gaz récupéré par l'opération de séparation est de l'ordre 5,7 millions de mètres cubes par jour (200 millions de pieds cubes standards par jour) ce gaz sera réinjecté vers des puits réinjecter [1].

I.6. Différents Puits De MLN

Le champ MLN contient des puits dont le fond varie entre 2500 m jusqu'à 4000 m. Actuellement, le champ MLN dispose de 41 puits. On distingue trois types de puits :

Puits producteur : C'est un puits qui produit du pétrole brut.

	SI
Gravité spécifique	0.7949 to 0.8086
API gravité	43.5° to 46.5°
Contenu en soufre	0.2% max
Brut RVP	0.59 bar max
BS&W, (maximum)	0.5 % by vol max
Contenu en sel, (maximum)	40 mg/l max
Temperature de stockage, (maximum)	55°

Tableau I.1 : Spécification du brut.[1]

Puits injecteur : C'est un puits récepteur dont on injecte soit du gaz ou de l'eau.

- Spécifications du Gaz de Réinjection :

Contenu maximal en eau	112 g/Sm ³
Pression d'injection	400 bars

Tableau I.2 : Spécification du gaz de réinjection.[1]

- Spécification de l'eau d'injection :

Filtration des solides requise	98% des particules supérieures à 10 microns
Teneur maximale en huile de l'eau produite	20 mg/l
Maximum oxygen content.	10 ppb
Pression d'injection	Minimum 200 bar

Tableau I.3 : Spécifications de l'eau d'injection.[1]

Puits Producteurs d'eau : C'est un puits qui produit de l'eau pour les différents usages tel que : les besoins de process (le lavage de brute) et les usages domestiques.

Puits Gas-lift : C'est un puits producteur dont la pression de fond est très réduite. Le gaz lift permet d'alléger la densité du brut l'aider à remonter la colonne de production en le « lift up »

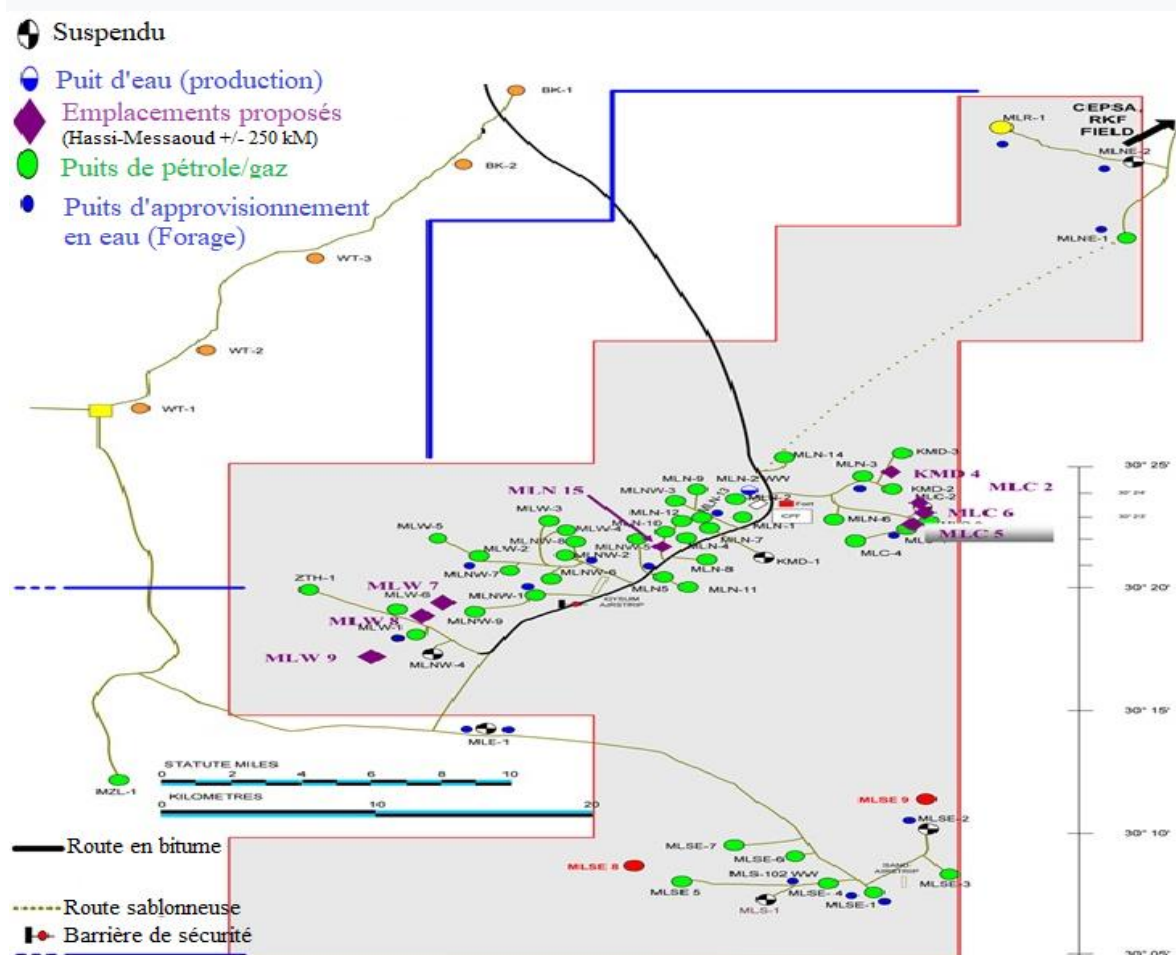


Figure I-3 : Emplacement des puits du champ MLN.[1]

I.7. Description des systèmes de production de Brut

La fonction du système de stabilisation du pétrole brut consiste à recevoir et de traiter les fluides provenant des réservoirs pour produire du pétrole brut, se stabiliser conformément aux spécifications requises pour l'exportation.

Le système comprend [2] :

- Séparateur HP V-101.
- Séparateur MP V-102.
- Pompes du séparateur MP P-101A/B/C.
- Filtre à eau F-101A/B.
- Pompe d'eau de lavages P-104A/B.
- Dessaleur V-103 /V-104.
- Pompe de recyclage d'eau P-103A/B.
- Stabilisateur T-101.
- Pompe stabilisateur rebouilleur H-101 et rebouilleur P-112A/B/C.
- Filtre de fuel gaz du rebouilleur F-102 A/B.
- Aéroréfrigérant de pétrole brut E-101.
- Ballon de flash pour le pétrole brut hors spécification (OFF-Spec), V 221.
- Colonne de dégazage du pétrole brut hors spécification (OFF-Spec) V 222.
- Réservoirs de stockage du pétrole brut hors spécification, V 221.
- Pompe de récupération du pétrole brut hors spécification, P 221 A/B/C.

I.7.1. Système 100 : Séparation et Stabilisation [2]

I.7.1.1. Séparateur HP V.101

Le séparateur HP reçoit le flux à partir du système de collecte et opère à 39 bars.

Le séparateur est dimensionné pour une capacité de 65,730 BOPD. Les paramètres de design sont (47 bars et 80°C).

Le temps de séjour du brut est plus de 4 minutes et pour l'eau plus de 12 minutes pour le maximum de récupération d'eau prévue (13,730 BWPD).

Le niveau du liquide pour un fonctionnement normal est de 50%, ce qui donne une surface de séparation généreuse coté gaz.

L'eau produite est envoyée vers Flash Drum V-511 sous un control du niveau d'interface et le gaz léger séparé est envoyé à la section de compression HP. Et le brut rejoint le séparateur MP V-102.

I.7.1.2. Séparateur MP V.102

Le séparateur MP V-102 est également dimensionné pour le taux de pétrole produit de la conception avec un excès de 10 % en tenant compte du brut hors spécification recyclé.

Ce séparateur a les mêmes dimensions que le V-101 sauf qu'il travaille avec une pression de 13 bars.

Le séparateur MP est muni d'un système de déviation du flux vers la ligne off-Spec via un by-pass manipulé manuellement uniquement dans le cas où les résultats d'analyses du laboratoire indiquent que ce stade de séparation fonctionne anormalement.

L'eau produite dans cette étape est également envoyée vers le flash drum V.511 via une vanne de contrôle de niveau. Le gaz séparé est envoyé à la section de compression MP. Et le brut est pompé via les pompes P-101 (A.B.C.D) et rejoint le dessaleur V-103/V-104.

I.7.1.3. Le Dessalage

Le ballon de dessalage PT.101 est un dessaleur à deux étages (1^{er} étage V.103 / 2^{ème} étage V.104) est un coalescer électrostatique avec deux pompes de recyclage d'eau P.103 A/B.

Le brut, quittant le séparateur MP, est pompé via les pompes P.101 A/B/C/D par une pression de 20 bars environs, pour permettre au coalescer de fonctionner en conditions exemptes de vapeur.

L'eau de lavage venant du puits et le brut venant de V-103, sont mélangés grâce à une vanne mixeuse avant d'entrer au V-104,

L'eau issue de ce stage est recyclée et pompée par les pompes P.103 A/B pour se mélanger avec le brut venant de V-102 et le déshydratant via une autre vanne de mélange avant leurs entrées au premier stage de dessalage V-103.

L'eau issue du 1^{er} étage est drainée sous un contrôle de niveau d'interface vers le ballon de l'eau produite flash Drum V.511.

Dans le cas d'une indication que le produit sortant du PT.101 est off. Spec, un by pass du dessaleur est disponible pour dévier le flux vers la ligne off spec.

Le skid est muni d'une vanne de contrôle de pression (PSV) dans chaque compartiment du dessaleur.

Le rôle de l'unité de dessalage est d'éliminer, par lavage à l'eau, les sels minéraux présents dans les pétroles bruts. Ces sels sont en effet susceptibles de provoquer des corrosions et des encrassements dans les unités de traitement de brut. Cette opération de dessalage permet aussi de récupérer les sédiments encore présents dans le brut.

Les raisons qui imposent le dessalage sont de trois ordres :

- Dans certaines conditions, les sels se cristallisent en plaques dans les tubings, dans les conduites et dans les installations de traitement. Ces dépôts freinent la production.
- La présence de sels favorise les corrosions électriques et chimiques.
- Par contrat avec les raffineurs, les exploitants sont tenus de livrer des bruts de salinité inférieure à $\approx 40\text{mg}$ de chlorures par litre.

I.7.1.4. La Colonne T.101

La température de fond est d'environ 160°C , à la pression de fonctionnement (en haut de la colonne) de 5 bars. La colonne est conçue pour fonctionner avec le taux de

production du pétrole brut de la conception avec un plus de 10% pour le flux reprise. La pression de conception et la température sont 15 bars et 200 ° C.

La tour à deux entrées ; une entrée froide collecte l'huile du système de récupération de liquide amélioré (ELR), et une entrée chaude réception le pétrole brut déshydrater du dessaleur. L'alimentation à froid est en effet un reflux à partir du séparateur à basse température V-451, ce qui augmente la récupération des composants légers à partir de la vapeur quittant la section de fond, et de sorte que la section supérieure peut être considérée comme une section de rectification

La section supérieure de la colonne comprend 6 plateaux d'un diamètre de 1,400 mm La section inférieure de la colonne est de 3100 mm et comprend 14 plateaux et un déflecteur au fond. Ce dernier sépare l'alimentation du Rebouiller H-101 du liquide sortant de la colonne vers les réservoirs de stockage brut. Il est perforé pour égaliser les niveaux liquides des deux compartiments.

L'élimination de l'eau se fait au niveau du ballon accumulateur d'eau V-105 à partir des trois plateaux en dessus du plateau d'alimentation principale.

La pression de la colonne est maintenue par une vanne de contrôle de pression 01.PV.051 des vapeurs quittant la colonne vers le compresseur BP C.311 A/B/C. En cas de haute pression, le gaz de tête sera dirigé vers la torche HP via la vanne de control 01.PV.051.2.

I.7.1.5. Les Pompes de Rebouillage P-112 A/B/C

Les pompes P-112 A / B / C ce sont des pompes de type centrifuge qui transportent le brut non stable de fond de colonne par une pression de 17 bars environs pour le chauffer au four H-101 et ensuite le faire retourner vers la colonne.

En fonctionnement normal, deux pompes seront en service et la troisième sera en stand-by.

I.7.1.6. Le Rebouilleur H.101

Le rebouilleur H-101 comprend 8 pilotes et 8 brûleurs à gaz (A/B/C/D/E/F/G/H), grâce à ses derniers on varie la température de 20°C à 150°C environ. A cette température, le taux de vaporisation se situe entre 20% et 40% (selon le cas). La température dans la colonne au niveau du bac sensible est commandé par 01TC-056, qui cascades sur-01FC 091 pour régler le débit de gaz combustible vers les brûleurs à gaz du rebouilleur.

I.7.1.7. Refroidisseur du Brut Stabilisé (Aéro-réfrigérants) E.101

Le brut stabilisé est envoyé aux réservoirs de stockage via l'aéro- réfrigérant E-101, à une TVR de 0,59 bar et doit être refroidi pour éviter la vaporisation dans les bacs de stockage, qui sont de type toit flottant.

L'aéro- réfrigérant est dimensionné pour refroidir l'huile stabilisée à la température de 55° C avec une température ambiante maximale de 45 ° C. Deux nouveaux refroidisseurs d'air (G et H) ont été ajoutés à l'aéro- réfrigérant E-101 pour traiter le nouveau débit

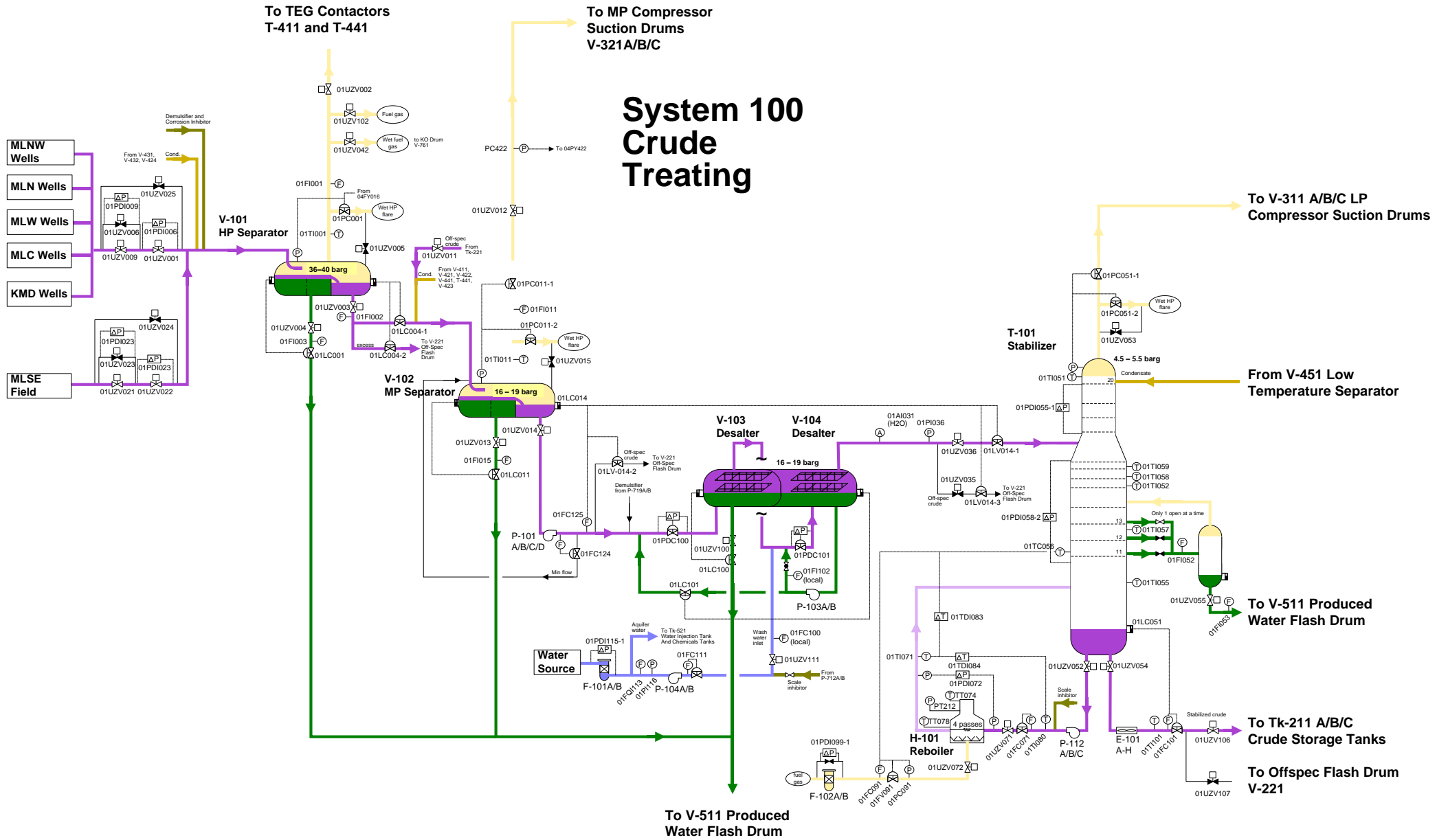


Figure I.4 : Système 100, traitement de brut [1].

I.7.2. Système 200 : Stockage du Brut et Expédition

I.7.2.1. Les Bacs de Stockage TK.211 A/B/C

Le brut stabilisé refroidi dans l'aéroréfrigérant E.101 s'écoule vers les bacs de stockage TK.211 A/B/C. Trois bacs à toits flottants sont installés et calculés pour une capacité de stockage de 24h de production nominale.

Le système permet à partir de la salle de contrôle de basculer entre les modes suivants :

- Remplir un bac : Le remplissage de puis la colonne de stabilisation ;
- Permutation : Remplir un bac à partir d'un autre bac ;
- Vidange d'un bac.

I.7.2.2. Le bac de Stockage Hors Spécifications TK.221

L'objectif du système off Spec est de recevoir le produit hors spécifications (en respectant la TVR et la salinité), le stocker et le réinjecter dans le processus une fois en fonctionnement normal.

Le système off spec contient :

- Off spec flash Drum V.222 pour le flash des gaz vers la torche HP ;
- Les pompes P-221 A/B/C ;
- Le cigare de dégazage V-221 qui reçoit le liquide à partir du V.222, il est placé juste devant le bac off spec TK.221 ;
- Les gaz dégazés seront acheminés vers la torche BP et la pression est maintenue à 0.01 bar.

L'alimentation principale du système off spec peut avoir 4 sources :

- Slugs venant du séparateur HP ;
- Le flux total du séparateur MP ;
- Le flux total du dessaleur quand la colonne ne peut pas le recevoir ;
- Le flux total de la colonne de stabilisation quand le produit est off spec.

System 200 Crude Storage and Offspec

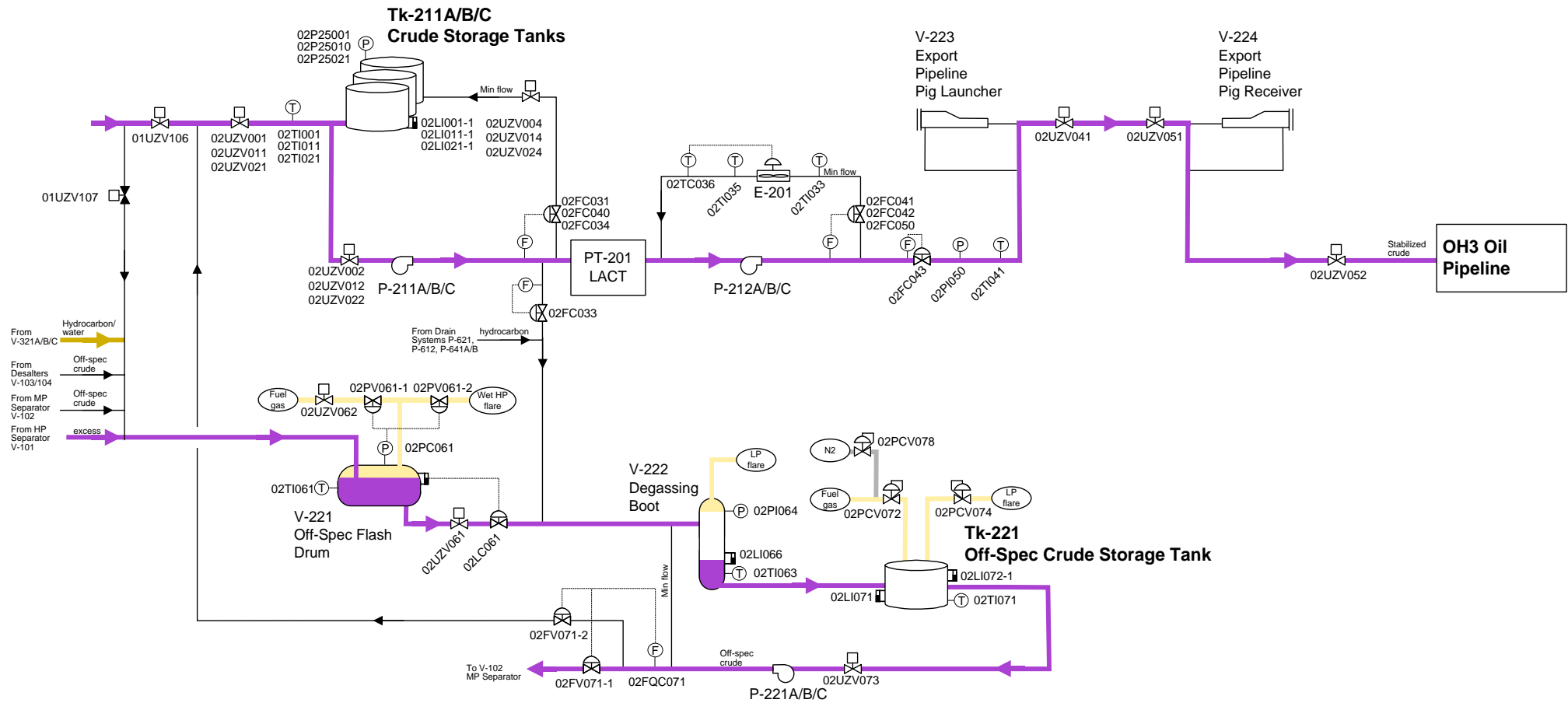


Figure I.5 : system 200, stockage du brut traité et hors spécification.[1]

I.8. Description des Systèmes de Traitement de Gaz et Régénération du Glycol

I.8.1. Système de Basse et Moyenne Compression 300

Les objectifs de la fonction compression sont souvent multiples sur une installation pétrolière de type champs à huile.

La compression permet de :

- Assurer la rejection du gaz dans les puits producteurs et donc de :
- Augmenter la récupération d'huile
- Stabiliser la production
- Récupérer les condensats HC en fond des scrubbers
- Souvent déshydrater le gaz afin d'éviter la formation d'hydrates dans les parties haute pression, notamment les lignes de gaz lift et de gaz d'injection
- Assurer la réinjection du gaz dans le gisement afin de maintenir la pression de réservoir et aussi de ne pas torcher les gaz associés (conformément au cahier des charges).

I.8.2. Description du process de compression LP/MP

Trois trains de compression de gaz identique A, B et C sont installés, chacun ayant une capacité normale d'environ 6 MMSCF.

Le compresseur LP et MP sont couplé sur un arbre unique entraîné par un moteur électrique à vitesse fixe.

Le compresseur C-311 comprime le gaz venant du stabilisateur T-101 de 5 bars jusqu'à 13 bars après leur passage par le ballon V-311. Ensuite le gaz de sortie est refroidi par les aéroréfrigérants à ailettes pour baisser sa température.

Après le refroidissement, ce gaz est réuni avec celui de V-102 pour passer par ballon condenseur V-321 avant leur entrée dans le compresseur C-321, afin de comprimer jusqu'à une pression de 40 bars.

Les scrubbers (ballons V-311 / V-321) sont prévus à l'aspiration de chaque compresseur pour protéger les machines contre l'entraînement du liquide. Les après-refroidisseurs sont conçus pour répondre à la température de refroidissement nécessaire à la condition de pointe ambiante et également dans des conditions de recirculation. En hiver, il est possible de sous-refroidir afin d'éviter toute formation d'hydrates, un contrôle de température est prévu à chaque étape en ajustant la position des volets de post-refroidisseur.

Les compresseurs sont conçus pour traiter un large éventail de flux (de 0 à 100% de la capacité nominale).

I.8.3. Compression HP et Réinjection (Moto-compresseur)

I.8.3.1. Compression HP

La compression HP comprend un compresseur centrifuge à deux étages, les deux étages sont couplés sur un arbre unique entraîné par un moteur électrique à vitesse fixe.

Le gaz séché à haute pression provenant du système de glycol (et à partir de la section de récupération de liquide améliorée pendant l'opération ELR) est introduit dans le ballon d'aspiration du compresseur HP V-421. Tout liquide condensé est dirigé vers le MP séparateur V-102 sous le contrôle de niveau. Le gaz est ensuite dirigé vers le compresseur HP Première étape C-421. Le gaz comprimé est refroidi à 55 ° C (pendant température ambiante maximale) dans l'après-refroidisseur E-421 du 1^{er} étage.[2]

Le gaz de la première étape entre alors dans le ballon d'aspiration de la deuxième étape V-422. Tout liquide condensé est séparé et recyclé dans le séparateur MP V-102 pour la récupération des hydrocarbures sous contrôle de niveau. Le gaz est comprimé dans le compresseur HP deuxième étage C-422 et refroidi à 55 ° C (pendant température ambiante maximale) dans l'après-refroidisseur E-422, et ensuite dirigée vers la réinjection Compresseur C-431. Les deux refroidisseurs de décharge du compresseur sont dimensionnés pour la condition ambiante maximale. Comme le gaz est déshydraté en amont de la compression, hydrates ne devraient pas être un problème et rien n'a été prévu pour le contrôle de la température dans les glacières.

Le deuxième étage du compresseur HP C-422 est équipé de soupapes de capacité 04 PSV-067 A / B / S sur la ligne de décharge à veiller à ce que la tuyauterie de refoulement est en surpression dans un cas de décharge bloquée. De plus, chaque ballon d'aspiration du compresseur HP est équipé d'une soupape de purge et les soupapes de sûreté de pression.[2]

I.8.3.2. Compresseur Ré injecteur

Le compresseur ré injecteur est un compresseur centrifuge entraîné par un moteur électrique à vitesse fixe.

Le gaz de HP Compression est introduit dans ballon d'aspiration V-431. Tout liquide condensé est séparé et recyclé dans le séparateur HP V-101 pour la récupération des hydrocarbures sous contrôle de niveau.

Le gaz est comprimé dans le compresseur réinjection C-431 et refroidit à 55 ° C (température maximale au cours de la température ambiante) dans le refroidisseur E-431.

Le compresseur de réinjection C-431 est équipé d'une soupape de recyclage afin d'assurer que le compresseur ne conclut pas à la condition de surtension. Il a également un by-pass chaud entre l'entrée E-431 et l'entrée V-431 pour les opérations de mise à l'arrêt.

Le recyclage des boucles à la fois sur les compresseurs HP et de réinjection seront nécessaires pour fonctionner pendant les périodes de faible production de gaz, parce que le torchage du gaz n'est pas une opération autorisée.

Le compresseur de réinjection est également équipé de soupapes de capacité 04 PSV-087 A / B / S sur la ligne de décharge pour assurer que la tuyauterie de refoulement n'est pas en surpression dans un cas de décharge bloquée.

Une provision est constituée de prélever du gaz pour le fonctionnement de gaz lift. La connexion est en aval du ballon d'aspiration V-431 du compresseur de réinjection. La pression de fonctionnement à ce stade est d'environ 129 bar.[2]

I.8.3.3 Compression et Ré injection (Turbine à gaz) GT-400

La nouvelle compression HP comprend un compresseur centrifuge à trois étages sur un seul arbre entraîné par une nouvelle turbine à gaz GT-400. (MS5002C).

I.9. Systèmes 400 glycol

L'unité de déshydratation au TEG a pour objet de déshydrater le gaz comportant la vapeur d'eau en saturation en utilisant le tri éthylène glycol (TEG) comme agent absorbant, cette unité est composée d'une section de déshydratation du gaz, et d'une section de régénération et de stockage du glycol.[3]

I.9.1 Section de Déshydratation du gaz PT-441

Le gaz humide est aspiré par le bas de la section du contacteur de glycol s'écoule en amont à travers la garniture structurée à contre-courant du glycol appauvri (sec) qui provient du haut du contacteur de glycol. Le gaz sec travers un éliminateur de buée avant de quitter le joncteur de glycol et s'engager dans la section suivante. Le refroidisseur du glycol appauvri rafraîchit la température de ce dernier chaud jusqu' à ce qu'elle atteigne la température requise pour le fonctionnement du joncteur de glycol. Ayant absorbé l'eau du gaz humide, le glycol riche est entraîné par un régulateur de niveaux automatique, de la partie basse du joncteur de glycol vers la section suivante de régénération du glycol. [3]

Le système comprend (Figure I.6) :

- Contacteur de Glycol T-441.
- Refroidisseur de Glycol Appauvri E-442.
- Echangeur de Glycol E-443.
- Récipient d'inflammation de Glycol V-443
- Filtre de Glycol Riche F441 A/B.
- Filtres de carbone F-442.
- Colonne de Distillation de Glycol T-442.
- Condenseur de Reflux E-445.
- Régénérateur de Glycol V-442.
- Réservoir de montée de Glycol V-444.
- Pompes de circulation de Glycol.
- Cuve de stockage de Glycol V-445.
- Pompes de transfert de Glycol P-445

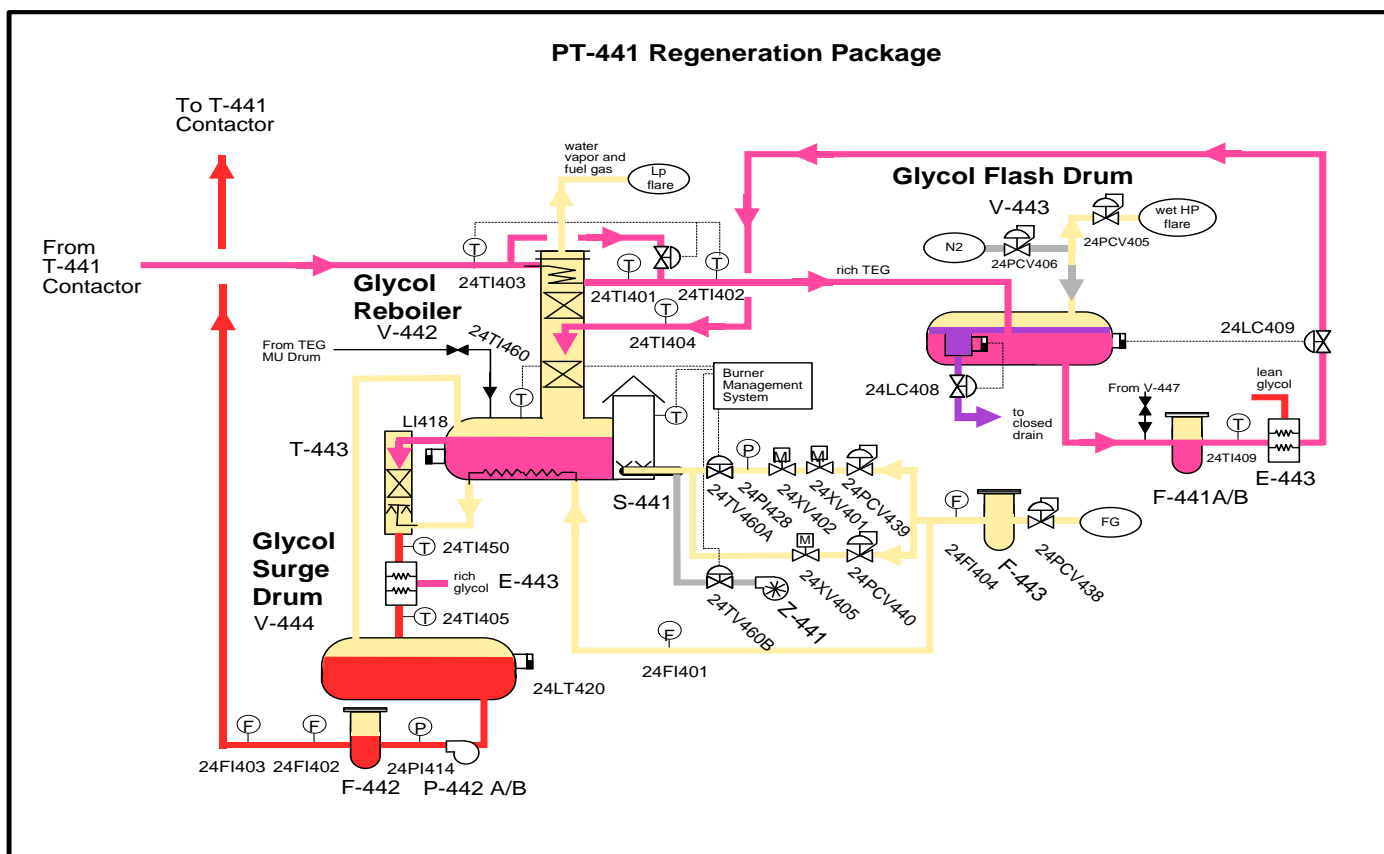


Figure I.6 : Déshydratation du gaz PT-441.[1]

I.10.Conclusion :

Dans ce chapitre nous avons présenté la description géographique du champ Menzel Ledjmet Nord de Hassi-Messaoud suivi d'une description générale des systèmes de production de brut, Traitement de Gaz et Régénération du Glycol.

CHAPITRE II

**Généralités et état de l'art sur les
turbines à gaz**

II.1. Introduction

Du fait que les plus grands besoins en puissance des installations industrielles concernant l'entraînement des différents équipements, le sujet des moteurs d'entraînement s'impose sur tous les plans. Ces moteurs doivent remplir certaines obligations qu'on ne rencontre pas chez tous les moteurs surtout lorsqu'il s'agit des équipements puissants, tels qu'on rencontre dans les stations de compressions, de réfrigération, ou des centrales thermiques, stations nucléaires, etc....

Il existe plusieurs types de moteurs, source de puissance qui peuvent être employées pour l'entraînement. Parmi ces moteurs, il y a lieu de citer la turbine selon le type de fluide utilisé, dit fluide actif ou fluide moteur, on a une turbine hydraulique, une turbine à vapeur ou une turbine à gaz.

La turbine à gaz est un moteur à combustion interne de tout les point de vue. Elle peut être considérée comme un système autosuffisant. En effet, elle prend et comprime l'air atmosphérique dans son propre compresseur, augmente la puissance énergétique de l'air dans sa chambre de combustion et convertie cette puissance en énergie mécanique utile pendant les processus de détente qui a lieu dans la section turbine. L'énergie mécanique qui en résulte est transmise par l'intermédiaire d'un accouplement à une machine réceptrice, qui produit la puissance utile pour le processus industriel. Sous sa forme la plus simple, une turbine à gaz comprend un compresseur qui aspire l'air à la pression atmosphérique ; une chambre de combustion, où le mélange air comprimé, combustible est brûlé est à pression constante par la combustion d'une certaine quantité de combustible (gaz naturel, gasoil ou kérosène) et enfin une turbine de détente des gaz jusqu' à la pression atmosphérique.

II.2. Historique de la turbine à gaz

L'idée d'une turbine à gaz à combustion interne, ou d'une turbine à air chaud, est assez ancienne. Dès 1731, l'Anglais John Barber déposa un brevet sur ce sujet. Cependant, il a fallu attendre environ cent ans avant que la turbine à gaz ne prenne son essor. Son développement fut longtemps retardé par le succès de la turbine à vapeur (turbine à action de Gustave Laval en 1883 et turbine à réaction de Charles Parsons en 1884).

Les principaux projets de recherche sont l'œuvre des personnalités suivantes :

1791 : Premier brevet pour une turbine à gaz (*John Barber*, Royaume-Uni). Son invention contient la plupart des éléments actuels d'une TAG moderne, qui utilise le cycle Thermodynamique. Les éléments principaux de l'installation sur plan, sont constitués d'une Chaîne d'entraînement d'un compresseur, une chambre de combustion et d'une turbine de détente. La turbine a été conçue pour propulser une voiture sans chevaux [4].

1861 : brevet britannique no. 1633 a été accordé à *Marc Antoine François Mennons* pour un "moteur calorique", dont la conception se rapproche des TAG modernes à circuit ouvert. Un compresseur centrifuge et une turbine radiale, les deux à un seul étage, un récupérateur de chaleur et une chambre à combustion prévue pour fonctionner avec des combustibles solides.[5]

- 1884** : **PARSONS** a employé le compresseur et la turbine, chacun comportant plusieurs étages, les aubes de la turbine pouvaient être refroidies par une circulation interne d'eau.
- 1903** : **Aegidius Elling** a construit la première turbine à gaz en état de marche à cycle simple. La puissance faible de la turbine a été attribuée entre autres, au fait que la TAG a été conçue pour être alimentée en air à haute pression. Cette installation est composée d'un étage de turbine radiale et de 6 étages de compresseur radiaux. Pour tenir compte des limitations de la rigidité du matériau de la TAG, les gaz de combustion passaient à travers un échangeur de chaleur (eau/gaz) pour se refroidir et produire de la vapeur d'eau. Par la suite, le mélange de combustion dilué est envoyé dans la turbine. On peut dire que l'idée d'**Elling** était en avance sur son temps, il a incorporé le concept de refroidissement intermédiaire et mis également en place l'injection de vapeur. [6.7]
- 1905** : à Berlin-Weissensee l'ingénieur **Franz Stolze** a testé la première installation complète d'une centrale énergétique dans le monde de conception axiale. Ce travail a été fait en parallèle avec celui d'**Elling**. Cette dernière a une puissance nette d'environ 150 kW, une seule chambre de combustion, un récupérateur et plusieurs étages dans la turbine (15 étages axiaux) ainsi que dans le compresseur (10 étages axiaux) [8].
- 1905-1906** : **Charles Lamale** et **Rene Armengaud**, ont développé une autre turbine constituée d'un compresseur centrifuge à 25 étages avec trois tubes de refroidissement intermédiaire. a été construite pour le compte de l'entreprise BBC par l'ingénieur français **August Râteau**, La turbine est d'une conception de deux étages à impulsion axiale. L'unité conçue pour produire 298,4 KWatts avec TET de 400°C et le taux de compression (τ) de 3 avait une efficacité de cycle de seulement (2/3) %, et ce, parce que le compresseur consommait 248,69 KW [4].
- 1908** : **Hans Holzwarth** entame des travaux de recherche approfondie sur une turbine à gaz à "cycle explosif", basé sur Cycle d'Otto. Cette conception brûle du carburant à un volume constant et est un peu plus efficace. En **1927**, à la fin de ses travaux, il a atteint environ 13% d'efficacité thermique. [9]
- 1930** : Premier brevet pour un moteur à réaction à turbine à gaz par **Frank Whittle**, ce dernier comportait en effet tous les composants de base des turboréacteurs d'aujourd'hui : compresseur axial multiétage suivi d'un compresseur centrifuge, chambre de combustion, turbine entraînant directement le compresseur et tuyère propulsive. La première utilisation réussie a eu lieu en Angleterre en avril 1937.[10]
- 1939** : L'entreprise BBC développe la première TAG mondiale génératrice de puissance électrique. Elle est composée d'un arbre, avec un compresseur axial doté de 23 étages, une chambre de combustion et d'une turbine axiale de 07 étages. Conçue pour produire 4 MW d'électricité avec un TET de 550 °C et le taux de compression ($\tau = 4,4$), et un rendement de 17.4%. Elle est mise en exploitation commerciale à Neuchâtel, en Suisse. En 1988, ASME a déclaré que la TAG de Neuchâtel était le lieu historique International de génie mécanique [11].

1961 : *Westinghouse* a construit sa turbine à gaz W191 d'une puissance 18 MW à TET de 788 °C et d'une efficacité du cycle à 25,4% [1]. En **1967** à San Angelo au États-Unis *Westinghouse* a mis en exploitation sa TAG **Power Station W301** d'une puissance de 25 MW avec TET à 788 °C, et d'une efficacité à cycle combiné de 39%, qui a été considérée comme le taux le plus élevé aux États-Unis pendant des années.[5]

1990 : La première machine de série F (GE7F) a été installée par GE à Virginia Power Station Chesterfield n°7, avec une puissance totale 214 MW en cycle combiné pour une TET 1260°C et un rendement de 45.2%, et de 150 MW à 34.5% en cycle simple.[5]

1999-2000 : Vision-21 programme a été lancé par le ministère de l'énergie des États-Unis pour développer les installations de production flexible en carburant avec les principaux objectifs suivants [5] :

- Les systèmes à base de charbon doivent atteindre une efficacité de 60%
- Les systèmes en gaz naturel doivent atteindre une efficacité de 75%

Actuellement, la turbine à gaz fait partie de notre environnement courant : l'aviation, production d'électricité, application industrielle. La turbine à gaz est maintenant le concurrent direct des moteurs diesel, et cette évolution est loin d'être terminée, car depuis le début du développement historique de la technologie de cette dernière, les ingénieurs ont toujours cherché à atteindre des rendements de cycle supérieurs. En conséquence, de nombreux progrès technologiques, comme le développement de matériaux à haute résistance, avec des revêtements à haute température, les méthodes de refroidissement des aubes, des dessins d'aubes et modifications du cycle ont été faits.

