République Algérienne démocratique et populaire
Ministère de l'enseignement supérieur
et de la recherche scientifique
Université "Yahia FARES" Médéa
Faculté de la Technologie
Département de Génie Mécanique

Projet de fin d'études

Pour l'obtention du diplôme de Master En Génie Mécanique

Option : énergie renouvelable en mécanique

Thème

ANALYSE DES PERFORMANCE D'UN TURBOCOMPRESSEUR DE SURALIMENTATION DE CHAMP HASSI R'MEL

Proposé et dirigé par :

- **Dr .Rebhi Redha**

Co-promoteur :

- **Dr .KHIR Saleh**

Présente par :

- **SAFIDINE WALID**
- **GUIT M'HAMED**

Promotion 2024-2025

Remerciements

Nous remercions notre dieu tout puissant « **Allah** » de nous avoir permis et aider à accomplir ce travail en nous l'atteinte de notre objectif et arriver à notre but.

Nous tenons à exprimer nos remerciements avec un grand plaisir et un grand respect à notre encadreur **Dr. Rebhi Redha et Dr.KHIR Saleh** pour son suivi, ces précieux conseils et encouragements et pour l'orientation qu'il nous a donné à notre travail.

Nous exprimons nos remerciements les plus dévoués aux membres de jury qui nous ont honorées en acceptant d'évaluer ce travail.

Nous voudrions exprimer notre gratitude à tout le personnel de l'université YAHIA FARES de Médéa, en particulier au corps administratif et les enseignants du département de génie mécanique

Enfin nous tenons à adresser nos vifs remerciements à tous ceux qui nous ont offert

SAFIDINE WALID

GUITE M'HAMED

Résumé

Résumé

Dans ces dernières années, les turbines à gaz industrielles jouent un rôle important dans les systèmes de production de puissance, telles que les centrales nucléaire de puissance(NPP) et les centrales de production du gaz. Bien que de nombreux avantages de ces équipements, leur haute sensibilité à l'influence de variation de la température de l'air ambiant, qui change considérablement entre le jour et la nuit, l'été et l'hiver, fait que le rendement thermique d'exploitation de ces machines se trouve affecté. L'objectif principal de ce travail, consiste à une étude thermodynamique de la turbine à gaz MS5002C utilisée dans des conditions de températures de constructeur et température réél (éte) dans un site de champ sonatrach alors on a fait une description générale de la turbine MS5002C et compresseur BCL605/A , Après avoir effectué les calculs des deux cas de températeur à 20°C et à 47°C, dans les trois cycle de turbine a gaz (simple-double arbre -double arbre avec régénération) d'aprés analyse des différentes configurations des turbines, nous avons déduit que la turbine à gaz MS5002C double arbre avec régénération est la méthode la plus efficace

Mots clés : turbine à gaz, compresseur centrifuge ,étude thermodynamique, rendement thermique, puissance thermique , maintenance , calcul ,

ملخص

في السنوات الأخيرة، لعبت توربينات الغاز الصناعية دورًا مهمًا في أنظمة توليد الطاقة، مثل محطات الطاقة النووية ومحطات إنتاج الغاز .وعلى الرغم من أن هذه الأجهزة تتمتع بالعديد من المزايا، إلا أن حساسيتها العالية لتأثير تغير درجة حرارة الهواء المحيط، والتي تتغير بشكل كبير بين الليل والنهار، والصيف والشتاء، تعني أن الكفاءة التشغيلية الحرارية لهذه الآلات تتأثر .الهدف الرئيسي من هذا العمل هو دراسة ترموديناميكية لتوربين الغاز MS5002Cالمستخدم في ظروف درجة حرارة الشركة المصنعة ودرجة الحرارة الحقيقية)الصيف (في موقع حقل سوناطراك، ثم تم إجراء وصف عام لتوربين الغاز MS5002Cوضاغط .BCL605 / Aبعد إجراء حسابات حالتي درجة الحرارة عند 20درجة مئوية و 47درجة مئوية، في دورات التوربينات الغازية الثلاث)عمود واحد -عمود مزدوج -عمود مزدوج مع التجديد (بناءً على تحليل التكوينات المختلفة للتوربينات، استنتجنا أن توربين الغاز MS5002Cذو العمود المزدوج مع التجديد هو الطريقة الأكثر كفاءة.

Abstract

In recent years, industrial gas turbines have played an important role in power generation systems, such as nuclear power plants (NPP) and gas production plants. Although these equipments have many advantages, their high sensitivity to the influence of ambient air temperature variation, which changes considerably between day and night, summer and winter, means that the operating thermal efficiency of these machines is affected. The main objective of this work is a thermodynamic study of the MS5002C gas turbine used in manufacturer temperature conditions and real temperature (summer) in a Sonatrach field site, then a general description of the MS5002C turbine and BCL605/A compressor was made. After performing the calculations of the two cases of temperature at 20°C and 47°C, in the three gas turbine cycles (single-double shaft -double shaft with regeneration) based on analysis of the different configurations of the turbines, we deduced that the MS5002C double shaft gas turbine with regeneration is the most efficient method.

Keywords: gas turbine, centrifugal compressor, thermodynamic study, thermal efficiency, thermal power, maintenance, calculati

Sommaire

Sommaire

Table des matières

Remerciement

Listes des tableaux

Liste des figures

Résumé

Introduction.....1

Chapitre I : Généralités sur les Turbines a gaz et les Compresseurs Centrifuges

I.1- Définition.....4

I.2- Historique sur le développement des turbines à gaz.....4

I.3- Les éléments d'une turbine à gaz.....5

I .3.1- Système de l'admission « Entrée d'air ».....6

I .3.2- compresseur.....6

I .3 .3- La chambre de combustion.....7

I.3.4- La turbine.....7

I .3.5- Echappement.....7

I .4- Classification des turbines à gaz.....8

I.4.1- D'après le mode de construction.....8

I.4.1.1- turbine mono-arbre.....8

I.4.1.2- turbine bi-arbre.....9

I.4.2- D'après le mode de travail.....10

I.4.2.1-Turbine à action.....10

I.4.2.2-Turbine à réaction.....10

I.4.4- D'après le mode de fonctionnement thermodynamique.....11

I.4.4.1- Turbine à gaz à cycle fermé.....11

I.4.4.2- Turbine à gaz à cycle ouvert.....11

I.5- Principe de fonctionnement de la Turbine à gaz.....12

I.5.1- Principes.....13

Sommaire

I.5.2- Rendement 14
I.6- Domaine utilisation des turbines à gaz.....15
I.6.1- Domaines fixes (utilisation industrielle) 15
I.6.2- Domaines mobiles.....15
I.7- Avantages et inconvénients des turbines à gaz 15
I.7.1- Avantages.....15
I.7.2- Inconvénients.....15
I.8-Turbine à gaz à cycle combiné 16
I.8.1-Définition.....16
I.8.2-Principe.....16
I.9- Contraintes d'installation de la turbine à gaz 17
I.9.1- Filtration d'air 17
I.9.2- Combustibles 17
I.9.3- Nuisances.....18
I.9.4- Échappement.....18
I.9.5- Systèmes de démarrage 18
I.10-Appellation des turbines à gaz marque GE 19
I.11- Généralités sur les compresseurs 19
I.11.1- définition.....19
I.11.2- But de compression 20
I.11.3- Classification des compresseurs.....21
I.11.3-1 Compresseurs axiaux.....21
I.11.3-2 Compresseurs centrifuges.....22
I.11.3-3-Présentation d'un compresseur centrifuge.....23
I.11.4- Principe de fonctionnement d'un compresseur centrifuge 25
I.11.5- pompage et anti-pompage.....26
II.11.5.1-Phénomène du pompage.....26

Sommaire

I.11.5.2-Anti-Pompage 27

I.12- Conclusion 28

Chapitre II :Description sur les Turbines a gaz et les Compresseurs Centrifuges

II.1- Introduction 30

II.2- Caractéristiques de la turbine à gaz MS5002C.....30

II.3- Principe de Fonctionnement de la Turbine à Gaz MS5002C 31

II.4 Sections principales de la turbine 33

II.4 .1- Section admission 33

II.4 .1- Section de compression.....34

II.4 .2-Section de combustion 35

II.4 .3- Section turbine (détente) 36

II.4 .4-Section échappement 38

II.4 .5-Système de palier 39

II.4.5.1 Ensemble des paliers 39

II.4 .6- La partie auxiliaire 40

II.4.7- Système d'admission 40

II.4.8- Système de démarrage 41

II.4 9- Système de l'huile de graissage:de démarrage 42

II.4 9.1-Réservoir d'huile 42

II.4 9.2- Système d'air de refroidissement et d'étanchéité 44

II.4.10- Système d'échappement 45

II.5- description du compresseur centrifuge bcl 605/ii.5.1 presentation du compresseur bcl 605/a 46

II.5.2- Caractéristiques du compresseur BCL 605 47

II.5.3 Elements constitutifs du compresseur bcl 605/a.....47

II.5.3.1 Corps.....47

II.5.3.2 Diaphragme.....48

Sommaire

II.5.3.3 Rotor.....50
II.5.3.4 .Arbre.....50
II.5.3.5 Roues.....51
II.5.3.6- Piston d'équilibrage.....51
II.5.3.7 Paliers.....52
II.5.3.8- Etanchéités.....54
II.5.4 systemes auxiliaires du compresseur.....55
II.5.4.1 Circuits d'huiles.....55
Conclusion.....56
Chapitre III : Maintenance De La Turbine a Gaz Et Le Compresseurs Centrifuge
III.1- La Maintenance.....58
III.1.1- Introduction.....58
III.1.2- Définition de la maintenance.....58
III.1.3- But de la maintenance.....58
III.1.4- Différents types de maintenance.....59
III.1.4.1 La maintenance préventive.....59
III.1.4.2 Maintenance préventive systématique.....59
III.1.4.3 Maintenance préventive conditionnelle.....59
III.1.4.4- Avantages et inconvénients de la maintenance préventive.....60
III.1.5- La maintenance corrective.....60
III.1.5.1- Les dépannages.....60
III.1.5.2 - Les réparations.....60
III.1.5.3 Avantage et inconvénients de la maintenance corrective :.....60
III.1.6- La Maintenance De La Turbine Gaz.....61
III.1.6.1 Inspection de combustion (combustion inspection CI).....61
III.1.6.2- Inspection du parcours des gaz chauds (hot gas parth inspection HGPI):.....62
III.1.6.3- Inspection majeur (major inspection MI) ou révision générale:.....62

Sommaire

III.1.7 La maintenance des compresseurs compresseur centrifuge 62

III.1.8- Conclusion 64

Chapitre IV : Les Méthodes d'Amélioration Rendement Des Turbines à Gaz

IV.1- Introduction.....66

IV.2- Définition.....66

IV.3- Cycle simple d'une turbine à gaz.....67

IV.4- Introduction.....67

IV.5 Cycle simple idéal 67

IV.6 Rendement thermique et résultat.....71

IV.7- Cycle simple réel.....72

IV.8- Simulation d'une turbine à gaz a doublé arbre.....73

IV.8.1- Modélisation d'une turbine à gaz a double arbre 73

IV.5- Cycle double arbre état idéal.....74

IV.6- Cycle double arbre état réel 80

IV.7- Cycle à gaz double arbre avec régénération.....81

IV.7.1- Etat ideal 81

IV.7.2- a état réel.....90

IV.8- Analyse des résultats 91

IV.9- Conclusion 92

Conclusion générale 94

Références bibliographiques 96

Liste des tableaux et figures

Listes des tableaux

Chapitre I : Généralités sur les Turbines a gaz et les Compresseurs Centrifuges

Tableau I. 1 : Historique de développement de la turbine à gaz type :MS5002 5

Chapitre III : Maintenance De La Turbine a Gaz Et Le Compresseurs Centrifuge

Tableau III. 1: cycle de maintenance de la turbine à gaz. 61
Tableau III. 2: cycle de maintenance de compresseur centrifuge. 64

Chapitre IV : Les Méthodes d'Amélioration Rendement Des Turbines à Gaz

Tableau IV. 1comparaison des rendements thermiques. 91

Liste des figures

Chapitre I : Généralités sur les Turbines a gaz et les Compresseurs Centrifuges

Figure I. 1: Composants d'une TAG simple. 5
Figure I.2. a : Rotor du compresseur axial. 6
Figure I.2. b: Stator du compresseur axial. 6
Figure I. 3: Coupe annotée d'une turbine à gaz. 7
Figure I. 4: Classification des turbines à gaz. 8
Figure I. 5: schéma de la turbine à un seul arbre. 9
Figure I. 6: schéma d'une turbine à gaz bi-arbre. 9
Figure I. 7: schéma de turbine à action et turbine à réaction. 10
Figure I. 8: Représentation de cycle fermé et ouvert. 11
Figure I. 9: Fonctionnement d'une turbine à gaz à compresseur axial. 13
Figure I. 10 : Coupe longitudinale d'une turbine à gaz. 13
Figure I. 11: Turbine à gaz à cycle combiné. 16
Figure I. 12: Méthode d'appellation des turbines à gaz. 19
Figure I. 13: Classification des compresseurs 21
Figure I. 14: Compresseur axial. 22
Figure I. 15:Compresseur à plan de joint vertical (Type Barrel). 23
Figure I. 16: Compresseur multicellulaire. 24
Figure I. 17Entraînement par turbine 24
Figure I. 18 Entraînement par turbine. 25
Figure I. 19: Dessin technique compresseur centrifuge 26
Figure I. 20: Fluctuation de pression et de débit. 27
Figure I. 21:Circuit d'anti–pompage d'un compresseur centrifuge. 27

Chapitre II : Description sur les Turbines a gaz et les Compresseurs Centrifuges

Figure II. 1: La turbine à gaz MS 5002C. 30
Figure II. 2: Présentation de la turbine MS 5002C. 32
Figure II. 3: Schéma de Ia turbine à gaz MS-5002C. 33
Figure II. 4: Caisse d'admission. 33
Figure II. 5: Compresseur axial. 34
Figure II. 6: Chambre de combustion. 35
Figure II. 7: Caisse turbine. 36
Figure II. 8: Rotor HP. 37

Listes des figures

Figure II. 9:Rotor BP 38
Figure II. 10: caisse échappement 38
Figure II. 12 : Paliers radiaux (a : palier radial lisse ;b :palier radial a patins). 39
Figure II. 11: Butées active (c) et inactive (d).....39
Figure II. 13: Système d'admission. 41
Figure II. 14: Disposition du système de graissage. 44
Figure II. 15: Principaux éléments du système d'échappement. 45
Figure II. 16: Présentation du compresseur BCL 605/A. 46
Figure II. 17: Codification du compresseur BCL 605/A. 47
Figure II. 18: Le bâti (corps). 48
Figure II. 19: les diaphragmes. 49
Figure II. 20: le rotor du compresseur. 50
Figure II. 21: les roues. 51
Figure II. 22: le piston d'équilibrage. 52
Figure II. 23: Palier porteur. 53
Figure II. 24: Palier de butée 54
Figure II. 25: Organigramme de maintenance. 59

Chapitre IV : Les Méthodes d'Amélioration Rendement Des Turbines à Gaz

Figure IV. 1 : Ecran de calcul du point d'entrée d'air. 67
Figure IV. 2:Ecran de calcul du point 2 sorties de compresseur. 68
Figure IV. 3:Ecran de calcul du point 3 sortie de chambre de combustion. 68
Figure IV. 4:Ecran de calcul du point 4 sortie de Turbine. 68
Figure IV. 5:Ecran de calcul du point combustible. 69
Figure IV. 6:Écran de calcul du transformation compression. 69
Figure IV. 7: Écran de calcul de l'échange. 70
Figure IV. 8:Écran de calcul transformation combustion. 70
Figure IV. 9:Écran de calcul transformation détente. 71
Figure IV. 10: le bilan final de la TAG simple état idéal. 71
Figure IV. 11: schéma du projet TAG simple. 72
Figure IV. 12:Écran de calcul du point d'entrée d'air état réel. 72
Figure IV. 13 : le bilan final de la TAG simple état Réel. 73
Figure IV. 14 : Schéma d'une turbine à gaz a double arbre 73

Listes des figures

Figure IV. 15: Ecran de calcul du point d'entrée d'air.....74
Figure IV. 16) :Ecran de calcul du point 2 sortie de compresseur.....75
Figure IV. 17:Écran de calcul du point 3 sortie de chambre de combustion. 75
Figure IV. 18: Écran de calcul du point 4 sortie de 1er turbine. 76
Figure IV. 19: Écran de calcul du point 5 sortie de 2 eme turbine. 76
Figure IV. 20 : Écran de calcul transformation compression. 77
Figure IV. 21 :Écran de calcul transformation échangé. 77
Figure IV. 22: Écran de calcul transformation combustion. 78
Figure IV. 23 :Écran de calcul transformation détente 1. 78
Figure IV. 24Écran de calcul transformation détente 2. 79
Figure IV. 25 : le bilan final de la TAG bi-arbre a état Idéal. 79
Figure IV. 26le schéma du projet TAG a double arbre. 80
Figure IV. 27 : Écran de calcul du point d'entrée d'air. 80
Figure IV. 28: le bilan final de la TAG bi-arbre a état Réel. 80
Figure IV. 29 le schéma turbine a gaz double arbre avec régénération. 81
Figure IV. 30: Écran de calcul le point (1) entrée d'air. 81
Figure IV. 31 Écran de calcul le point (1a). 82
Figure IV. 32 : Écran de calcul le point (1i). 82
Figure IV. 33 : Écran de calcul le point (2). 83
Figure IV. 34 : Écran de calcul le point (2bis). 83
Figure IV. 35 : Écran de calcul le point (3). 84
Figure IV. 36 Écran de calcul le point (3a). 84
Figure IV. 37): Écran de calcul le point (3i). 84
Figure IV. 38 Écran de calcul le point (4). 85
Figure IV. 39: Écran de calcul le point (5). 85
Figure IV. 40 : Écran de calcul le point (1_0). 85
Figure IV. 41Écran de calcul le point (combustible). 86
Figure IV. 42 Écran de calcule le transformation compression. 86
Figure IV. 43 : Écran de calcule le transformation Echange. 87
Figure IV. 44 : Écran de calcul transfo combustion. 87
Figure IV. 45 : Écran de calcul transfo détente. 88
Figure IV. 46 : Écran de calcul transfo échange. 88
Figure IV. 47: Le bilan final de la TAG bi-arbre avec régénération état idéal. 89
Figure IV. 48 : Schéma principale de cycle TAG Biétagée avec Régénération 89