II.3. Etat de l'art

L'exergoéconomie est une méthode utilisée pour l'optimisation des systèmes de conversion d'énergie. Elle combine de façon appropriée, au niveau des composants du système, les évaluations thermodynamiques basées sur une analyse exergetique et les principes économiques afin de fournir des informations énergétiques, exergetique et économiques. L'analyse exergoéconomique réunit l'étude exergetique des systèmes et leurs analyses économiques en introduisant le concept de coût exergetique d'un flux physique comme l'exergie nécessaire pour produire ce flux.

Plusieurs recherches visent l'étude et l'optimisation des turbines à gaz, à savoir l'étude de **Khosravi et al en 2019 [12]** qui ont conçu une technique de structure et d'optimisation de cycle de Rankine organique actionné par les rejets thermiques d'une turbine à gaz. Ils ont sélectionné le meilleur fluide de travail en fonction des propriétés thermodynamiques et des impacts environnementaux. De même **Wang et al [13]** ont réalisé une étude énergétique, exergetique, exergoéconomique et environnemental pour un cycle de turbine à gaz en mode de trigénération hybride en combinant la production de l'énergie électrique, la production du froid et de l'eau chaude en intégrant l'énergie solaire. **Da Silva et al [14]** ont fait une Analyse exergoéconomique dans le but de déterminer le coût de l'énergie pour un cycle combiné de turbine à vapeur, cette vapeur est produite avec la récupération de la chaleur utile MCFC qui fonctionne comme fluide de travail dans un cycle de Rankine, de plus **Feng et al [15]** ont fait une étude d'optimisation des performances exergoéconomique d'une centrale de cogénération

à turbine à gaz à cycle fermé régénérative. En prenant en compte les pertes calorifiques, et les irréversibilités de l'installation en question. **Y. Chen et al [16]** ont établi une étude paramétrique de l'optimisation des performances exergoéconomique d'un système hybride turbine à gaz-pile à combustible. Leur but est de déterminer l'impact de plusieurs paramètres sur les performances exergoéconomique du système. En parallèle une optimisation multi objective est effectuée afin de maximiser l'efficacité exergétique et minimiser le coût de l'électricité, en s'appuyant sur L'approche programmation linéaire pour l'analyse multidimensionnelle des préférences. [16].

Autres types d'amélioration sont constatés pour améliorer les performances des TAG. **Liu and He [17]** ont fait Une étude d'optimisation exergoéconomique d'un réacteur à turbine à gaz et à hélium avec un nouveau cycle de Rankine organique dont le but est d'améliorer les performances et la rentabilité, **Wang et al [18]** ont effectué une étude exergoéconomique d'un nouveau système de trigénération en combinant le cycle de Baryton, cycle de Rankine organique supercritique au CO₂ (SCO₂) et le cycle frigorifique à absorption, **Ghorbani et al [19]** ont réalisé une analyse exergoéconomique et exergoenvironnementales d'un système hybride constituant une pile à combustible, une turbine à gaz (GT) et un cycle de Rankine organique (ORC), en utilisant le langage de programmation MATLAB.

De récentes recherches ont été réalisées en 2021 notamment celle de **Ebrahimi-Moghadam et al [20]** qui ont fait une évaluation exergoéconomique et exergoenvironnementale avec une conception et une optimisation d'un système énergétique de trigénération basé sur les cycles turbine à gaz. **Kalina, Sun et al ont [21]** réalisé une étude énergétique, exergétique et exergoéconomique. En combinant le cycle turbine à gaz avec le S-CO₂ pour récupérer la chaleur perdue, **Fang et al [22]** ont effectué une Analyse exergoéconomique et une optimisation d'un système combiné réfrigération, de chauffage et de production d'électricité basées sur les cycles de Rankine organiques et de Kalina en utilisant l'énergie froide de gaz naturel liquéfié. **Chan et al [23]** ont réalisé une analyse exergoéconomique et une optimisation du cycle d'Allam avec utilisation de l'exergie froide du gaz naturel liquéfié. afin de maximiser l'efficacité exergétique et minimiser le coût unitaire total du production, **Zoghi et al [24]** ont effectué des analyses exergoéconomique et environnementales d'un nouveau système hybride de trigénération en combinant la tour solaire avec le cycle turbine à gaz (GTC) et le cycle de fond d'air (ABC), dans le but de récupérer la chaleur résiduelle utilisée pour le refroidissement et le chauffage. **Marandi et al [25]** ont réalisé une Comparaison exergétique et exergoéconomique entre plusieurs nouveaux systèmes combinés basés sur des piles à combustible et des cycles de Rankine organiques, et un sous-système d'évaporation d'hydrogène. Pour récupérer la chaleur résiduelle en tenant compte des principaux paramètres tels que la densité, la pression et la température de fonctionnement de la pile à combustible, la pression d'entrée de la turbine. Pareillement, **Rashed et Afrand [26]** ont réalisé une étude d'optimisation exergoéconomique multicritères pour un cycle combiné turbine à gaz-CO₂, cette installation alimentée par du biogaz dégagé de la digestion anaérobie de la biomasse. En récupérant les rejets thermiques pour le refroidissement de l'air à l'aspiration du compresseur, en fin **Sun et al [27]** ont réalisé une analyse thermodynamique et exergoéconomique pour un système combiné comprenant un cycle de Rankine organique (ORC) et deux cycles supercritiques CO₂ (S-CO₂) en utilisant le CO₂ des mélanges binaires à

base de chaleur résiduelle de la turbine à gaz. Dans un second lieu une étude paramétrique est réalisée pour étudier les influences des paramètres de décision sur les performances du système, notamment l'efficacité thermique, l'efficacité exergétique et le coût unitaire de production. Et Plus particulièrement l'étude de **Uysal et al [28]** sur laquelle notre travail sera basé, cette étude exergoéconomique et une approche qui combine la structure productive modifiée (MOPSA) est appliquée au système avec une analyse exergétique sur un cycle de turbine à gaz. L'approche été plus compatible.

Ce rappel historique non exhaustif montre l'intérêt que représente l'analyse exergoéconomique sur une turbine à gaz.

D'un côté énergétique est de trouver une structure d'optimisation ainsi que les paramètres de fonctionnement qui répondent aux critères et aux normes ayant un impact sur l'environnement. L'optimisation est réalisée sur la base des études de l'évolution des paramètres de fonctionnement d'une turbine à gaz.

La méthode d'optimisation exergoéconomique offre des piste d'études et des raisonnements supplémentaires qui ne sont pas disponible en se limitant à une optimisation énergétique classique. L'objectif d'une optimisation exergoéconomique d'un système est de réduire le coût global du système, malgré la présence des contraintes imposées par le fonctionnement et de la maintenance exergétique locaux et/ou globaux.

II.4. Caractérisation des organes d'une turbine à gaz

Dans sa forme la plus simple et répandue, Une turbine à gaz est constituée de trois éléments principaux :

- **Compresseur** : Aspire l'air et le comprime
- **Chambre de combustion** : dans laquelle un combustible gazeux ou liquide est injecté sous pression, puis brûlé avec l'air comprimé, avec un fort excès d'air afin de limiter la température des gaz d'échappement.
- **Turbine** : généralement axiale, dans laquelle sont détendus les gaz qui sortent de la chambre de combustion, pour actionner le compresseur de la charge externe.

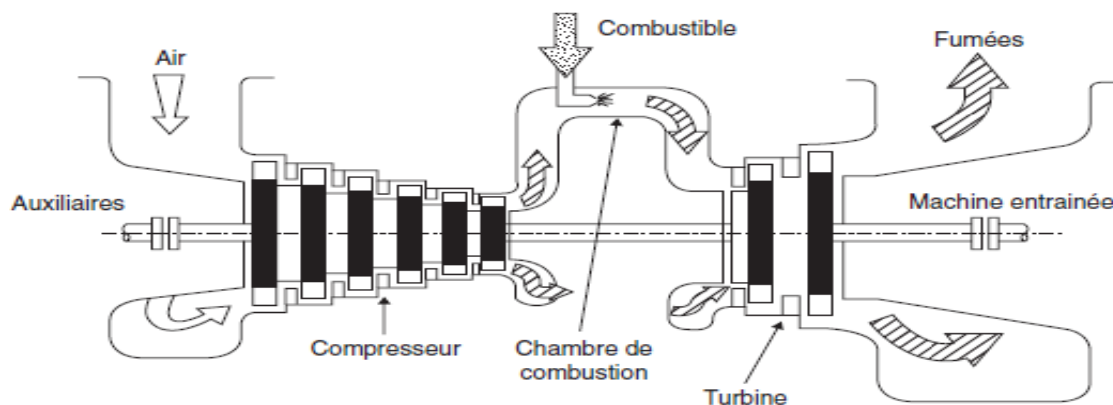


Figure.II.1. Organes caractérisant une turbine à gaz.[29]

II.5. Fonctionnement de la turbine à gaz

La turbine à gaz est un moteur thermique réalisant les différentes phases de son cycle thermodynamique dans une succession d'organes traversés par un fluide moteur gazeux en écoulement continu. Son principe consiste à soumettre un certain débit d'air, successivement à une compression, une combustion et une détente. Le rotor de la turbine HP (haute pression) atteint 20% de sa vitesse grâce au moteur de lancement électrique. L'air aspiré par le compresseur à multiples étages est comprimé de 10 à 15 bars.

À l'échappement de compresseur, une partie de l'air comprimé (air & carburant) subit une combustion, déclenchée par les bougies d'allumage. La température des gaz chaud obtenue atteint environ 966°C (température d'admission turbine). L'élévation de la température permet ainsi de porter au fluide moteur de l'énergie calorifique.

À la sortie des chambres de combustion les gaz chauds font monter la vitesse du turbine HP. À son tour elle fait augmenter la pression du compresseur. L'énergie calorifique ainsi transformée en énergie mécanique sert à l'entraînement, d'une part du compresseur et d'autre part la charge.

Dans la majorité des cas l'aspiration du compresseur est directement liée à l'atmosphère soit directement ou par l'intermédiaire d'un récupérateur de chaleur (exemple cycle combiné). L'air comburant fourni aux chambres de combustion est par conséquent constamment renouvelé et les gaz détendus ne reviennent plus dans le circuit, une telle turbine à gaz est dite à cycle ouvert. Les fluides traversant la turbine proprement dite différent de celui qui traverse le compresseur aussi bien par son débit massique que par sa nature. En effet ce fluide est un mélange de gaz de combustion pour la turbine, et son débit massique est égal à la somme des débits massiques de l'air et du combustible, alors que pour le compresseur le fluide est simplement de l'air. [29]

II.6. Classement des turbines à gaz

On peut classer les turbines à gaz en deux grandes familles :

- Les turbines industrielles pouvant être de type mono-arbre et bi-arbres.
- Les turbines type aviation bi-arbres.

Ces deux familles se différencient essentiellement par leur conception mécanique et la technologie utilisée.

II.6.1. Turbines industrielles

Les turbines industrielles ou « heavy duty » sont des machines lourdes et assez rustiques dont l'objectif principale est longévité. Ce critère de longévité conduit à l'utilisation de paramètres de fonctionnement peu sévères [29] :

- Taux de compression en général compris entre 6 et 8.
- Température d'entrée turbine limitée environ à 950°C donc à des rendements moyens de l'ordre de 25 à 30%.

En conséquence, les révisions n'ont lieu que toutes les 20 000 ou 30 000 heures. Il y'a lieu de noter que la durée de l'arrêt, lors de la révision, varie de 3 semaines a 1 mois. Cette révision se fait sur site.

II.6.1.1. Turbine mono-arbre

Dans ce type de turbine à gaz, le compresseur d'air, les turbines de détente et la machine réceptrice entraînée sont sur le même arbre. Cette solution a l'avantage d'une grande simplicité mais conduit à une plage d'utilisation de vitesse limitée, à moins bon rendement à charge partielle qu'une turbine a deux arbres. De plus le moteur de lancement doit entrainer l'ensemble de la ligne d'arbre.

La turbine à un arbre est le plus souvent utilisée pour de l'entraînement d'alternateur dont la vitesse de rotation est constante et qui, de plus, ne se charge pas lors de la montée en vitesse.

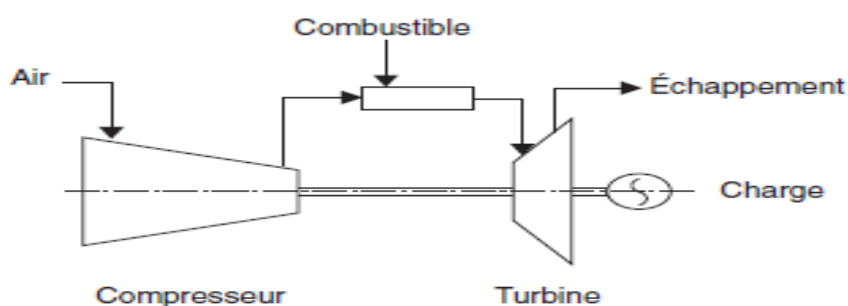


Figure.II.2. Turbine à gaz à un seul arbre.[29]

II.6.1.2. Turbine a deux arbres

La turbine de détente est décomposée en deux parties :

- La turbine HP entraine le compresseur d'air et lui seul par l'intermédiaire d'un arbre
- La turbine BP assure la fourniture d'Energie à la machine entraînée

La première ligne d'arbre constitue la génération de gaz chaud utilisé dans la dixième ligne d'arbre pour la production d'Energie mécanique.

La turbine a bi-arbres est sur le plan mécanique plus complexe que la turbine mono-arbre. Par contre, elle permet d'obtenir un meilleur rendement, elle s'adapte particulièrement bien à l'entraînement d'un compresseur dont la prise en charge s'effectue lors de la montée en vitesse et permet de travailler sur une large plage de vitesse. A noter également la puissance réduite du moteur de démarrage qui n'entraine que le premier arbre.

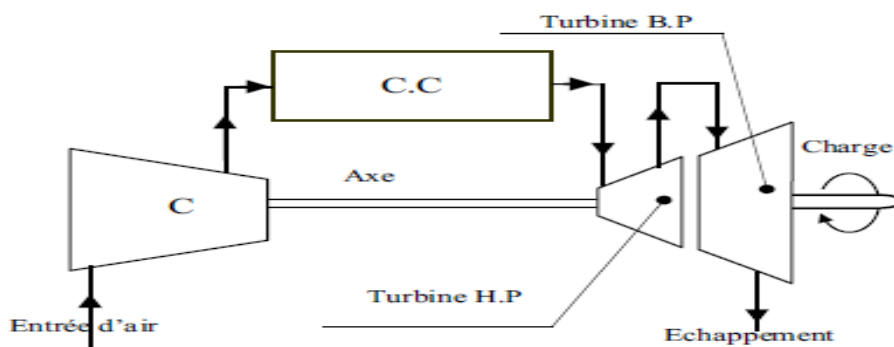


Figure.II.3. Turbine à gaz bi-arbre.[29]

II.6.2. Turbines type « aviation »

Les turbines types aviation également appelées turbines 'jet' sont constituées d'un réacteur générateur de gaz chaud suivi d'une turbine de détente (en place de la tuyère) permettant de produire l'énergie mécanique. Il s'agit donc d'une turbine à deux arbres utilisant les techniques aéronautiques très répandues. La conception est évidemment bien différent des turbines industrielles puisque les critères de poids et d'efficacité sont primordiaux.

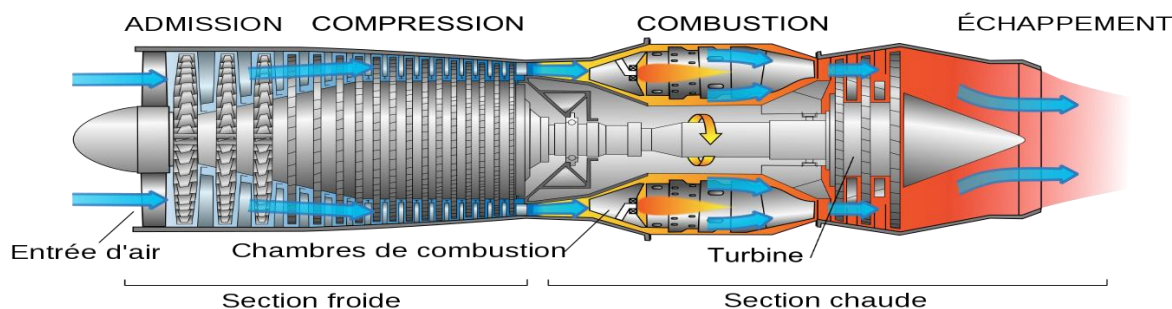


Figure II.4. Turbines type « aviation ».[29]

II.7. Appellation des turbines à gaz selon GE (General Electric)

Les constructeurs (GE & NP) utilisent pour l'appellation de leurs turbines à gaz la forme :

MS X XX X

Exemple : MS5002B, MS5002C et MS9002C... etc.

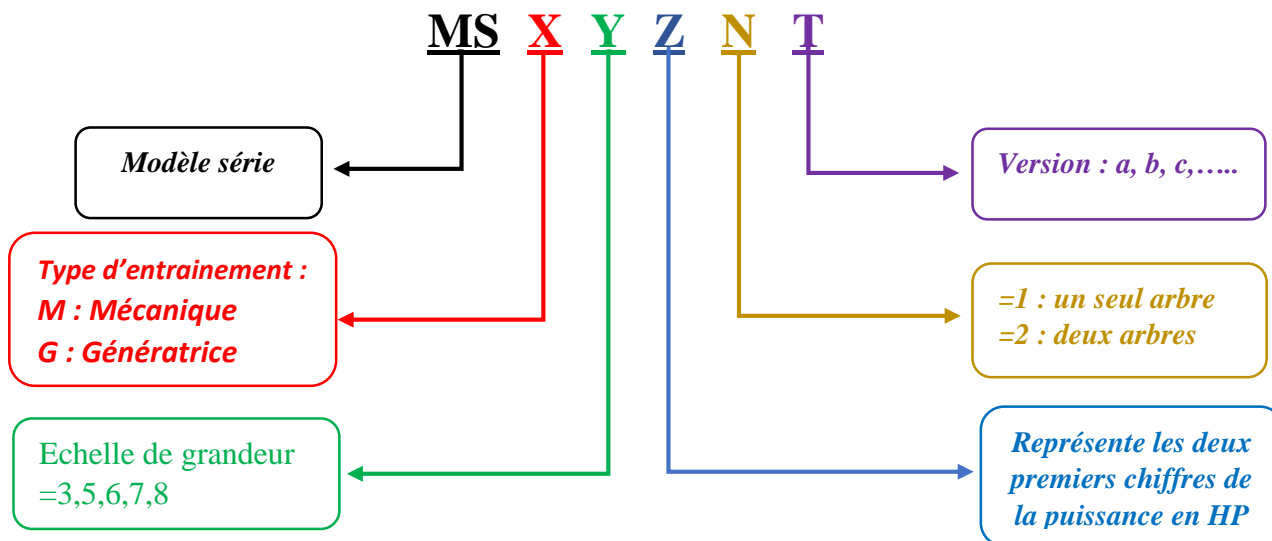


Figure II.5. Méthode d'appellation des TAG.

II.8. Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons présenté des généralités concernant les turbines à gaz. Une description fonctionnelle, des travaux de recherche menés jusqu'à présent, une revue historique des principaux projets de recherche, et une classification selon les divers critères utilisés.

CHAPITRE III

Étude thermodynamique d'une Turbine à gaz

III.1. Introduction

Ce troisième du présent travail de ce mémoire sera dédié aux rappels, et aux calculs thermodynamiques à l'aide d'un couplage entre MATLAB et REFPROP pour utiliser juste les caractéristiques réelles des gaz.

III.2. Rappels thermodynamiques

Le but de la thermodynamique est l'étude des propriétés des systèmes et leurs évolutions en fonction des échanges d'énergie avec le milieu extérieur.

Un système peut échanger de la masse et de l'énergie avec le milieu extérieur, alors son état thermodynamique change par gain ou par perte de masse ou d'énergie. On dit que le système subit une transformation qui entraîne une variation des variables d'état.

Chaque système a un certain contenu en énergie sous forme d'énergie mécanique (cinétique ou potentielle) à l'échelle microscopique

En thermodynamique, il est nécessaire de décrire parfaitement le système étudié, c'est à-dire connaître sa composition chimique ses propriétés physiques comme la température (T), la pression (P), le volume(V) ...

III.2.1. Quantités et fonctions d'état thermodynamiques

- Quantité de chaleur (Q) :

La quantité de chaleur (notée : Q) ou énergie de chaleur échangée (étant la chaleur une forme d'énergie), qui s'exprime en joules (J) ou en calorie (cal), est la chaleur nécessaire pour porter la température entre un système thermodynamique T_1 et le milieu extérieur T_2 (en K ou en °C) est donnée par la relation suivant :

$$Q_{1,2} = m \cdot C_x \cdot (T_2 - T_1) \quad (3.1)$$

La quantité de chaleur ou d'énergie de chaleur massique ou spécifique (J/kg ou cal/kg) est donnée par la relation suivante :

$$Q_{1,2} = C_x \cdot (T_2 - T_1) \quad (3.2)$$

Avec :

- $C_x = C_v$: pour un processus à volume constant dit isochore
- $C_x = C_p$: pour un processus à pression constante dit isobare
- $C_x = 0$: pour un processus adiabatique et isentropique

• Quantité de travail (W) :

La quantité de travail (notée : W), s'exprime en joules (J) ou en calorie (cal), est un transfert ordonné d'énergie des forces de pression entre un système et le milieu extérieur. C'est-

à-dire transformation thermodynamique d'un état initial 1 à un état thermodynamique final 2, est donnée par la relation suivante :

$$W_{1,2} = - \int_1^2 p dv \quad (3.3)$$

- **Energie interne (U) :**

L'énergie interne U est déterminée sous forme de variation entre deux états 1 et 2 d'une transformation thermodynamique d'un système. Ici ΔU est la variation de l'énergie interne U du système, Q est la quantité de chaleur totale échangée par le système, donc Q est la somme des quantités de chaleur reçues par le système moins la somme des quantités qu'il fournit à l'extérieur. De la même manière, W est le travail total échangé par le système, qui prend en compte le travail fourni par le système au milieu extérieur et le travail reçu par le système du milieu extérieur.

Ainsi un transfert thermique, Q positif, apporte de l'énergie au système, et un travail W positif apporte également de l'énergie au système. Le fait d'écrire le premier principe sous la forme (3.4), veut simplement dire que l'énergie interne d'un système peut augmenter de deux manières : soit par un apport d'énergie sous forme de chaleur ou de travail mécanique, telle que :

$$\Delta U = \Delta Q + \Delta W \quad (3.4)$$

Où :

$$\longrightarrow \Delta U_{1,2} = Q_{1-2} + W_{1,2} \quad (3.5)$$

Avec :

Q_{1-2} \longrightarrow Quantités de chaleur échangée pendant cette transformation.

$W_{1,2}$ Quantité de travail échangées

- **Enthalpie (H) :**

L'enthalpie, (notée H), est une fonction d'état, dont la variation permet d'exprimer la quantité de chaleur mise en jeu pendant une transformation à pression constante d'un système thermodynamique au cours de laquelle celui-ci reçoit ou fournit un travail mécanique.

L'enthalpie ne dépend pas de la façon dont le système a atteint son état. Elle ne prend en compte que la situation initiale et la situation finale, elle ne tient pas compte des autres situations intermédiaires. L'enthalpie est égale à la somme de l'énergie interne (U) et du produit de la pression (P) et du volume (V) soit :

$$H = U + PV \quad (3.6)$$

Soit pour la variation d'enthalpie :

$$\Delta H = \Delta U + \Delta(P.V) \quad (3.7)$$

- **Entropie (s) :**

Un système à température T reçoit une quantité de chaleur ΔQ au cours d'une transformation infinitésimale. La variation d'entropie ΔS pendant une transformation thermodynamique de l'état 1 à 2 qui découle du second principe de la thermodynamique est donnée par :

$$\Delta S = \frac{\Delta Q}{T} \quad (3.8)$$

III.2.2. Différents bilans thermodynamiques

- **Bilan massique :**

$$\sum \dot{m}_{\text{en}} = \sum \dot{m}_{\text{sort}} + \frac{dm_{\text{cv}}}{dt} \quad (3.9)$$

$$\frac{dm_{\text{cv}}}{dt} = \dot{m}_{\text{en}} - \sum \dot{m}_{\text{sort}} \quad (3.10)$$

- **Bilan énergétique :**

$$\Delta \dot{E}_{\text{sys}} = m \left[\left(u_2 + \frac{1}{2} v_2^2 + gz_2 \right) - \left(u_1 + \frac{1}{2} v_1^2 + gz_1 \right) \right] \quad (3.11)$$

- **Bilan entropique :**

$$\sum S_{\text{en}} + S_{\text{gen}} = \sum S_{\text{sort}} + \Delta S_{\text{sys}} \quad (3.12)$$

$$\sum \dot{S}_{\text{en}} + \dot{S}_{\text{gen}} = \sum \dot{S}_{\text{sort}} + \frac{d\dot{S}_{\text{sys}}}{dt} \quad (3.13)$$

III.3. Cycle thermodynamique de la turbine à gaz

Le cycle thermodynamique d'un fluide est une succession de transformations (au minimum trois, souvent quatre ou plus) qui ramènent ce fluide à son état initial pour un nouveau tour. Cette répétition d'évènements est la condition indispensable à une production continue de travail ou de chaleur. Les cycles jouent un rôle essentiel dans le principe de fonctionnement des machines thermiques. Les cycles idéaux sont composés uniquement de transformations réversibles. Ils permettent de bâtir un raisonnement ou de déterminer les limites vers lesquelles peuvent tendre les cycles réels dans lesquels les transformations sont irréversibles. Un exemple historique de cycle idéal est celui de Carnot. On distingue également les cycles fermés où la même matière subit indéfiniment le même cycle (par exemple le fluide frigorigène dans un réfrigérateur ou l'eau dans une centrale électrique) et les cycles ouverts où la matière se renouvelle (comme les gaz frais remplacent les gaz brûlés dans un moteur d'automobile).

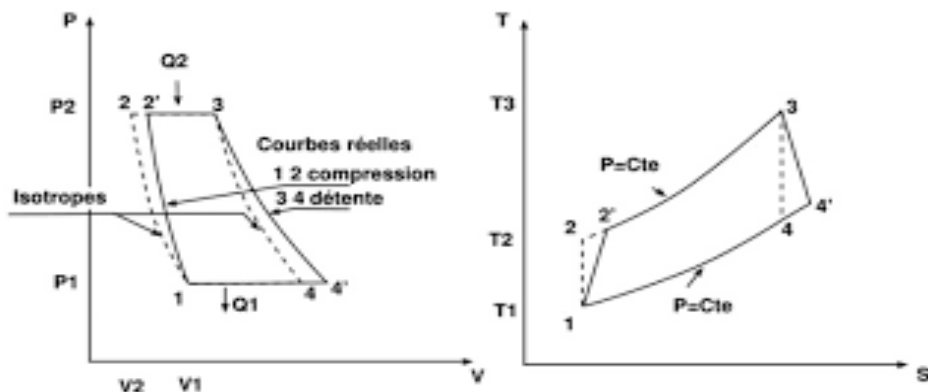


Figure III.1: Cycles isentropiques et réels en diagrammes PV et TS

On peut facilement apercevoir dans la (Figure III.1) la différence entre un cycle isentropique, appelé aussi cycle de Baryton, d'une turbine à gaz et le cycle réel.

En réalité, lors des compressions et détentes, les irréversibilités (viscosité de l'air, frottements et chocs sur les aubages) sont génératrices d'entropie et provoquent un échauffement du gaz plus élevé que prévu avec le cycle de Baryton. La compression réelle et la détente réelle se font d'une façon irréversible, Il s'en suit que les températures réelles de sortie du compresseur et de la turbine seront plus élevées que dans le cas idéal, à taux de compression ou de détente constant.

III.3.1. Cycle de Brayton :

Le cycle de Brayton pour la turbine à gaz appelé aussi cycle théorique simplifié, est un cycle à pression constante, c'est –à dire que la combustion et l'échappement se font sous pression constante, pour un cycle simple de turbine à gaz, la puissance est disponible de façon continue.

La forme idéale se compose de deux processus isobares et de deux processus isentropiques. Les isobares comprennent le système de chambre de combustion de la TAG et le côté de gaz d'échappement. Les isentropiques représentent la compression (compresseur) et la détente.

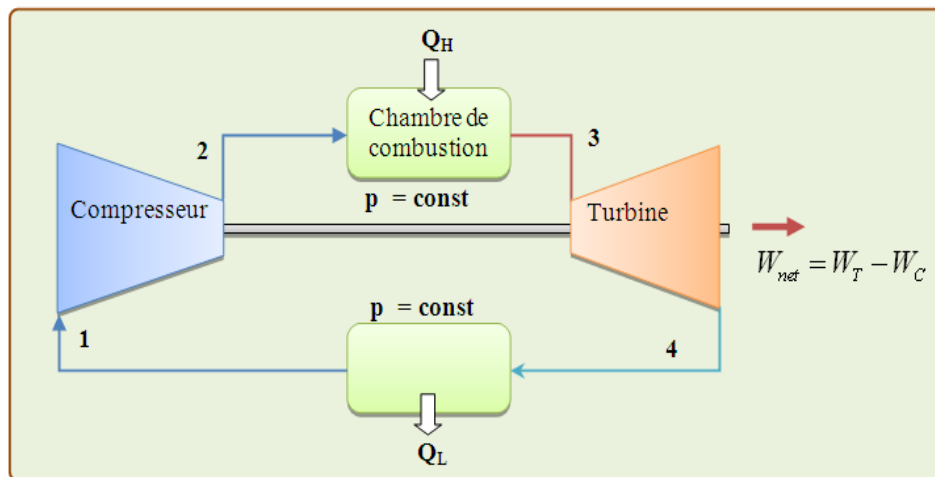


Figure III.2 : Cycle de Brayton.

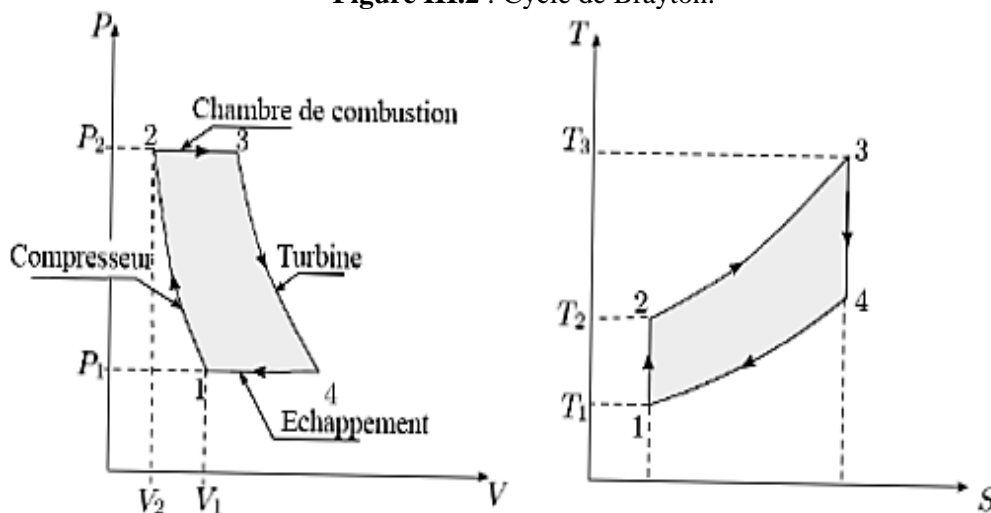


Figure III.3 : Diagramme de cycle théorique de TAG à combustion isobare en (P, V) et (T, S)

L'air à basse pression est aspiré par un compresseur (état 1) où il est comprimé à une pression plus élevée (état 2), le combustible est ajouté à l'air comprimé et le mélange est brûlé dans une chambre de combustion, les gaz chauds entrent dans la turbine (état 3) où se produit la détente (état 4).

Le cycle de Brayton est composé de quatre processus fondamentaux :

- 1 à 2 : Compression isentropique
- 2 à 3 : Apport de chaleur à pression constante (combustion isobare)
- 3 à 4 : Détente isentropique des gaz dans la turbine
- 4 à 1 : Rejet des gaz de combustion vers l'atmosphère à pression constante (gaz d'échappement et d'admission dans le cycle ouvert)

III.3.1.1. Bilan massique du cycle idéal :

D'après la première loi de la thermodynamique, nous constatons :

$$1-2 : \text{Travail massique absorbé par le compresseur : } W_c = C_p(T_2 - T_1) \quad (3.14)$$

$$\text{Puissance du compresseur : } \dot{W}_c = \dot{m}_a(h_2 - h_1) \quad (3.15)$$

$$2-3 : \text{Chaleur massique fournie par la combustion : } Q_1 = C_p(T_3 - T_2) \quad (3.16)$$

$$3-4 : \text{Travail massique récupéré sur la turbine : } W_t = C_p(T_3 - T_4) \quad (3.17)$$

$$\text{Puissance de la turbine : } \dot{W}_t = (\dot{m}_a + \dot{m}_f)(h_3 - h_4) \quad (3.18)$$

$$4-1 : \text{Refroidissement des gaz d'échappement : } Q_2 = C_p(T_4 - T_1) \quad (3.19)$$

$$\text{Travail de cycle total : } W_{cyc} = W_t - W_c \quad (3.20)$$

$$\text{Rendement thermique du cycle : } \eta_{th} = \frac{W_{utile}}{Q_{fournie}} = \frac{W_t - W_c}{Q_2} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} \quad (3.21)$$

Autre formulation :

La chaleur supplémentaire au système :

$$Q_{2,3} = \dot{m}_f \text{ PCI} = (\dot{m}_a + \dot{m}_f)(h_3) - \dot{m}_a h_2 \quad (3.22)$$

Les évolutions 1-2 et 3-4 étant supposées isentropique et l'égalité entre $\frac{T_2}{T_1}$ et $\frac{T_3}{T_4}$ on peut écrire directement :

$$\frac{T_2}{T_1} = \frac{T_3}{T_4} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (3.23)$$

On obtient finalement le rendement :

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\beta^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \quad (3.24)$$

Avec :

$$\beta = \frac{P_2}{P_1} \text{ Le rapport de compression de la turbine à gaz.}$$

III.3.2. Le cycle réel :

Le cycle réel de la turbine à gaz simple s'écarte du cycle idéal tant par l'irréversibilité dans le compresseur et dans la turbine que par la chute de pression dans la chambre de combustion et les canaux d'écoulement. Le cycle thermodynamique décrit par le fluide moteur pour le cycle réel de la turbine à gaz simple est alors représenté sur le diagramme (T, S) de la figure III.4.

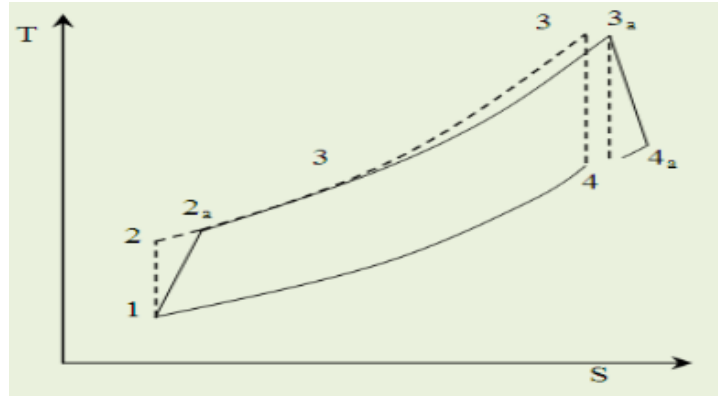


Figure III.4: Diagramme (T, S) du cycle simple ouvert réel

Puissance réelle du compresseur : $\dot{W}_c = \dot{m}_a(h_2 - h_1)/\eta_c$ (3.25)

Puissance réelle de la turbine : $\dot{W}_t = (\dot{m}_a + \dot{m}_f)(h_{3a} - h_4)/\eta_t$ (3.26)

Puissance totale réelle produite : $\dot{W}_{cyc} = \dot{W}_t - \dot{W}_c$ (3.27)

Le débit de carburant réel nécessaire pour élever la température de 2a à 3a est :

$$\dot{m}_f = \frac{h_{3a} - h_{2a}}{PCI} \quad (3.28)$$

Ainsi, l'efficacité globale du cycle thermique adiabatique peut être calculée à partir de l'équation suivante :

$$\eta_{cy} = \frac{\dot{W}_{cy}}{\dot{m}_f(PCI)} \quad (3.29)$$

III.4. Étude thermodynamique des différentes séquences de la TAG MS5002C :

L'étude du cycle thermodynamique correspondant à la turbine à gaz MS5002C présente un grand intérêt pratique, ce modèle de turbine est réalisé à base du cycle « Joule Brayton ».

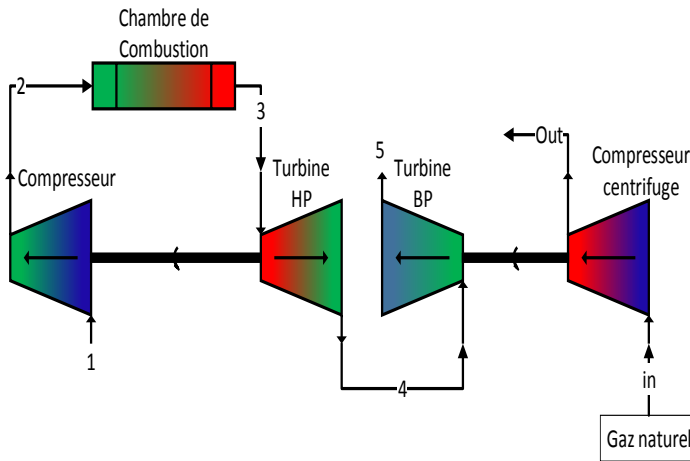


Figure III.5: schéma de la turbine à gaz MS5002C

- C.A : Compresseur axial.
- C-C : Chambre de combustion.
- T_{HP} : Turbine haute pression.
- T_{BP} : Turbine basse pression.
- C : la charge (compresseur centrifuge).

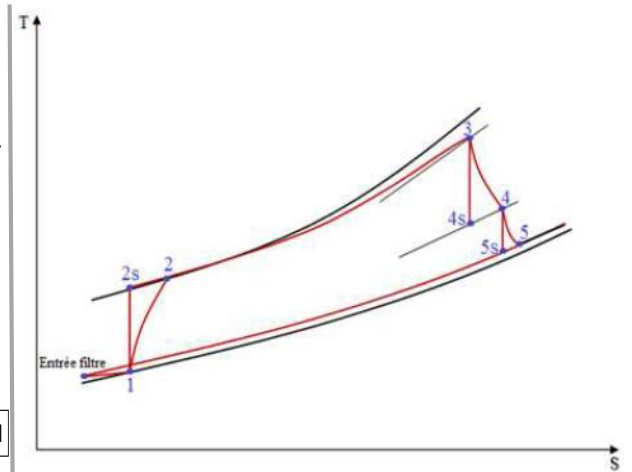


Figure III.6: Diagramme T-S de cycle théorique et réel de la TAG MS5002C

- 1-2 : compression.
- 2-3 : combustion.
- 3-4 : Détente dans la turbine haute pression.
- 4-5 : Détente dans la turbine basse pression.
- 5-1 : Echappement.

III.4.1. Section de la compression :

La figure ci-dessous montre le processus de la compression dans les deux cas ; idéal de 1 à 2s, et réel de 1 à 2 ;

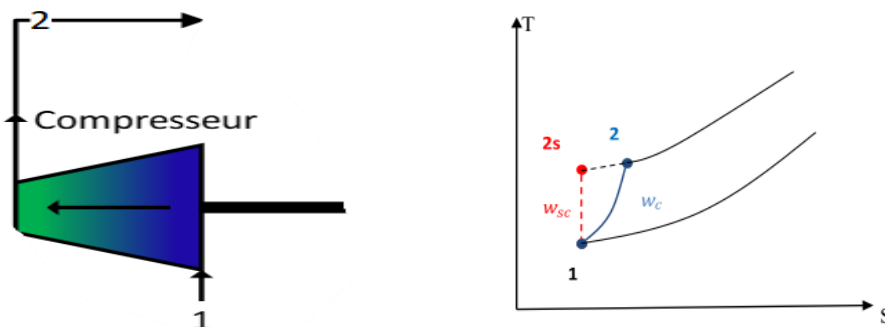


Figure III.7. Présentation de la compression de compresseur.

L'air à l'entrée du compresseur est toujours lié aux conditions ambiantes, y compris la température T_0 , la pression P_0 et l'humidité relative. D'autre part, les propriétés d'air à la sortie du compresseur dépendent du taux de compression τ , du rendement isentropique de compresseur η_{CA} , et le débit d'air aspiré \dot{m}_{air} . On peut calculer ces propriétés (T_2 , T_{2s} , P_2) en utilisant les formules suivantes :

$$\tau = \frac{P_2}{P_1} \quad \Rightarrow \quad P_2 = \tau * P_1 \quad (3.30)$$

Le travail consommé par le compresseur axial :

$$W_{CA} = (h_2 - h_1) \quad (3.31)$$

Dans le cas idéal :

$$W_{CA} = (h_{2s} - h_1) \quad (3.32)$$

La puissance consommée par le compresseur axial :

$$\dot{W}_{CA} = \dot{m}_{air} * (h_2 - h_1) \quad (3.33)$$

L'entropie de compresseur axial :

$$\dot{S}_{gen} = \dot{m}_{air}(S_2 - S_1) \quad (3.34)$$

Le rendement du compresseur est défini comme étant le rapport entre le travail isentropique et le travail réel du compresseur, il s'écrit comme suit :

$$\eta_{CA} = \frac{h_{2is} - h_1}{h_2 - h_1} \quad (3.35)$$

III.4.2. Section de la combustion

Les propriétés de la combustion dépendent du pouvoir calorifique inférieur PCI, et du débit de combustible \dot{m}_f , ainsi que le rendement de la chambre de combustion. Pendant la transformation isobare de 2 à 3 comme nous illustrons dans la figure (Figure.III.19), nous injectons à l'air comprimé un débit de carburant pour obtenir la quantité de chaleur nécessaire dans la chambre de combustion pour entrainer la turbine.