Listes des figures

Figure IV. 49 : Écran de calcul le point (1) entrée d'air. 90
Figure IV. 50 le bilan final de la TAG bi-arbre avec régénération état Réel.....90

Introduction Générale

Introduction

Dans un contexte mondial marqué par une demande énergétique croissante et la nécessité de réduire les émissions polluantes, l'optimisation des systèmes de conversion d'énergie devient une priorité majeure. Parmi ces systèmes, la turbine à gaz occupe une place centrale, en particulier dans les domaines de la production d'électricité, de la propulsion aéronautique et de l'industrie pétrolière et gazière. Ce type de machine thermique, fonctionnant selon le cycle de Brayton, se distingue par sa capacité à fournir une puissance élevée avec un temps de réponse rapide et un encombrement réduit.

Le bon fonctionnement d'une turbine à gaz repose principalement sur deux composants clés : le compresseur et la turbine elle-même. Le compresseur, chargé de comprimer l'air avant sa combustion, joue un rôle fondamental dans le rendement global du cycle. Parmi les technologies disponibles, le compresseur centrifuge présente des avantages significatifs, notamment une conception plus compacte, une bonne stabilité de fonctionnement et une grande robustesse. Ce type de compresseur est particulièrement adapté aux applications industrielles où les débits sont modérés mais où des pressions élevées sont requises.

La compréhension approfondie du fonctionnement des turbines à gaz et des compresseurs centrifuges, ainsi que l'analyse de leurs performances, constituent donc un enjeu essentiel pour les ingénieurs et les chercheurs œuvrant dans le domaine de l'énergie. De plus, l'amélioration continue de ces machines passe par une modélisation thermodynamique précise, accompagnée d'une analyse aérodynamique fine et de l'optimisation des paramètres de fonctionnement.

Cependant, l'amélioration du rendement des turbines à gaz reste un défi constant. Elle passe par l'optimisation de la compression de l'air, la réduction des pertes énergétiques, le perfectionnement de la régénération thermique, ainsi que l'amélioration des matériaux et des méthodes de refroidissement. Le compresseur centrifuge, bien qu'efficace, présente des limitations qu'il convient d'analyser et de surmonter à travers une modélisation approfondie et des solutions innovantes d'ingénierie.

L'objectif principal de cette étude consiste à concevoir un modèle et à analyser une installation de turbine à gaz qui inclut trois configurations différentes : une turbine à gaz simple, une turbine à gaz à deux arbres et une turbine à gaz à deux arbres avec régénération . Pour mener à bien cette étude, nous utilisons l'outil informatique Thermoptim. Notre but est de rendre

notre machine plus efficace tout en augmentant la puissance qu'elle génère. Nous cherchons également à évaluer les aspects énergétique et exégétique du cycle de la turbine à gaz

Le début de chapitre 1 introduit les principes de base des turbines à gaz et des compresseurs centrifuges, en expliquant leur rôle, leur fonctionnement et leurs caractéristiques principales.

Le second chapitre de cette thèse qui contient description sur les turbines a gaz et les compresseurs centrifuges qui parle sur les Caractéristiques et les elements Constitutifs de chaque machine

Dans le troisième chapitre de ce mémoire, introduit importance de la maintenance des turbines à gaz et des compresseurs centrifuges est essentielle pour garantir leur performance

Dans le quatrième chapitre de l'attention est portée sur la modélisation d'une turbine à

gaz simple à l'aide du logiciel Thermoptim, avec un accent particulier sur l'amélioration des

performances des turbines à gaz. Et L'effet de ces modifications sur l'amélioration du rendement thermique est examiné, permettant ainsi d'évaluer leur impact sur les performances de la turbine à gaz

,

Chapitre I

Généralités sur les Turbines a gaz et les

I.1- Définition

La turbine à gaz est un moteur à combustion interne, dont le rôle est la reconversion de l'énergie thermique due à la combustion d'un hydrocarbure en énergie mécanique (couple mécanique sur l'arbre de la turbine).

La turbine à gaz prend l'air atmosphérique et le comprime 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 le processus de détente qui a lieu dans la section turbine. L'énergie mécanique qui en résulte est transmise par l'intermédiaire d'un accouplement en puissance utile à une machine réceptrice « alternateurs, pompes centrifuges, compresseurs de gaz...Etc.).

I.2- Historique sur le développement des turbines à gaz

Les applications pratiques des turbines à gaz se sont produites la première fois de 1939 à 1941.en 1939, la société suisse brown boveri a utilisé une turbine à gaz pour produire de l'électricité. Également en 1939, le premier vol d'un avion actionné par une turbine à gaz développée par hans vo nohain, a eu lieu en Allemagne. Une autre turbine à gaz d'avion a été développée par frank whittle, qui a actionné un avion en 1941 en Angleterre. à partir de ces applications la turbine à gaz a été développée au point où aujourd'hui c'est la centrale la plus importante d'avions en service.

Les progrès obtenus dans le domaine de la technologie des matériaux et dans la recherche approfondie sur la combustion ont donné comme résultats des améliorations rapides des performances en termes de puissance spécifique et rendement en augmentant la température maximale dans le cycle thermodynamique. Le tableau suivant montre l'historique des progrès de la turbine à gaz type MS5002 depuis 1970.

Tableau I. 1 : Historique de développement de la turbine à gaz type :MS5002 . .[2]

	Ship Dates	Output hp (kW)		Heat Rate** Btu/hp-hr (kJ/kWh)		Firing Temp F/C		Air Flow 10^3 lbs/hr (10^3 kg/hr)		Exhaust Temp (F/C)	
		RC	SC	RC	SC	RC	SC	RC	SC	RC*	SC
MS5002A	1970-Present	25,200/ 18,792	26,250/ 19,575	7,390/ 10,455	9,780/ 13,837	1,705/ 929	1,690/ 921	773/ 351	773/ 351	987/638/ 531/337	975/ 524
MS5002B	1970-1975	31,050/ 23,154	32,550/ 24,273	7,480/ 10,583	9,240/ 13,073	1,710/ 932	1,700/ 927	923/ 419	923/ 419	940/660/ 504/349	932/ 500
MS5002B	1975-1978	32,000/ 23,862	33,550/ 24,981	7,180/ 10,158	8,910/ 12,606	1,710/ 932	1,700/ 927	899/ 408	925/ 420	942/679/ 506/359	930/ 499
MS5002B	1978-Present	32,000/ 23,862	35,000/ 26,100	7,070/ 10,003	8,830/ 12,493	1,710/ 932	1,700/ 927	899/ 408	966/ 438	936/667/ 502/353	915/ 491
MS5002C	Present	35,600/ 26,547	38,000/ 28,337	6,990/ 9,889	8,700/ 12,309	1,770/ 966	1,770/ 966	957/ 434	982/ 445	970/693/ 521/367	961/ 516
MS5002D	July 1997	-	43,000/ 32,066	-	8,650/ 12,235	-	1,807/ 986	-	1,113/ 504	-	950/ 510

Includes 0/0 Inches H_2O Inlet/Exhaust Pressure Drops Base Load Operation on Natural Gas Fuel

* First Number Is Turbine Exhaust; Second Is Regenerator Stack

** Heat Rates Are Lower Heating Value. To Convert to % Thermal Efficiency, Divide 2547 Btu/hp-hr by Heat Rate (Btu/hp-hr) and Multiply 100

RC = Regenerative Cycle SC = Simple Cycle GT18463G

I.3- Les éléments d'une turbine à gaz

Dans sa forme la plus simple et la plus répandue, une turbine à gaz est composée des cinqs éléments:

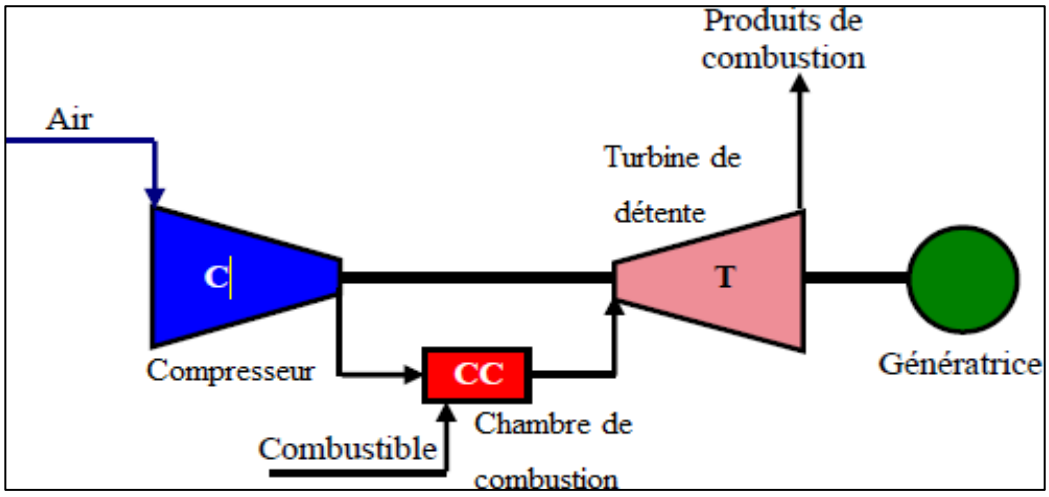


Figure I. 1: Composants d'une TAG simple.[3]

I .3.1- Système de l'admission « Entrée d'air »

L'éventuel refroidissement de l'air à l'entrée sans descendre au-dessous d'une température de 5 à 7 °C pour éviter les problèmes de givrage, s'effectue par des systèmes réfrigérants à évaporation, à brumisation d'eau ou à fluide caloporteur froid. Le premier et le dernier de ces systèmes induisent une perte de charge supplémentaire de l'ordre de 0,25 %. Les deux premiers sont efficaces en cas d'air chaud et sec et utilisent l'enthalpie de vaporisation de l'eau pour refroidir l'air en accroissant son humidité à respectivement 90 % et 95 %. La mesure de la perte de charge dans l'entrée d'air est importante pour estimer l'encrassement des filtres en la corrigeant des influences du débit d'air aspiré et des conditions atmosphériques.

I .3.2- compresseur

Le compresseur fournit la quantité maximale d'air sous pression qui puisse être chauffée dans l'espace limité da la chambre à combustion. Il est composé d'un disque entouré d'ailettes formant, (voir la figure.I-2-a). En tournant, les ailettes aspirent l'air. Un stator formé d'ailettes fixes permet de stabiliser le flux, (voir la figure.I-2-b)



Figure I.2. b : Rotor du compresseur axial.[3]



Figure I.2. a: Stator du compresseur axial.[3]

I .3 .3- La chambre de combustion

La chambre de combustion sera à transformer l'énergie chimique du carburant en énergie calorifique. Une fois que l'air est bien compressé.il est dirigé dans la chambre de combustion Plus il y a d'air et plus on peut y injecter du carburant en fonction de la stœchiométrie. le mélange air-carburant s'enflamme, la chaleur produite provoque une forte dilatation de ce mélange et donc produit une très grande poussée .un réacteur comporte soit plusieurs chambres de combustion soit une dite annulaire qui, comme son nom l'indique, entoure l'axe central comme un anneau, (voir la figure.I-3)

I.3.4- La turbine

La turbine transforme l'énergie cinétique et thermique des gaz en énergie mécanique. La turbine est reliée au compresseur par un axe central. Lorsque la turbine tourne à cause des gaz d'échappements qui frappent ses ailettes, le compresseur tourne également afin de compresseur de l'air.

Le principal rôle de la turbine est donc de faire tourner le compresseur. Il y a donc plusieurs turbines pour assurer la rotation des différents compresseurs (voir la figure.I-3).

I .3.5- Echappement

Influe par la perte de charge qui est créée par tous les éléments en aval : diffuseur d'éch appement (de 0,5 à 1 %), grille de tranquillisation (0,5 %), système de réchauffe des gaz (0,3%), chaudière, vannes et coudes, cheminée.

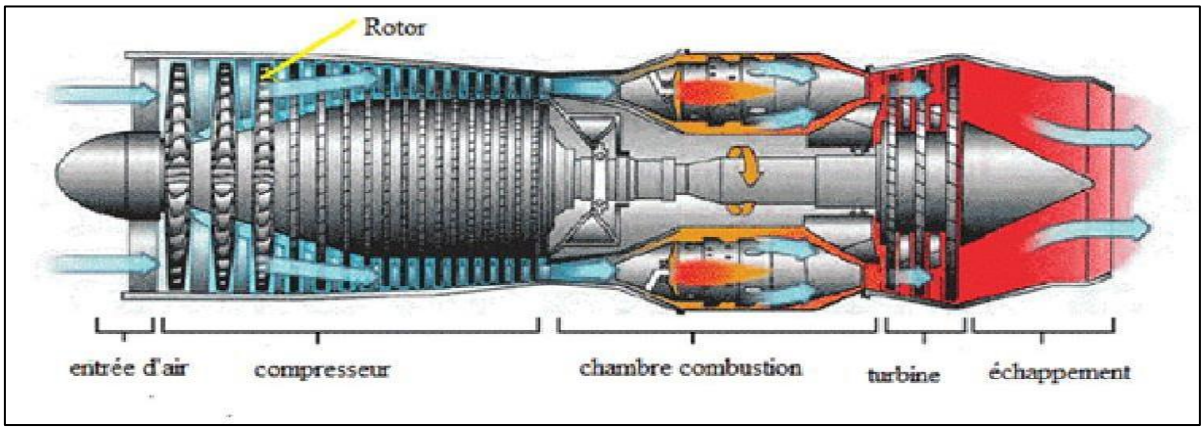


Figure I. 2: Coupe annotée d'une turbine à gaz.[7]

I .4- Classification des turbines à gaz

On peut classer les turbines selon différents points :

- Par le mode de travail.
- Par le mode de fonctionnement thermodynamique.
- Par le mode de construction.

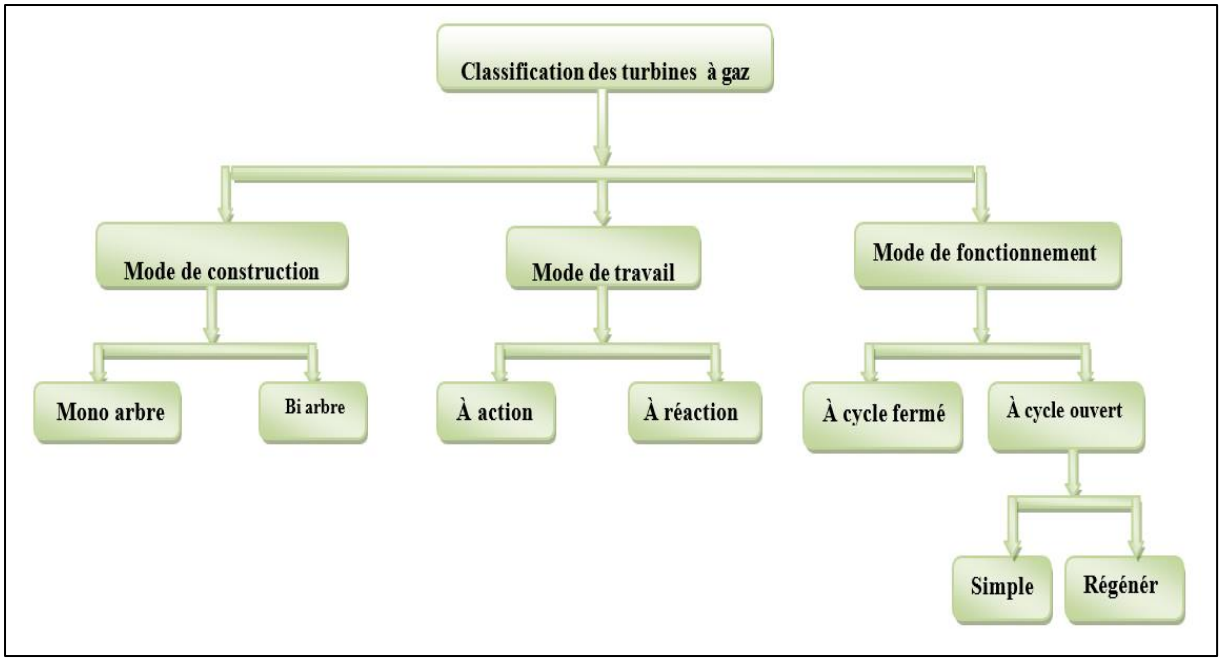


Figure I. 3: Classification des turbines à gaz.[3]

I.4.1- D'après le mode de construction

I.4.1.1- turbine mono-arbre

Le compresseur et les sections de la turbine sont montés sur un même arbre ce qui permet de tourner à la même vitesse, ce type est utilisé pour les applications qui n'ont pas besoin des variations de vitesse telle que l'entrainement des génératrices pour production de l'électricité, (voir la figure.I-5).