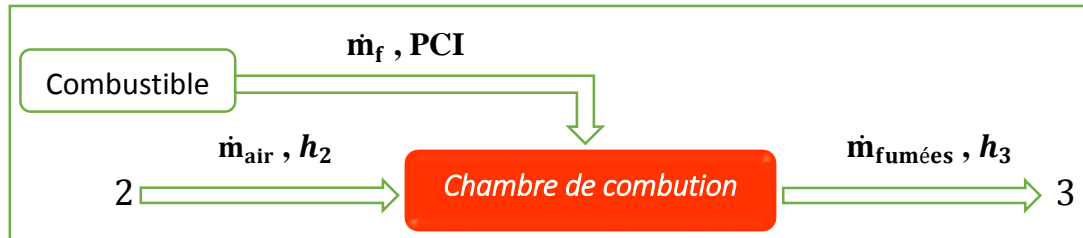


Figure III.8 : Présentation de la combustion.

La quantité de chaleur fournie au fluide est donnée par l'équation du bilan suivante :

$$\dot{Q}_{cc} = (\dot{m}_{air} + \dot{m}_f)h_3 - \dot{m}_a h_2 \quad (3.36)$$

D'après le bilan massique :

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_{air} + \dot{m}_f = \dot{m}_{fumées} \quad (3.37)$$

De (3.36) et (3.37) on aura :

$$\dot{Q}_{cc} = \dot{m}_f * (PCI + h_f) * \eta_{cc} \quad (3.38)$$

La quantité de chaleur fournie par la chambre de combustion :

$$Q_{cc} = h_3 - h_f = (PCI + h_f) * \eta_{cc} \quad (3.39)$$

La puissance fournie par la chambre de combustion :

$$\dot{Q}_{CC} = \dot{m} * h_3 - \dot{m}_{air} * h_2 = \dot{m}_f * (PCI + h_c) * \eta_{cc} \quad (3.40)$$

Le bilan entropique de la chambre de combustion :

$$\dot{m} * S_2 + \frac{\dot{Q}_{cc}}{T_3} + \dot{S}_{gen} = S_3 \dot{m} \quad (3.41)$$

De (3.41) on aura :

$$\dot{S}_{\text{gen}} = \dot{m} * (S_3 - S_2) - \frac{\dot{Q}_{\text{cc}}}{T_3} \quad (3.42)$$

Le rendement enthalpique de la chambre de combustion :

$$\eta_{\text{cc}} = \frac{h_3 - h_2}{h'_{3} - h_2} \quad (3.43)$$

III.4.3. Section turbine de détente

La (Figure III.9) illustre le processus de la détente de cycle de Brayton dans les cas idéal et réel, de (3 à 4s, 4 à 5s) et de (3 à 4, 4 à 5) respectivement

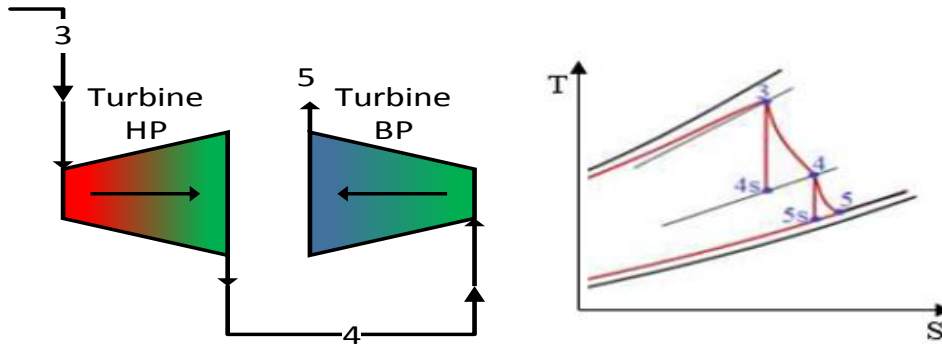


Figure III.9 : Présentation de la détente.

Le travail délivré par la turbine de détente :

$$W_T = (h_3 - h_5) \quad (3.44)$$

La puissance délivrée par la turbine de détente :

Bilan énergétique et massique :

$$\dot{m}_3 * h_3 = \dot{m}_5 * h_5 + \dot{W}_T \quad (3.45)$$

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_5 = \dot{m} \quad (3.46)$$

De (3.45) et (3.46) on aura :

$$\dot{W}_T = \dot{m} * (h_3 - h_5) \quad (3.47)$$

La puissance délivrée par la turbine de détente haut pression :

$$\dot{W}_{\text{THP}} = \frac{\dot{W}_{\text{CA}}}{\eta_{\text{mCA-THP}}} \quad (3.48)$$

La puissance délivrée par la turbine de détente basse pression :

$$\dot{W}_{\text{TBP}} = \dot{W}_T - \dot{W}_{\text{THP}} \quad (3.49)$$

Le rendement enthalpique de la turbine de détente :

$$\eta_T = \frac{h_3 - h_5}{h_3 - h_{5\text{is}}} \quad (3.50)$$

III.5. Calcul thermodynamique

III.5.1. Caractéristique de la turbine à gaz MS5002C

a) Données du constructeur :

Les données de fonctionnement du constructeur sont détaillées comme suit [30] :

Paramètres	Unité	Symbole	Valeur
Pression d'aspiration	[Bar]	P_{atm}	1.01325
Température d'aspiration	[°C]	T_{amb}	15
	[K]		288.15
Débit massique de l'air	[kg. S ⁻¹]	\dot{m}_{air}	123.4
	[kg. h ⁻¹]		444240
Température de combustion	[°C]	T_3	963
	[K]		1236.15
Température de gaz d'échappement	[°C]	T_4	517
	[K]		790.15
Débit volumique de l'air à l'entrée du compresseur	[m ³ /S]	Q_V	80
Vitesse de rotation de la turbine haute pression	[tr/min]	N_{HP}	5100
Vitesse de rotation de la turbine basse pression	[tr/min]	N_{BP}	4670
Taux de compression	–	τ_c	8.8
Puissance utile	[MW]	P_u	28 340
Rendement de transmission compresseur-turbine HP	[%]	$\eta_{mCA-THP}$	98
Rendement de transmission compresseur-turbine BP	[%]	$\eta_{mCA-TBP}$	97
Rendement chambre combustion	[%]	η_{cc}	97
Rendement compresseur axial	[%]	η_{CA}	85
Rendement de la turbine de détente	[%]	η_T	90
Rendement de la turbine à gaz	[%]	$\eta_{TAG-ISO}$	28.8
Débit d'air soutiré	[%]	ε	5
Humidité relative	[%]	Φ	60
Pertes de charge à l'admission	[Bar]	ΔP_{AD}	0.03
Pertes de charge dans la chambre de combustion	[%]	ΔP_{cc}	6
Pertes de charge à l'échappement	[Bar]	ΔP_{EC}	0.02

Tableau III.1 : caractéristique technique de la turbine à gaz MS5002C. [30]

III.5.2. Calcul des fraction molaire et massique pour l'air sec et la vapeur d'eau

- **Composition de l'air :**

L'air est un mélange de différents gaz ou vapeurs. Il est approximativement composé en fraction molaire, les constituants de l'air sont classés comme le montre le tableau suivant :

Constituants permanents			Constituant variables	
Constituant	Fraction molaire. x_i	Fraction massique. w_i	Constituant	Fraction molaire. x_i
Azote (N_2)	0.7812	0.7557	Eau (H_2O)	[0 ; 0,07]
Oxygène (O_2)	0.2096	0.2315	Dioxyde de carbone (CO_2)	[0.001 ; 0.0001]
Argon (Ar)	0.0092	0.0127		

Tableau III.2: principaux constituants de l'air en fraction molaires [31].

Les fractions massiques sont obtenues en effectuant les calculs suivants :

$$m_{AZ} = x_i * M_{AZ} \quad (3.51)$$

$$m_{air} = \sum_i m_{AZ_i} \quad (3.52)$$

$$w_i = \frac{m_{AZ}}{m_{air}} \quad (3.53)$$

III.5.3. Calculs thermodynamiques au niveau de compresseur axial

- La température à l'entrée de compresseur axial :

$$\begin{aligned} T_1 &= 15 \text{ }^\circ\text{C} \\ T_1 &= 288.15 \text{ K} \end{aligned}$$

- La pression à l'entrée de compresseur axial :

La norme de la pression atmosphérique est estimée au niveau de la mer $P_0 = 1.01325 \text{ bar}$

Cette pression varie avec l'altitude qu'avec les conditions géographiques et météorologiques locales. En prenant le niveau de la mer comme altitude de référence z_0 , et en prenant pour l'atmosphère un état moyen défini par l'atmosphère normalisée type OACI on obtient la formule internationale du nivellement barométrique donnant la pression P_a :

$$P_a = P_0 * \left(1 - \frac{0.0065 * Z}{288.15}\right)^{5.255} \quad (3.54)$$

$Z=0$ (niveau de la mer) : $P_a = 1.01325 \text{ bars}$

La pression P_1 à l'entrée de compresseur devient :

$$P_1 = P_a - \Delta P_{AD} \quad (3.55)$$

$$P_1 = 0.98325 \text{ bars}$$

- La masse volumique de l'air humide à l'admission :

La masse volumique de l'air (ρ) est obtenue à l'aide de programme qui relie Refprop à Matlab en fonction de P_1, T_1 . Elle se mesure en kilogrammes par mètre cube $[\text{kg}/\text{m}^3]$.

$$\begin{cases} P_1 = 0.98325 \text{ bars} \\ T_1 = 288.15 \text{ K} \end{cases} \Rightarrow \rho = 1.1890 \text{ kg}/\text{m}^3$$

- Le débit massique de l'air humide à l'admission :

Le débit massique est calculé à partir de la masse volumique (ρ)

$$\dot{m}_{\text{air}} = Q_V * \rho \quad (3.56)$$

$$\dot{m}_{\text{air}} = 95.116 \text{ kg/s}$$

- La pression à la sortie de compresseur axial :

La pression à la sortie de compresseur axial est la pression maximale fourni par le compresseur.

$$P_2 = P_1 * \tau \quad (3.57)$$

$$P_2 = 8.6526 \text{ bars}$$

- L'enthalpie et l'entropie à l'entrée de compresseur axial :

A l'aide de programme qui relie Refprop a Matlab en fonction de P_1, T_1 nous obtenons :

$$\begin{cases} P_1 = 0.98325 \text{ bars} \\ T_1 = 288.15 \text{ K} \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} h_1 = 414.4801 \text{ kJ/kg} \\ S_1 = 3.8557 \text{ kJ/kg.k} \end{cases}$$

- L'enthalpie isentropique à la sortie de compresseur axial :

Toujours a l'aide de programme qui relie Refprop a Matlab en fonction de P_2, S_{2is} qui égal a S_1 nous obtenons :

$$\begin{cases} P_2 = 4.6647 \text{ bar} \\ S_{2is} = 3.8557 \text{ kJ/kg.k} \end{cases} \Rightarrow h_{2is} = 663.7692 \text{ kJ/Kg}$$

- L'enthalpie à la sortie de compresseur axial :

Grace a la formule (3.35) L'enthalpie à la sortie de compresseur axial s'écrit comme suit :

$$h_2 = h_1 + \frac{h_{2is} - h_1}{\eta_{CA}} \quad (3.58)$$

$$h_2 = 707.7614 \text{ kJ/kg}$$

- La température et l'entropie à la sortie de compresseur axial :

A l'aide de programme qui relie Refprop a Matlab en fonction de P_2, h_2 nous obtenons :

$$\begin{cases} P_2 = 4.6647 \text{ bar} \\ h_2 = 707.7614 \text{ kJ/kg} \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} T_2 = 575.517 \text{ k} \\ S_2 = 3.9351 \text{ kJ/kg.k} \end{cases}$$

- La pression de soutirage au 10^{ème} étage :

Afin de définir les paramètres de soutirages, il est indispensable de calculer la pression de soutirage par la formule ci-dessous :

$$\frac{P_{Sn}}{P_{Sn-1}} = (\tau)^{1/n} \quad (3.59)$$

Sachant que $P_{16} = P_2$, nous obtenons :

En se servant de langage de programmation « MATLAB », nous obtenons :

$$P_S = P_1 * (\tau)^{10/16}$$

$$P_S = 3.8279 \text{ bars}$$

- L'enthalpie isentropique de soutirage du compresseur axial au 10^{ème} étage :

Toujours à l'aide de programme reliant Refprop a Matlab en fonction de $P_{S_{10}}$ et S_1 on obtient :

$$\begin{cases} P_{S_{10}} = 3.8279 \text{ bar} \\ S_1 = 3.8557 \text{ kJ/kg.K} \end{cases} \Rightarrow h_{S_{is}} = 551.8731 \text{ kJ/kg}$$

- L'enthalpie de soutirage du compresseur axial au 10^{ème} étage :

L'enthalpie de soutirage du compresseur axial au 10^{ème} étage s'écrit comme suit

$$h_s = h_1 + \frac{(h_{S_{is}} - h_1)}{\eta_{CA}} \quad (3.60)$$

$$h_s = 576.1190 \text{ kJ/kg}$$

- La température et l'entropie de soutirage du compresseur axial au 10^{ème} étage :

A l'aide de programme qui relie Refprop a Matlab en fonction de $P_{S_{10}}$, h_s nous obtenons :

$$\begin{cases} P_{11} = 4.6647 \text{ bar} \\ h_s = 576.119 \text{ kJ/kg} \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} T_s = 448.1185 \text{ K} \\ s_s = 3.9113 \text{ kJ/kg.K} \end{cases}$$

- Pression au 11^{ème} étage début de la 2^{ème} compression :

La pression au 11^{ème} étage est celle de l'Air destiné à la combustion :

$$P_{11} = P_S * (\tau)^{1/11} \quad (3.61)$$

$$P_{11} = 4.6647 \text{ bar}$$

- L'enthalpie isentropique du compresseur axial au 11^{ème} étage :

Toujours à l'aide de programme reliant Refprop à Matlab en fonction de P_{11} et S_1 on obtient :

$$\begin{cases} P_{11} = 4.6647 \text{ bar} \\ S_1 = 3.8557 \text{ kJ/kg.K} \end{cases} \Rightarrow h_{11_{is}} = 576.6749 \text{ kJ/kg}$$

- L'enthalpie du compresseur axial au 11^{ème} étage :

L'enthalpie du compresseur axial au 11^{ème} étage s'écrit comme suit :

$$h_{11} = h_2 + \frac{(h_2 - h_{11_{is}})}{\eta_{CA}} \quad (3.62)$$

$$h_{11} = 553.542 \text{ kJ/kg}$$

- La température et l'entropie de soutirage du compresseur axial au 11^{ème} étage :

A l'aide de programme qui relie Refprop a Matlab en fonction de P_{11} , h_{11} nous obtenons

$$\begin{cases} P_{11} = 4.6647 \text{ bar} \\ h_{11} = 553.542 \text{ kJ/K} \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} T_{11} = 426.0871 \text{ K} \\ S_{11} = 3.8028 \text{ kJ/kg.K} \end{cases}$$

- Le travail consommé par le compresseur axial :

Le travail nécessaire pour la compression de l'air humide d'après la relation est

$$W_{CA} = W_{1-10} + W_{11-16} \quad (3.63)$$

$$W_{CA} = (h_{10} - h_1) + (h_2 - h_{11})$$

$$W_{CA} = 315.86 \text{ kJ/kg}$$

- Le débit massique de l'air humide destiné à la combustion :

Comme il est assigné par le constructeur, 5% de l'air humide aspiré par le compresseur est soutiré pour refroidir les différentes pièces de la turbine

$$\dot{m}_{\text{air}_2} = \dot{m}_{\text{air}} * (1 - \varepsilon) \quad (3.64)$$

$$\dot{m}_{\text{air}_2} = 90.3607 \text{ kg/s}$$

- La puissance consommée par le compresseur axial :

La puissance nécessaire pour la compression de l'air humide et obtenue avec la formule :

$$\dot{W}_{CA} = \dot{m}_{\text{air}_2} * W_{CA} \quad (3.65)$$

$$\dot{W}_{CA} = 29\,309 \text{ kW}$$

III.5.4. Calculs thermodynamiques au niveau de la chambre de combustion :

- La température à l'entrée de la chambre de combustion :

$$T_3 = 963 \text{ °C}$$

$$T_3 = 1236.15 \text{ K}$$

- La pression à l'entrée de la chambre de combustion :

$$P_3 = P_2 * (1 - \Delta P_{CC}) \quad (3.66)$$

$$P_3 = 8.1334 \text{ bars}$$

- La température et la pression du fioul à l'entrée de la chambre de combustion :

D'après les données d'exploitation relevée du l'SDC :

$$T_f = 298.15 \text{ K}$$

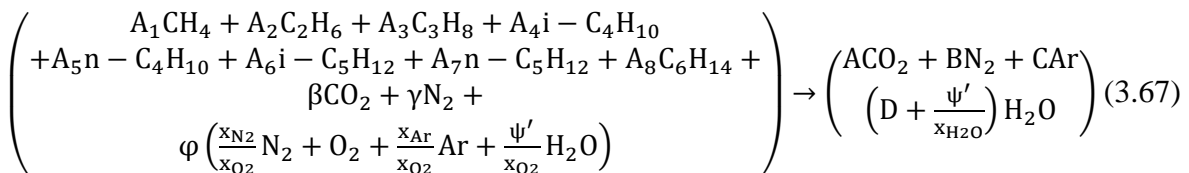
$$P_f = 14.82 \text{ bars}$$

- Composition des fumés pour 100 kmoles de combustible :

Composant du Combustible	Fraction molaire x (%)	Masse molaire (g/mol)	Fraction massique w_i	O ₂ pour la Combustion (Kmol)	Composition des fumées			
					CO ₂	H ₂ O	O ₂	N ₂
CH ₄	83.78	16	0.7151	167.56	83.78	167.5	0	630.3
C ₂ H ₆	7.7	30	0.1232	26.95	15.4	23.1	0	101.3
C ₃ H ₈	1.91	44	0.0448	9.55	5.73	7.64	0	35.93
i - C ₄ H ₁₀	0.26	58	0.0080	1.69	1.04	1.3	0	6.36
n - C ₄ H ₁₀	0.42	58	0.0130	2.73	1.68	2.1	0	10.27
i - C ₅ H ₁₂	0.07	72	0.0027	0.56	0.35	0.42	0	2.11
n - C ₅ H ₁₂	0.11	72	0.0042	0.88	0.55	0.66	0	3.31
C ₆ H ₁₄	0.05	86	0.0023	0.475	0.3	0.35	0	1.79
CO ₂	0.21	44	0.0049	-	0.21	-	-	-
N ₂	5.49	28	0.0818	-	-	-	-	5.49
Total	100		1	210.395	109.0	203.1	0	797.0

Tableau III.2 : Composition des fumés.[32]

- L'équation standard de la combustion [33] :



- Produit de « Carbone » :

$$A = \sum_{1 \leq i \leq 8} A_i + \beta \quad (3.68)$$

$$A = 1.0904$$

Avec : $\beta = 0.0021$

- Produit de « Dihydrogène » :

$$D = \left(\begin{array}{l} (A_1 * 4) + (A_2 * 6) + (A_3 * 8) + ((A_4 + A_5) * 10) \\ + ((A_6 + A_7) * 12) + (A_8 * 14) \end{array} \right) / 2 \quad (3.69)$$

$$D = 2.0313$$

- Produit de « Dioxygène » :

$$\varphi = A + \frac{D}{2} - \beta \quad (3.70)$$

$$\varphi = 2.1039$$

- Produit de « Diazote » :

$$B = \gamma + \left(\frac{x_{\text{N}_2}}{x_{\text{O}_2}} * \varphi \right) \quad (3.71)$$

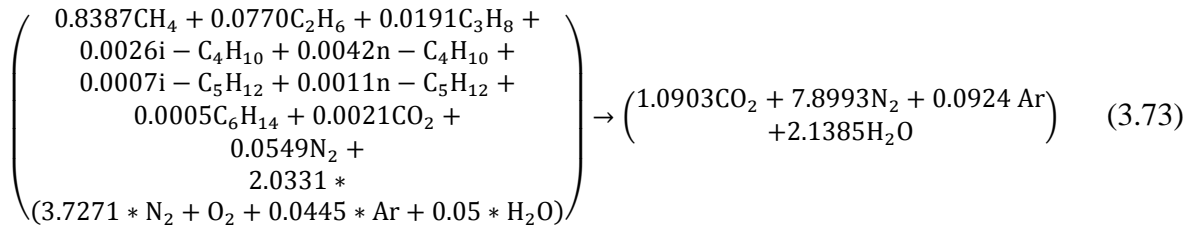
$$B = 7.8965$$

- Produit de « L'Argon » :

$$C = \frac{x_{Ar}}{x_{O_2}} * \varphi \quad (3.72)$$

$$C = 0.0923$$

L'équation standard de la combustion (3.67) devient :



- Les Fractions molaires des produits dû à la combustion :

Elément	Fraction molaire
CO ₂	1.0904
N ₂	7.8965
Ar	0.0923
H ₂ O	2.1039

Tableau III.3: Fractions molaires des produits dû à la combustion.

- Les fractions massiques des produits de la combustion :

Grace au relation (3.51), (3.52) et (3.53), et à l'aide de programme qui relie Refprop à Matlab nous aurons les valeurs des fractions massiques qui figurent dans le tableau ci-dessous :

Elément	Fraction massique
CO ₂	0.1507
N ₂	0.6945
Ar	0.0818
H ₂ O	0.1433

Tableau III.4: fractions massiques des produits de la combustion.

- L'enthalpie et l'entropie du fioul à l'entrée de la chambre de combustion :

A partir de La température et la pression du fioul à l'entrée de la chambre de combustion, on obtient la valeur d'enthalpie h_f grâce au programme relie Refprop a Matlab :

$$\left\{ \begin{array}{l} P_f = 14.82 \text{ bar} \\ T_f = 298.15 \text{ K} \end{array} \right. \Rightarrow \left\{ \begin{array}{l} h_f = 805.896 \text{ kJ/kg} \\ s_f = 4.6562 \text{ kJ/kg.k} \end{array} \right.$$

- L'enthalpie et l'entropie à la sortie de la chambre de combustion :

A l'aide de programme qui relie Refprop a Matlab en fonction de La pression et la température à l'entrée de la chambre de combustion (P_3, T_3), ainsi les fractions massiques des produits nous obtenons :

$$\begin{cases} P_3 = 8.1334 \text{ bar} \\ T_3 = 963 \text{ °C} \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} h_3 = 1837.418 \text{ kJ/kg} \\ s_3 = 7.3122 \text{ kJ/kg.K} \end{cases}$$

- Pouvoir calorifique inférieur du combustible :

Le tableau suivant donne les valeurs du pouvoir calorifique inférieur de chaque constituant ainsi le PCI du combustible qui peut être calculé par la relation suivante :

$$PCI = \sum_i w_i * PCI_i \quad (3.74)$$

Composant du Combustible	Fraction massique (w_i)	PCI	($w_i * PCI_i$)
		[KJ/Kg]	[KJ/Kg]
CH₄	0.7151	50 016	35 764
C₂H₆	0.1232	47 794	5 887.1
C₃H₈	0.0448	46 357	2 077.1
i – C₄H₁₀	0.0080	45 319	364.345
n – C₄H₁₀	0.0130	45 742	594.051
i – C₅H₁₂	0.0027	45 000	120.908
n – C₅H₁₂	0.0042	45 357	191.506
C₆H₁₄	0.0023	45 105	103.393
CO₂	0.0049	-	-
N₂	0.0818	-	-
Total	1	-	45 102

Tableau III.5: Pouvoir calorifique inférieur de chaque Composant du Combustible [34].

En utilisant les données portées dans le tableau (III.5) et la relation (3.74), le pouvoir calorifique inférieur du combustible est de :

$$PCI = 45\,102 \text{ kJ/kg}$$

- Le Rapport massique fioul-air :

A partir de bilan énergétique au niveau de la chambre de combustion

$$\dot{m}_f h_f + \dot{m}_a h_2 + \dot{m}_f PCI = (\dot{m}_f + \dot{m}_a) h_3 \quad (3.75)$$

Avec : $FAR = \frac{\dot{m}_f}{\dot{m}_a}$

$$FAR = \frac{h_3 - h_2}{h_f + PCI - h_3} \quad (3.76)$$

$$FAR = 0.02644$$

- La masse de fioul injecté dans la chambre de combustion :

$$\dot{m}_{\text{fioul}} = FAR * \dot{m}_{\text{air}_2} \quad (3.77)$$

$$\dot{m}_{\text{fioul}} = 2.3896 \text{ kg/s}$$

- La masse des fumées issue de la combustion :

D'après le bilan massique au niveau de la chambre de combustion

$$\dot{m}_{\text{fumées}} = \dot{m}_{\text{air}_2} + \dot{m}_{\text{fioul}} \quad (3.78)$$

$$\dot{m}_{\text{fumées}} = 92.7503 \text{ kg/s}$$

- La puissance fournie par la chambre de combustion :

$$\dot{Q}_{\text{CC}} = \dot{m}_{\text{fioul}} * \eta_{\text{cc}} * \text{PCI} \quad (3.79)$$

$$\dot{Q}_{\text{CC}} = 104\,542 \text{ kW}$$

III.5.5. Calculs thermodynamiques au niveau de la turbine de détente

- La pression à la sortie de la turbine BP (échappement) :

$$P_5 = P_3 + \Delta P_{\text{EC}} \quad (3.80)$$

$$P_4 = 1.03325 \text{ bars}$$

- La puissance délivrée par la turbine haute pression :

$$\eta_{\text{mCA-THP}} = \frac{\dot{W}_{\text{CA}}}{\dot{W}_{\text{THP}}} \quad (3.81)$$

$$\dot{W}_{\text{THP}} = \frac{\dot{W}_{\text{CA}}}{\eta_{\text{mCA-THP}}}$$

$$\dot{W}_{\text{THP}} = 29\,908 \text{ kW}$$

- L'enthalpie à la sortie de la turbine haute pression :

Disposant des quatre valeur h_3 , \dot{W}_{THP} , $\dot{m}_{\text{fumées}}$, $\eta_{\text{mCA-THP}}$, nous pouvons calculer la valeur de L'enthalpie à la sortie de la turbine de détente tel que :

$$h_4 = h_3 (\dot{W}_{\text{THP}} * \eta_{\text{mCA-THP}}) / \dot{m}_{\text{fumées}} \quad (3.82)$$

$$h_4 = 1514.960 \text{ kJ/kg}$$

- L'entropie et la température à la sortie de la turbine haute pression :

À l'aide de programme qui relie Refprop a Matlab en fonction de P_4 , h_4 ainsi les fractions massiques de la fumée on obtient :

$$\begin{cases} P_4 = 1.03325 \text{ bars} \\ h_4 = 1521.409 \text{ kJ/kg} \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} T_4 = 999.523 \text{ K} \\ S_4 = 7.90790 \text{ kJ/kg.K} \end{cases}$$

- Enthalpie isentropique à la sortie turbine basse pression (BP) :

Toujours à l'aide de programme qui relie Refprop a Matlab en fonction de P_4 , h_4 ainsi les fractions massiques des constituant de la fumée on obtient :

$$\begin{cases} h_4 = 1521.409 \text{ kJ/kg} \\ P_4 = 1.01325 \text{ bar} \end{cases} \Rightarrow h_{5_{\text{is}}} = 1221.834 \text{ kJ/kg}$$

- Enthalpie isentropique à la sortie turbine basse pression (BP) :

$$h_5 = h_3 - ((h_3 - h_{5_{is}}) / \eta_t) \quad (3.83)$$

$$h_5 = 1202.795 \text{ kJ/kg}$$

- L'entropie et la température à la sortie de la turbine basse pression :

$$T_5 = 758.3516 \text{ K}$$

$$S_5 = 7.5510 \text{ kJ/kg.K}$$

- Le travail délivré par la turbine basse pression (BP) :

$$W_{T_{BP}} = (h_4 - h_5) \quad (3.84)$$

$$W_{T_{BP}} = 318.614 \text{ KJ/Kg}$$

- La puissance délivrée par la turbine de détente :

$$\dot{W}_{T_{BP}} = \dot{m}_{\text{fumés}} * W_{t_{BP}} \quad (3.85)$$

$$\dot{W}_{T_{BP}} = 28\,953 \text{ kW}$$

- La puissance délivrée par la turbine de détente :

$$\dot{W}_T = \dot{W}_{T_{HP}} + \dot{W}_{T_{BP}} \quad (3.86)$$

$$\dot{W}_T = 58\,861 \text{ kW}$$

III.5.6. Le rendement global de l'installation

$$\eta_{TAG} = \frac{\dot{W}_{\text{utile}}}{\dot{Q}_{CC}} \quad (3.87)$$

$$\eta_{TAG} = 27.77\%$$

III.5.7. La consommation spécifique du fioul

$$CSF = \frac{3600 * \dot{m}_{\text{fioul}}}{W_{\text{utile}}} \quad (3.88)$$

$$CSF = 0.2971 \text{ kg/kWh}$$

II.6. Les résultats de calcul d'après les données réelles sur site

II.6.1. Données réelles :

Température ambiante :

$$T_1 = 40.2^\circ\text{C}$$

$$T_1 = 313.35 \text{ K}$$

Pression ambiante :

$$P_1 = 0.983 \text{ bar}$$

Taux de compression :

$$\tau_c = 6.7$$

Les résultats de calcul d'après les données réelles sur site sont illustrés dans le tableau suivant :

Pressions [bar]	Températures [K]	Enthalpie [kJ/kg]	Entropie [kJ/kg . k]
P₁ = 0.98325	T ₁ = 313.35	h ₁ = 440.45	S ₁ = 3.9420
P₂ = 6.5877	T ₂ = 575.81	h ₂ = 708.11	S ₂ = 4.0142
P_S = 3.2282	T _S = 462.15	h _s = 590.53	s _S = 3.9920
P₃ = 6.1925	T ₃ = 766.15	h ₃ = 1775	s ₃ = 7.3949
P₄ = 1.03325	T ₄ = 521.03	h ₄ = 1542.7	S ₄ = 7.9354
P₅ = 1.03325	T ₅ = 480.97	h ₅ = 1270	S ₅ = 7.6367
ρ [kg/m³]	m_{air} [kg/s]	W_{CA} [kJ/kg]	m_{air_2} [kg/s]
1.0910	65.4606	288.51	62.1845
W_{CA} [kW]	PCI [kJ/kg]	FAR	m_{fioul} [kg/S]
28 852	45 102	0.0264	1.6440
m_{fumées} [kg/S]	Q_{CC} [kW]	W_T [kW]	W_u [kW]
63.8315	71 923	36 215	17 405
	η_{TAG} [%]	CSF [kg/kWh]	
	24.40	0.3390	

Tableau III.6: résultats de calcul d'après les données réelles.

II.6.2. Comparaison entre les deux résultats ISO et réelles

	Données de constructeur	Données réelles	Différence [%]
m _{air} [kg/s]	95.116	65.4606	31.178
m _{fioul} [kg/s]	2.3896	1.6440	31.201
m _{fumées} [kg/s]	92.7503	63.8315	31.179
W _{CA} [kW]	29 309	28 852	1.55
Q _{CC} [kW]	104 542	71 923	31.20
W _T [kW]	58 861	36 215	38.47
W _u [kW]	28 953	17 405	39.88
CSF [kg/kWh]	0.3390	0.3400	0.29
η _{TAG} [%]	27.77	24.40	12.13

Tableau III.7 : Tableau comparatif des résultats obtenus.

Le tableau comparatif ci-dessus résume certains paramètres thermodynamiques des résultats ISO et réels, et montre réellement que les conditions atmosphériques qui diffèrent des conditions standards du constructeur affectent les performances de la turbine à gaz.

II.7. Conclusion

Les résultats obtenus par cette étude montrent une très bonne concordance entre les résultats de constructeur et les résultats de notre code développé, tel que l'erreur relatif entre les deux rendements est de 3.57%. Ce qui prouve la solidité de notre programme .

CHAPITRE IV

**Etude exergetique et économique de la
TAG**

IV.1 Introduction

L'exergoéconomique est une branche de l'ingénierie qui combine les analyses exergetique et économiques des systèmes thermiques. Elle permet de déterminer avec précision le coût unitaire du produit du système et la répartition des coûts pour les systèmes multiproduits. En outre, elle fournit des informations à l'ingénieur/concepteur sur les possibilités d'amélioration du coût des équipements du système et sur les moyens d'obtenir un système rentable (dans le sens où il faut se concentrer sur la réduction des taux de coût de destruction de l'énergie ou sur la réduction des coûts d'investissement).

L'analyse exergetique est menée dans cette étude pour révéler la performance du système du point de vue thermodynamique et économique.

IV.2. Étude exergetique du cycle

L'Étude exergetique est une méthode qui se base sur la seconde loi de la thermodynamique pour l'analyse et l'évaluation thermodynamique des systèmes. Son intérêt est qu'elle fournit une méthodologie de calcul très puissante pour quantifier la qualité thermodynamique d'un processus ou système quelconque.

L'Exergie est divisé en quatre parties : physique, chimique, cinétique et potentielle. Dans notre cas à une température ambiante de référence qui égale à : $T_0=25^\circ\text{C}$., les variations d'exergie cinétique et potentielle sont négligeables. Or les parties compression et turbine produisent une exergie physique par contre la partie combustion produit une somme de deux exergie physique et chimique, l'expression générale de l'exergie $\dot{E}X$ est :

$$\dot{E}X = \dot{E}X_{ph} + \dot{E}X_{ch} \quad (4.1)$$

L'expression générale de l'exergie physique $\dot{E}X_{x,ph}$ s'écrit comme suite :

$$\dot{E}X_{ph} = \Delta h - T_0\Delta S \quad (4.2)$$

Pour l'analyse exergetique d'une turbine à gaz, il faut écrire le bilan exergetique de chaque composant de la TAG comme suit :

a. Section de compresseur axial :

$$\dot{E}X_{in} - \dot{E}X_{out} + \dot{E}X_D + \dot{W}_{CA} = 0 \quad (4.3)$$

D'où :
$$\dot{E}X_D = \dot{E}X_{out} - \dot{E}X_{in} - \dot{W}_{CA} \quad (4.4)$$

b. Section de la chambre de combustion :

$$\dot{E}X_{in} - \dot{E}X_{out} + \dot{E}X_{ch} + \dot{E}X_D = 0 \quad (4.5)$$

D'où :
$$\dot{E}X_D = \dot{E}X_{out} - \dot{E}X_{in} - \dot{E}X_{ch} \quad (4.6)$$

c. Section de la turbine de détente :

$$\dot{E}X_{in} - \dot{E}X_{out} + \dot{E}X_D + \dot{W}_T = 0 \quad (4.7)$$

D'où :
$$\dot{E}X_D = \dot{E}X_{out} - \dot{E}X_{in} - \dot{W}_T \quad (4.8)$$

IV.2.1. Calcul exergetique au niveau du compresseur axial

- **L'entropie de référence :**

Disposant des deux paramètres de référence T_0, P_0 à l'aide de programme qui relie Refprop à Matlab en fonction de T_0, P_0 nous obtenons :

$$\begin{cases} T_0 = 25 \text{ °C} \\ P_0 = 1.01325 \text{ bar} \end{cases} \Rightarrow S_0 = 3.8814 \text{ kJ/kg.K}$$

- **L'exergie spécifique à l'entrée du compresseur axial :**

$$ex_1 = h_1 - (T_0 * (S_1 - S_0)) \quad (4.9)$$

$$ex_1 = 415.12 \text{ kJ/kg}$$

- **Le taux d'exergie à l'entrée du compresseur axial :**

$$\dot{EX}_1 = ex_1 * \dot{m}_{air} \quad (4.10)$$

$$\dot{EX}_1 = 39\,485 \text{ KW}$$

- **L'exergie spécifique à la fin de la première compression :**

$$ex_{-1} = h_{10} - (T_0 * (S_{10} - S_0)) \quad (4.11)$$

$$ex_{-1} = 578.37 \text{ KJ/Kg}$$

- **Le taux d'exergie à la fin de la première compression :**

$$\dot{EX}_{-1} = ex_{-1} * \dot{m}_{air_2} \quad (4.12)$$

$$\dot{EX}_{-1} = 51\,991 \text{ KW}$$

- **L'exergie spécifique à la reprise de la deuxième compression de fluide destiné à la combustion :**

$$ex_2 = h_{11} - (T_0 * (S_{11} - S_0)) * (1 - \varepsilon) \quad (4.13)$$

$$ex_2 = 527.73 \text{ KJ/Kg}$$

- **Le taux d'exergie à la reprise de la deuxième compression de fluide destiné à la combustion :**

$$\dot{EX}_2 = ex_2 * \dot{m}_{air_2} \quad (4.14)$$

$$\dot{EX}_2 = 47\,686 \text{ kW}$$

- **L'exergie spécifique à la sortie du compresseur axial :**

$$ex_{-2} = h_2 - (T_0 * (S_2 - S_0)) * (1 - \varepsilon) \quad (4.15)$$

$$ex_{-2} = 671.10 \text{ kJ/kg}$$

- **Le taux d'exergie à la sortie du compresseur axial :**

$$\dot{EX}_{-2} = ex_{-2} * \dot{m}_{air_2} \quad (4.16)$$

$$\dot{EX}_{-2} = 60\,641 \text{ kW}$$

- **L'exergie spécifique à la reprise de la deuxième compression de fluide destiné au refroidissement des pièces :**

$$ex_s = h_{11} - (T_0 * (S_{11} - S_0)) * (\varepsilon) \quad (4.17)$$

$$ex_s = 27.775 \text{ kJ/kg}$$

- **Le taux d'exergie à la reprise de la deuxième compression pour le fluide destiné au refroidissement des pièces :**

$$\dot{E}X_s = ex_s * (\dot{m}_{\text{air}} * \varepsilon) \quad (4.18)$$

$$\dot{E}X_s = 132.09 \text{ kW}$$

- **L'exergie spécifique au soutirage de fluide destiné au refroidissement des pièces :**

$$ex'_s = h_{10} - (T_0 * (S_{10} - S_0)) * (\varepsilon) \quad (4.19)$$

$$ex'_s = 28.769 \text{ kJ/kg}$$

- **Le taux d'exergie au soutirage de fluide destiné au refroidissement des pièces :**

$$\dot{E}X'_s = ex'_s * (\dot{m}_{\text{air}} * \varepsilon) \quad (4.20)$$

$$\dot{E}X'_s = 136.82 \text{ kW}$$

- **L'exergie spécifique détruite dans le compresseur :**

$$ex_{D_CA} = (ex_1 - ex_{1'}) + (ex_2 - ex_{2'}) + (ex_s - ex'_s) + W_{CA} \quad (4.21)$$

$$ex_{D_CA} = 11.249 \text{ kJ/kg}$$

- **Le taux d'exergie détruite dans le compresseur :**

$$\dot{E}X_{D_CA} = (\dot{E}X_1 - \dot{E}X_{1'}) + (\dot{E}X_2 - \dot{E}X_{2'}) + (\dot{E}X_s - \dot{E}X'_s) + \dot{W}_{CA} \quad (4.22)$$

$$\dot{E}X_{D_CA} = 384.56 \text{ kW}$$

- **Le rendement exergetique du compresseur axial :**

$$\eta_{Ex_CA} = 1 - \frac{\dot{E}X_{D_CA}}{\dot{W}_{CA}} \quad (4.23)$$

$$\eta_{Ex_CA} = 86.88 \%$$

IV.2.2 Calcul exergetique au niveau de la chambre de combustion

- Exergie chimique standard des éléments composants du fioul :

Elément	Exergie chimique standard \bar{e}_{ch}^0 (kJ/mol)
C	410.26
H₂	236.1
O₂	3.97
N₂	0.72

Tableau IV.1 Exergie chimique standard des éléments composants du fioul [32].

- **Energie libre de formation de Gibbs standard :**

L' énergie libre de formation de Gibbs standard (ΔG_{f^0}) d'un composé est le changement d' énergie libre de Gibbs qui accompagne la formation de 1 mole d'une substance dans son état standard à partir de ses éléments constitutifs dans leurs états standard ,la forme la plus stable de l'élément à 1 bar de pression et la température spécifiée, généralement 298,15 K ou 25 °C.

Composant du Combustible	Symbole	ΔG_{f^0} (kJ/mol)
Méthane	CH_4	-50.72
Ethane	C_2H_6	-32.82
Propane	C_3H_8	-23.49
Isobutane	$i - C_4H_{10}$	110
Butane	$n - C_4H_{10}$	-16.570
Isopentane	$i - C_5H_{12}$	36.5
Pentane	$n - C_5H_{12}$	-8.650
Hexane	C_6H_{14}	-4.2
Dioxyde de Carbone	CO_2	-393.509
Diazote	N_2	-

Tableau IV.2 : Gibbs standard des éléments composants du fioul [33].