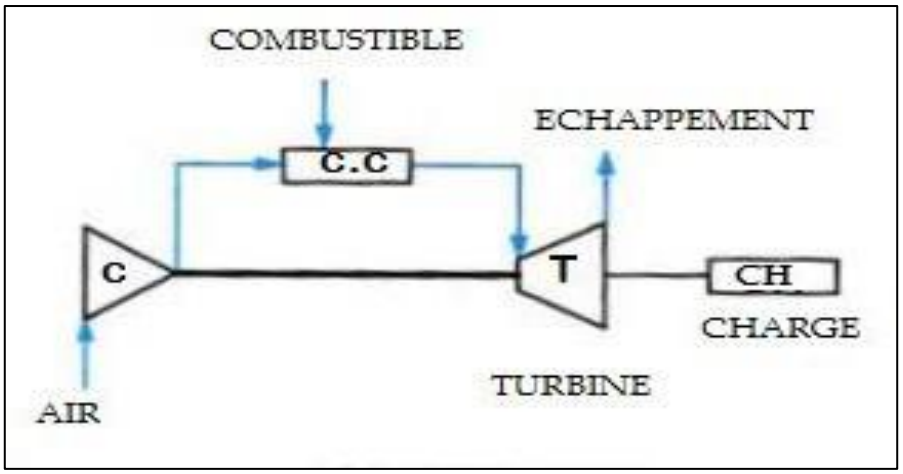


Figure I. 4: schéma de la turbine à un seul arbre.[11]

I.4.1.2- turbine bi-arbre

Contrairement à la turbine à gaz a un seul arbre, les deux sections de la turbine ne sont pas reliées mécaniquement ce qui leur permettre de tourner à des vitesses différentes ce type est utilisé dans les applications qui demandent une large variation de vitesse tel qu'entrainement des compresseurs, (voir la figure.I-6).

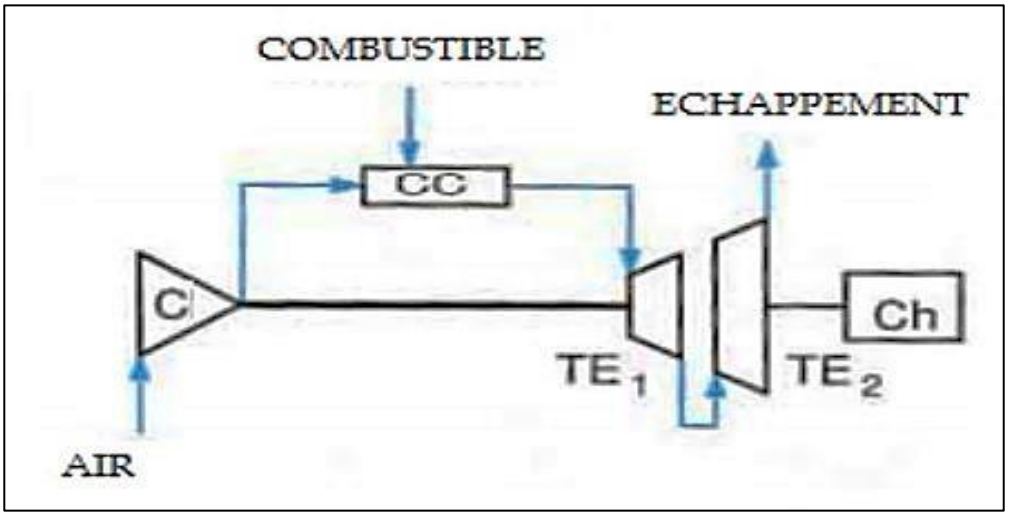


Figure I. 5: schéma d'une turbine à gaz bi-arbre.[11]

I.4.2- D'après le mode de travail

On distingue deux types de turbine :

I.4.2.1-Turbine à action

Où l'énergie thermique est transformée complètement en énergie cinétique dans la directrice. L'évolution des gaz dans la roue se fait sans variation de pression statique P1>P2=P3.

I.4.2.2-Turbine à réaction

Une partie de l'énergie thermique est transformée dans la roue en énergie cinétique et mécanique. L'évolution des gaz dans la roue se fait avec variation de la pression statique P1>P2>P3. Le taux de réaction ε caractérisera le % d'énergie thermique totale.

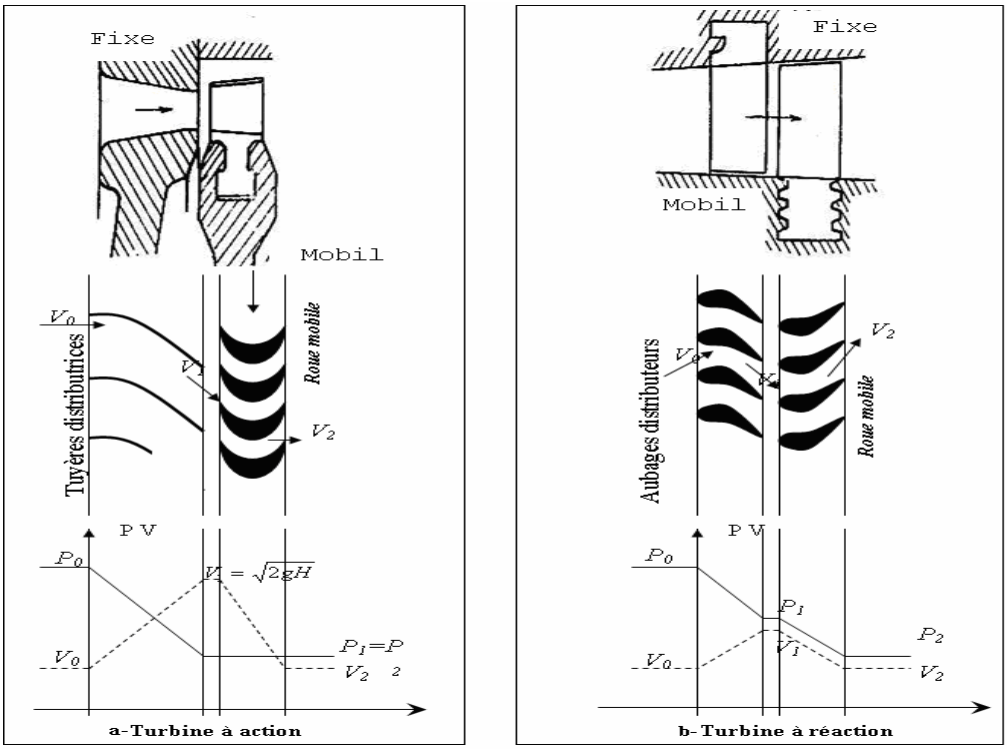


Figure I. 6: schéma de turbine à action et turbine à réaction.[7]

I.4.4- D'après le mode de fonctionnement thermodynamique

Il existe deux cycles thermodynamiques :

I.4.4.1- Turbine à gaz à cycle fermé

Dans laquelle le même fluide est repris après chaque cycle.

I.4.4.2- Turbine à gaz à cycle ouvert

C'est une turbine dont l'aspiration et l'échappement s'effectuent directement dans l'atmosphère. Ce type de turbine qui est le plus répandu se divise en deux classes :

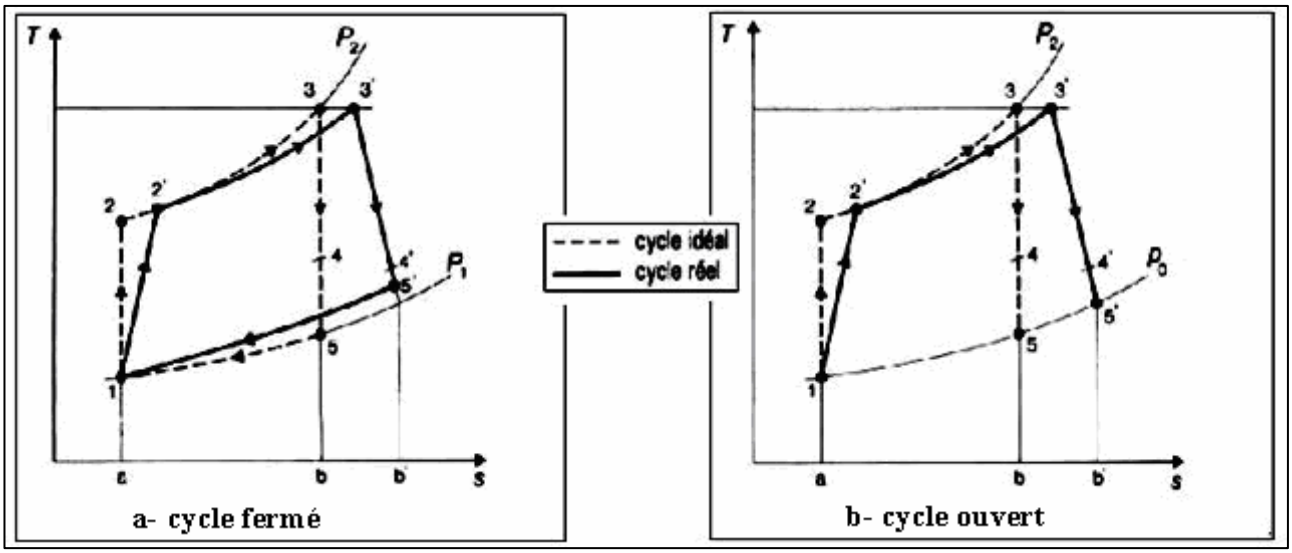


Figure I. 7: Représentation de cycle fermé et ouvert.[15]

I.4.4.2.1- Turbine à cycle simple

C'est une turbine utilisant un seul fluide pour la production d'énergie mécanique, après la détente les gaz possédant encore un potentiel énergétique est perdus dans l'atmosphère à travers l'échappement.

I.4.4.2.2- Turbine à cycle régénéré

C'est une turbine dont le cycle thermodynamique fait intervenir plusieurs fluides moteurs dans le but d'augmenter le rendement de l'installation.

De nos jours la turbine des hydrocarbures à cause de leur grande gamme de puissance et leurs propres avantages.

I.5- Principe de fonctionnement de la Turbine à gaz

Une turbine à gaz fonctionne de la façon suivante :

- Elle extrait de l'air du milieu environnant ;
- Elle le comprime à une pression plus élevée ;
- Elle augmente le niveau d'énergie de l'air comprimé en ajoutant et en brûlant le combustible dans une chambre de combustion ;
- Elle achemine de l'air à pression et à température élevées vers la section de la turbine, qui convertit l'énergie thermique en énergie mécanique pour faire tourner l'arbre ; ceci sert, d'un côté, à fournir l'énergie utile à la machine conduite, couplée avec la machine au moyen d'un accouplement et, de l'autre coté à fournir l'énergie nécessaire pour la compression de l'air, qui a lieu dans un compresseur relié directement à la section turbine ;
- Elle décharge à l'atmosphère les gaz à basse pression et température résultant de la transformation mentionnée ci-dessus ;

– La figure I.3 montre les variations de pression et de température dans les différentes sections de la machine correspondant aux phases de fonctionnement mentionnées ci-dessus.

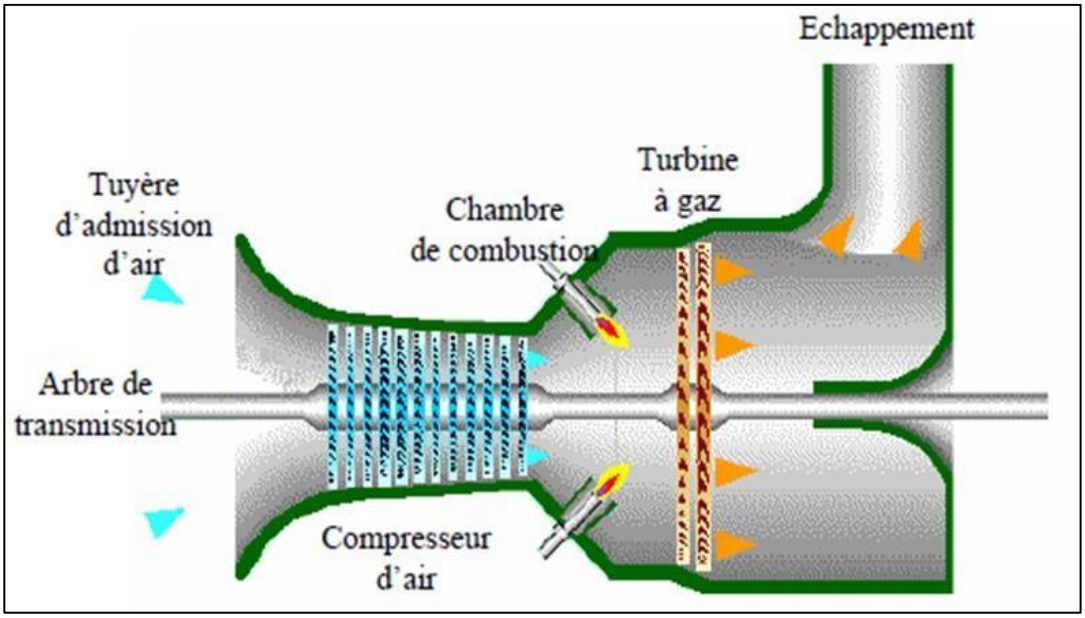


Figure I. 8: Fonctionnement d'une turbine à gaz à compresseur axial.[7]

I.5.1- Principes

Le compresseur (C), constitué d'un ensemble de roues munies d'ailettes, comprime l'air ambiant extérieur (E), simplement filtré, jusqu'à 10 à 15 bars, voir 30 bars pour certains modèles. Du gaz (G), ou un combustible liquide atomisé, est injecté dans la chambre de combustion (Ch) où il se mélange à l'air compressé et s'enflamme, (voir la figure.I-10).

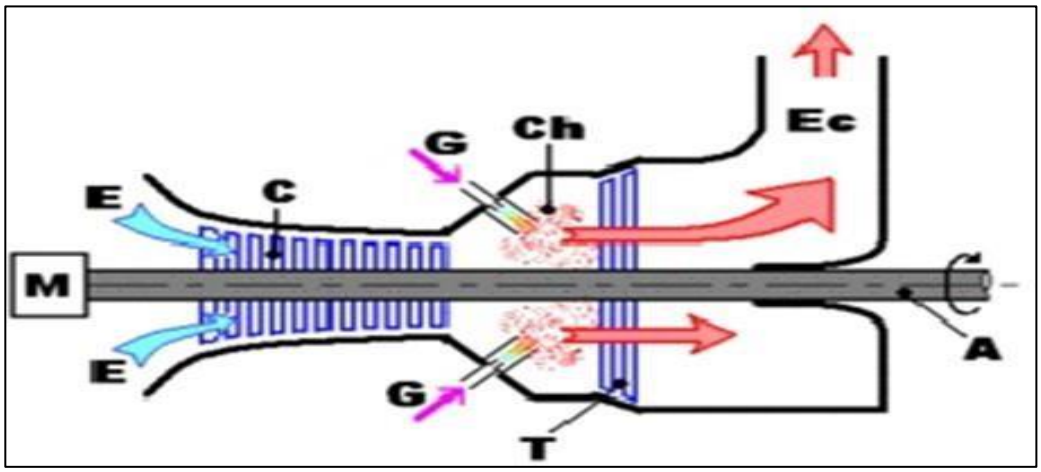


Figure I. 9 : Coupe longitudinale d'une turbine à gaz.[3]

Les gaz chauds se détendent en traversant la turbine (T), ou l'énergie thermique des gaz chauds est transformée en énergie mécanique, ladite Turbine est constituée d'uneou plusieurs roues également munies d'ailettes et s'échappent par la cheminée (Ec) à travers un diffuseur. Le mouvement de rotation de la turbine est communiqué à l'arbre (A) qui actionne d'une part le compresseur, d'autre part une charge qui n'est autre qu'un appareil (machin) recepteur(ice) (pompe, alternateur...) accouplé à son extrémité droite. Pour la mise en route.

On utilise un moteur de lancement (M) qui joue le rôle de démarreur. Le réglage de la puissance et de la vitesse de rotation est possible en agissant sur le débit de l'air en entrée et sur l'injection du carburant.

I.5.2- Rendement

Le rendement faible de la turbine à gaz (25 à 35%) est dû au fait qu'une quantité de l'énergie fournie par le combustible est détournée par le compresseur ou perdue sous forme de chaleur dans les gaz d'échappement.

Il est possible d'améliorer légèrement le rendement en augmentant la température dans la chambre de combustion (plus de 1200°C) mais on se heurte au problème de tenue des matériaux utilisés pour la réalisation de la partie turbine.

C'est en récupérant la chaleur des gaz d'échappement (chauffage, production de vapeur. que le rendement global de la machine peut dépasser 50%. On utilise alors la chaleur des gaz d'échappement (plus de 500 °C) pour produire de la vapeur dans une chaudière.

La vapeur produite est ensuite utilisée de deux manières :

- La centrale à cycle combiné où une turbine à vapeur complète la turbine à gaz pour actionner un alternateur, le rendement global atteint alors 55%
- La cogénération où la vapeur produite est utilisée dans un autre domaine (papeterie...).

I.6- Domaine utilisation des turbines à gaz

Les domaines d'application des turbines à gaz se devisent en deux catégories :

I.6.1- Domaines fixes (utilisation industrielle)

- Entraînement des compresseurs.
- Entraînement des pompes.
- Entraînement des alternateurs.