- **Exergie spécifique des éléments composants du fioul :**

Disposant des deux tableaux **IV.1** et **IV.2** nous calculons l'exergie chimique standard des éléments composants du fioul En se servant de langage de programmation « MATLAB » comme suit :

$$\bar{e}_{CH_4, ch}^0 = \Delta G_{CH_4} + (2 * \bar{e}_{H_2, ch}^0) + \bar{e}_{C, ch}^0 \quad (4.24)$$

Composant du Combustible	Symbole	Exergie chimique standard $\bar{e}_{x, ch}^0$ (kJ/mol)	Exergie chimique standard $\bar{e}_{x, ch}^0$ (kJ/kg)
Méthane	CH_4	831.740	51 845
Ethane	C_2H_6	1496	49 752
Propane	C_3H_8	2151.7	48 260
Isobutane	$i - C_4H_{10}$	2931.5	50 438
Butane	$n - C_4H_{10}$	2805	48 260
Isopentane	$i - C_5H_{12}$	3504.4	48 572
Pentane	$n - C_5H_{12}$	3459.3	47 946
Hexane	C_6H_{14}	4110.1	47 694
Dioxyde de Carbone	CO_2	20.7210	470.83
Diazote	N_2	-	25.702

Tableau IV.3 : Exergie spécifique des éléments composants du fioul.

- **Exergie spécifique du fioul :**

En se servant des données portées dans les tableaux IV.3 et IV.2, l'exergie spécifique du fioul est de :

$$ex_f = \sum_i w_i * \bar{e}_{x, ch}^0 \quad (4.25)$$

$$ex_f = 44\,657 \text{ kJ/kg}$$

- **Le taux d'exergie du fioul :**

$$\dot{E}X_f = ex_f * \dot{m}_{fioul} \quad (4.26)$$

$$\dot{E}X_f = 80\,032 \text{ kW}$$

- **L'exergie spécifique à la sortie de la chambre de combustion :**

$$ex_3 = h_3 - (T_0 * (S_3 - S_0)) \quad (4.27)$$

$$ex_3 = 1\,751.64 \text{ kJ/kg}$$

- **Le taux d'exergie à la sortie de la chambre de combustion :**

$$\dot{E}X_3 = \dot{m}_{fumées} * ex_3 \quad (4.28)$$

$$\dot{E}X_3 = 121\,865 \text{ kW}$$

- **L'exergie spécifique détruite dans la chambre de combustion :**

$$ex_{D-CC} = ex_2 + ex_f - ex_3 \quad (4.29)$$

$$ex_{D-CC} = 4\,343.3 \text{ kJ/kg}$$

- **Le taux d'exergie détruite dans la chambre de combustion :**

$$\dot{E}X_{D-CC} = \dot{E}X_{-2} + \dot{E}X_f - \dot{E}X_3 \quad (4.30)$$

$$\dot{E}X_{D-CC} = 36\,637 \text{ KW}$$

- **Le rendement exergetique de la chambre de combustion :**

$$\eta_{Ex, CC} = 1 - \frac{\dot{E}X_{D-CC}}{\dot{E}X_{-2} + \dot{E}X_f} \quad (4.31)$$

$$\eta_{Ex, CC} = 97.08 \%$$

IV.2.3. Calcul exergetique au niveau de la turbine de détente

- **Exergie spécifique à la sortie de la turbine HP :**

$$ex_4 = h_4 - (T_0 * (S_4 - S_0)) \quad (4.32)$$

$$ex_4 = 1\,414.3 \text{ kJ/kg}$$

- Taux d'exergie à la sortie de la turbine HP :

$$\dot{EX}_4 = ex_4 * m_{\text{fumées}} \quad (4.33)$$

$$\dot{EX}_4 = 98\,382 \text{ kW}$$

- Exergie spécifique détruite dans la turbine HP :

$$ex_{D-HP} = ex_3 - ex_4 - W_{T_{HP}} \quad (4.34)$$

$$ex_{D-HP} = 15.054 \text{ kJ/kg}$$

- Taux d'exergie détruite dans la turbine HP :

$$\dot{EX}_{D-HP} = \dot{EX}_3 - \dot{EX}_4 - \dot{W}_{T_{BP}} \quad (4.35)$$

$$\dot{EX}_{D-HP} = 789.06 \text{ kW}$$

- Rendement exergetique dans la turbine HP :

$$\eta_{EX_HP} = 1 - \frac{\dot{EX}_{D-HP}}{\dot{EX}_3 - \dot{EX}_4} \quad (4.36)$$

$$\eta_{EX_HP} = 97.40 \%$$

- Exergie spécifique de la turbine BP :

$$ex_5 = h_5 - (T_0 * (S_5 - S_0)) \quad (4.37)$$

$$ex_5 = 1\,111 \text{ kJ/kg}$$

- Taux d'exergie à la sortie de la turbine BP :

$$\dot{EX}_5 = ex_5 * m_{\text{fumées}} \quad (4.38)$$

$$\dot{EX}_5 = 103\,051 \text{ kW}$$

- Exergie spécifique détruite dans la turbine :

$$ex_{D-BP} = ex_3 - ex_5 - W_T \quad (4.39)$$

$$ex_{D-BP} = 5.96 \text{ kJ/kg}$$

- Taux d'exergie détruite dans la turbine :

$$\dot{EX}_{D-BP} = \dot{EX}_3 - \dot{EX}_5 - \dot{W}_T \quad (4.40)$$

$$\dot{EX}_{D-BP} = 553.64 \text{ kW}$$

- Rendement exergetique dans la turbine :

$$\eta_{EX_BP} = 1 - \frac{\dot{EX}_{D-BP}}{\dot{EX}_3 - \dot{EX}_5} \quad (4.41)$$

$$\eta_{EX_BP} = 99.07 \%$$

IV.3. Rendement exergetique global de l'installation turbine à gaz

$$\eta_{EX_TAG} = \frac{W_T - W_{CA}}{\dot{E}X_f} \quad (4.42)$$

$$\eta_{EX_TAG} = 27.68 \%$$

IV.4. Etude économique du cycle

L'analyse économique vise à obtenir des coûts non énergétiques qui sont nécessaires à l'analyse thermo économique. La méthode du coût horaire est utilisée pour l'analyse économique. Le facteur de récupération du capital est déterminé comme suit :

$$CRF = \frac{(i*(1+i)^n)}{(1+i)^n - 1} \quad (4.43)$$

Pour le kième équipement appartenant au système, le taux de coût de l'investissement en capital est calculé comme suit :

$$\dot{Z}_k = \frac{CRF * \varphi * Z_k}{3600 * N} \quad (4.44)$$

Pour cette étude, le taux d'intérêt (i), le facteur de maintenance (φ), le nombre annuel total d'heures de fonctionnement du système (N) et la durée de vie du système (n) sont respectivement supposées égales à 10 %, 1,06, 8000 h et 20 ans. [28]

Lors de l'analyse du coût exergetique de la turbine à gaz simple dotée d'un compresseur d'air, d'une chambre de combustion et d'une turbine de détente, le code/numérotation de la (Figure.IV.1) est utilisé.

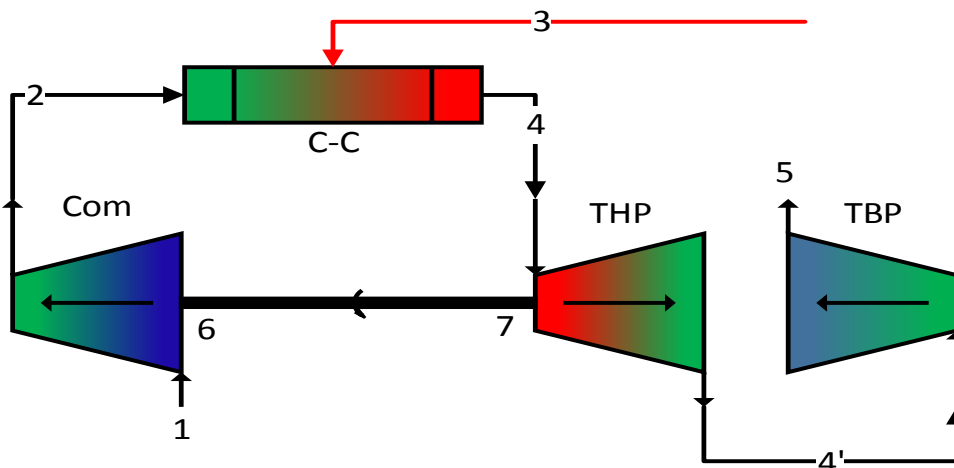


Figure.IV.1. L'illustration schématique du cycle de la turbine à gaz.

Dans l'analyse exergoéconomique classique, l'équation générale de l'équilibre des coûts du kième équipement peut être écrite comme suit :

$$\sum(C_{in} * \dot{E}x_{in})_k + C_{q,k} * \dot{E}x_{q,k} + \dot{Z}_k = \sum(C_{out} * \dot{E}x_{out})_k + C_{W,k} * \dot{W}_k \quad (4.45)$$

Où (c) est le coût spécifique de l'état à l'entrée et à la sortie du kième équipement, donné dans le (tableau I.V-3).

Dans les calculs, on a supposé que le coût du gaz naturel (c_3), fût de 20 (\$/GJ) [28].

Le taux de coût exégétique peut être calculé comme suit :

$$\dot{C}_i = C_i * \dot{E}x_i \quad (4.46)$$

En se servant de l'équation générale de l'équilibre des coûts du kième équipement et de langage de programmation « MATLAB », nous calculons le taux de coût exégétique (tableau I.V-3).

État	C [\$/GJ]	$\dot{E}x_i$ [GJ/h]	$C_i * \dot{E}x_i$ [\$/h]
1	0	142.146	0
2	46.104	218.307	10064.839
3	20	384.347	768.695
4	35.831	584.877	20956.738
5	35.831	370.982	13292.687
6	36.892	213.894	789.099
7	36.892	76.1613	280.974

Tableau I.V-4 : coût spécifique et le taux de coût exégétique [28]

Le taux de coût de destruction d'exergie du kième équipement peut être écrit comme suit :

$$\dot{C}_{D,k} = c_{f,k} \dot{E}x_{D,k} \quad (4.44)$$

Où $c_{f,k}$ est le coût du carburant du kième équipement, qui est donné dans le tableau suivant :

Équipement	$c_{f,k}$ [\$/GJ]
AC	36.892
CC	20
GT	35.831

Tableau I.V-5 : coût du carburant du kième équipement. [28]

Le facteur exergoéconomique est exprimé par la formule suivante :

$$f_k = \frac{\dot{Z}_k}{\dot{Z}_k + \dot{C}_{D,k}} \quad (4.45)$$

Le facteur exergoéconomique donne des informations sur ce qu'il faut réduire, le taux de coût lié à la destruction d'exergie, ou à la réduction de taux de coût de l'investissement pour obtenir un système rentable.

IV.5 Etude exergoéconomique des différentes séquences de la TAG MS5002C

IV.5.1. Au niveau du compresseur axial

- Le taux de cout d'investissement :

D'après Le bilan des coûts du compresseur axial :

$$\dot{c}_2 = \dot{c}_1 + \dot{c}_6 + \dot{Z}_{AC} \quad (4.46)$$

$$\dot{Z}_{AC} = \dot{c}_2 - \dot{c}_1 - \dot{c}_6 \quad (4.47)$$

- Le taux de coût de destruction exergetique :

$$\dot{c}_{D.AC} = c_{f.AC} \dot{E}X_{D.AC} \quad (4.48)$$

- Facteur exergoéconomique :

$$f_{AC} = \frac{\dot{Z}_{AC}}{\dot{Z}_{AC} + \dot{c}_{D.AC}} \quad (4.49)$$

IV.5.2. Au niveau de la chambre de combustion

- Le taux de coût d'investissement :

A partir de bilan des coûts de la chambre de combustion :

$$\dot{c}_4 = \dot{c}_2 + \dot{c}_3 + \dot{Z}_{CC} \quad (4.50)$$

$$\dot{Z}_{CC} = \dot{c}_4 - \dot{c}_3 - \dot{c}_2 \quad (4.51)$$

- Le taux de coût de destruction exergetique :

$$\dot{c}_{D.CC} = c_{f.CC} \dot{E}X_{D.CC} \quad (4.52)$$

- Facteur exergoéconomique :

$$f_{CC} = \frac{\dot{Z}_{CC}}{\dot{Z}_{CC} + \dot{c}_{D.CC}} \quad (4.53)$$

IV.5.3 Au niveau de la turbine de détente

- Le taux de coût d'investissement :

A partir de bilan des coûts au niveau de la turbine de détente :

$$\dot{c}_4 + \dot{Z}_{GT} = \dot{c}_5 + \dot{c}_7 \quad (4.54)$$

$$\dot{Z}_{GT} = \dot{c}_5 + \dot{c}_7 - \dot{c}_4 \quad (4.55)$$

- Le taux de coût de destruction exergetique :

$$\dot{c}_{D.GT} = c_{f.GT} \dot{E}X_{D.GT} \quad (4.56)$$

- Facteur exergoéconomique :

$$f_{GT} = \frac{\dot{Z}_{GT}}{\dot{Z}_{GT} + \dot{c}_{D,GT}} \quad (4.54)$$

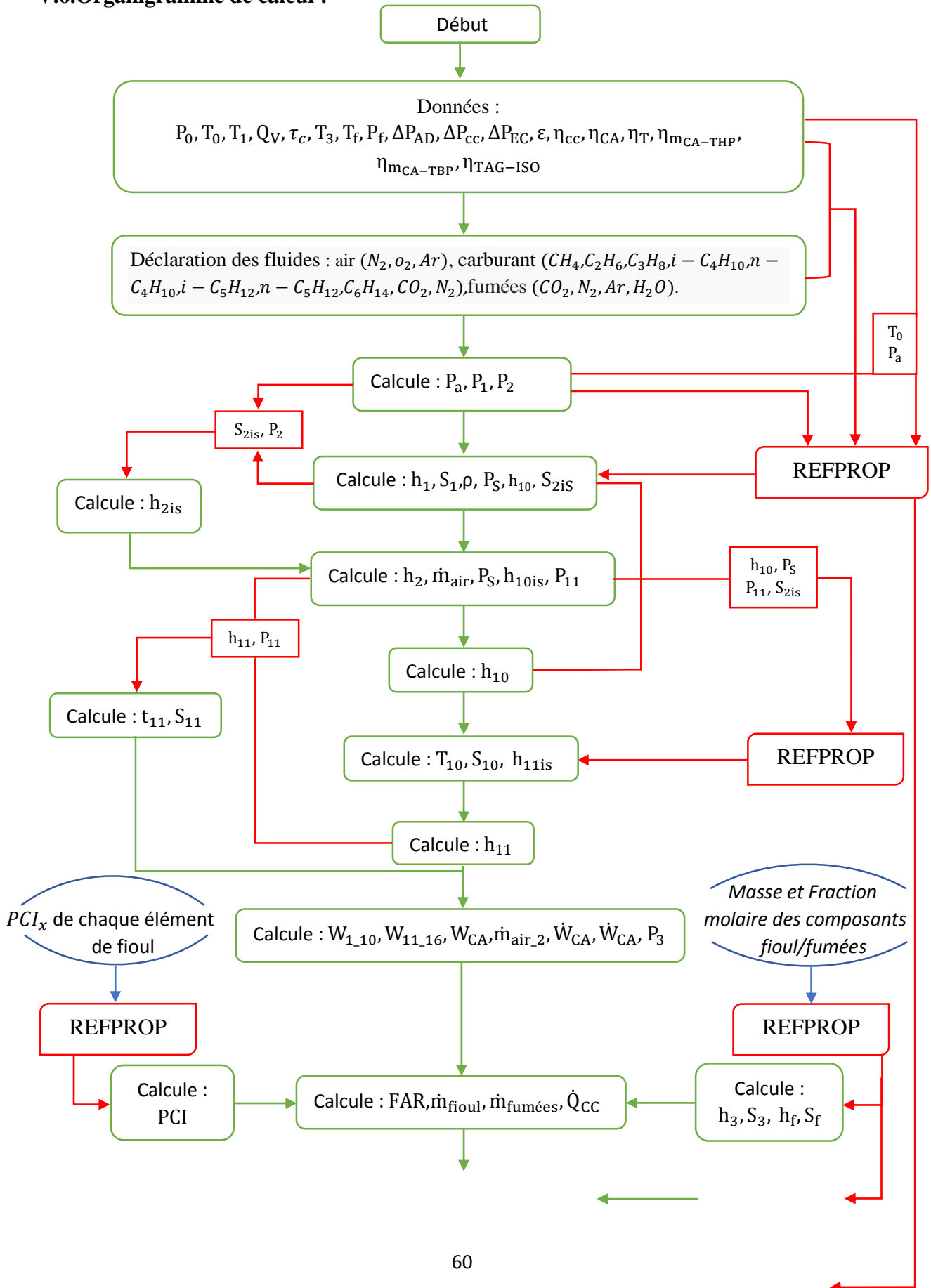
Les résultats de l'Etude exergoéconomique des différentes séquences de la TAG sont donnés par le tableau suivant :

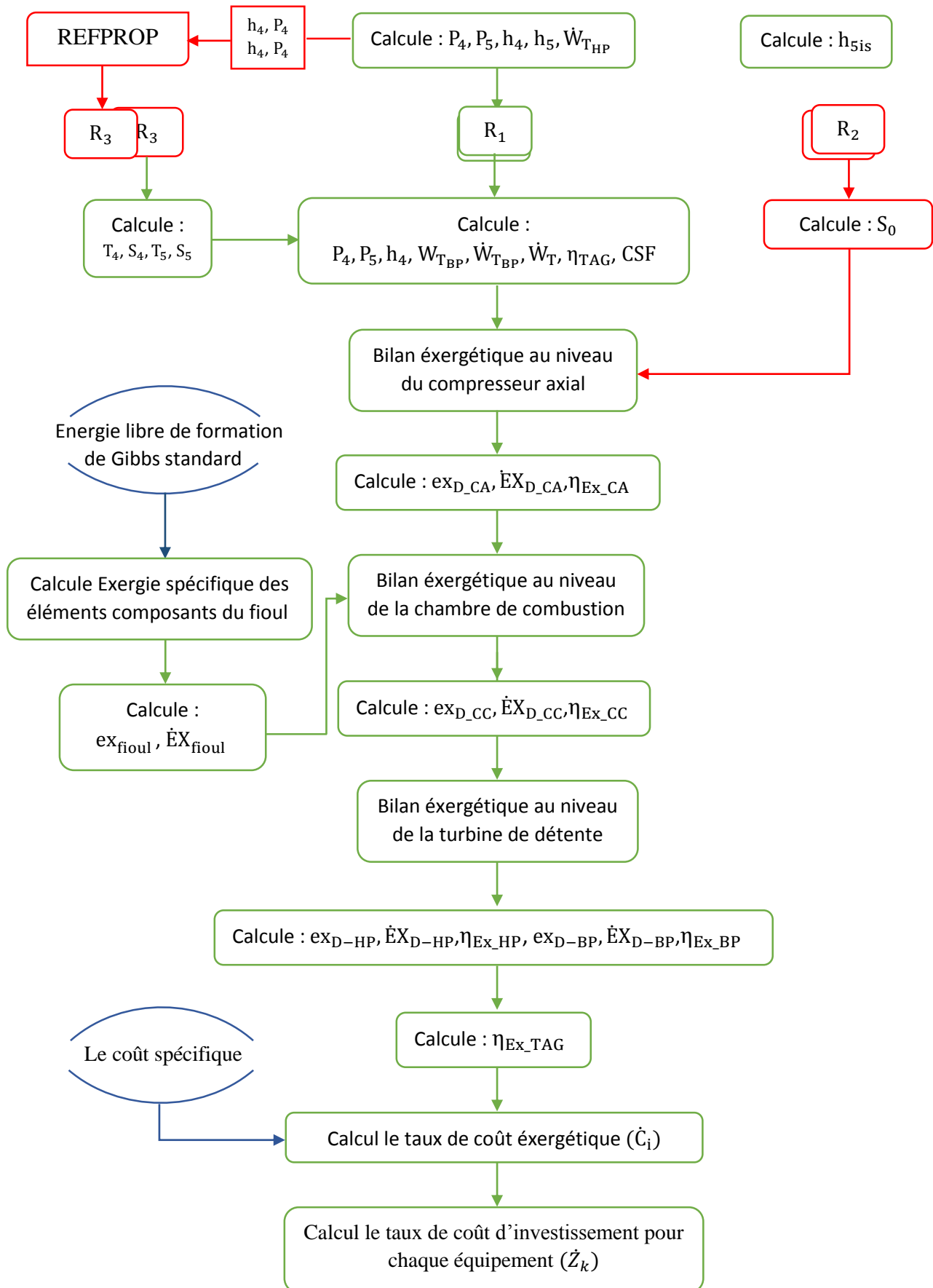
	CA	CC	GT
Taux de coût d'investissement [\$/h]	4569.5	2406.6	170.20
Taux de coût de destruction exergetique [\$/h]	382.942	263.784	53.56
Facteur exergoéconomique [%]	92.27	90.12	76.06

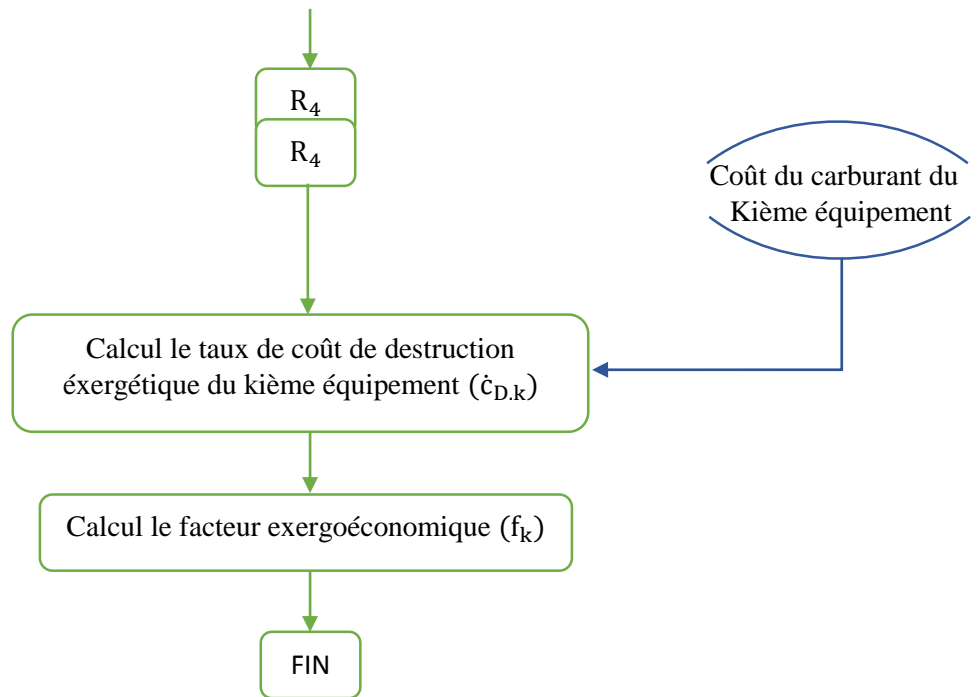
Tableau I.V-6 : résultats de l'Etude exergoéconomique.

Les résultats obtenus par cette étude exergoéconomique sont présentés dans le **tableau I.V-6**. Leur analyse permet d'affirmer que la zone avec le coût de destruction d'exergie le plus élevé est de compresseur axial. Cette zone se caractérise aussi par un facteur exergoéconomique extrêmement élevé, ce qui signifie que le coût d'investissement dans la chambre de combustion est très élevé par rapport au coût de la destruction d'exergie due aux irréversibilités,

V.6. Organigramme de calcul :







V.7.Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons fait voir la description de notre modélisation exergetique (la qualité d'énergie), économique de la turbine à gaz, à cet effet, l'analyse thermo-économique qui combine la thermodynamique et l'économie est utilisée dans L'évaluation de notre turbine à gaz. Le coût des parties de la destruction exergetique est appelé analyse exergoéconomique qui nous a permis d'obtenir les résultats élucidés dans le chapitre suivant.

CHAPITRE V

Interprétations des résultats

V.1. Introduction

Dans le cadre de notre objectif, cette partie est accordée à la présentation et à l'analyse de nos résultats, dont nous allons élucider quelques paramètres et leurs effets sur le comportement et les performances énergétique, exergetique, économique de la turbine à gaz. Cependant, les résultats obtenus dans ce qui suit, sont visualisés graphiquement sous forme des courbes pour présenter et analyser les effets des variations de la température ambiante, du taux de compression, et de la température de combustion sur les performances de notre turbine à gaz.

V.2. L'effet de la température ambiante à l'entrée de compresseur axial sur les performances de la turbine à gaz

Pour une pression atmosphérique fixe $P_1 = 0,9832$ bar, une humidité relative de $\phi = 60\%$ et un taux de compression de $\tau_c = 8,8$, l'étude de l'influence de la température ambiante à l'entrée de compresseur axial sur les performances de la turbine à gaz est représentée ci-dessous :

V.2.1. Masse volumique

La **figure V.1**, ci-dessous montre les profils de la masse volumique de l'air humide admis dans le compresseur axial en fonction de la température ambiante à l'entrée du compresseur axial.

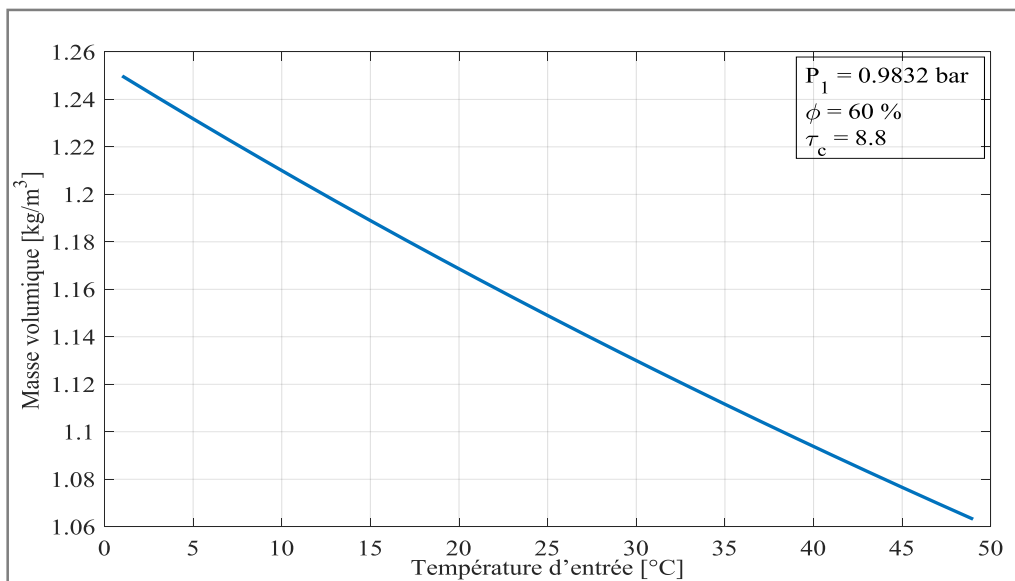


Figure.V.1 : Masse volumique de l'air en fonction de la température ambiante.

D'après la **figure V.1**, on remarque que la masse volumique (ρ) de l'air est inversement proportionnelle à la variation de la température ambiante car pour une augmentation de température ambiante de 1°C à 50°C , la diminution de la masse volumique est de $1,254 \text{ kg/m}^3$ à $1,059 \text{ kg/m}^3$, c'est-à-dire, qu'on perd environ $15,51\%$ de la masse volumique.

V.2.2. Débit massique

La **figure.V.2**, représente la variation du débit massique de l'air en fonction de la température ambiante à l'entrée du compresseur axial.

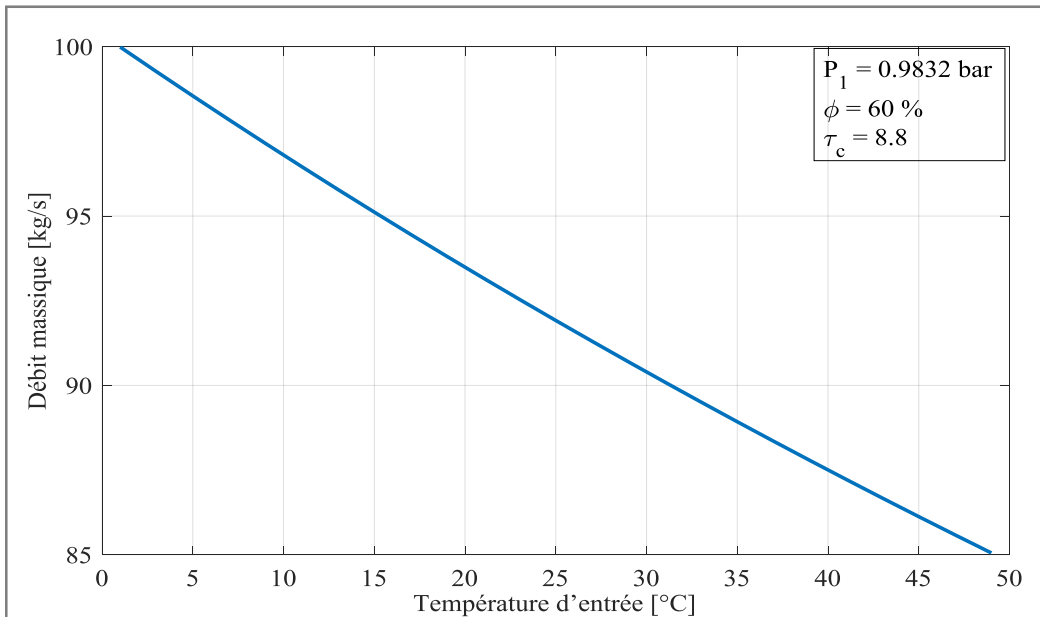


Figure.V.2 : Débit massique de l'air en fonction de la température ambiante.

On constate à travers cette figure que le débit massique aspiré traversant le circuit de la turbine à gaz est inversement proportionnel à la température ambiante car pour une augmentation de cette dernière de 1 °C à 50 °C, le débit massique diminue de 15,51 %, et cela est dû à la relation proportionnelle avec la masse volumique, puisque l'augmentation de la température de l'air ambiant conduit à la diminution de sa masse volumique et par conséquent à la diminution du débit massique pour un débit volumique fixe, comme le montre la figure ci-dessous (**figure.V.3**)

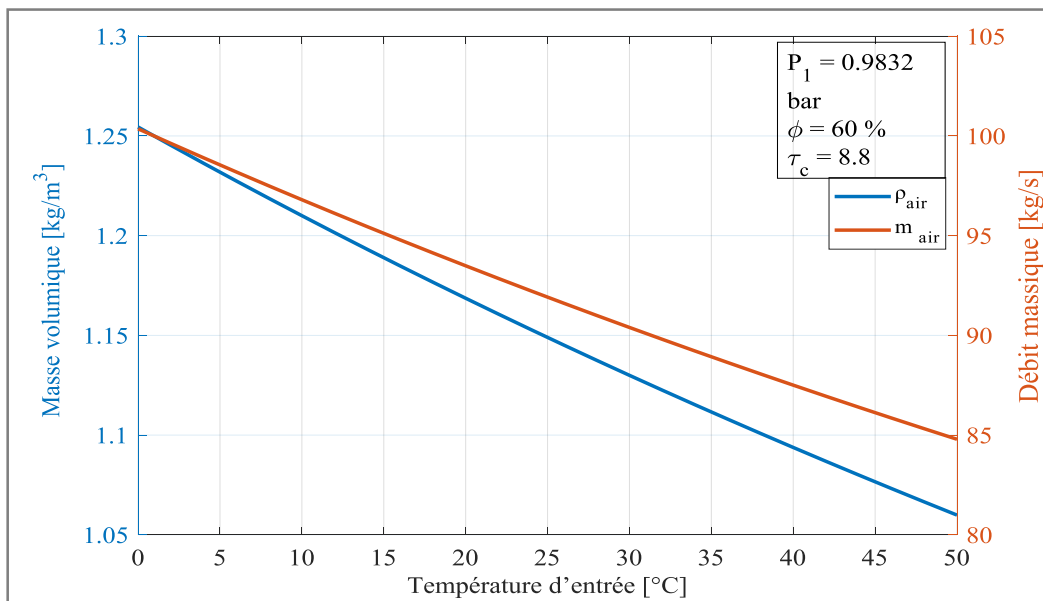


Figure.V.3 : masse volumique et le débit massique en fonction température ambiante.

V.2.3. Travail (W_{CA} ; $W_{T_{HP}}$; $W_{T_{BP}}$; W_T) :

La **figure V.4**, illustre la variation de travail consommée par le compresseur (W_{CA}) fourni par la turbine HP ($W_{T_{HP}}$), le travail utile délivré par la turbine BP ($W_{T_{BP}}$) et le travail de la turbine de détente (W_T) en fonction de la température ambiante.

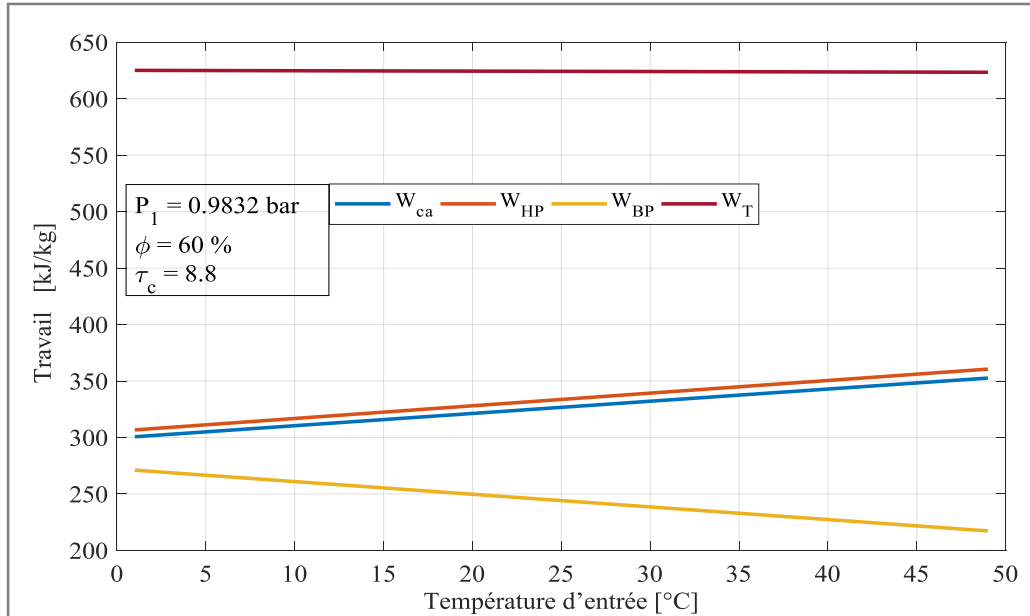


Figure.V.4 : Travail (W_{CA} ; $W_{T_{HP}}$; $W_{T_{BP}}$; W_T) en fonction température ambiante.

On constate à travers cette figure que l'augmentation de la température ambiante de 01 °C à 50°C, conduit à l'augmentation parallèle de travail consommée par le compresseur de 18,07 %, et de travail délivré par la turbine haute pression (HP) de 18,34 %, puisque l'augmentation de température ambiante entraîne une diminution de la masse volumique, cela s'explique du fait que plus l'air à compresser est plus chaud, plus il faut de travail pour le compresser, car la température joue un rôle majeur sur la densité de l'air ambiant. et que le travail utile diminue de 17,04 %.

On peut constater aussi que la température ambiante a une influence négligeable sur le travail de la turbine de détente.

V.2.4. Puissances de compresseur axial, chambre de combustion et la puissance de la turbine de détente (HP-BP) :

La **figure V.5**, montre l'évolution de la puissance absorbée par le compresseur axial, fournie par la chambre de combustion et la puissance délivrée par la turbine de détente (HP-BP) en fonction de la température ambiante.

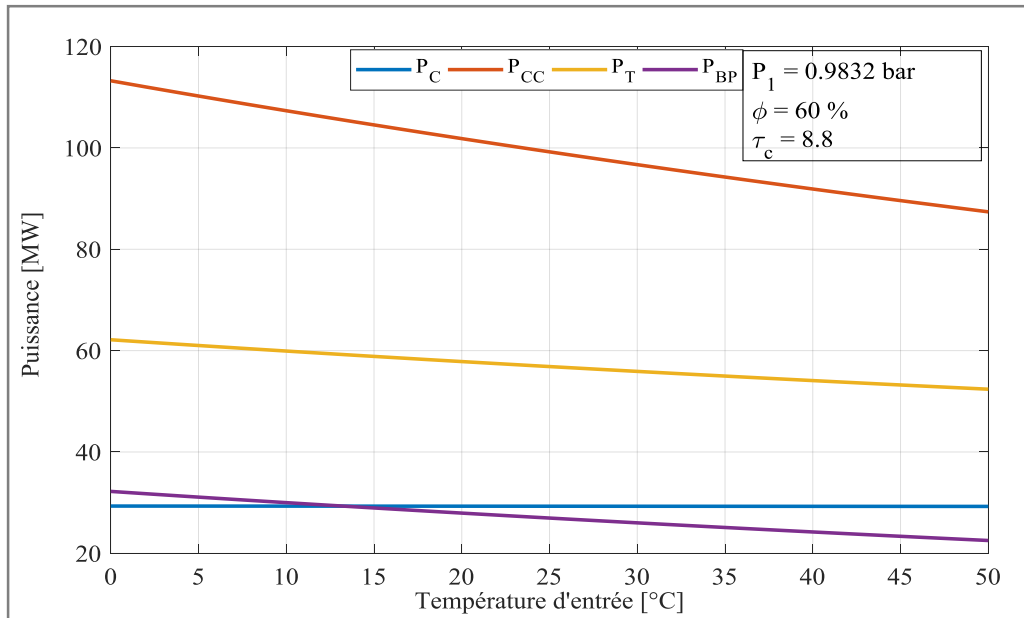


Figure V.5 : puissance en fonction de la température ambiante.

On constate sur la **figure V.5** que la puissance absorbée par le compresseur axiale est approximativement constante ou l'augmentation de la température ambiante de 1 °C à 50°C, entraîne une diminution de la puissance absorbée par le compresseur axiale de 0,23% [29,328MW ($T_{amb} = 1^{\circ}\text{C}$) à 29,258MW ($T_{amb} = 50^{\circ}\text{C}$)], et que pour la même variation de température, la puissance de la chambre de combustion diminue de 22,837 % ainsi que la puissance de la turbine de détente et la puissance utile diminue respectivement de 30,07 % et 15,70 %.

V.2.5. Rapport Fioul-air (FAR)

La **figure V.6**, représente le rapport carburant/air (Fuel-Air ration) en fonction de la température ambiante à l'entrée du compresseur axial.

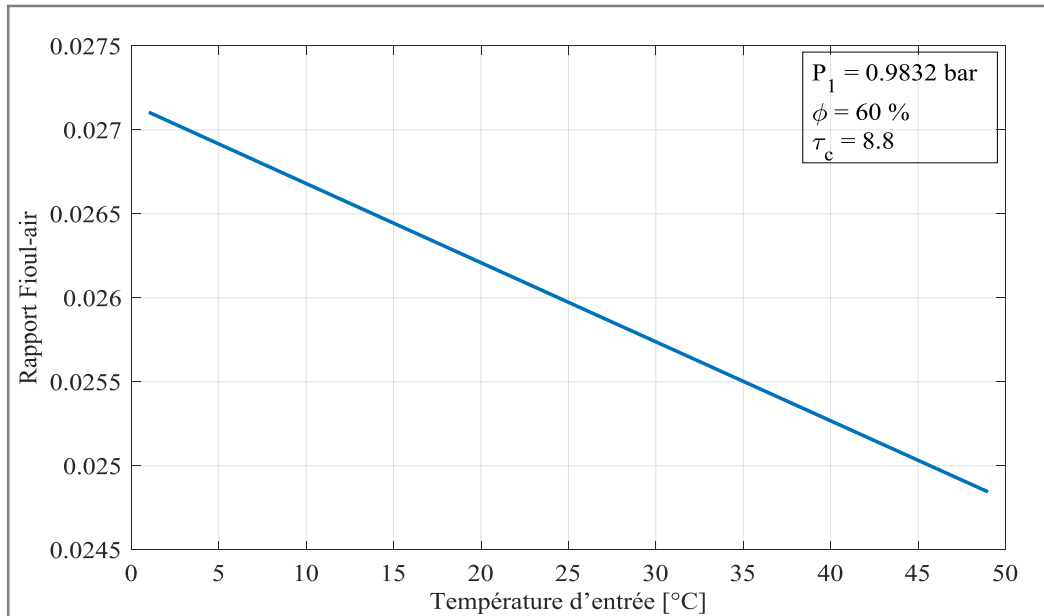


Figure.V.6 : Rapport fioul-air en fonction de la température ambiante.

La **figure.V.6**, montre que le rapport fioul-air est inversement proportionnel à la température ambiante, le FAR diminue de 8,67 % pour une augmentation de température ambiante de 1 °C à 50 °C, ceci s'explique par le fait que plus la température ambiante est élevée plus le débit de fioul est moins important pour maintenir la température à la sortie de la chambre de combustion.

V.2.6. Consommation spécifique du fioul (CSF)

La **figure V.7**, représente la Consommation spécifique du fioul en fonction de la température ambiante à l'entrée du compresseur axial.

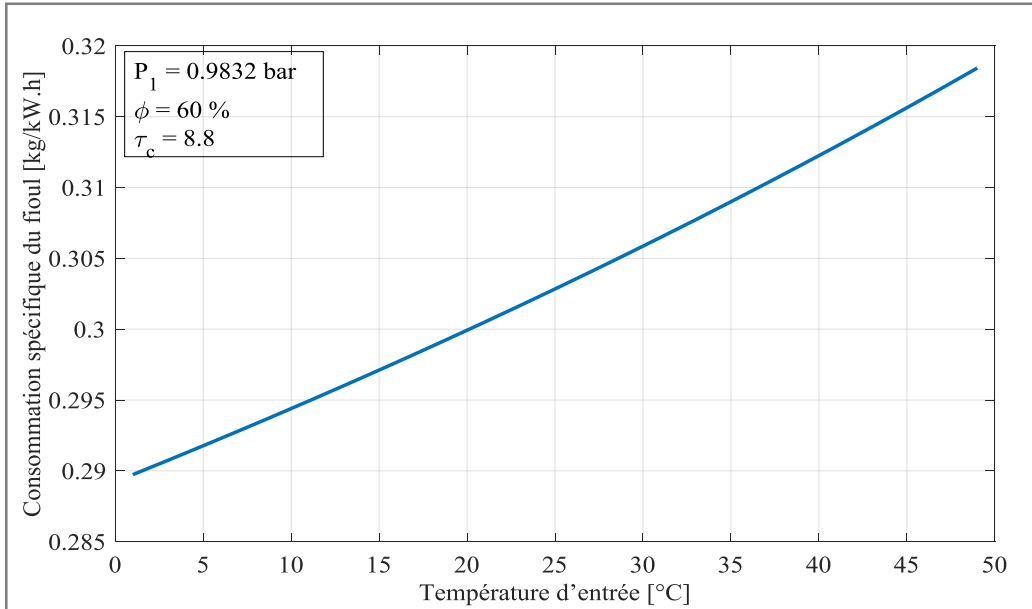


Figure.V.7 : Consommation spécifique du fioul en fonction de la température ambiante.

On constate dans la **figure V.7**, que la consommation spécifique du fioul est proportionnelle à la variation de la température ambiante de fait que pour une augmentation de la température de 1 °C à 50 °C, la consommation spécifique du fioul augmente de 10,34%, car le débit massique de fioul lié au FAR (**figure.V.6**), diminuent lorsque la température ambiante augmente, étant donné que le débit massique de fioul à une relation directe avec la consommation spécifique du fioul, toute diminution de débit massique du fioul entraîne une augmentation de la consommation spécifique du fioul, afin d'obtenir la température de combustion requise.

V.2.7. Rendement thermique global de turbine à gaz (η_{TAG})

La courbe illustrée ci-dessus dans la **Figure V.8**, représentent l'évolution du rendement thermique globale de la TAG en fonction du changement de la température de l'air à l'entrée du compresseur axial.

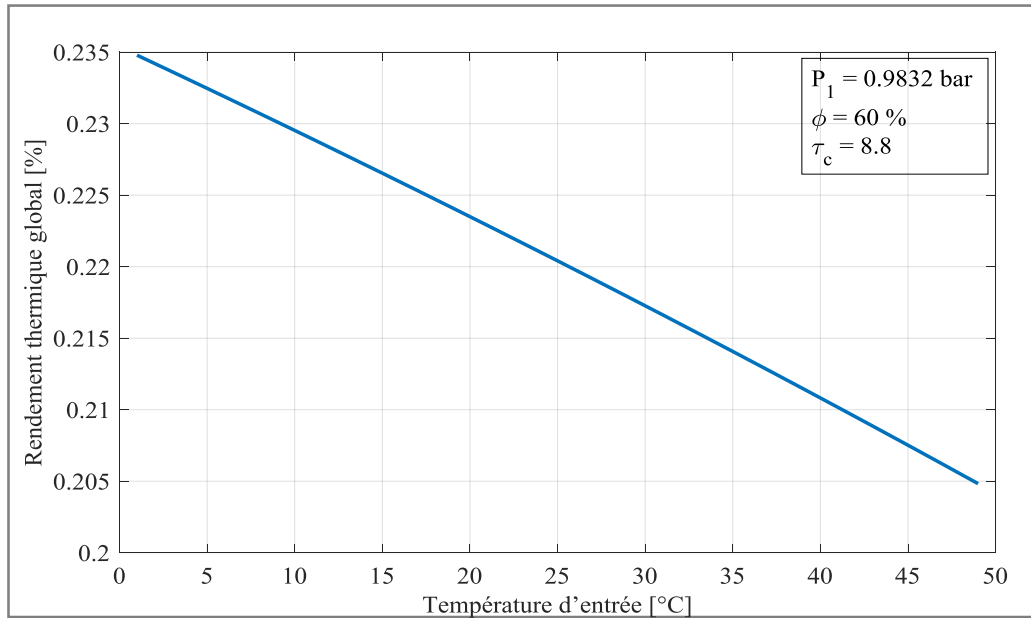


Figure.V.8 : Rendement thermique global en fonction de la température ambiante.

De la **Figure V.8**, où on aperçoit une allure inversement proportionnelle à la variation de la température ambiante, et que pour une augmentation de température de l'air ambiant de 1°C à 50°C le rendement déminue de 0,284 % pour $T_{\text{amb}} = 1^\circ\text{C}$ à 0,258 % pour $T_{\text{amb}} = 50^\circ\text{C}$, c'est-à-dire le cycle perd relativement 9,37 % de rendement thermique globale.

V.2.8. Rendement exergetique global de la turbine à gaz (η_{Ex_TAG})

La courbe illustrée ci-dessous dans la **Figure V.9** représente l'évolution du Rendement exergetique global de la turbine à gaz en fonction de la température de l'air à l'entrée du compresseur.

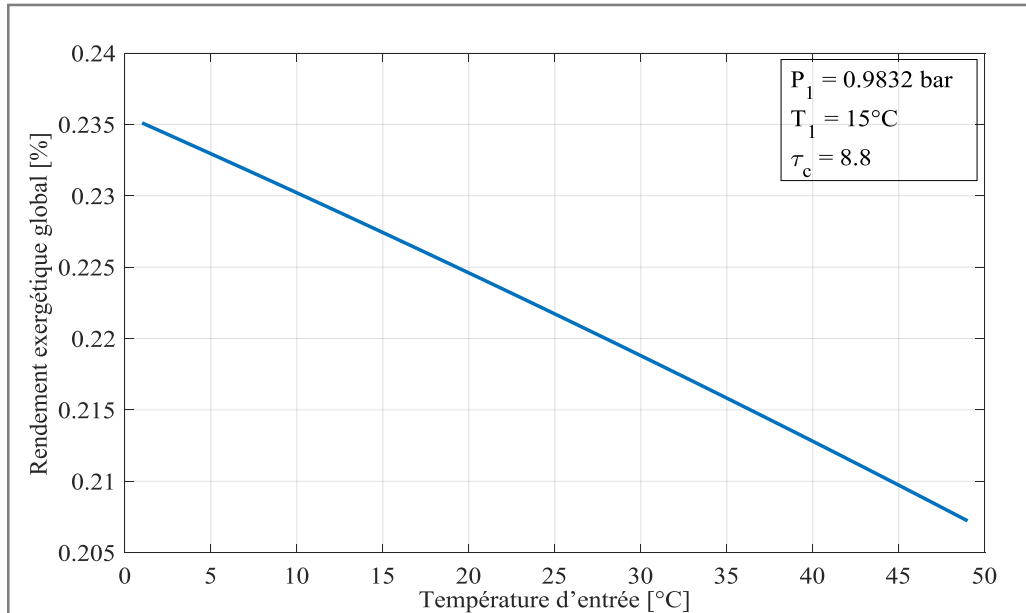


Figure V.9 : Rendement exergetique global en fonction de la température ambiante.

D'après la **figure V.9**, le rendement exergetique de la TAG varie d'une allure inversement proportionnelle à la variation de la température ambiante, On constate ainsi que en augmentant cette dernière *de* 1 °C à 50 °C, le rendement exergetique global diminue de 8,66 %.

V.3. L'effet de la température à l'entrée de la turbine de détente sur les performances de la turbine à gaz

Pour une pression atmosphérique fixe de 0,9832 bar, une température ambiante de 15°C, une humidité relative de 60% et un taux de compression de 8,8, l'étude de l'effet de la température à l'entrée de la turbine de détente sur les performances de la turbine à gaz est représentée ci-dessous:

V.3.1. Températures d'échappement

La **figure V.10**, montre l'évolution de la Températures d'échappement de la turbine (BP), en fonction de la température ambiante.

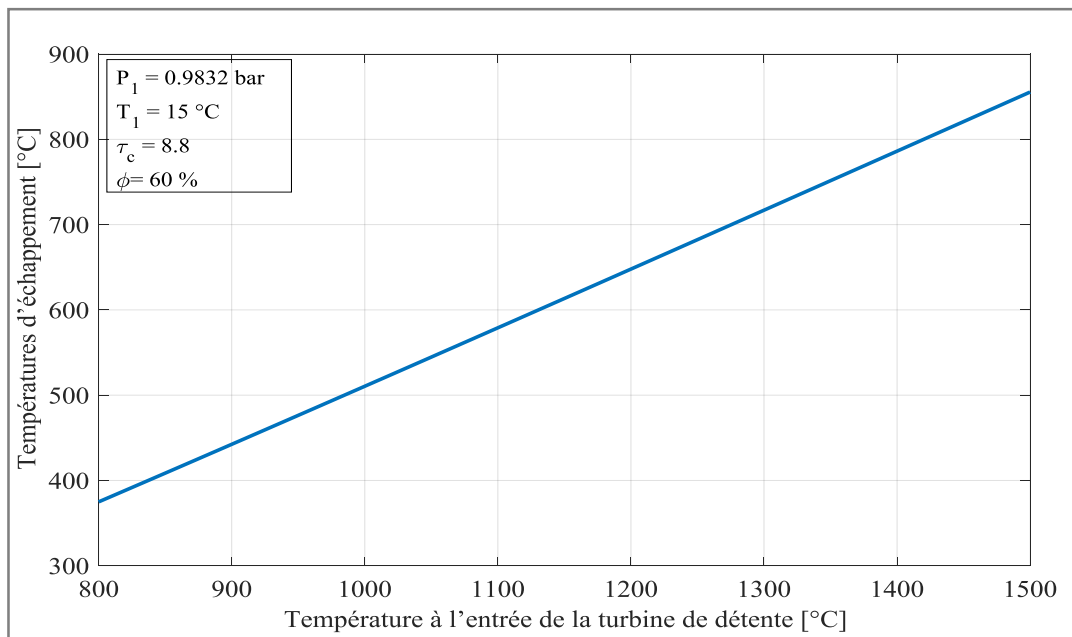


Figure V.10: température d'échappement en fonction de la température T_3 .

On constate, d'après la **figure V.10**, que température d'échappement est proportionnel à la température à l'entrée de la turbine de détente, du fait que lorsque la température à l'entrée de la turbine de détente augmente de 800°C à 1500°C, la température d'échappement augmente de 74,16 %.

V.3.2. Puissances calorifique et mécaniques (\dot{W}_{cc} , \dot{W}_{TBP} , \dot{W}_T)

La **figure V.11**, montre l'évolution de la puissance fournie par la chambre de combustion et la puissance délivrée par la turbine de détente (BP) en fonction de la température à l'entrée de la turbine de détente.

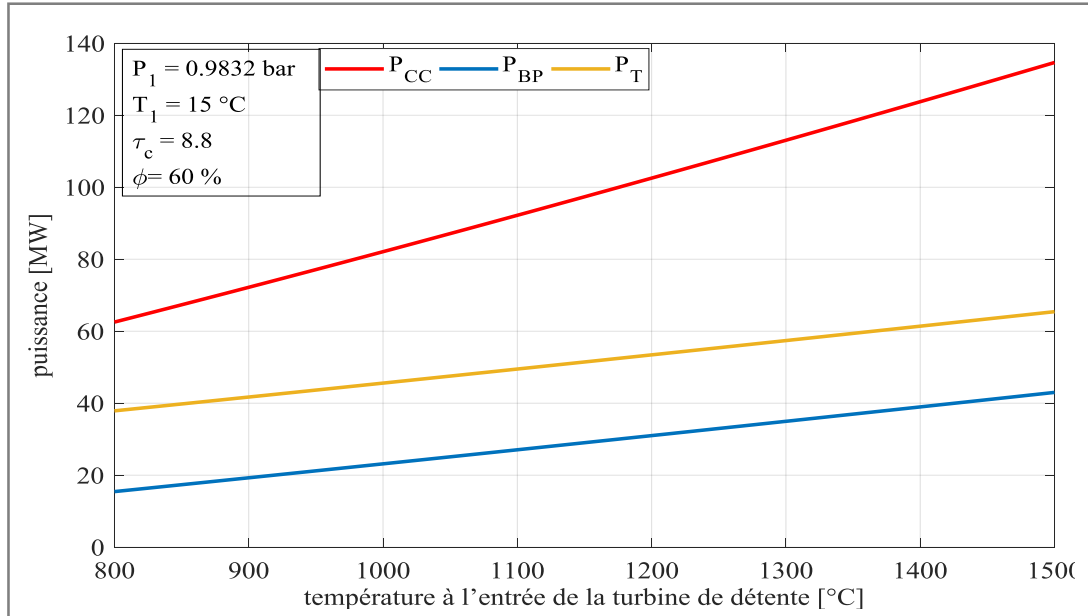


Figure V.11: Puissances calorifique et mécaniques (\dot{W}_{cc} , \dot{W}_{TBP} , \dot{W}_T) en fonction de la température à l'entrée de la turbine de détente.

D'après la **figure V.11**, qui représente la variation des puissances calorifique et mécaniques avec la température à l'entrée de la turbine de détente, on constate que les puissances (\dot{W}_{cc} , \dot{W}_{TBP} , \dot{W}_T) sont proportionnelles à la température à l'entrée de la turbine, du fait que lorsque la température à l'entrée de la turbine augmente de 800 °C à 1500 °C, la puissance utile (\dot{W}_{TBP}) augmente de 178,42 %, la puissance de la chambre de combustion (\dot{W}_{cc}) augmente de 115,3 % et la puissance de la turbine de détente (\dot{W}_T) augmente de 72,75 %.

V.3.3. Rapport Fioul-air (FAR)

La **figure V.12**, représente le rapport carburant/air (Fuel-Air ration) en fonction de la température ambiante à l'entrée de la turbine de détente.

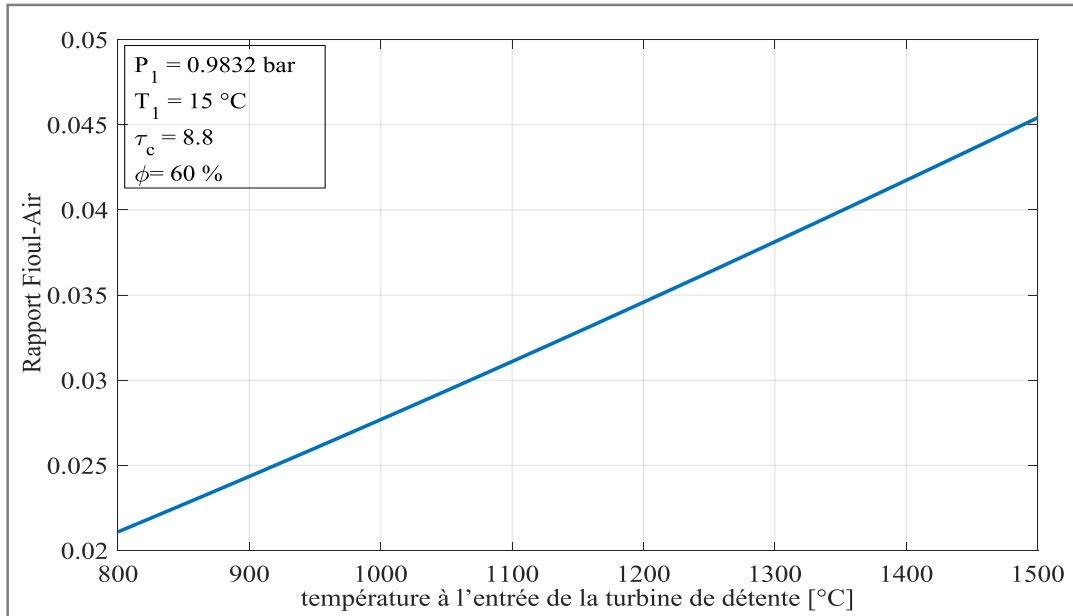


Figure V.12: Rapport Fioul-air en fonction de la température à l'entrée de la turbine de détente.

La **figure V.12** illustre que pour l'augmentation de la température à l'entrée de la turbine de détente de 800°C à 1500°C, le Rapport Fioul-air (FAR) augmente de 115,30%, ceci est dû au débit massique du fioul qu'il se doit de rajouter à un certain débit massique d'air.

V.3.4. Consommation spécifique du fioul (CSF)

La **figure V.13**, représente la Consommation spécifique du fioul en fonction de la température ambiante à l'entrée de la turbine de détente.

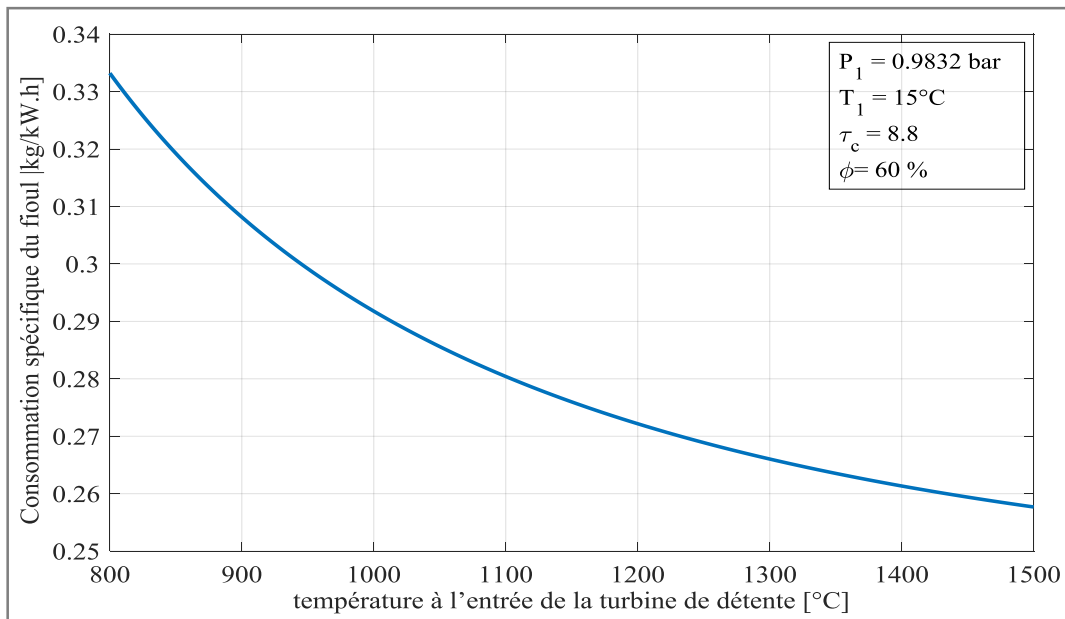


Figure V.13: Consommation spécifique du fioul en fonction de la température T_3 .

La **figure V.13**, montre que la variation de la température à l'entrée de la turbine de détente de 800°C jusqu' à 1500°C entraîne une diminution de CSF de 22,64 %.

V.3.5. Rendement thermique global de turbine à gaz (η_{TAG})

La courbe illustrée ci-dessus dans la **Figure V14**, représente l'évolution du rendement thermique globale de la TAG en fonction du changement de la température à l'entrée de la turbine de détente.

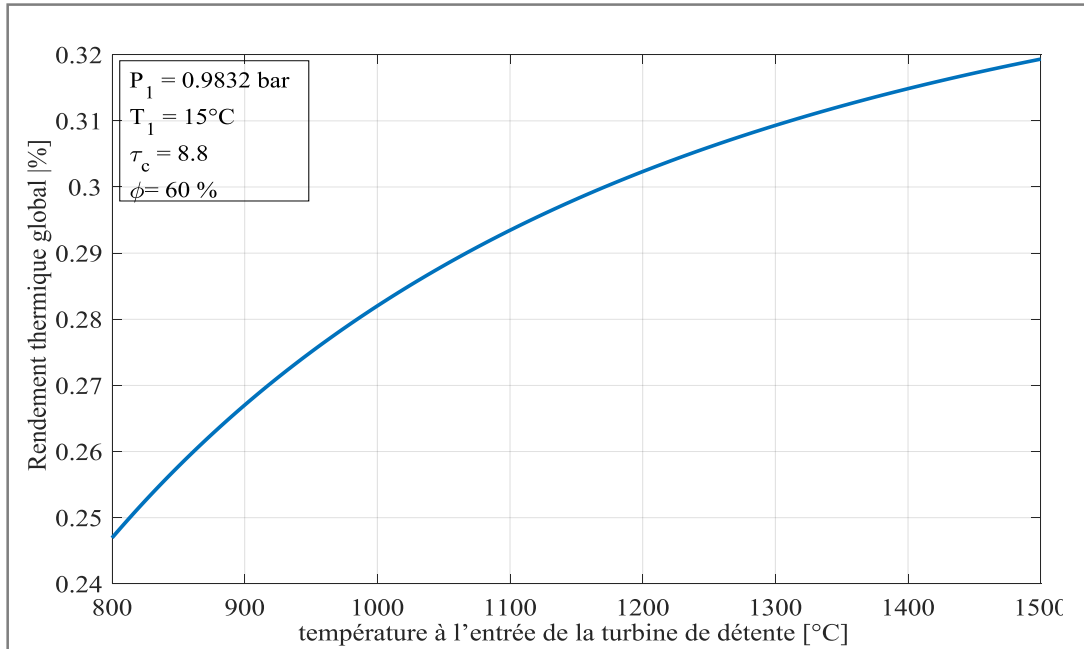


Figure V.14: Rendement thermique global fioul en fonction de T_3 .

De la **figure V.14**, on constate que le rendement thermique global s'accroît de 29.31% avec l'augmentation de la température à l'entrée de la turbine de détente de 800°C à 1500°C. ($\eta_{TAG} = 0,246\%$ pour $T_3 = 800^\circ\text{C}$ à $\eta_{TAG} = 0,3193\%$ pour $T_3 = 1500^\circ\text{C}$).

V.3.6. Rendement éxergétique global de turbine à gaz

La **Figure V15**, illustrée ci-dessus représentent l'évolution du rendement éxergétique globale de la TAG en fonction du changement de la température à l'entrée du la turbine de détente.

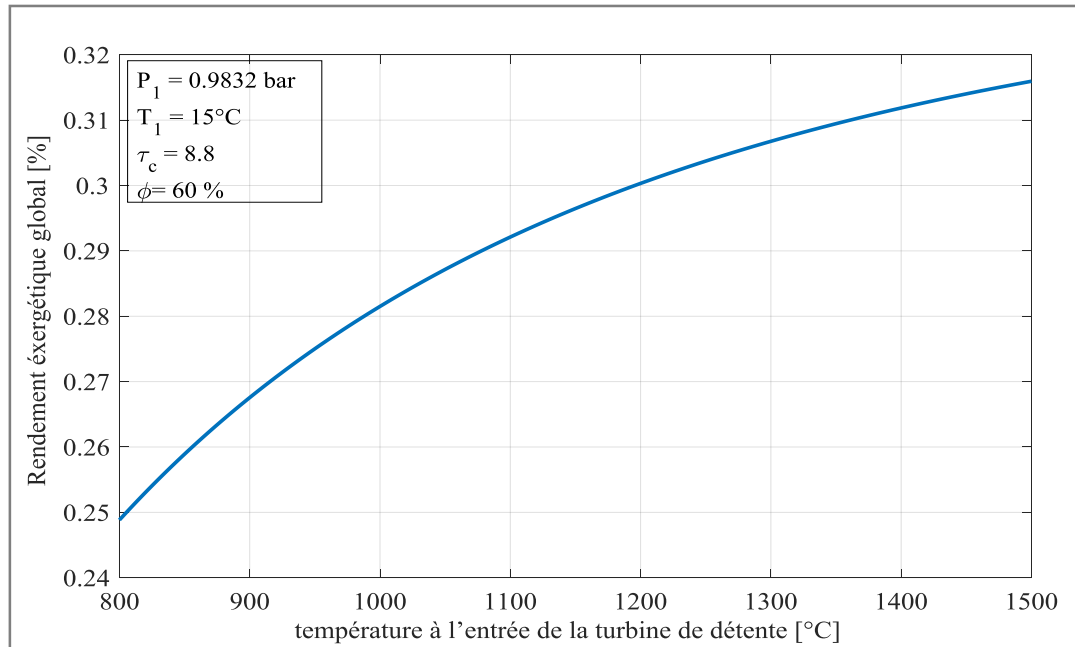


Figure V.15: Rendement éxergétique global en fonction de T_3 .

D'après la **figure V.15**, le rendement éxergétique globale augmente de 26,97% pour une augmentation de la température la température à l'entrée de la turbine de détente de 800°C à 1500°C.

V.3.7. Taux d'exergie détruite dans chacun des organes de la turbine à gaz

La **figure V.16**, ci-dessous montre le taux d'exergie détruite dans chacun des organes de la TAG, en augmentant la température à l'entrée de la turbine de six valeurs de 800°C jusqu'à 1500°C.

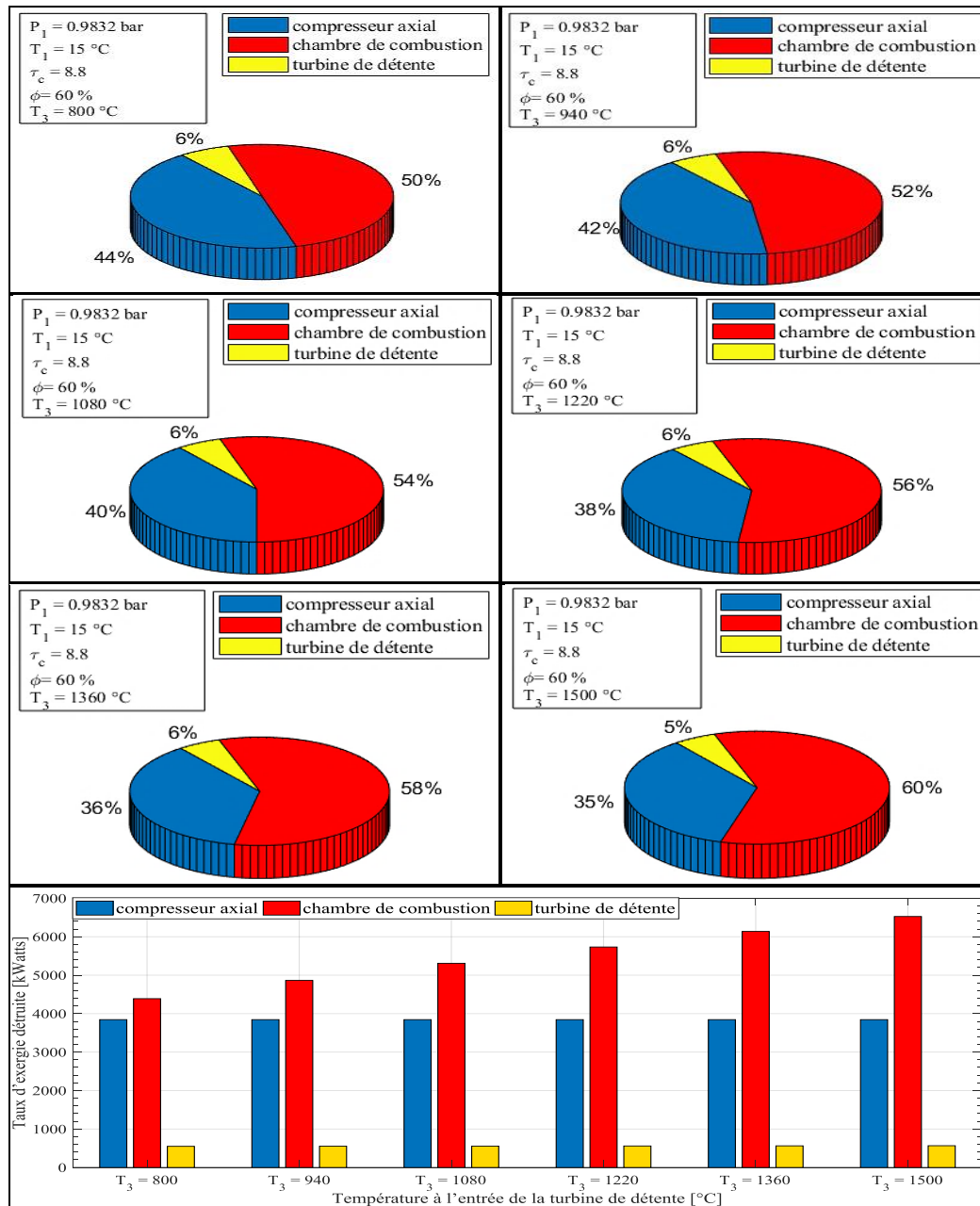


Figure.V.16 : Taux d'exergie détruite dans chacun des organes de la turbine à gaz

La **figure V.16**, illustre l'évolution de taux d'exergie détruite dans chacun des organes de la turbine à gaz en augmentant la température à l'entrée de la turbine de 800°C à 1500°C, en constate pour les six valeurs que la plus grande partie d'exergie est détruite au niveau de la chambre de combustion avec une augmentation de 4389,1 kW à 6525,2 kW d'un pourcentage croissant de 50% à 60%, l'augmentation du taux de destruction exergetique dans la chambre de combustion est entraîné par le taux d'exergie du fioul rajouté afin de remonter la température à l'entrée de la turbine. Pour la même variation de la température à l'entrée de la turbine, le pourcentage de taux d'exergie détruite du compresseur axial diminuent de 44% à

35%, et une augmentation de taux d'exergie détruite dans la turbine de détente de 549.81 kW à 566.16 kW d'un pourcentage qui varie entre 6% à 5%.

On constate que l'exergie détruite au niveau du compresseur n'est pas influencée par l'augmentation de la température à l'entrée de la turbine.

V.3.8. Taux des coûts d'investissement pour chaque équipement composant la TAG

La figure V.17, ci-dessous représente le taux des coûts d'investissement pour chaque composant de la TAG, en augmentant la température l'entrée de la turbine de six valeurs de 800°C jusqu'à 1500°C.

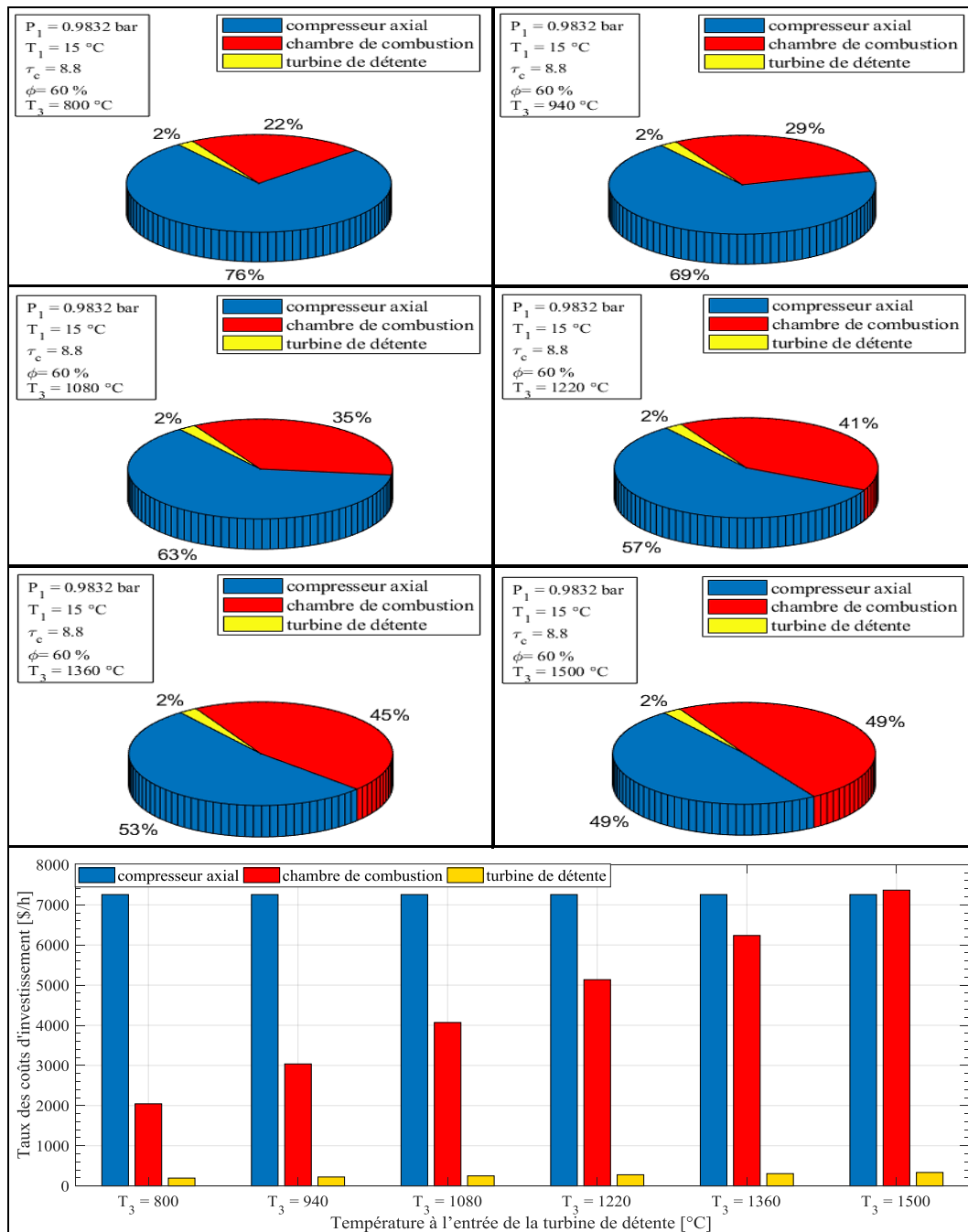


Figure V.17 : Taux des coûts d'investissement pour chaque équipement composant la turbine à gaz.

La **figure V.17**, montre l'influence d'augmentant de la température à l'entrée de la turbine sur le coût d'investissement pour chaque équipement composant la turbine à gaz, on s'aperçoit que pour les six valeurs de T_3 , le coût d'investissement de la chambre de combustion augmente de 2044,5 \$/h à 7365,3 \$/h , avec un pourcentage qui va de 22% à 44%. L'augmentation de température à l'entrée de la turbine engendre une élévation de coûts d'investissement de la turbine de détente de 549,81\$/h à 566,16 \$/h, on note aussi que le coût d'investissement de compresseur qui est égal à 7255,1 \$/h , reste stable avec l'augmentation de T_3 .

L'élévation de la température T_3 , n'a que des conséquences sur le système. Dans le cas de la turbine, jusqu'à une certaine valeur de cette température, elle entraîne l'augmentation du coût d'investissement, due à l'augmentation du la puissance de la turbine (**Figure V.11**).et implicitement à la diminution du la consommation spécifique de fioul (**Figure V.13**).

V.3.9. Taux de coût de destruction exergetique dans chacun des organes de la TAG

Les figures ci-dessous **Figure V.18**, représente le taux de coût de destruction exergetique dans chacun des organes de la TAG, en augmentant la température à l'entrée de la turbine de six valeurs de 800°C jusqu'à 1500°C

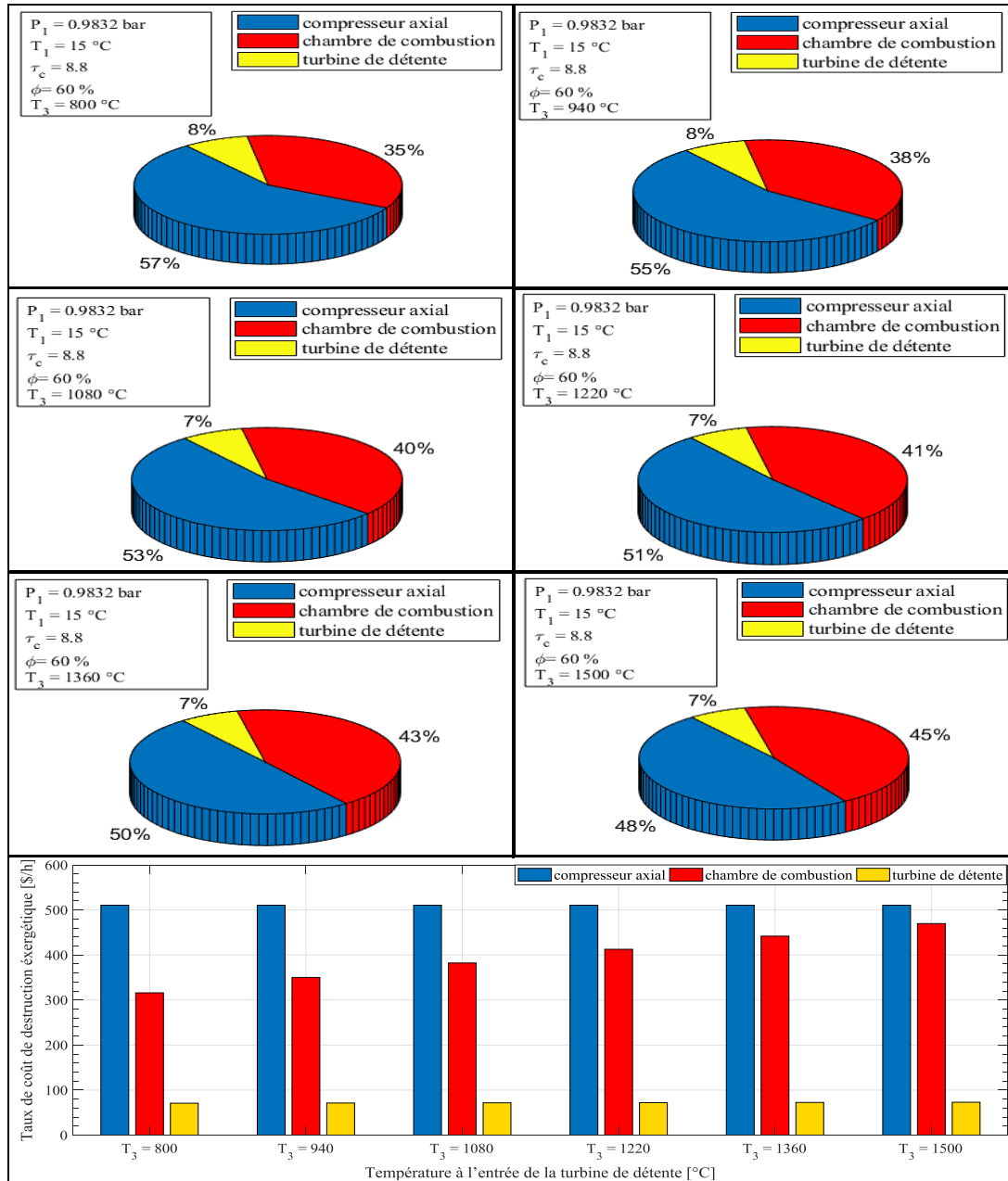
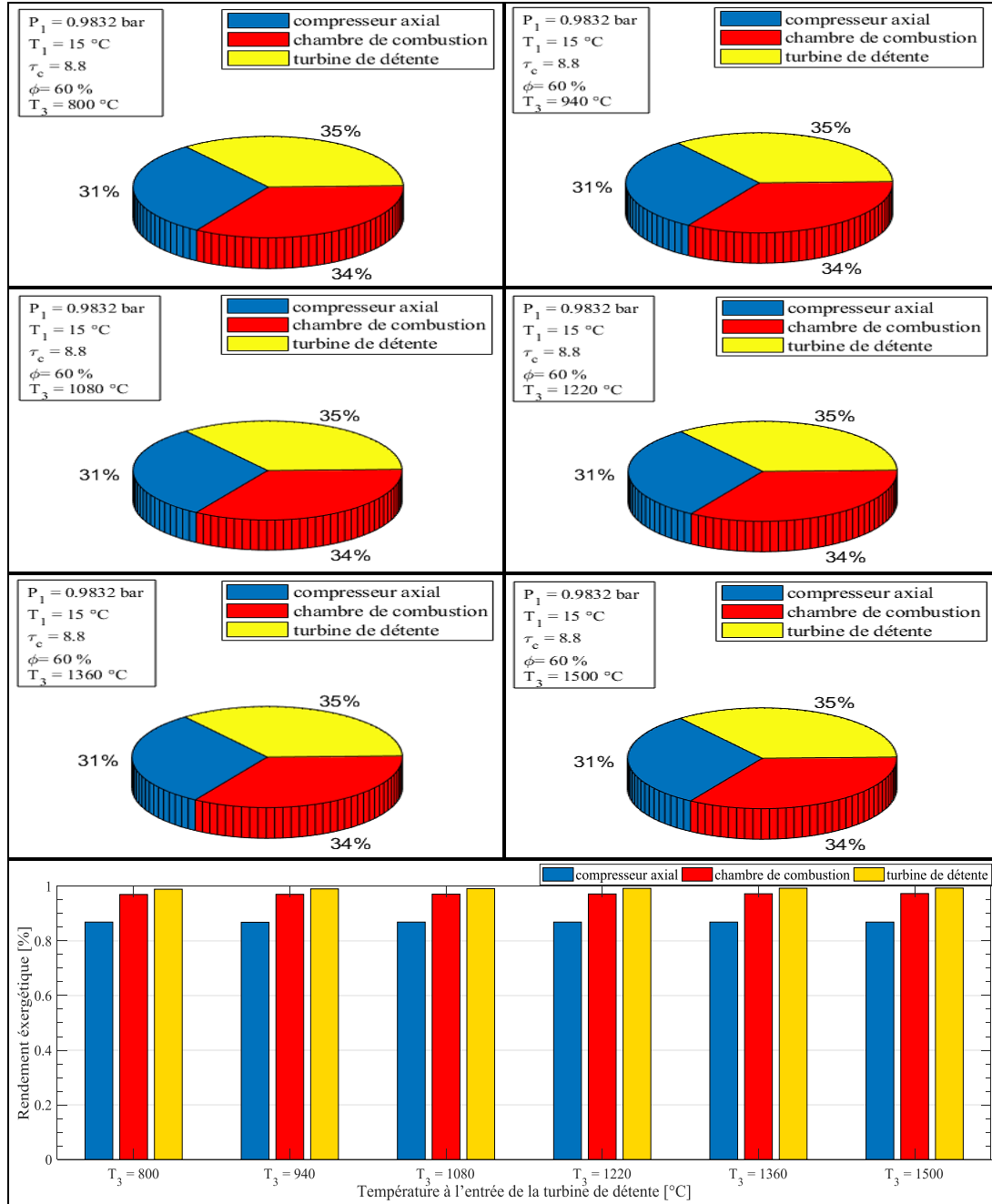


Figure V.18 : Taux de coût de destruction exergetique dans chacun des organes de la turbine à gaz.