I.6.2- Domaines mobiles

- Pour la traction automobile.
- Pour la traction ferroviaire.
- Pour l'application marine.
- Pour l'aviation (turboréacteur et turbo hélice).

I.7- Avantages et inconvénients des turbines à gaz

I.7.1- Avantages

- Une puissance élevée dans un espace restreint dans le quel un groupe diesel de même puissance ne pourrait pas être logée.
- A I 'exception de démarrage et arrêt, la puissance est produite d'une façon continue.
- Démarrage facile même à très froid.
- Diversité de combustible pour le fonctionnement.
- Possibilité de fonctionnement à faible charge.

I.7.2- Inconvénients

- Au-dessous d'environ 3000 KW, prix d'installation supérieur de celui d'un groupe diesel.
- Temps de lancement beaucoup plus long que celui d'un groupe diesel ; à titre indicatif
- : 30 à 120 s pour une turbine, 8 à 20 s pour un groupe diesel.

- Rendement inférieur à celui d'un moteur diesel (cycle simple). À titre indicatif : 28 à 33 % pour une turbine de 3000 KW, 32 à38 % pour un groupe diesel.

I.8-Turbine à gaz à cycle combiné

I.8.1-Définition

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

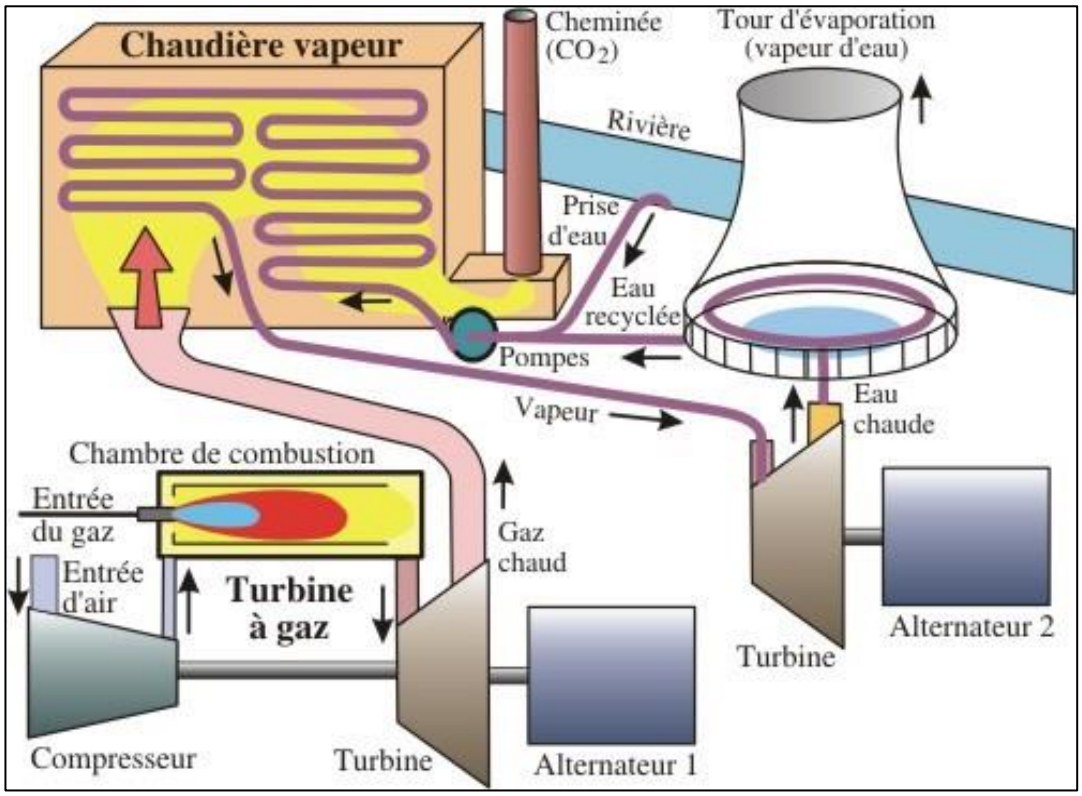


Figure I. 10: Turbine à gaz à cycle combiné. [3]

I.8.2-Principe

Le principe d'un cycle combiné consiste à faire fonctionner en cascade une ou plusieurs turbines à gaz, suivies d'une centrale à vapeur dont la source chaude est la source froide des turbines à gaz.

Dans ces conditions, les gaz d'échappement de la turbine à gaz sont valorisés dans une chaudière de récupération où l'on produit de la vapeur qui est ensuite détendue dans une turbine à condensation. Le cycle combiné ainsi obtenu est un mariage particulièrement réussi dans la recherche de l'amélioration du rendement thermique : avec les matériels disponibles actuellement, les rendements atteints dépassent 55 % et sont donc supérieurs à ceux que l'on peut espérer, même à moyen terme, des futures centrales à vapeur les plus avancées.

I.9- Contraintes d'installation de la turbine à gaz

I.9.1- Filtration d'air

Une turbine à gaz est traversée par une quantité d'air importante, nécessaire à la combustion et au refroidissement des parties chaudes. Une faible quantité de cet air est également dirigée vers les labyrinthes servant à l'étanchéité des paliers afin d'éviter les fuites d'huile.

L'air étant aspiré à l'atmosphère par le compresseur, toutes les impuretés qu'il contient passent dans la turbine à gaz pour ressortir à l'échappement. Les risques de pollution physique et de pollution chimique rendent indispensables une filtration de l'air.

I.9.2- Combustibles

Comme tous les moteurs thermiques, une turbine à gaz consomme un combustible. Celui-ci, introduit par des injecteurs, brûle dans la ou les chambres de combustion. Une combustion est une réaction chimique entre les différents constituants contenus aussi bien dans le combustible que dans l'air. Or certains de ces constituants peuvent ainsi former des substances dangereuses pour les parties chaudes de la turbine à gaz. Notons que lorsqu'il est envisagé de faire des injections d'eau ou de vapeur, celles-ci peuvent également apporter des polluants nocifs. À ce titre, on distingue :

Les constituants fortement indésirables : soufre, sodium associé au potassium, vanadium, plomb, calcium, fluor, chlore.

Les constituants indésirables : mercure, cadmium, bismuth, arsenic, antimoine, phosphore, bore, gallium, indium.

I.9.3- Nuisances

Il s'agit des émissions nuisibles à l'environnement, comme le bruit et les résidus de combustion, et dont les effets doivent être combattus afin de satisfaire aux exigences des normes nationales ou internationales, ou quelquefois à des contraintes purement locales.

I.9.4- Échappement

Chaque fois que l'on souhaite bénéficier des avantages liés à la récupération de la chaleur contenue dans les gaz d'échappement, la turbine à gaz se trouve associée à une installation thermique qui, elle-même, est soumise à ses propres contraintes d'installation.

Les gaz d'échappement présentent les particularités suivantes :

- Les pertes, à la turbine, par rayonnement et convection de son corps, et par refroidissement de l'huile de graissage, étant faibles, les gaz d'échappement transportent la quasi-totalité de la chaleur rejetée par le groupe.

- Les gaz contiennent encore 14 à 17 % d'oxygène ; ils peuvent donc alimenter un système comportant un brûleur qui fera augmenter leur température et par suite la puissance thermique qu'ils véhiculent.

- La température des gaz est de l'ordre de 450 à 550 oC ; on peut donc récupérer leur chaleur sensible soit pour échauffer un fluide caloporteur tel que de la vapeur, soit en utilisation directe, pour du séchage ou de la cuisson.

I.9.5- Systèmes de démarrage

Les constructeurs de turbines à gaz proposent plusieurs modes de démarrage. Le système le plus répandu consiste à alimenter par le réseau national un moteur électrique qui, soit directement, soit indirectement par l'intermédiaire d'un système hydraulique par exemple, entraîne et accélère le compresseur de la turbine à gaz, jusqu'à ce que la puissance générée par la combustion soit suffisante pour amener seule la machine à sa vitesse de régime.

I.10-Appellation des turbines à gaz marque GE

Les constructeurs (GE & NP) utilisent pour l'appellation de leurs turbines à gaz la forme : GE ×× × ×× × ×, (voir la figure.I-12).