D'après la **Figure V.18**, On constate que le taux de coût de destruction exergetique de la chambre de combustion augmente avec une valeur qui va de 316,01 \$/h pour un pourcentage de 57% à 469.8 \$/h pour un pourcentage de 48%, en augmentant la température à l'entrée de la turbine de 800°C jusqu' à 1500° C, pour la même variation de la température, le taux de coût de destruction exergetique de compresseur axial reste fixe de 510.58 % pour un pourcentage qui chute de 57% à 48%, et que le pourcentage de coût de destruction exergetique dans la turbine de détente augmente légèrement de 70.92 \$/h à 73.02 \$/h .Ceci est dû à la relation direct avec le taux d'exergie détruite dans chacun des organes de la TAG.

V.3.10. Rendement exergetique dans chacun des organes de la turbine à gaz

Les figures ci-dessous **Figure V.19**, montre le rendement exergetique des composant de la TAG, en augmentant la température l'entrée de la turbine de six valeurs de 800°C jusqu'à 1500°C.



FigureV.19 : Rendement exergetique dans chacun des organes de la turbine à gaz.

D'après la **FigureV.19**, on constate que pour les six valeurs de la température l'entrée de la turbine, le rendement exergetique du compresseur, de la chambre de combustion et de la turbine de détente de maintien à des pourcentages de 31%, 34% et 35%.

V.3.11. Facteur exergoéconomique dans chacun des organes de la turbine à gaz

La **figure V.20**, montre l'évolution de facteur exergoéconomique dans chacun des organes de la turbine à gaz, en augmentant la température l'entrée de la turbine de six valeurs de 800°C jusqu'à 1500°C.

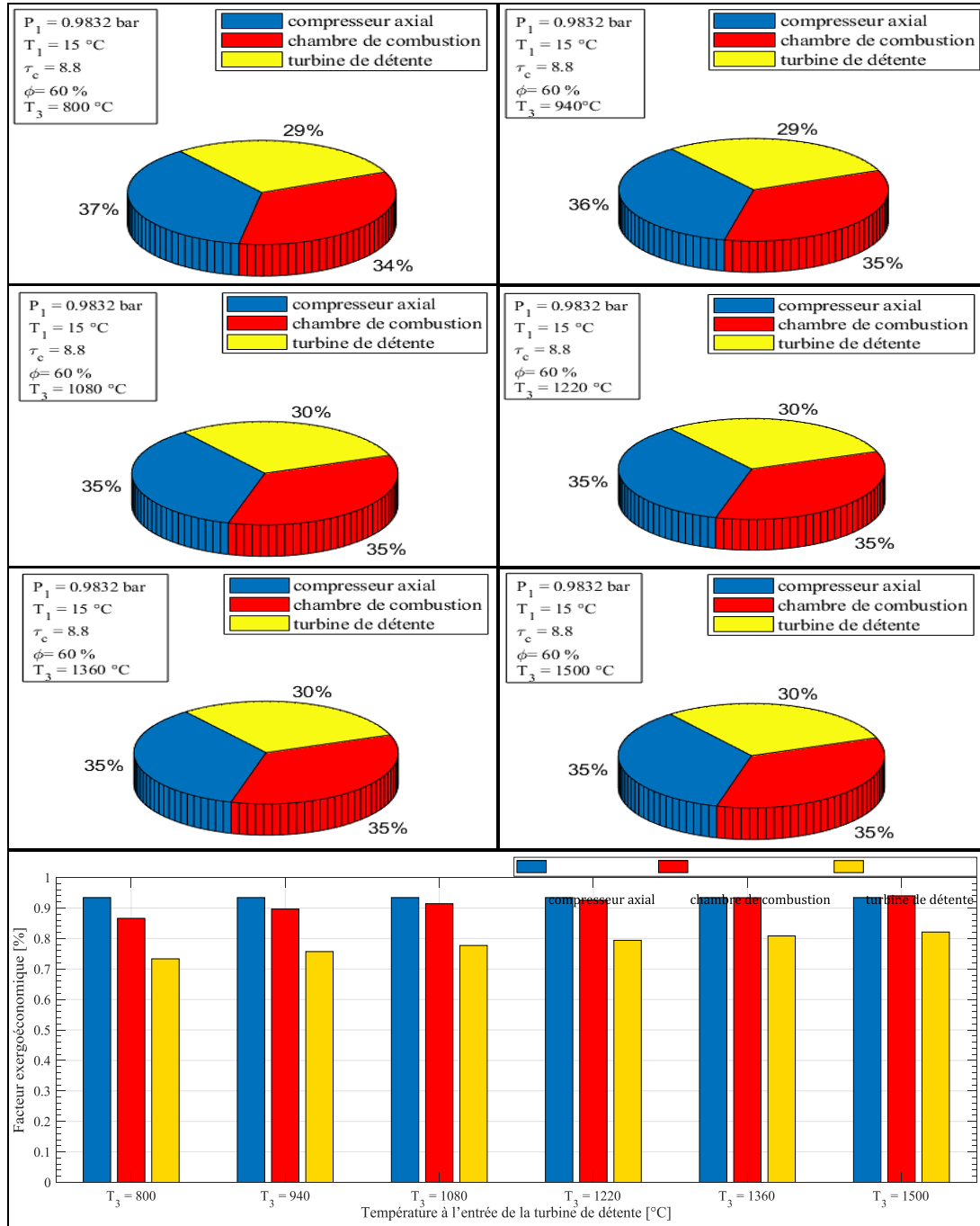


Figure V.20 : Facteur exergoéconomique dans chacun des organes de la turbine à gaz.

On constate de la **figure V.20**, que pour les six températures, le pourcentage de facteur exergoéconomique de compresseur diminue de 37% à 35 %, tandis que pour la chambre de combustion et la turbine de détente, le pourcentage de facteur exergoéconomique augmente légèrement de 1 %, de 29 % à 30 % pour la turbine de détente et de 34 % à 35 % pour la chambre de combustion.

V.4. L'effet de la température ambiante sur les performances de la turbine à gaz

Pour une pression atmosphérique fixe $P_1 = 0,9832$ bar, une humidité relative de $\phi = 60\%$ et une température $T_3 = 963$ °C, l'étude de l'influence de la température ambiante à l'entrée de compresseur axial sur les performances de la turbine à gaz est représentée ci-dessous :

V.4.1. Masse volumique

La **figure V.21**, ci-dessous montre les profils de la masse volumique de l'air humide admit dans le compresseur axial en fonction de la température ambiante pour quatre valeurs du taux de compression ($\tau_c = 05$; $\tau_c = 10$; $\tau_c = 15$; $\tau_c = 20$).

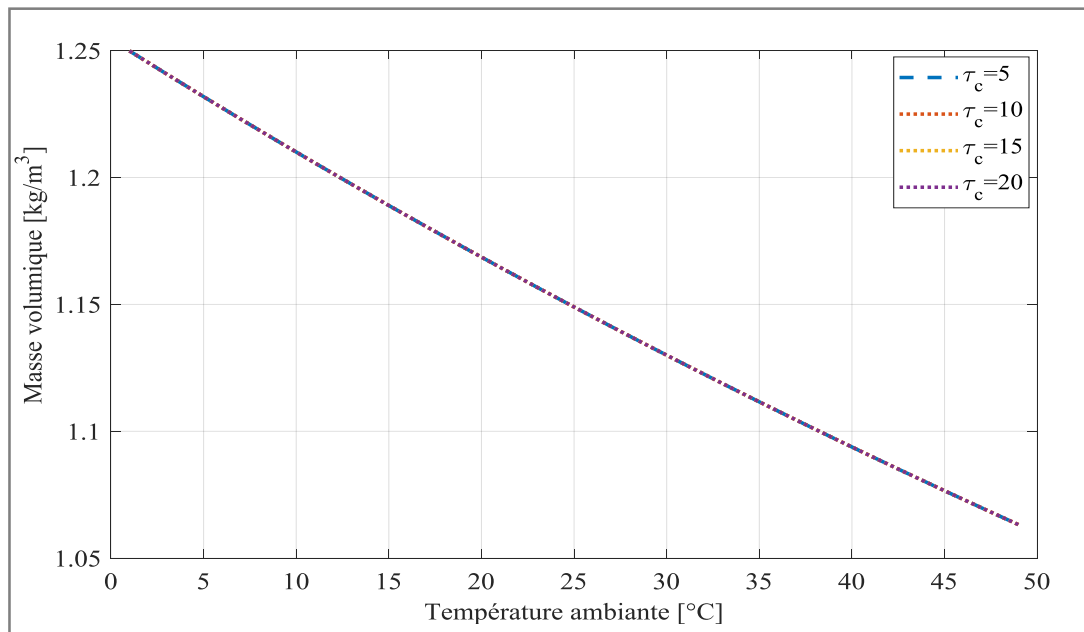


Figure V.21: Masse volumique de l'air en fonction de la température ambiante..

On s'aperçoit que la masse volumique de l'air est inversement proportionnelle à la température ambiante, et que pour les quatre valeurs du taux de compression et une augmentation de température ambiante de 01 °C à 50 °C, on perd 14.93 % de la masse volumique pour une diminution de 1.249 kg/m³ à 1.0632 kg/m³.

V.4.2. Débit massique

La **figure V.21**, ci-dessous montre les profils de Débit massique de l'air admis dans le compresseur axial en fonction de la température ambiante pour quatre valeurs du taux de compression ($\tau_c = 05$; $\tau_c = 10$; $\tau_c = 15$; $\tau_c = 20$).

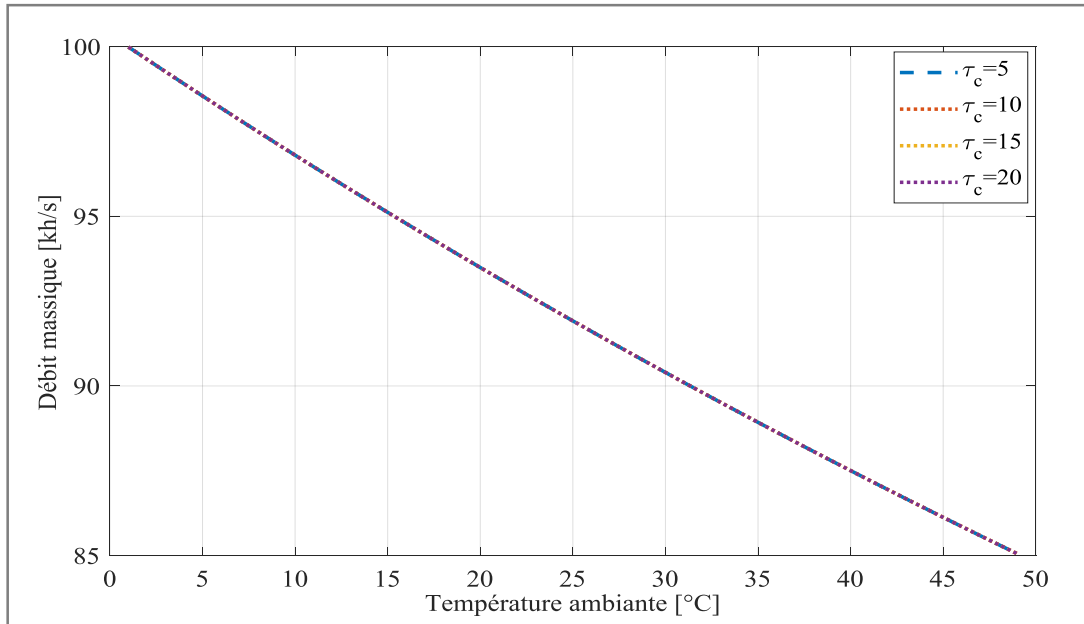


Figure V.21: Débit massique de l'air en fonction de la température ambiante..

D'après la **figure V.19** le débit massique de l'air ambiant est inversement proportionnel à la température ambiante car pour une augmentation de cette dernière de 01 °C à 50 °C, la masse volumique diminue de 14.93 % (de 74.992 kg/s à 63.790 kg/s), et cela du fait que le débit massique est en relation direct avec la masse volumique.

On s'aperçoit aussi des deux illustration (**figure V.18**, **figure V.19**) que le taux de compression n'influence pas la masse volumique et le débit massique à l'entrée du compresseur.

V.4.3. Températures à la sortie du compresseur axial

La **figure V.22**, ci-dessous montre les profils de la température à la sortie du compresseur axial (T_2) en fonction de la température ambiante pour quatre valeurs du taux de compression ($\tau_c=05$; $\tau_c=10$; $\tau_c=15$; $\tau_c=20$).

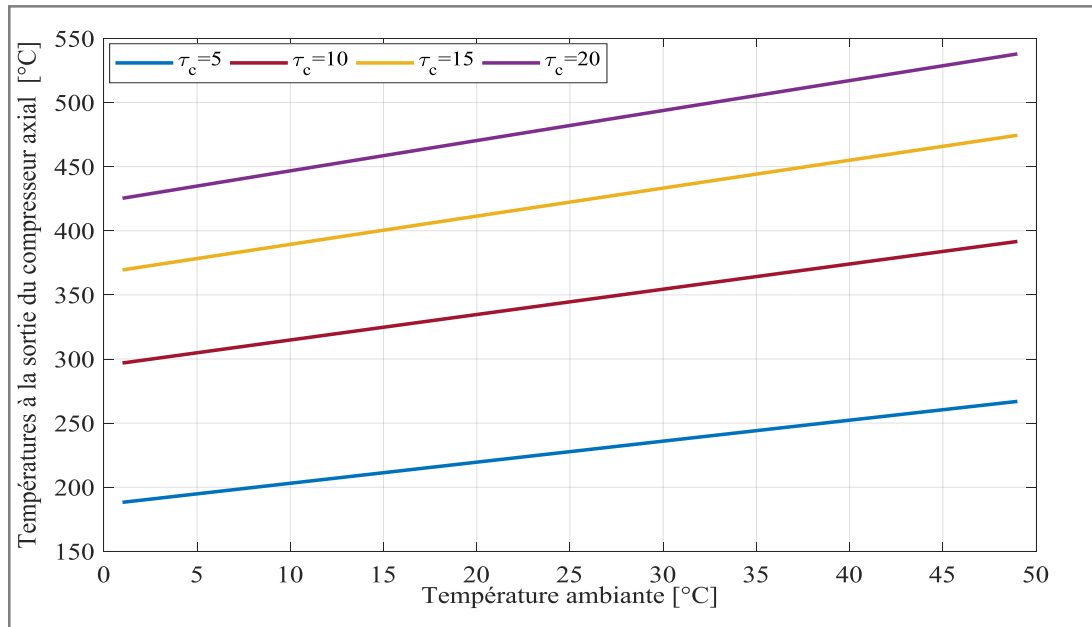


Figure V.22: température à la sortie du compresseur axial en fonction de la température ambiante.

De la **figure V.22**, on constate que la température à la sortie du compresseur axial est proportionnelle à l'augmentation de la température ambiante à cause de l'augmentation du volume massique de l'air (la masse volumique est inversement proportionnel à la température ambiante), et que pour une augmentation de température ambiante de 01°C à 50°C la température à la sortie du compresseur axial augmente de 16.54 %.

Il est indiqué que la température à la sortie du compresseur est proportionnelle au taux de compression. A titre d'exemple pour une augmentation de taux de compression de $\tau_c=05$ à $\tau_c=10$, la température à la sortie du compresseur axial augmente de 23.54 %.

On constate aussi que l'augmentation du taux de compression conduit à une élévation de la pression à la sortie du compresseur, et sachant que la pression est proportionnelle à la température, donc la température à la sortie du compresseur augmente.

V.4.4. Travail du compresseur axial

La **figure V.23** ci-dessous illustre les évolutions de travail du compresseur axial en fonction de la température ambiante pour quatre valeurs du taux de compression ($\tau_c=05$; $\tau_c=10$; $\tau_c=15$; $\tau_c=20$).

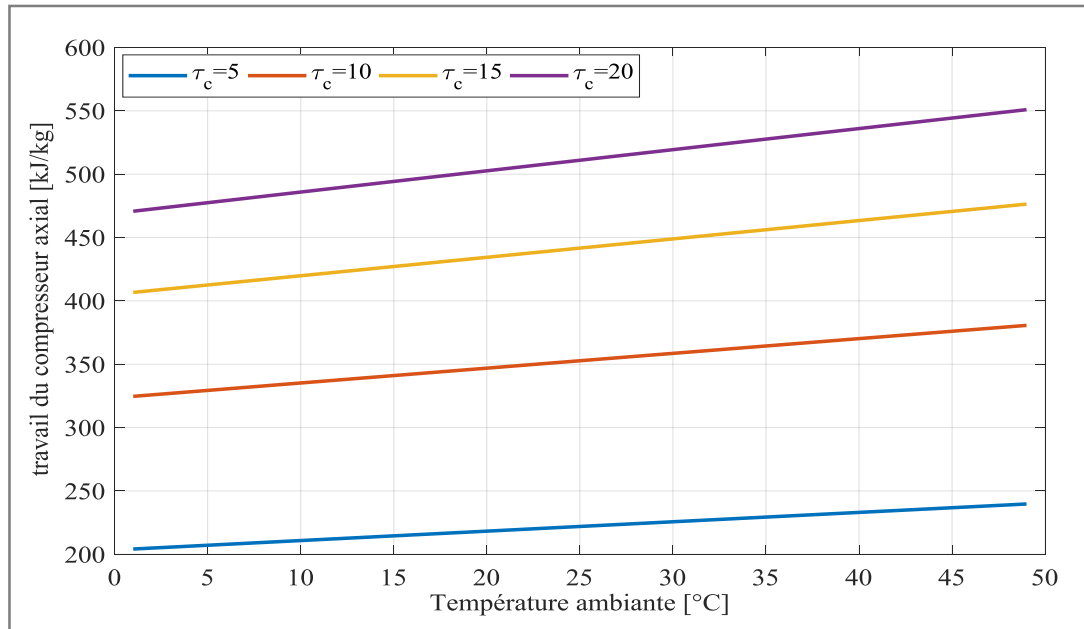


Figure V.23: travail du compresseur axial en fonction de la température ambiante.

D'après la **figure V.23**, on constate que le travail spécifique du compresseur axial varie proportionnellement avec les conditions environnementales et le taux de compression, vu que pour une augmentation de température ambiante de 01°C à 50°C, le travail de compresseur s'accroît de 17.40 %, 17.25%, 16.29%, 16.19%, pour un taux de compression qui égal à 5, 10, 15, 20 respectivement.

V.4.5. Puissance du compresseur axial

La **figure V.24**, ci-dessous illustre l'évolution de travail du compresseur axial en fonction de la température ambiante pour quatre valeurs du taux de compression ($\tau_c=05$; $\tau_c=10$; $\tau_c=15$; $\tau_c=20$).

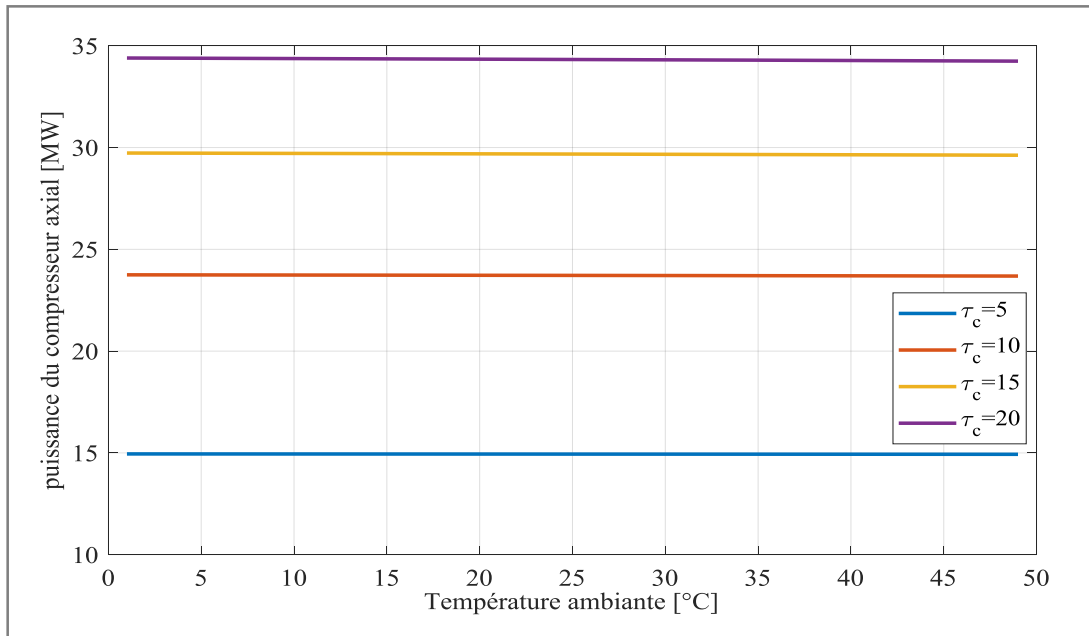


Figure V.24: puissance du compresseur axial en fonction de la température ambiante.

De la **figure V.24**, on s'aperçoit que la température ambiante n'affecte pas la puissance du compresseur, tandis que le taux de compression influence sur la puissance absorbée par le compresseur axial ($\dot{W}_c=14\,950$ kW pour $\tau_c=05$; $\dot{W}_c=34\,397$ kW pour $\tau_c=20$)

V.4.6. Températures à la sortie de la turbine basse pression

La **figure V.25**, ci-dessous montre les évolutions de la température à la sortie de la turbine basse pression en fonction de la température ambiante pour quatre valeurs du taux de compression ($\tau_c=05$; $\tau_c=10$; $\tau_c=15$; $\tau_c=20$).

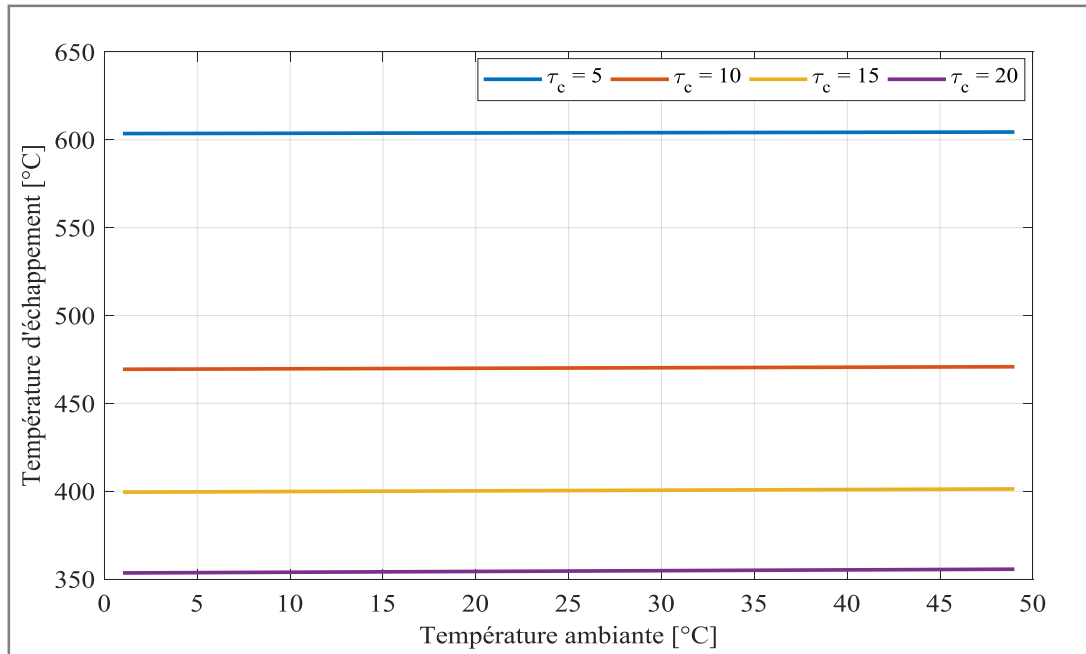


Figure V.25: température à la sortie de la turbine basse pression en fonction de la température ambiante.

On constate dans la **figure V.25**, La température d'échappement n'est pas influencée par la température ambiante parce qu'il n'est affecté que par la température à l'entrée de la turbine HP (T_3), cependant la température à la sortie de la turbine BP est influencées par le taux de compression car température d'échappement est inversement proportionnelle au taux de compression, et cela est dû au fait que la température à la sortie du compresseur augmente (**figure V.3**), d'où la température d'échappement diminue avec l'augmentation du taux de compression.

V.4.7. Puissance de la turbine de détente (BP)

Pour quatre valeurs du taux de compression ($\tau_c=05$; $\tau_c=10$; $\tau_c=15$; $\tau_c=20$), l'influence de la température ambiante sur la puissance de la turbine de détente (BP) est portée sur la **figure- V.26**.

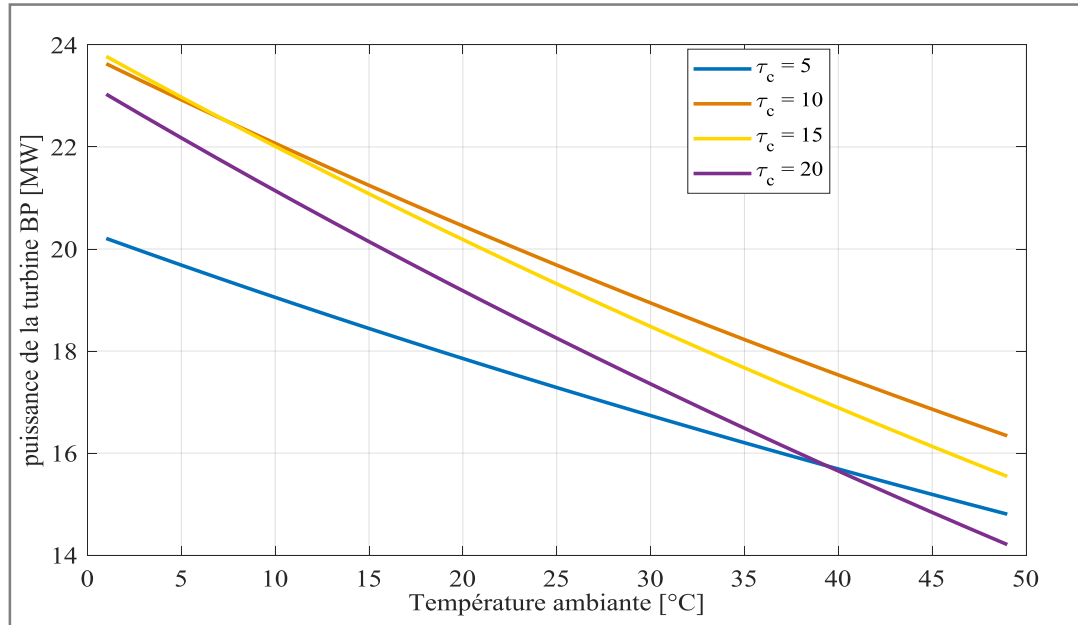


Figure V.26: Puissance de la turbine de détente basse pression en fonction de la température ambiante.

La puissance délivrée par la turbine de détente est inversement proportionnelle à la température ambiante, et que pour une augmentation de température ambiante de 0°C à 50°C, la puissance délivrée par la turbine de détente diminue de 26.74%, 30.85%, 34,62%, 38.31%, pour $\tau_c=05$; $\tau_c=10$; $\tau_c=15$; $\tau_c=20$ respectivement. On distingue aussi que le taux de compression influence sur la puissance utile délivrée par la turbine de détente.

V.4.8. Rapport Fioul-Air (FAR)

La **figure V.27**, ci-dessous montre les profils de rapport Fioul-Air en fonction de la température ambiante pour quatre valeurs du taux de compression ($\tau_c=05$; $\tau_c=10$; $\tau_c=15$; $\tau_c=20$).

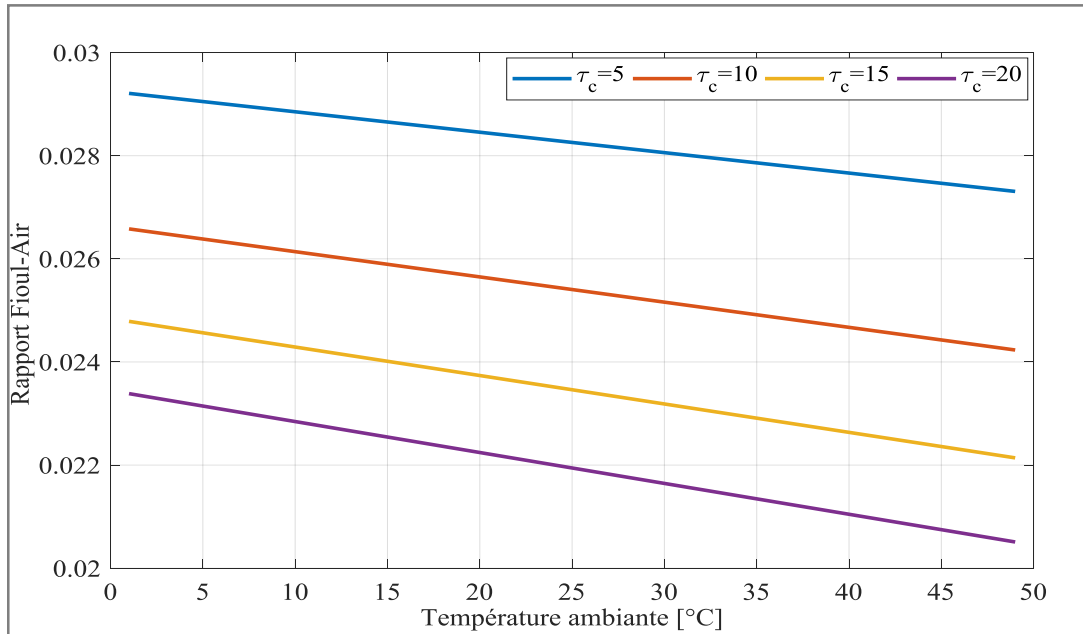


Figure V.27: rapport Fioul-Air en fonction de la température ambiante.

La **figure V.27**, illustre que Le rapport massique fioul-air est inversement proportionnelle à la température ambiante, et que l'augmentation de température ambiante de 01°C à 50°C entraine une diminution de FAR, et pour les quatre valeurs de taux de compression ($\tau_c=05$; $\tau_c=10$; $\tau_c=15$; $\tau_c=20$), le FAR diminue respectivement de 6.51%, 8.83 %, 10.68 %, 12.30 %. Et cela est pour garantir les exigences de fonctionnement en gardant une température précise à l'entrée de la turbine de détente.

V.4.9. Consommation spécifique du fioul (CSF)

La **figure V.28**, ci-dessous montre les profils de la Consommation spécifique du fioul en fonction de la température ambiante pour quatre valeurs du taux de compression ($\tau_c = 05$; $\tau_c = 10$; $\tau_c = 15$; $\tau_c = 20$).

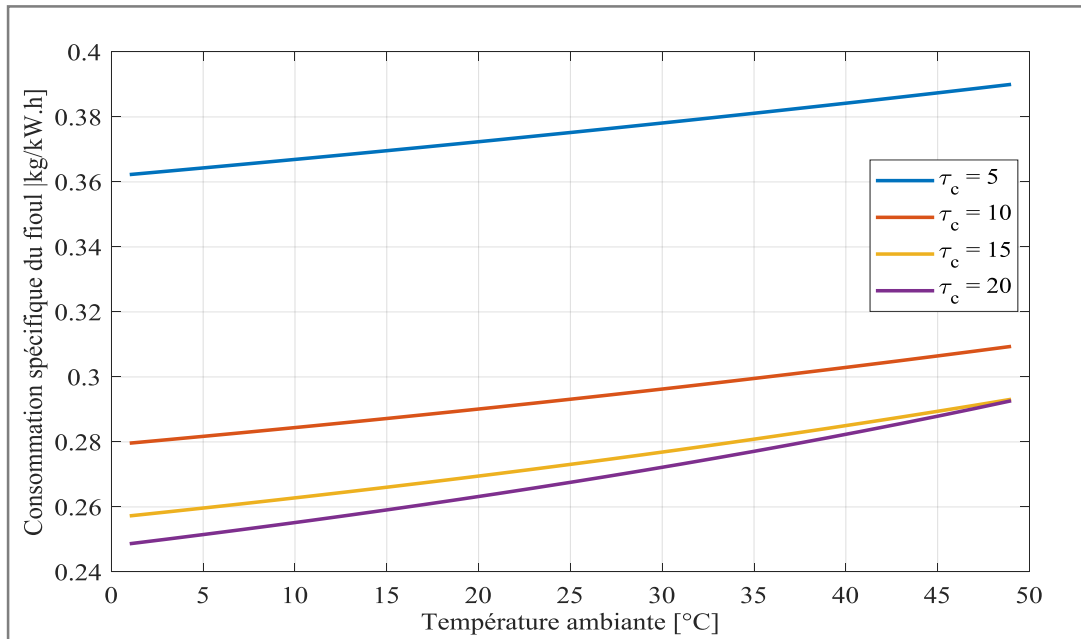


Figure V.28: Consommation spécifique du fioul en fonction de la température ambiante.

D'après la **figure V.28**, on constate des consommations spécifiques proportionnel à la température ambiante, et que pour une augmentation de la température ambiante de 01°C à 50°C, la consommation de fioul augmente de 7.66%, 10.61%, 13.94%, 17.68%, pour un taux de compression affectant la consommation spécifique respectivement de $\tau_c = 05$; $\tau_c = 10$; $\tau_c = 15$; $\tau_c = 20$.

V.4.10. Rendement thermique global de turbine à gaz (η_{TAG})

La figure V.29, montre la variation du rendement global de la turbine à gaz en fonction de la température ambiante pour quatre valeurs du taux de compression ($\tau_c = 05$; $\tau_c = 10$; $\tau_c = 15$; $\tau_c = 20$).

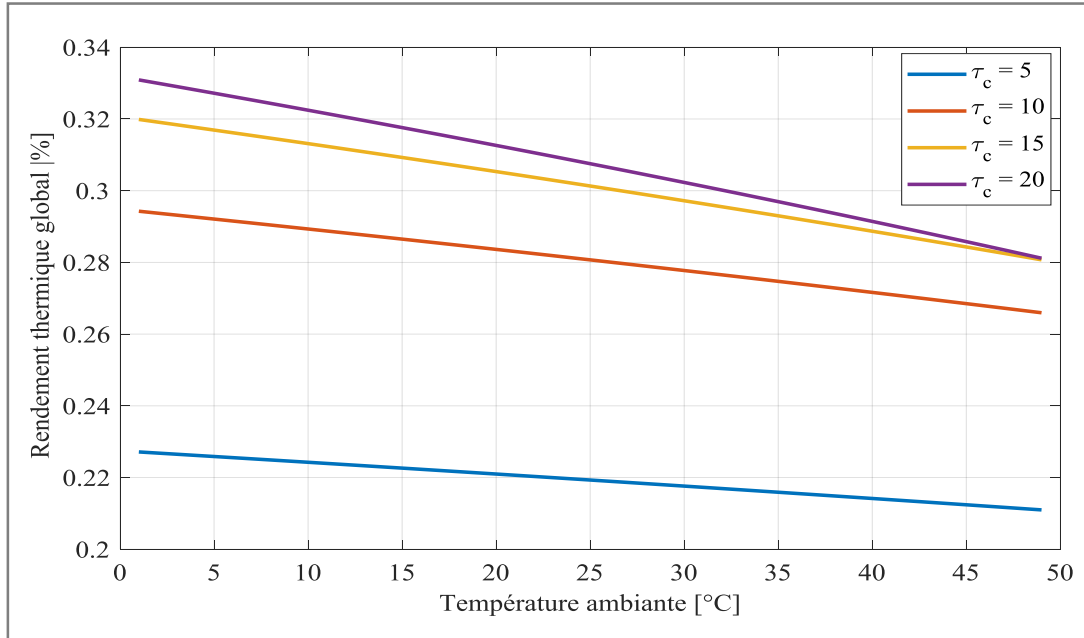


Figure V.29: Rendement thermique global en fonction de la température ambiante.

D'après la **figure V.29**, on remarque que le rendement global de la turbine à gaz est inversement proportionnel à la température ambiante de fait que pour une augmentation de température ambiante de 01°C à 50°C le cycle perd environ 8.32% du rendement thermique global, sur la même figure on constate que l'augmentation de taux de compression affecte sur le rendement thermique global de la turbine à gaz qui augmente en augmentant le taux de compression.

Cette diminution du rendement thermique globale est due à la réduction significative de la masse volumétrique de l'air en raison de l'élévation de la température ambiante, ce qui entraîne une diminution du débit massique, ce qui augmente la consommation de puissance du compresseur pour aspirer le débit massique d'air nécessaire. Tout cela entraîne une diminution de puissance utile.

V.4.11. Rendement exergetique global de turbine à gaz (η_{Ex_TAG})

La **figure V.30**, représentant l'évolution du rendement exergetique global en fonction de la température ambiante, pour quatre valeurs du taux de compression ($\tau_c=05$; $\tau_c= 10$; $\tau_c= 15$; $\tau_c= 20$).

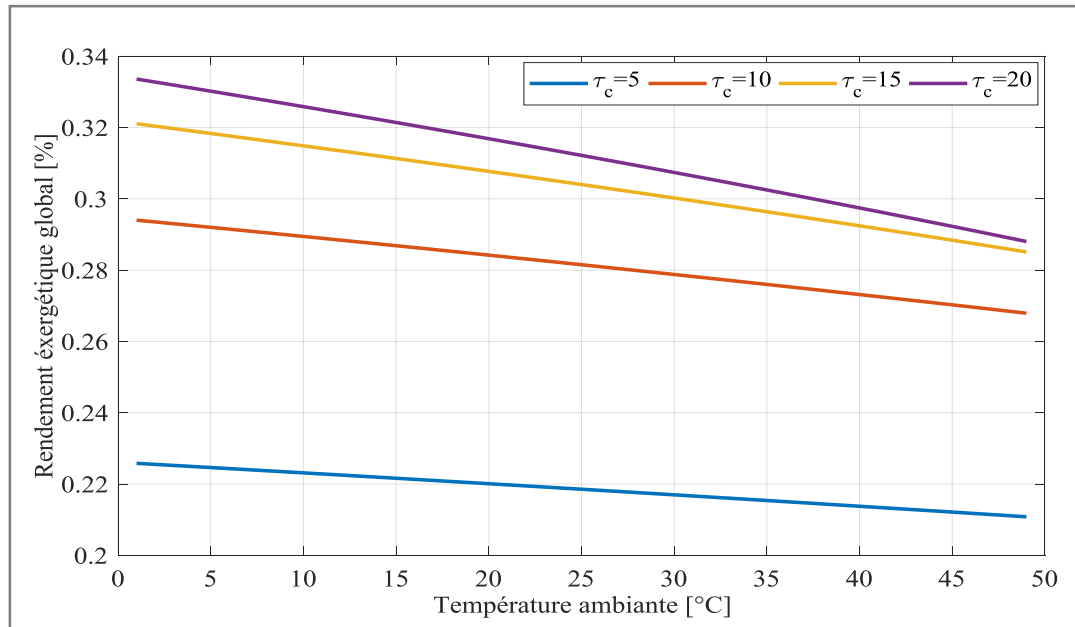


Figure V.30: Rendement exergetique global en fonction de la température ambiante.

On constat sur la **figure V.30**, que le rendement exergetique de la turbine à gaz est inversement proportionnel à la température ambiante, tandis que le rendement exergetique est proportionnel au taux de compression.

V.4.12. Taux d'exergie détruite dans chacun des organes de la turbine à gaz

La **figure V.31**, ci-dessous montre le Taux d'exergie détruite dans chacun des organes de la TAG, en augmentant la température ambiante de 01°C à 50°C.

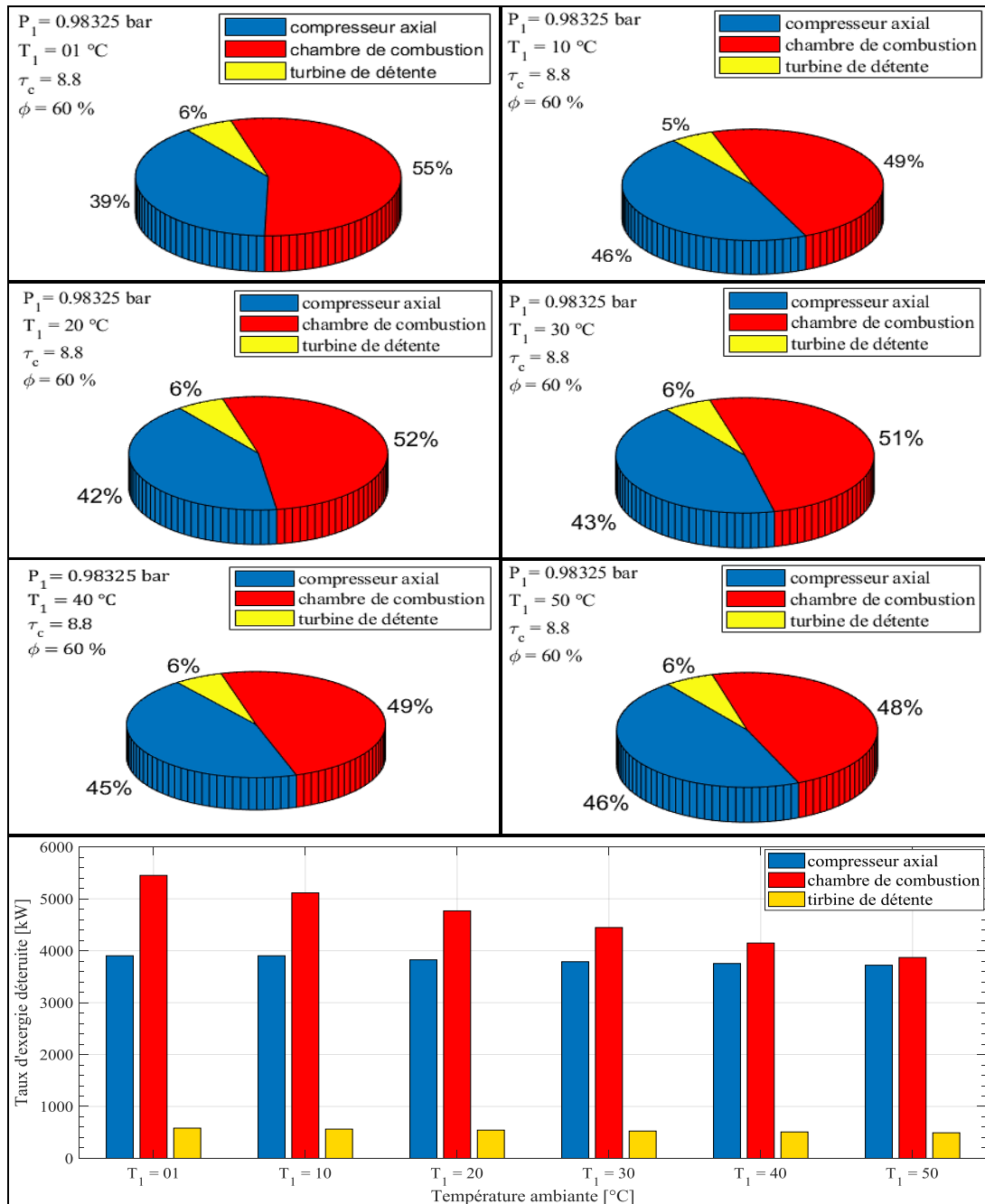


Figure V.31 : Taux d'exergie détruite dans chacun des organes de la turbine à gaz.

On constate d'après la **figure V.31**, que la destruction de l'exergie est plus importante dans la chambre de combustion, par rapport aux autres composants de la turbine à gaz, et le pourcentage de taux d'exergie détruite dans la chambre de combustion diminue de 55% à 48% pour une variation de température ambiante de 01°C à 50°C, et que le pourcentage de taux d'exergie détruite dans le compresseur axial augmente de 39% à 46%, ainsi que pour la même variation de température ambiante le pourcentage de taux d'exergie détruite dans la turbine de détente varie entre 5% et 6%.

V.4.13. Taux des coûts d'investissement pour chaque équipement composant la TAG

La **figure V.32**, ci-dessous montre le coût d'investissement pour chaque équipement dans chacun des organes de la TAG, en augmentant la température ambiante de 01°C à 50°C.

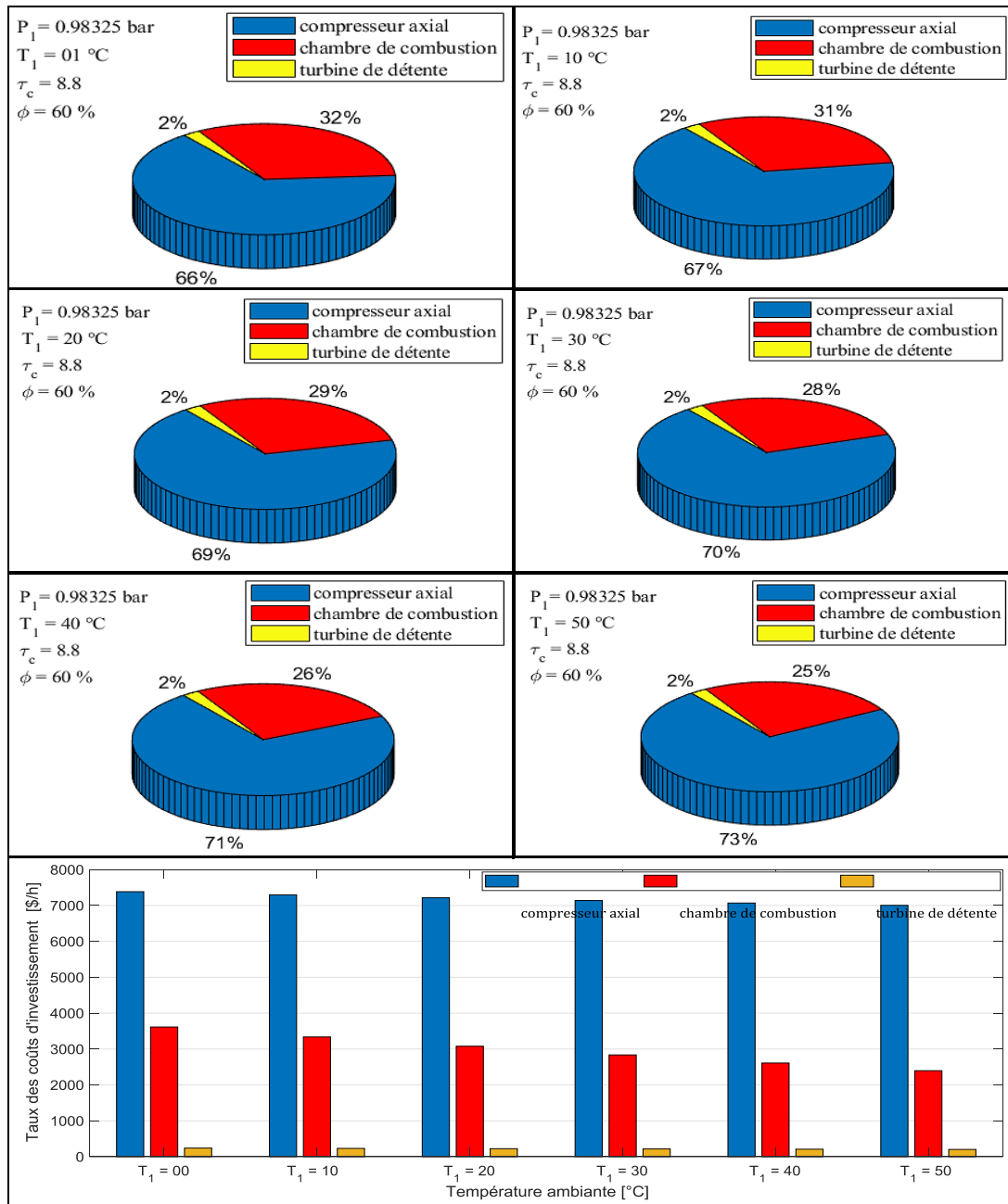


Figure V.32 : Taux des coûts d'investissement pour chaque équipement composant la turbine à gaz.

La **figure V.32**, montre que le coût d'investissement de compresseur axial est plus élevé avec un pourcentage qui augmente avec l'élévation de la température ambiante de 66% à 73%, et une diminution de coût de 7375,7 \$/h ($T_0 = 01^\circ\text{C}$) à 7003 \$/h ($T_0 = 50^\circ\text{C}$). Par contre, nous voyons également que pour la même variation de la température ambiante de 01°C à 50°C, le coût d'investissement de la chambre de la combustion chute de 3585,2 \$/h pour $T_0=01^\circ\text{C}$ à 2396,9 \$/h pour $T_0=50^\circ\text{C}$ d'un pourcentage qui diminue de 32% à 25 %.

On constate aussi que le pourcentage de coûts d'investissement au niveau de la turbine de détente est stable à 2%.

V.4.14. Taux de coût de destruction exergétique dans chacun des organes de TAG

La **figure V.33**, ci-dessous montre le coût de destruction exergétique pour chaque équipement dans chacun des organes de la TAG, en augmentant la température ambiante de 01°C à 50°C.

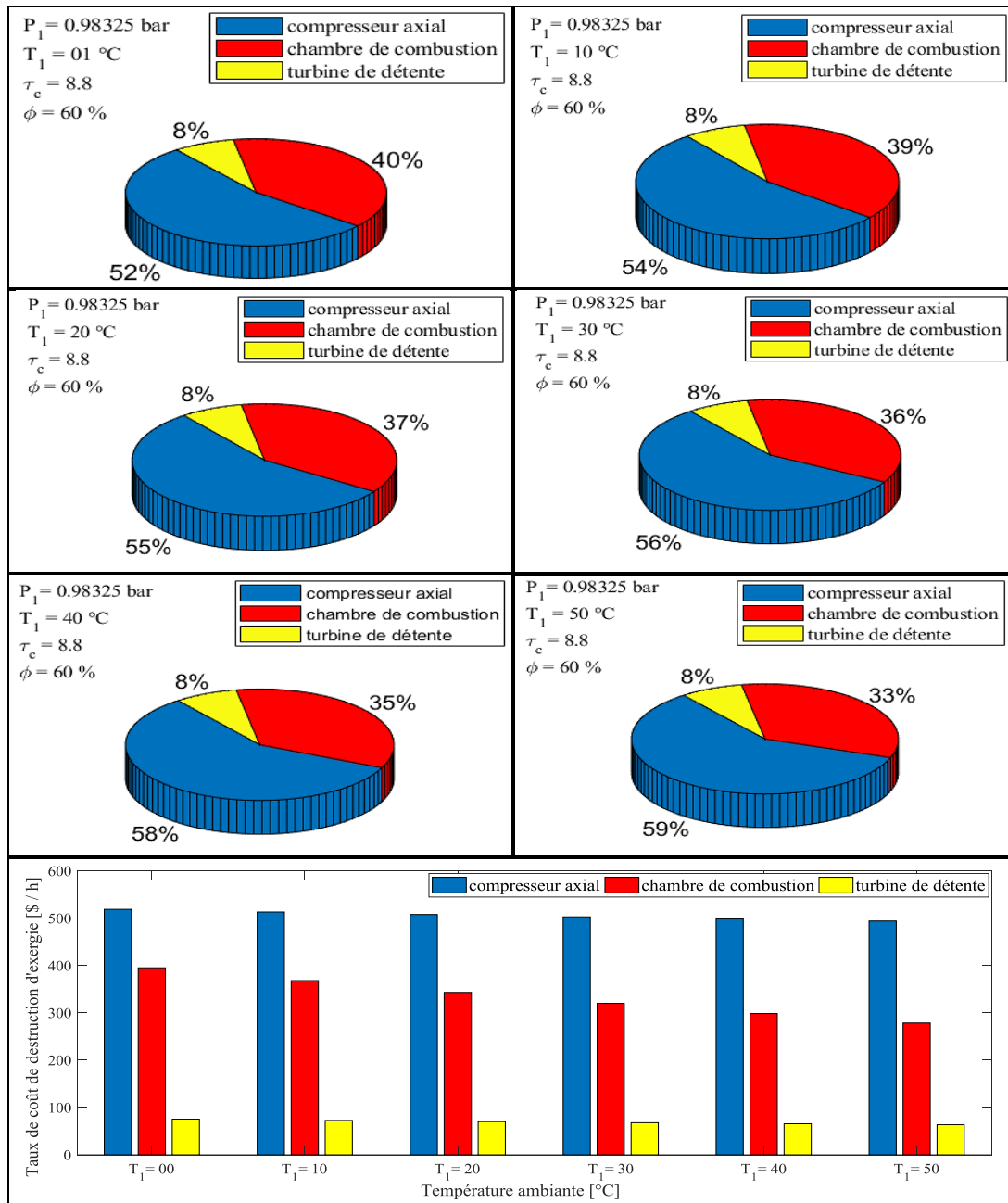


Figure V.33 : Taux de coût de destruction exergétique dans chacun des organes de la turbine à gaz.

On constate pour les six valeurs de la température ambiante, le taux de coût de destruction exergétique de chaque composant de la turbine à gaz diminue en augmentant la température ambiante de fait qu'il a une relation directe avec le taux d'exergie détruite, ce qui explique la diminution de taux de coût de destruction exergétique au niveau de chambre de combustion de 507.99 \$/h à 494.16 \$/h d'un pourcentage qui chute de 40% à 33%, et que pour la même variations de température de 01°C à 50°C le pourcentage de coût de

destruction exergetique au niveau de la turbine de détente est stable à environ 2% avec un coût qui diminue de 75.12 \$/h à 63.56\$/h.

Ainsi on constate que le pourcentage de coût de destruction exergetique dans la turbine de détente augmente de 52% à 59% (une diminution de 507.99\$/h à 494.16\$/h) pour la même variation de température ambiante.

V.4.15. Rendement exergetique dans chacun des organes de la turbine à gaz

La **figure V.34**, ci-dessous représente le rendement exergetique dans chacun des organes de la TAG, en augmentant la température ambiante de 01°C à 50°C.

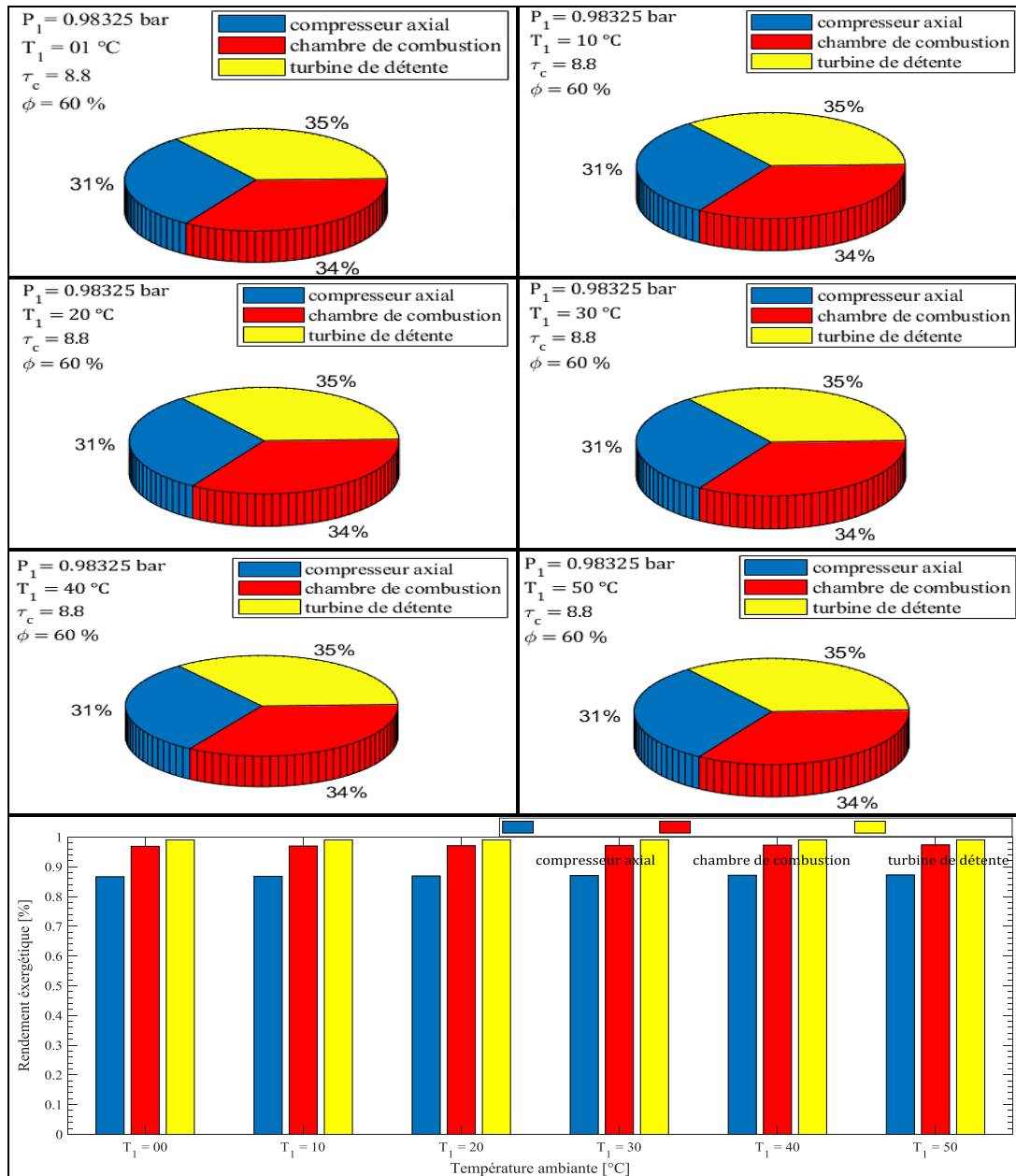


Figure V.34 : Rendement exergetique dans chacun des organes de la turbine à gaz.

D’après la **Figure V.34**, on s’aperçoit clairement que pour les six valeurs de la température ambiante, le rendement exergetique de compresseur axial, chambre de combustion et de la turbine de détente ne varie pas et se maintient à un rendement respectivement de 31%, 34%, et 35%, pour une variation de température ambiante de 0 à 50°C.

V.4.16. Facteur exergoéconomique dans chacun des organes de la turbine à gaz

La **figure V.35**, ci-dessous représente Facteur exergoéconomique dans chacun des organes de la TAG, en augmentant la température ambiante de 01°C à 50°C.

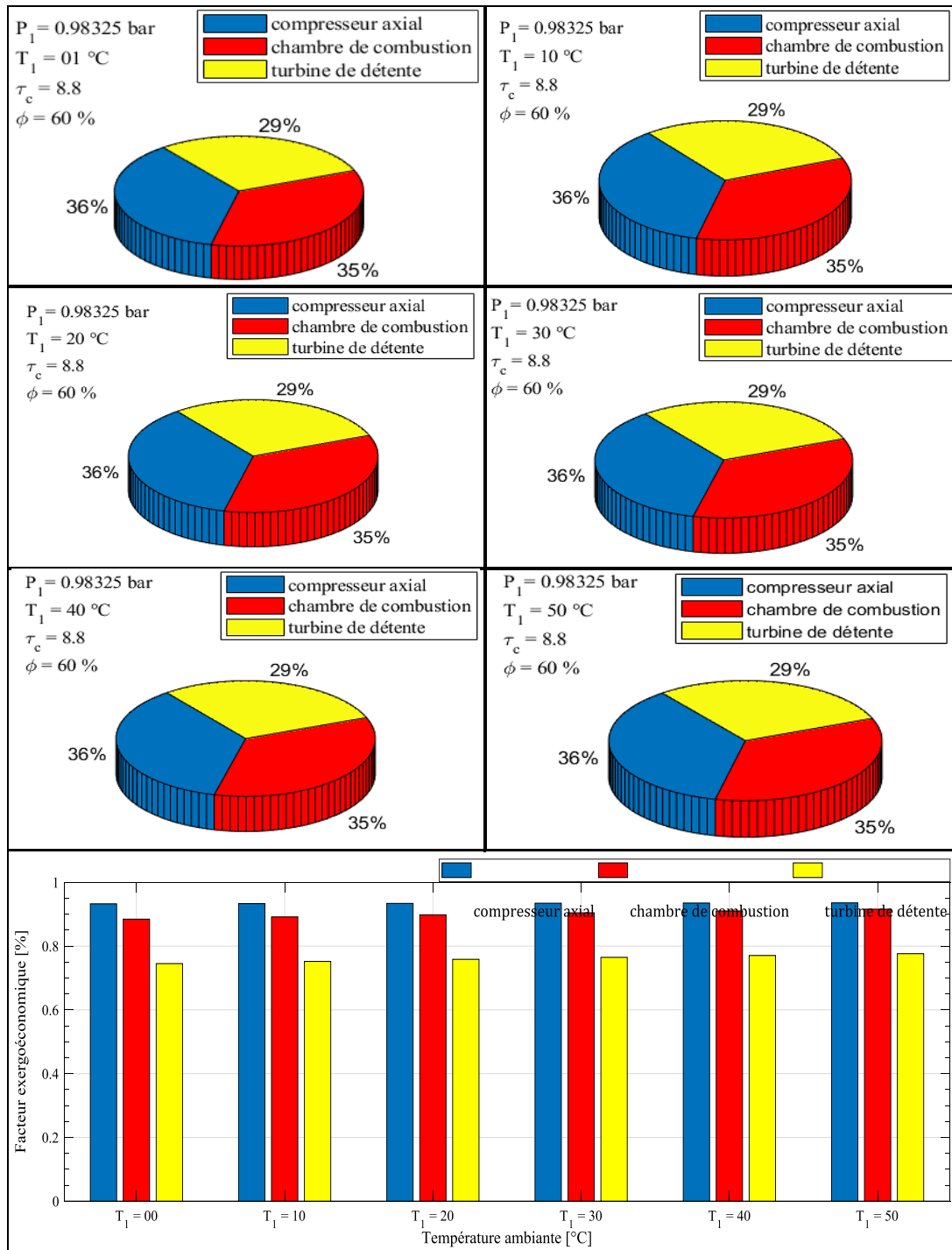


Figure V.35 : Facteur exergoéconomique dans chacun des organes de la turbine à gaz.

On constate pour les six valeurs de la température ambiante, le Facteur exergoéconomique de compresseur axial, chambre de combustion et de la turbine de détente ne varie pas et se maintient à un rendement respectivement de 36%, 35%, et 29%, pour une variation de température ambiante de 01°C à 50°C.

V.5. L'effet de taux de compression sur les performances de la turbine à gaz

Pour une pression atmosphérique fixe $P_1 = 0,9832$ bar, une humidité relative de $\phi = 60\%$ et une température $T_3 = 963$ °C, l'étude de l'influence de taux de compression sur les performances de la turbine à gaz est représentée ci-dessous :

V.5.1. Travail et puissance du compresseur axial

Les deux **figure V.36**, représentant les évolutions de travail et de la puissance utile en fonction de taux de compression, pour quatre valeurs du température ambiante ($T_{amb} = 01^\circ\text{C}$; $T_{amb} = 20^\circ\text{C}$; $T_{amb} = 40^\circ\text{C}$; $T_{amb} = 60^\circ\text{C}$).

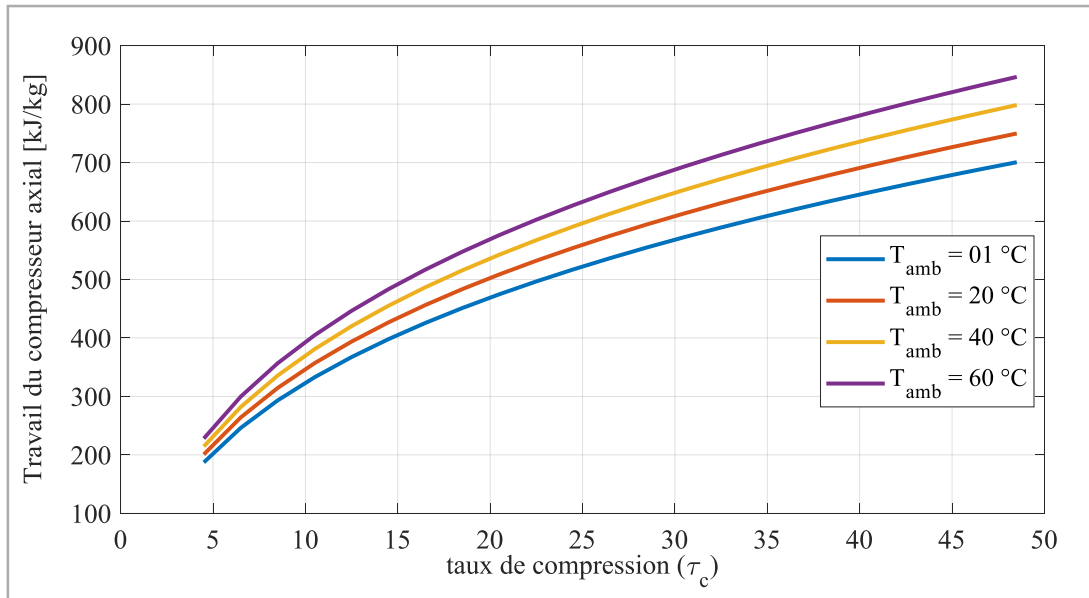


Figure V.36 : Travail de compresseur axial en fonction de taux de compression.

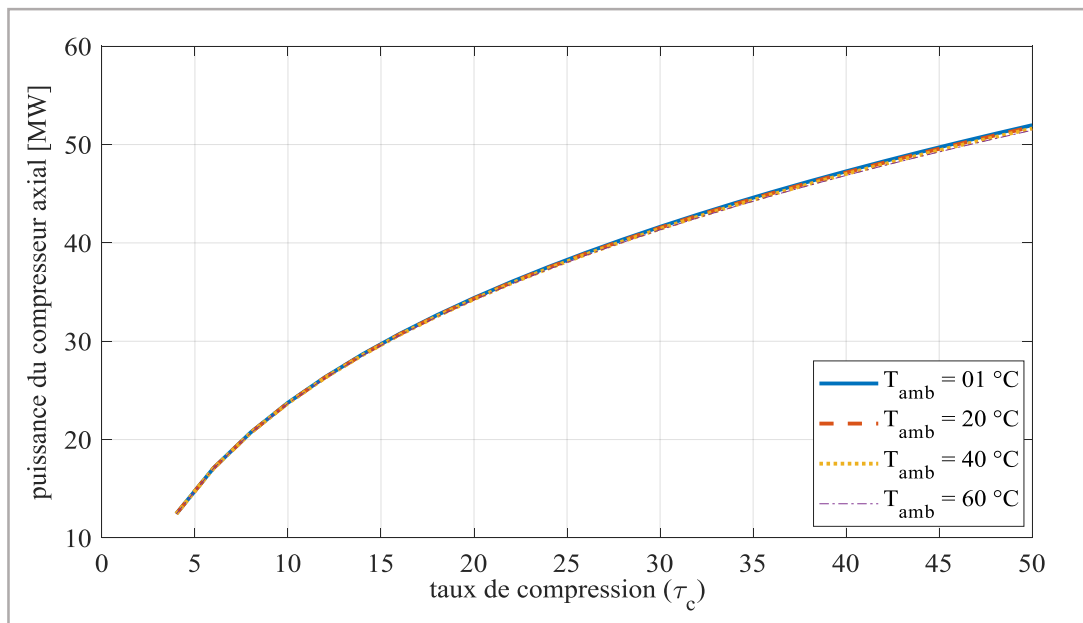


Figure V.37 : puissance du compresseur axial en fonction de taux de compression.

D'après les **figures V.36, V37**, on constate que le travail absorbé par le compresseur axial est proportionnel avec l'augmentation du taux de compression et de la température ambiante, par contre la puissance absorbée par le compresseur axial n'est pas influencée par la température ambiante mais elle s'accroît proportionnellement avec le taux de compression. Donc l'augmentation de la température ambiante entraîne une augmentation de travail absorbé du compresseur axial sans effet sur la puissance, tandis que le travail et la puissance du compresseur sont proportionnels au taux de compression.

V.5.2. Températures à la sortie du compresseur axial et à la sortie de la turbine

La **figure V.38**, ci-dessous illustre les évolutions de la température à la sortie du compresseur axial et celle d'échappement en fonction de la température ambiante, pour quatre valeurs de la température ambiante ($T_{amb} = 01^{\circ}\text{C}$; $T_{amb} = 20^{\circ}\text{C}$; $T_{amb} = 40^{\circ}\text{C}$; $T_{amb} = 60^{\circ}\text{C}$).

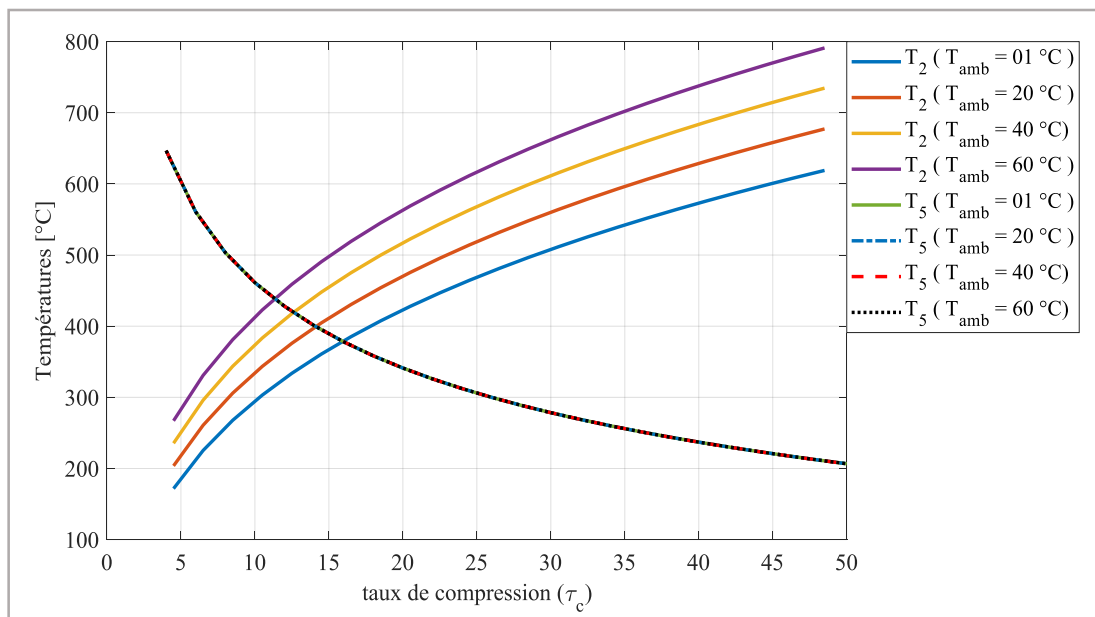


Figure V.38 : Températures à la sortie du compresseur axial en fonction de la température ambiante.

On constate, d'après la **figure V.38**, que la température à la sortie de la turbine de détente est inversement proportionnelle à l'augmentation du taux de compression, et que la température ambiante n'influence pas la température d'échappement, tandis que la température à la sortie de compresseur est proportionnelle à la température ambiante à cause de l'augmentation du volume massique, et au taux de compression.

V.5.3. Puissance de la turbine de détente (BP)

La **figure V.39**, représentant l'évolution de la puissance utile en fonction de taux de compression, pour quatre valeurs du température ambiante ($T_{amb}=00^{\circ}\text{C}$; $T_{amb}=20^{\circ}\text{C}$; $T_{amb}40^{\circ}\text{C}$; $T_{amb}=60^{\circ}\text{C}$).

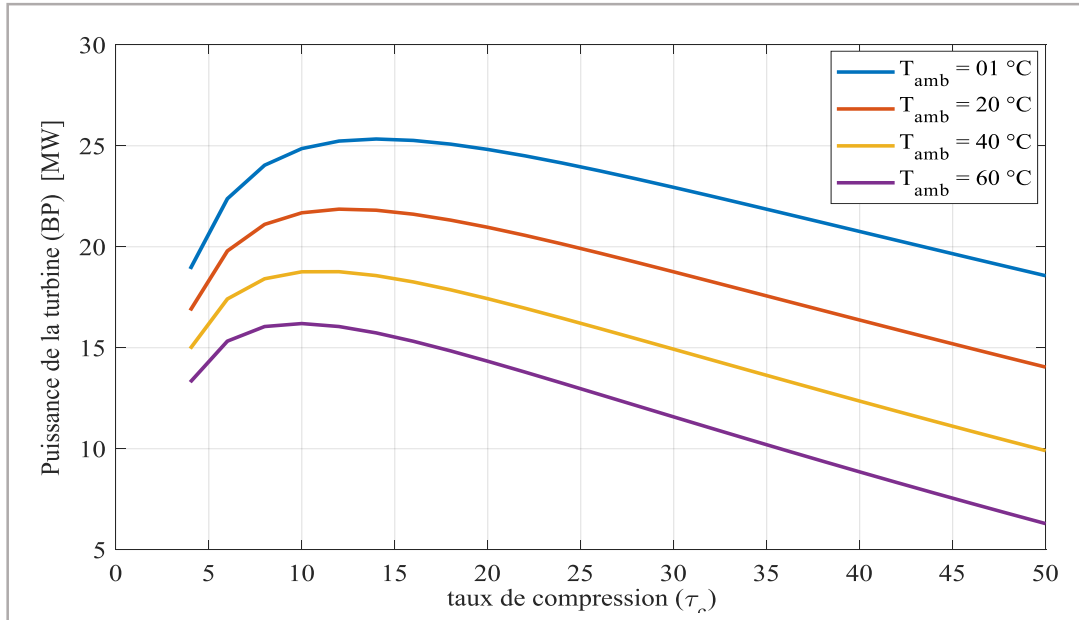


Figure V.39 : puissance utile en fonction de taux de compression.

D'après la **figure V.39**, on s'aperçoit qu'il Ya deux plage de puissance utile (pour une température ambiante de 00°C et un taux de compression qui varie de $\tau_c=4$ à $\tau_c=16$, la puissance utile augment, et elle chute de $\tau_c=16$ jusqu'à $\tau_c=50$, tandis pour $T_{amb}=60^{\circ}\text{C}$ la puissance utile augment entre $\tau_c=4$ à $\tau_c=12$, et chute $\tau_c=12$ jusqu'à $\tau_c=50$).

V.5.4. Rapport Fioul-Air (FAR)

La **figure V.40**, représenté ci-dessous montre l'évolution de rapport Fioul-Air en fonction de la température ambiante pour quatre valeurs du taux du température ambiante ($T_{amb}= 01^{\circ}\text{C}$; $T_{amb}= 20^{\circ}\text{C}$; $T_{amb}40^{\circ}\text{C}$; $T_{amb}=60^{\circ}\text{C}$).

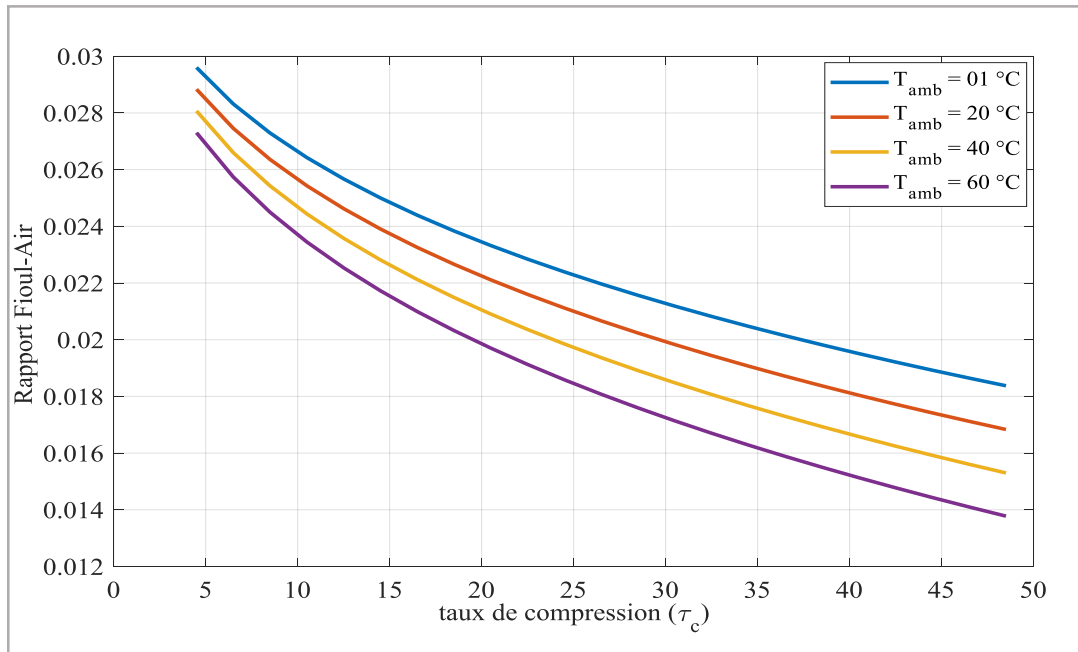


Figure V.40 : rapport Fioul-Air en fonction de la température ambiante.

Les allures de cette figure montrent que le rapport massique fioul-air est inversement proportionnel au taux de compression (pour une température égale à 1°C, 20°C, 40°C, 60°C, le FAR chute d'un pourcentage respectivement égal à 39,56%, 43,17%, 47,11%, 51,24%) , et que l'augmentation du taux de compression de 4 à 50, cela s'explique par le fait que l'augmentation du taux de compression, entraîne une augmentation de la température de sortie du compresseur axial ce qui va engendrer une diminution de FAR .

V.5.5. Consommation spécifique du fioul (CSF)

Pour quatre valeurs du taux de température ambiante ($T_{amb} = 01^{\circ}\text{C}$; $T_{amb} = 20^{\circ}\text{C}$; $T_{amb} = 40^{\circ}\text{C}$; $T_{amb} = 60^{\circ}\text{C}$), l'influence du taux de compression sur Consommation spécifique du fioul est portée sur la **figure- V.41**.

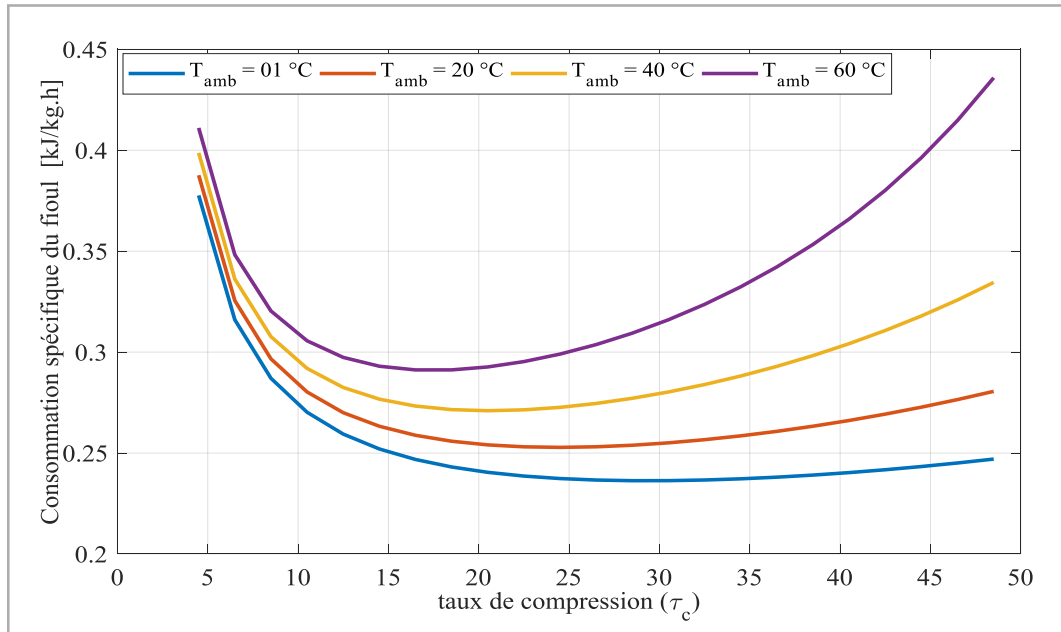


Figure V.41 : Consommation spécifique du fiou en fonction du taux de compression

D'après cette figure, on constate que la consommation spécifique du fioul est proportionnelle à la température ambiante, ceci est dû à la diminution de débit massique de fioul injecté dans la chambre de combustion qui a une relation direct avec le FAR, nous notons également la présence des consommations optimales pour les trois valeurs de la température ambiante (À titre d'exemple, pour $T_{amb} = 01^{\circ}\text{C}$ la consommation spécifique est minimale pour un taux de compression de $\tau_c = 28$ (CSF = 0,2375 kJ/kg.h), et pour $T_{amb} = 60^{\circ}\text{C}$ la consommation spécifique est minimale pour un taux de compression $\tau_c = 18$ (CSF = 0,2910 kJ/kg.h). De là on comprend que la diminution de la température ambiante conduit la consommation spécifique vers des taux de compression plus élevé.

V.5.6. Rendement thermique global de turbine à gaz (η_{TAG})

La **figure V.42**, représenté ci-dessous montre l'effet de rendement thermique global de turbine à gaz en fonction de la température ambiante pour quatre valeurs du taux du température ambiante ($T_{amb}=01^{\circ}\text{C}$; $T_{amb}=20^{\circ}\text{C}$; $T_{amb}40^{\circ}\text{C}$; $T_{amb}=60^{\circ}\text{C}$).

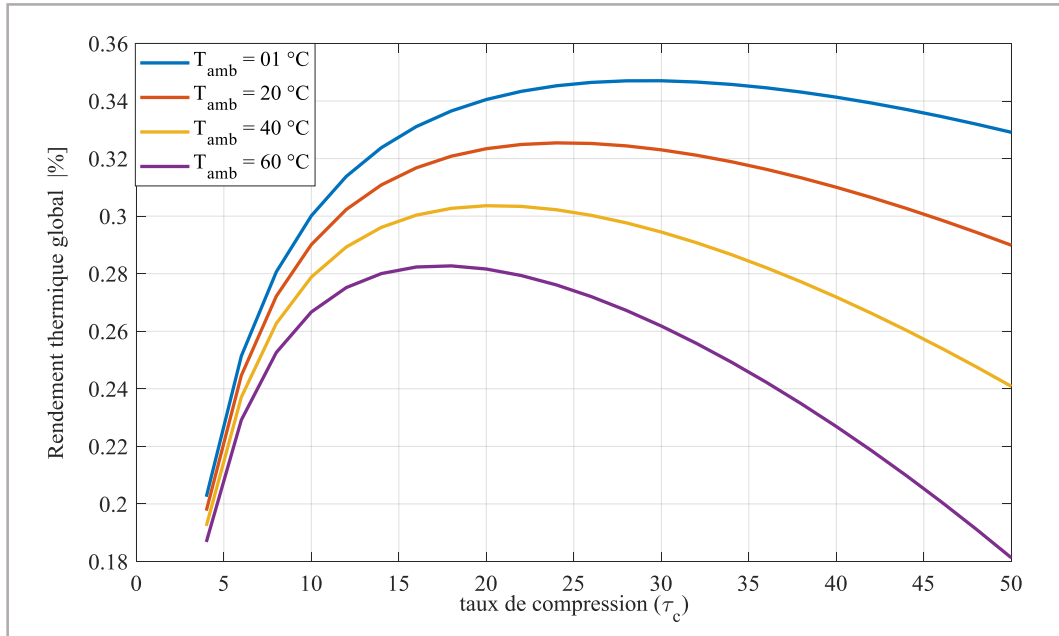


Figure V.42 : rendement thermique global en fonction de la température ambiante

On s'aperçoit clairement que le rendement thermique est inversement proportionnel à la température ambiante, et que l'augmentation de la température ambiante entraîne une diminution de rendement thermique, par contre nous remarquons également la de deux plage une croissance et autre de décroissance, à titre d'exemple pour une température ambiante de 01°C le rendement thermique global de la turbine à gaz augmente de 71,38% dans la première phase qui va de $\tau_c=4$ jusqu'à $\tau_c=30$, et déminue de 5,17% de $\tau_c=30$ jusqu'à $\tau_c=50$, et pour une température ambiante de 60°C le rendement thermique global de la turbine à gaz augmente de 51,35% dans la première phase qui va de $\tau_c=4$ jusqu'à $\tau_c=18$, et déminue de 38,33% de $\tau_c=18$ jusqu'à $\tau_c=50$.

V.5.7. Rendement éxergétique global de turbine à gaz (η_{Ex_TAG})

Pour quatre valeurs du taux de température ambiante ($T_{amb}=01^{\circ}C$; $T_{amb}=20^{\circ}C$; $T_{amb}=40^{\circ}C$; $T_{amb}=60^{\circ}C$), l'influence du taux de compression sur Consommation spécifique du fioul est portée sur la **figure- V.43**.

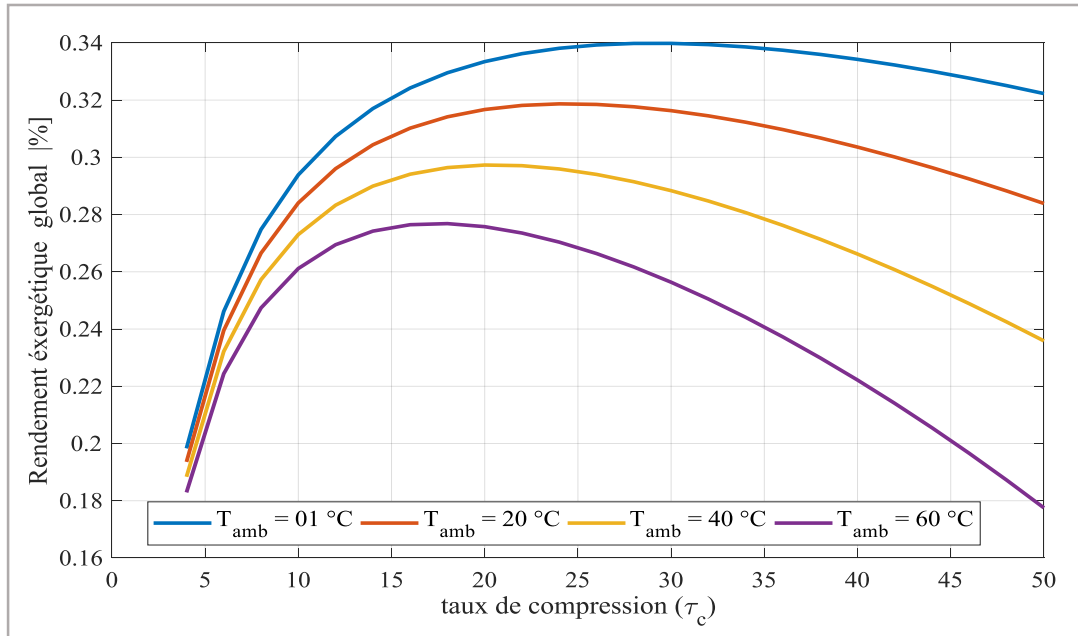


Figure V.43 : Rendement éxergétique global en fonction de la température ambiante

On constate clairement que le rendement éxergétique est inversement proportionnel à la température ambiante, par contre, les allures de rendement éxergétique global sont presque identiques à celle de rendement thermique global, étant donné que pour une température ambiante de $01^{\circ}C$ le rendement thermique global de la turbine à gaz augmente de $\tau_c=4$ jusqu'à $\tau_c=30$ dans la première phase d'un pourcentage de 71,52%, et diminue de $\tau_c=30$ jusqu'à $\tau_c=50$ dans la deuxième phase,

V.5.8. Taux d'exergie détruite dans chacun des organes de la turbine à gaz

La **figure V.44**, ci-dessous représente plusieurs figures de taux d'exergie détruite dans chacun des organes de la TAG, en augmentant le taux de compression de 01 à 50, et en fixant $T_3 = 963^\circ\text{C}$.

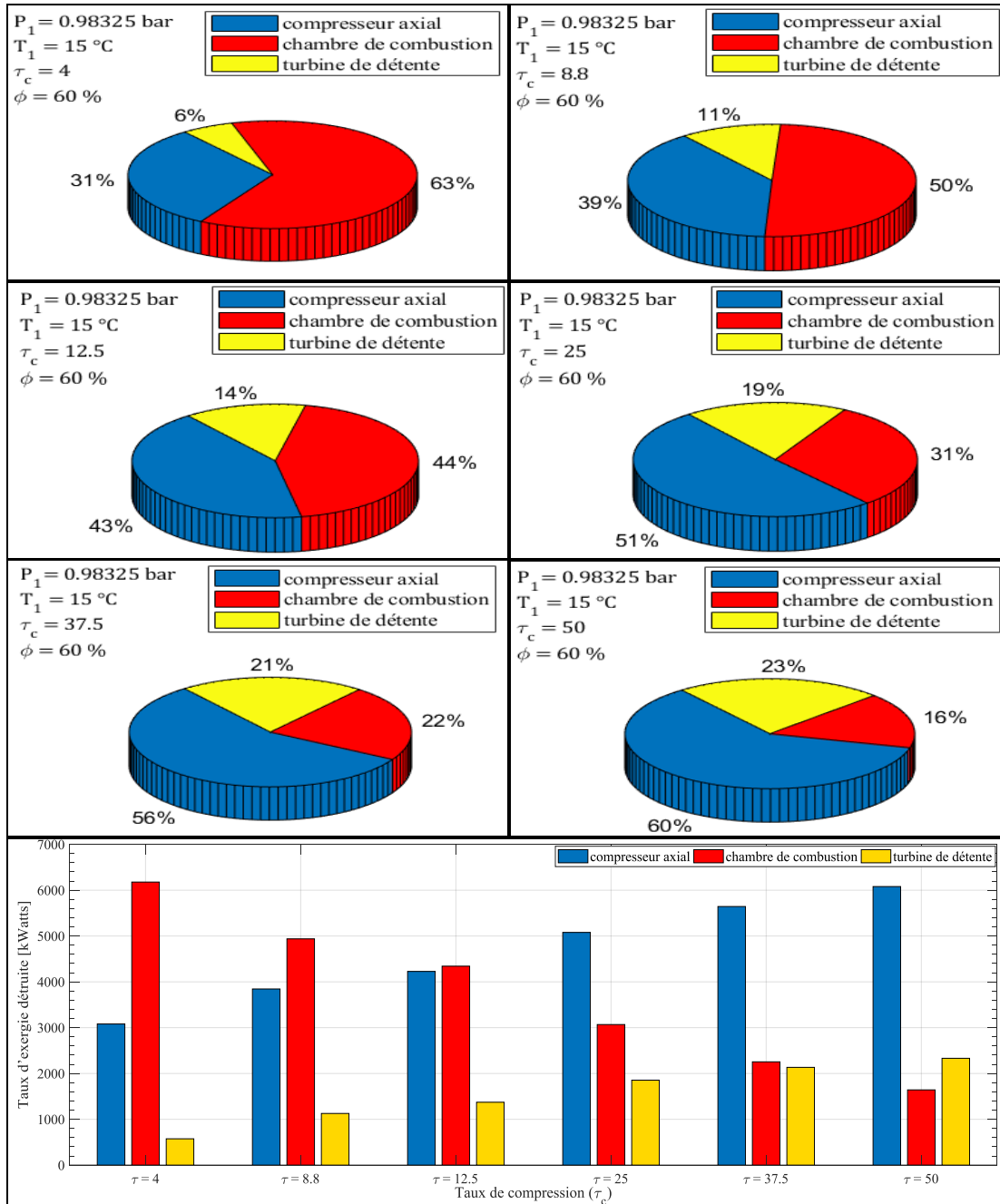


Figure V.44 : Taux d'exergie détruite dans chacun des organes de la turbine à gaz.

On remarque de la **Figure V.44**, que la diminution du rapport de compression a un effet positif sur la diminution de la destruction d'exergie détruite dans le compresseur axial qui augmente de 31% pour $\tau_c = 4$ à 60% pour une valeur de $\tau_c = 50$, de même effet sur la turbine de détente, le pourcentage de taux d'exergie détruite augmente de 6% pour $\tau_c = 4$ à 23% pour une valeur de $\tau_c = 50$. Contrairement à la chambre de combustion où la plus grande partie d'exergie détruite est remarquable à son niveau d'un pourcentage de 63% pour $\tau_c = 4$ à 16% pour $\tau_c = 50$.

V.5.9. Taux des coûts d'investissement pour chaque équipement composant la TAG

La **figure V.45**, ci-dessous englobe plusieurs figures de Taux des coûts d'investissement pour chacun des organes de la TAG, en augmentant le taux de compression de 01 à 50, et en fixant $T_3 = 963^\circ\text{C}$.

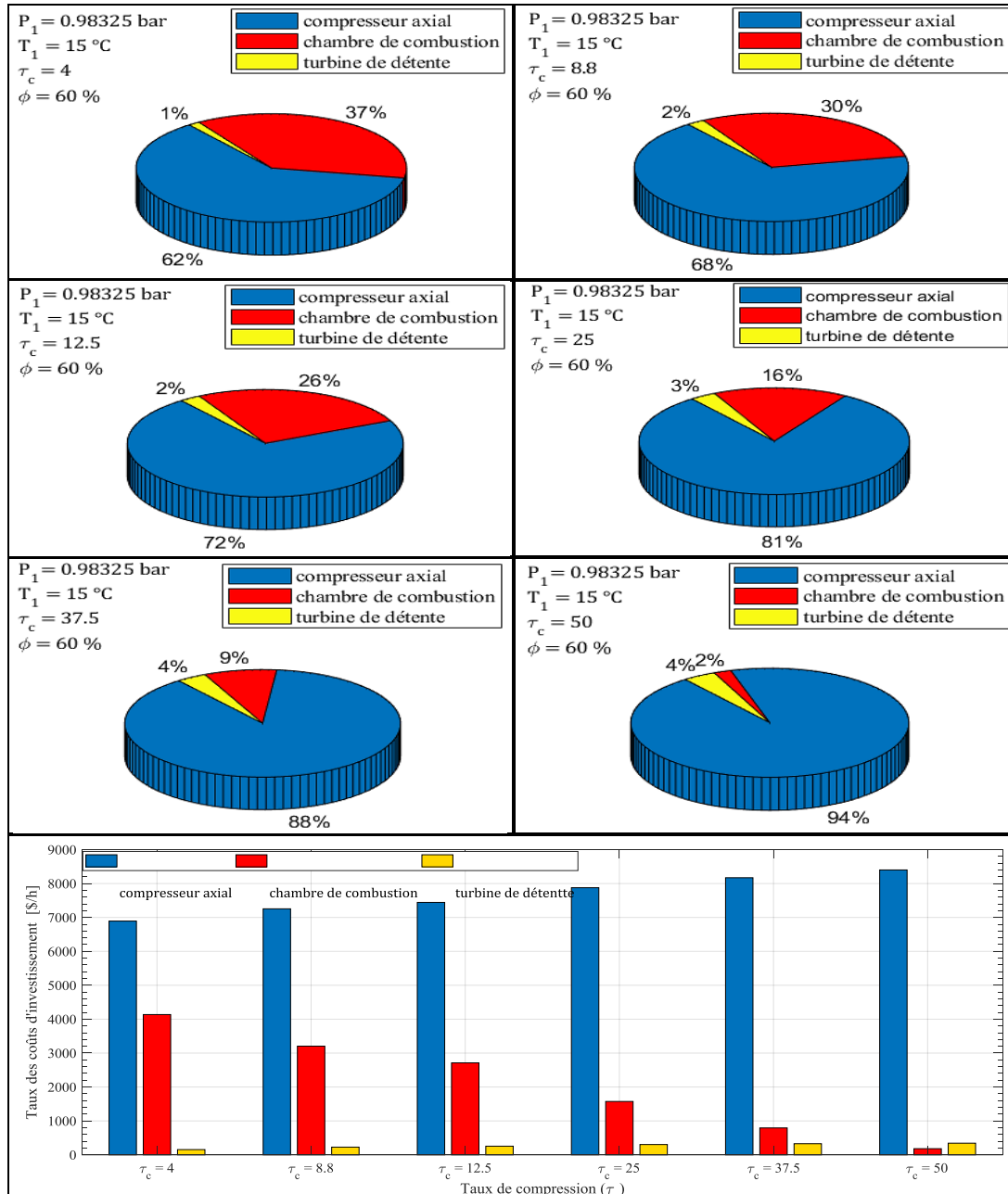


Figure V.45 : Taux des coûts d'investissement pour chaque équipement composant la TAG.

D'après la **Figure V.45** on s'aperçoit que le taux des coûts d'investissement de compresseur axial augmente de 62% pour le taux de compression $\tau_c = 4$ (516,8 \$/h) à 94% pour le taux $\tau_c = 50$ (6301 \$/h), de même pour la turbine de détente le taux des coûts d'investissement augmente aussi de 1% pour $\tau_c = 4$ (115,5 \$/h) à 4% pour le taux $\tau_c = 50$ (119,4 \$/h), A l'opposé le pourcentage de taux des coûts d'investissement pour la chambre de combustion diminue de 37% pour $\tau_c = 4$ (3102,4 \$/h) à 2% pour le taux $\tau_c = 50$ (135,8 \$/h).

V.5.10. Taux de coût de destruction exérgétique dans chacun des organes de la TAG

Pour six valeurs de taux de compression de 4 jusqu'à 50, et une température d'entrée taurine fixe $T_3 = 963^\circ\text{C}$, le taux d'exergie détruite dans chacun des organes de la TAG est portée dans La figure V.46.

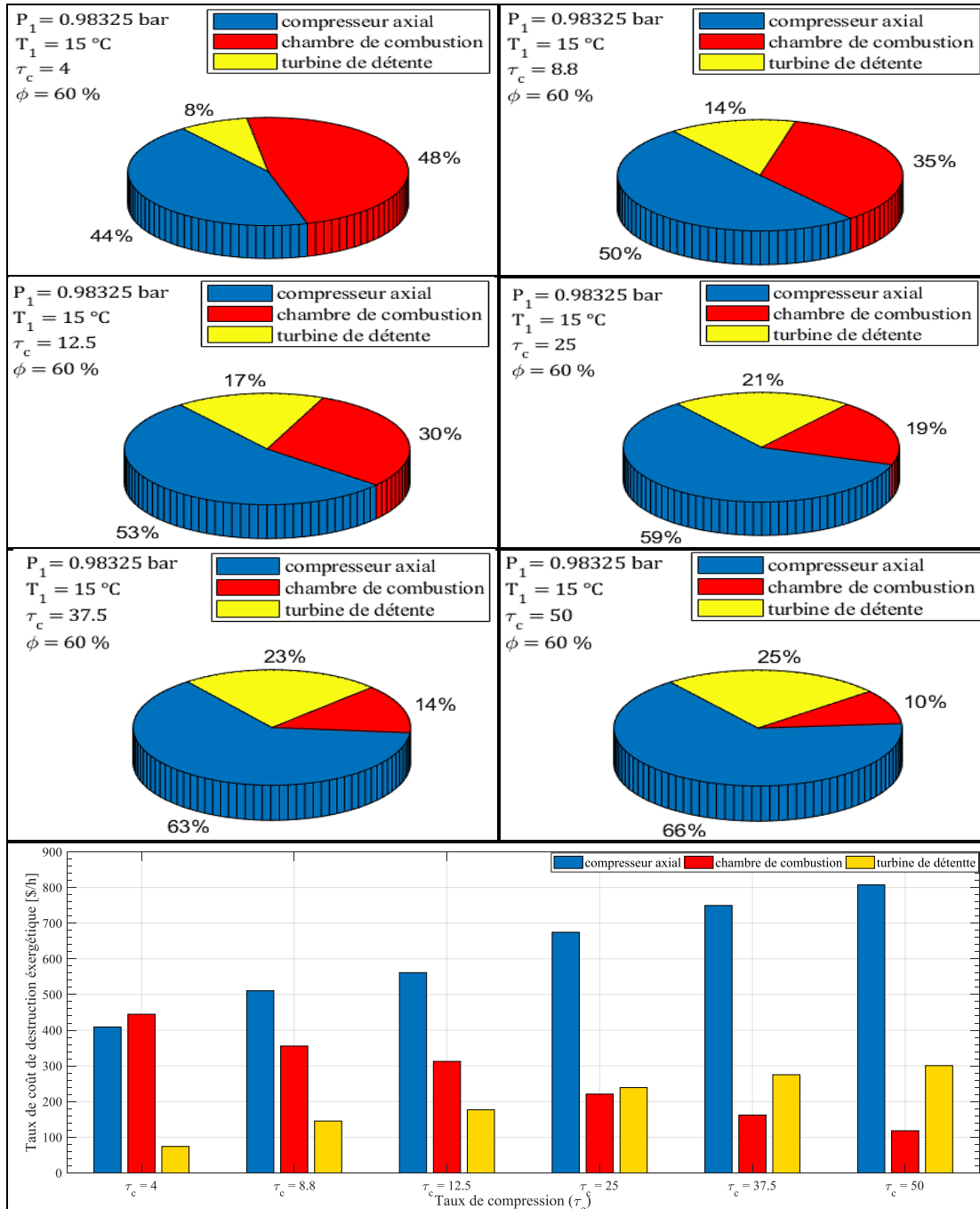


Figure V.46 : Taux de coût de destruction exérgétique dans chacun des organes de la turbine à gaz

On constate à travers la **Figure V.46**, que le pourcentage de taux de coût de destruction exérgétique de compresseur axial augmente de 44% pour le taux de compression $\tau_c = 4$ à 66% pour le taux $\tau_c = 50$, le pourcentage de Taux de coût de destruction exérgétique augmente aussi pour la turbine à gaz de 8% pour le taux de compression $\tau_c = 4$ à 25% pour le taux $\tau_c = 50$,

cependant le taux de coût de destruction exergétique de la chambre de combustion diminue 48% pour le taux de compression $\tau_c=4$ à 10% pour le taux $\tau_c=50$.

On peut constater aussi de l'histogramme présent dans la **figure V.44**, que l'augmentation de taux de compression de 4 à 50, entraîne une augmentation de taux de coût de destruction exergétique dans la chambre de combustion et la turbine respectivement de 306,83 \$/h à 605,56 \$/h et 55,56 \$/h à 225,54 \$/h, par contre le taux de coût de destruction exergétique dans la chambre de combustion diminue de 333,58 à 88,66 \$/h pour la même augmentation de taux de compression.

V.5.11. Rendement exergetique dans chacun des organes de la turbine à gaz

La figure V.47, ci-dessous englobe plusieurs figures de Rendement exergetique pour chacun des organes de la TAG, en augmentant le taux de compression, et en fixant $T_3 = 963^\circ\text{C}$.

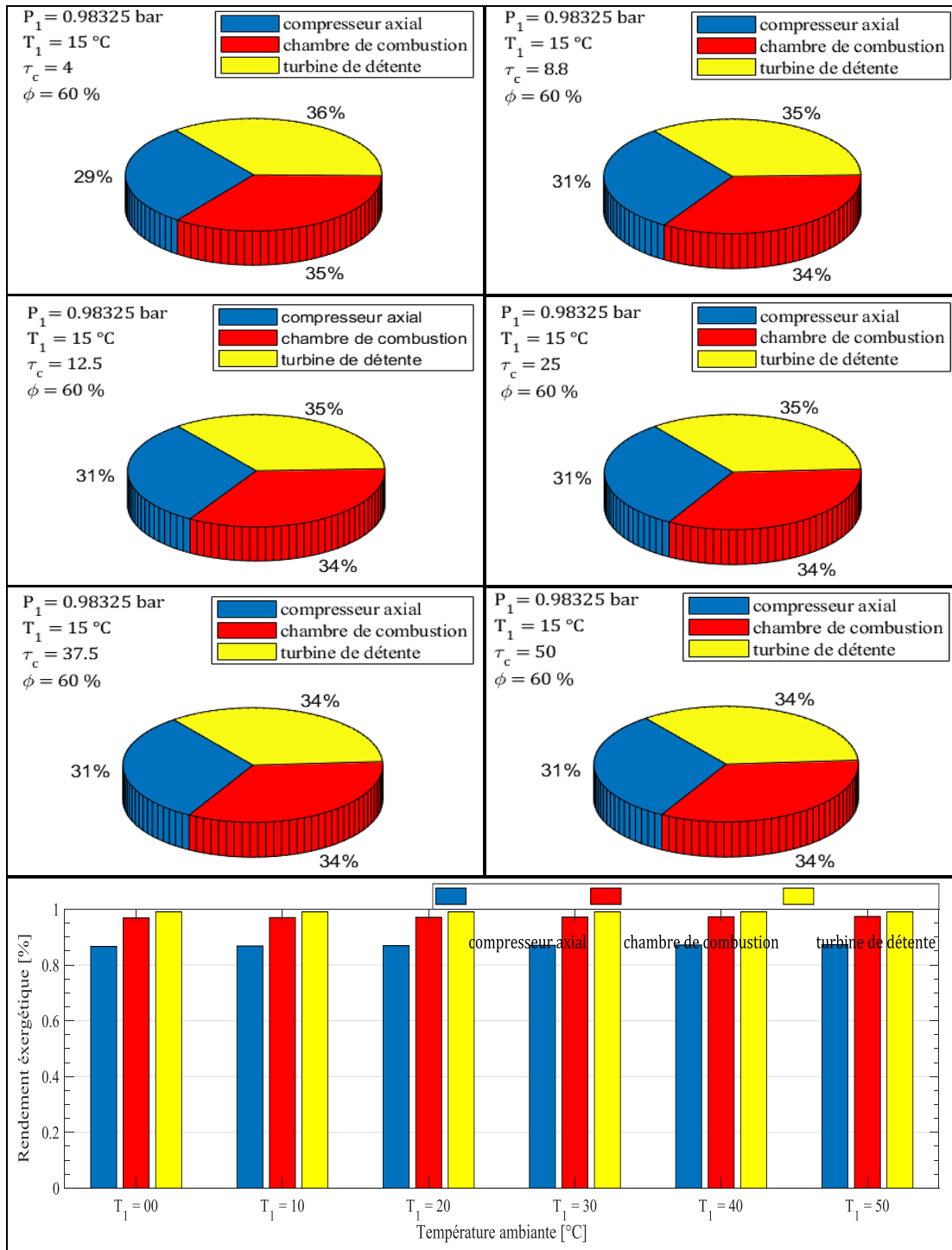


Figure V.47 : Rendement exergetique dans chacun des organes de la turbine à gaz.

On constate que le compresseur axial augmente légèrement de 29% pour le taux de compression $\tau_c = 4$ à 31% pour $\tau_c = 50$, contrairement pour la chambre de combustion diminue faiblement de 35% pour le taux de compression $\tau_c = 4$ à 34% pour le taux $\tau_c = 50$, ainsi pour la turbine de détente le pourcentage se baisse légèrement de 36% pour le taux de compression $\tau_c = 4$ à 34% pour le taux $\tau_c = 50$.

V.5.12. Facteur exergoéconomique dans chacun des organes de la turbine à gaz

La **figure V.48**, ci-dessous représente plusieurs figures de Facteur exergoéconomique pour chacun des organes de la TAG, en augmentant le taux de compression de 04 à 50, et en fixant $T_3 = 963^\circ\text{C}$.

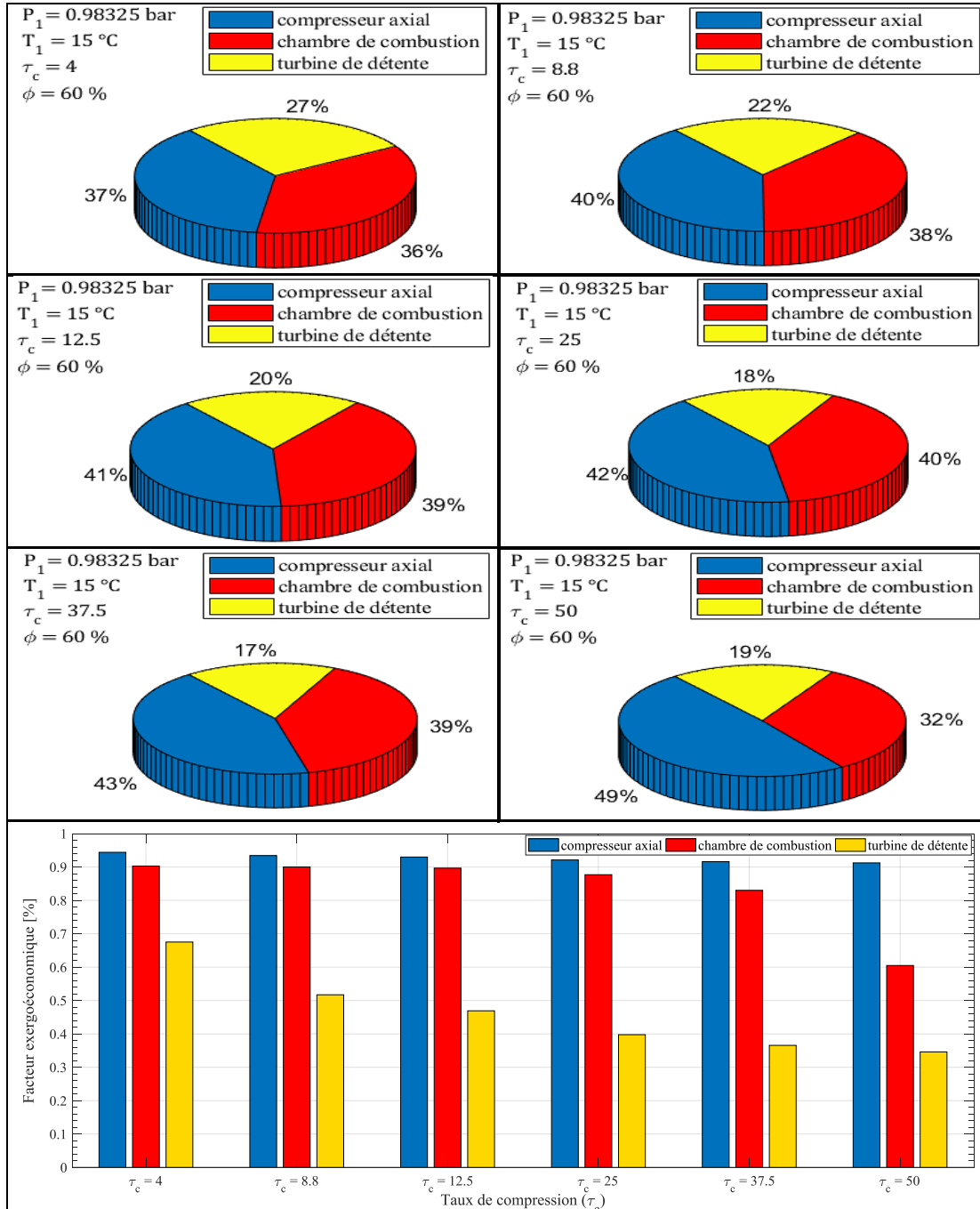


Figure V.48 : Facteur exergoéconomique dans chacun des organes de la turbine à gaz.

Nous pouvons déduire à travers la Figure **V.46** que le pourcentage de Facteur exergoéconomique augmente légèrement pour le compresseur axial de 37% pour $\tau_c = 4$ à 49% pour $\tau_c = 50$. Pour la chambre de combustion le pourcentage augmente faiblement de 36% pour $\tau_c = 4$ à 32% pour $\tau_c = 50$. La variation de de pourcentage pour la turbine de détente diminue légèrement de 27% pour le $\tau_c = 4$ à 19% pour $\tau_c = 50$.

V.6. Conclusion

Sur la base des objectifs du présent chapitre, qui est de mettre en évidence l'influence de plusieurs paramètres tels que la température ambiante, taux de compression et la température d'entrée turbine sur les performances de l'installation de la turbine à gaz. Les résultats obtenus montrent que les performances Energétique-Exergétique-Economique de la turbine à gaz MS 5002C sont très sensibles à la variation des paramètres atmosphériques, et que le taux de compression agit favorablement sur les performances de la TAG. »

Conclusion générale :

Ce projet de fin d'études, nous a permis à travers le stage effectué dans Menzel Lejmet Nord (MLN) bloc 405a, de confronter l'ensemble des connaissances acquises tout au long de notre formation, et d'enrichir nos connaissances concernant les aspects liés à la turbine à gaz MS5002C.

Le couplage de "REFPROP" et "MATLAB" est une des techniques nécessaires pour modéliser et analyser un cycle TAG réel. Ces programmes permettent de définir des profils de paramètres de la turbine à gaz, qui couvre toute la gamme des variables prises en considération.

Le premier et le deuxième principe de la thermodynamique sont essentiels pour l'étude des cycles TAG, car de ces deux derniers principes, on peut tirer différents bilans pour évaluer les performances des cycles.

En raison des irréversibilités au sein de tout système thermique, l'exergie n'est pas conservée. Il en résulte que le terme de destruction d'exergie est pris en compte pour le bilan exergetique de tout système thermique. L'analyse exergetique fournit des informations sur les magnitudes et les emplacements des irréversibilités pour tout système thermique. Ces informations sont utiles pour déterminer le processus ou l'équipement le plus responsable des irréversibilités au sein du système, mais pas assez pour développer des stratégies de modification du système afin de minimiser les irréversibilités. Parce que, dans l'analyse exergetique, il n'est pas clair dans quelle mesure une partie des destructions exergetique est évitable. Par conséquent, seule l'analyse exergetique ne reflète pas un réel potentiel d'amélioration pour un système thermique. Bien que l'analyse exergetique de tout système thermique représentent certains critères d'évaluation pour améliorer l'efficacité du système ; les modifications à effectuer doivent également être envisagées sur le plan économique. À cette fin, l'analyse exergoéconomique est utilisée pour l'évaluation de notre turbine à gaz.

Les résultats obtenus montrent que toutes les turbines à gaz sont affectées par le changement de trois paramètres de base :

- ✓ La température de l'air ambiant.
- ✓ Le taux de compression.
- ✓ La température à l'entrée de la turbine de détente.

L'augmentation de la température de l'air à l'entrée du compresseur (température ambiante) et le facteur climatique ayant le plus grand impact sur les performances de la TAG. Elle provoque des diminutions dans les performances énergétiques, exergetique, et de la puissance nette. Ainsi, les coûts de l'équipement du système et plus rentable en raison de la diminution de débit du carburant consommé.

D'après les résultats, nous avons trouvé qu'il existe une valeur de taux de compression optimal, et donne des meilleurs rendement énergétiques et exergetique, et la plus haute puissance nette.

Nous concluons que l'augmentation de la température de combustion influence positivement sur le rendement énergétique, exergetique et la puissance nette, mais elle provoque une augmentation de la quantité de carburant consommée, donc, une augmentation des coûts de l'équipement du système.

Les recommandations suivantes peuvent être envisagées pour autres recherches dans ce sujet :

- ✓ Les recherches futures devraient étudier et analyser des configurations pour maximiser la puissance utile, et améliorer les performances de ce type de centrales.
- ✓ Un modèle dynamique est fortement recommandé pour prendre en compte le comportement technico-économique de ces systèmes.
- ✓ En outre, comme partie futurs, il est conseillé d'utiliser une méthodologie multi-objective pour déterminer le maximum de bénéfice Energétique-Exergétique-Economique-Environnementale de ces centrales.

Références bibliographiques.

- [1] ODL – MLN Central Processing Facilities – Production and Utilities Training.
- [2] Support de Formation Total : EXP-PR-PR080-FR
- [3] Support de Formation Total : EXP-PR-PR130-FR
- [4] **A.Scalzo, L.Bannister R, M.DeCorso, et G. S.Howard.**, « Evolution of heavy-duty power generation and industrial combustion turbines in the United States », ASME Paper No. 94-GT-488 (1994).
- [5] **M.Homji, Cyrus B.** The Historical Evolution of Turbomachinery. Texas A&M University. Turbomachinery Laboratories. (2000).
- [6] **Bannister R. L, Cheruvu N. S, Little D. A, and Mc Quiggan G.**, « Development requirements for an advanced gas turbine system », ASME Paper No. 94-GT-388 (1994).
- [7] **M.Lucia, R.Bronconi, E.Carnevale.**« Performance and economic enhancement of cogeneration gas turbines through compressor inlet air cooling. Trans », ASME, 116: 360-365 (1994).
- [8] **E.Jeffs**« Franz Stolze: gas turbine engineers ahead of his time », Gas Turbine World, May-June (1986).
- [9] Musée, Deutsches. «Deutsches Museum: Holzwarth Gas Turbine, 1908». www.deutsches-museum.de.
- [10] **F.Kreith.** Le CRC Handbook of Mechanical Engineering (Deuxième éd.). États-Unis: CRC Press. pp. 222
- [11] The world's first industrial gas turbine set at Neuchatel (1939), An international historic mechanical engineering landmark, ASME publication, September 2, (1988).
- [12] **H. Khosravia, G. Reza Salehib and M. Torabi Azad.** Design of structure and optimization of organic Rankine cycle for heat recovery from gas turbine: The use of 4E, advanced exergy and advanced exergoeconomic analysis. **Applied Thermal Engineering 147 (2019) 272–290.**
- [13] **J. Wang, Z. Lu, M. Li, N. Lior and W. Li.** Energy, exergy, exergoeconomic and environmental (4E) analysis of a distributed generation solar-assisted CCHP (combined cooling, heating and power) gas turbine system. **Energy 175 (2019) 1246e1258.**
- [14] **F. Sartori da Silva and J. A. Matelli.** Exergoeconomic analysis and determination of power cost in MCFC steam turbine combined cycle. **0360-3199/© 2019 Hydrogen Energy Publications LLC.**
- [15] **H. Feng, G. Tao, C. Tang, Y. Ge, L. Chen and S. Xia.** Exergoeconomic performance optimization for a regenerative closed-cycle gas turbine combined heat and power plant. **Energy Reports 5 (2019) 1525–1531.**
- [16] **Y. Chena, M. Wanga, V. Lisoc, S. Samsatlid, N. J Samsatlie, R. Jinga, J . Chenf , N. Lia and Y. Zhao.** Parametric analysis and optimization for exergoeconomic performance of a

- combined system based on solid oxide fuel cell-gas turbine and supercritical carbon dioxide Brayton cycle. **Energy Conversion and Management** 186 (2019) 66–81.
- [17] Z. Liu and T. He. Exergoeconomic analysis and optimization of a Gas Turbine-Modular Helium Reactor with new organic Rankine cycle for efficient design and operation. **Energy Conversion and Management** 204 (2020) 112311.
- [18] S. Wanga, C. Liua, J. Lib, Z. Suna, X. Chena and X. Wang. Exergoeconomic analysis of a novel trigeneration system containing supercritical CO₂ Brayton cycle, organic Rankine cycle and absorption refrigeration cycle for gas turbine waste heat recovery. **Energy Conversion and Management** 221 (2020) 113064.
- [19] Sh. Ghorbani, M.H. Khoshgoftar-Manesh, M.Nourpour and A.M. Blanco Marigorta. Exergoeconomic and exergoenvironmental analyses of an integrated SOFC-GT-ORC hybrid system. **Energy** 206 (2020) 11815.
- [20] A. Ebrahimi-Moghadam, M. Farzaneh-Gord, A. Jabari Moghadam, Nidal H. Abu-Hamdeh, M. Ali Lasemi, A. Arabkoohsar and A. Alimoradi. Design and multi-criteria optimisation of a trigeneration district energy system based on gas turbine, Kalina, and ejector cycles: Exergoeconomic and exergoenvironmental evaluation. **Energy Conversion and Management** 227 (2021) 113581.
- [21] L. Sun, D. Wang and Y. Xie. Energy, exergy and exergoeconomic analysis of two supercritical CO₂ cycles for waste heat recovery of gas turbine. **Applied Thermal Engineering** 196 (2021) 117337.
- [22] Z. Fang, L. Shang, Z. Pan, X. Yao, G. Ma and Z. Zhang. Exergoeconomic analysis and optimization of a combined cooling, heating and power system based on organic Rankine and Kalina cycles using liquified natural gas cold energy. **Energy Conversion and Management** 238 (2021) 114148.
- [23] W. Chan, H. Li, X. Li, F. Chang, L. Wang and Z. Feng. Exergoeconomic analysis and optimization of the Allam cycle with liquefied natural gas cold exergy utilization. **Energy Conversion and Management** 235 (2021) 113972.
- [24] M. Zoghi, H. Habibi, A. Chitsaz and M. Shamsaiee. Exergoeconomic and environmental analyses of a novel trigeneration system based on combined gas turbine-air bottoming cycle with hybridization of solar power tower and natural gas combustion. **Applied Thermal Engineering** 188 (2021) 116610.
- [25] S. Marandi, N. Sarabchi and M. Yari. Exergy and exergoeconomic comparison between multiple novel combined systems based on proton exchange membrane fuel cells integrated with organic Rankine cycles, and hydrogen boil-off gas subsystem. **Energy Conversion and Management** 244 (2021) 114532.
- [26] Al-Rashed and M. Afrand. Multi-criteria exergoeconomic optimization for a combined gas turbine-supercritical CO₂ plant with compressor intake cooling fueled by biogas from anaerobic digestion **Energy** 223 (2021) 119997.

- [27] **L. Sun, D. Wang and Y. Xie.** Thermodynamic and exergoeconomic analysis of combined supercritical CO₂ cycle and organic Rankine cycle using CO₂-based binary mixtures for gas turbine waste heat recovery. **Energy Conversion and Management 243 (2021) 114400.**
- [28] **C. Uysal and A. Keçebas.** Advanced exergoeconomic analysis with using modified productive structure analysis: An application for a real gas turbine cycle. **Energy 223 (2021) 120085.**
- [29] ENSPM. Formation Industrie. IFP training
- [30] Document «Heavy Duty Gas Turbine Overview», GE imagination at work
- [31] **ASHRAE Handbook Fundamentals 2017**, SI Edition.
- [32] **Stephen R. Turns.** THERMODYNAMICS CONCEPTS AND APPLICATIONS. Cambridge University Press, New York, NY 10011–4211, USA. First published 2006. Page 1382.
- [33] **Ibrahim Dincer and Marc A. Rosen.** Exergy, Energy, Environment and Sustainable Development. Ontario Tech. University, Oshawa, ON, Canada. Third Edition 2021.
- [34] **Oliver Sacks.** CRC Handbook of Chemistry and Physics. 85th Edition, Octobre- 2003.