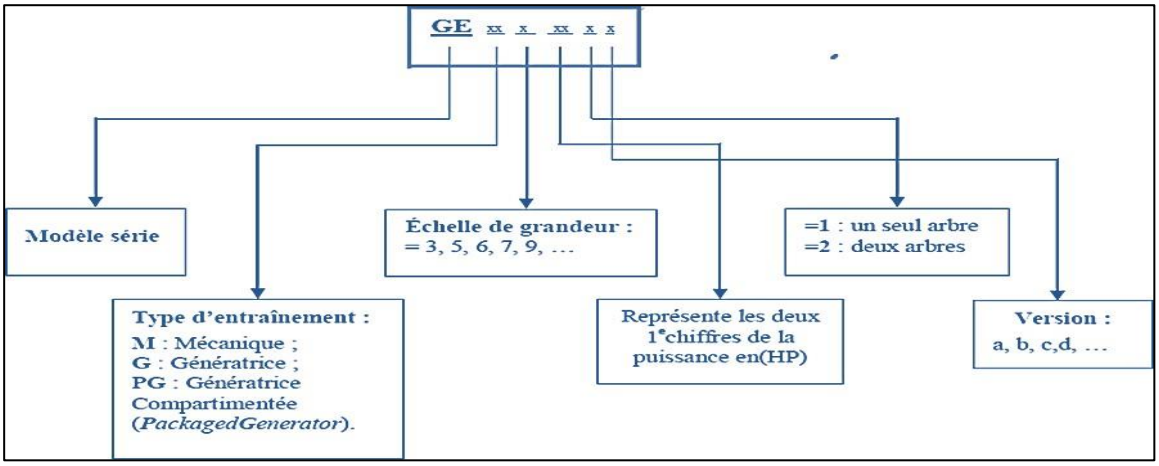


Figure I. 11: Méthode d'appellation des turbines à gaz. [16]

I.11- Généralités sur les compresseurs

I.11.1- définition

Un compresseur en général est une machine qui a pour fonction d'élever la pression du fluide compressible qui le traverse, ceci se traduit par le fait que le fluide se comprime au fur et à mesure de l'augmentation de pression.

Les gaz étant des fluides compressibles qui nécessitent des compresseurs alors que les liquides pratiquement incompressibles nécessitent des pompes. Pour des taux de compression très faibles les gaz peuvent être considérés comme incompressibles. On utilise alors des soufflantes ou des ventilateurs. L'élévation de pression d'un gaz par un compresseur, est utilisée pour :

- Atteindre un niveau de pression déterminé par des procédés bien définis.

- Compresseur les pertes de charges liées à la circulation d'un débit gazeux dans un réseau.

I.11.2- But de compression

La compression en générale, peut être imposée par la nécessité technique de déplacer une certaine quantité de gaz d'un système à une certaine pression, vers un autre système à une autre pression plus élevée. Cette opération a pour but d:

- Faire circuler un gaz dans un circuit fermé.
- Produire des conditions favorables (pression) pour des réactionschimiques.
- Envoyer un gaz dans un pipe-line de la zone de production vers l'utilisateur.
- Obtenir de l'air comprimé pour la combustion.

I.11.3- Classification des compresseurs

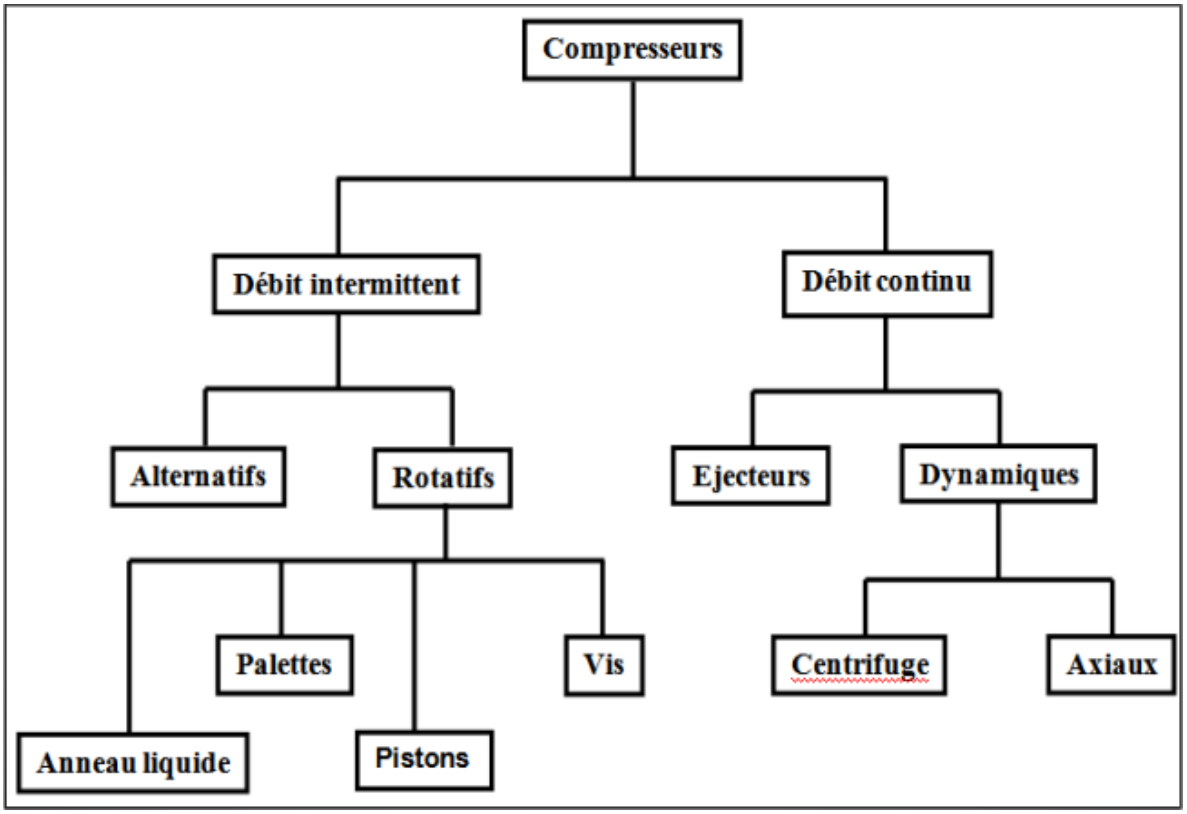
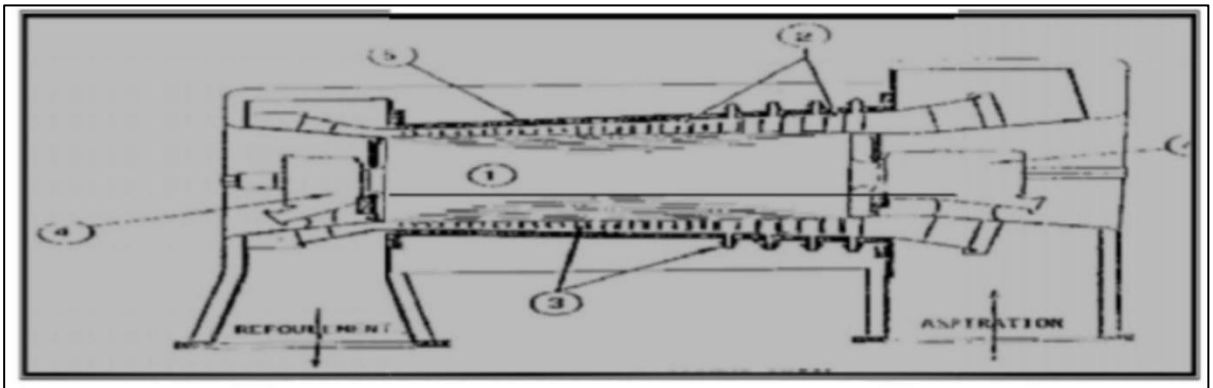


Figure I. 12: Classification des compresseurs[16]

I.11.3-1 Compresseurs axiaux

Un compresseur axial est formé par la réunion en série d'un certain nombre de cellules axiales. Chacune comporte un aubage mobile et un aubage fixe.

Ils fonctionnent généralement avec des vitesses périphériques plus élevées par comparaison aux compresseurs centrifuges à savoir (u=200 – 300 m/s) dans les compresseurs stationnaires et même avec 400m/s pour les compresseurs reliés directement aux turbines. Ils possèdent un bon rendement, dans le cas d'un grand débit ils sont moins encombrants.



1. ROTOR
2. AUBE DU ROTOR
3. AUBE FIXE
4. BOITE DES PALIERS
5. CORPS

Figure I. 13: Compresseur axial. [7]

I.11.3-2 Compresseurs centrifuges

Les compresseurs centrifuges sont généralement des machines de fortes puissances allant de 1 à 20 MW. Leurs fonctionnements sont essentiels pour l'unité dans laquelle ils sont installés.

Sur le site, un compresseur centrifuge forme avec ses annexes, un ensemble qui comprend

- Compresseur lui-même.
- Dispositif d'entraînement.
- Ensemble d'équipements auxiliaires.

I.11.3-3-Présentation d'un compresseur centrifuge

I.11.3.3.1- Vue externe

Extérieurement un compresseur centrifuge se présente généralement sous la forme d'une machine à un ou plusieurs corps.

Le nombre de corps mis en œuvre dépend du taux de compression.

Le corps est à plan de joint horizontal quand la pression est inférieure à 35 ou 40 bars, il est à plan de joint vertical pour les pressions plus élevées (type barrel)

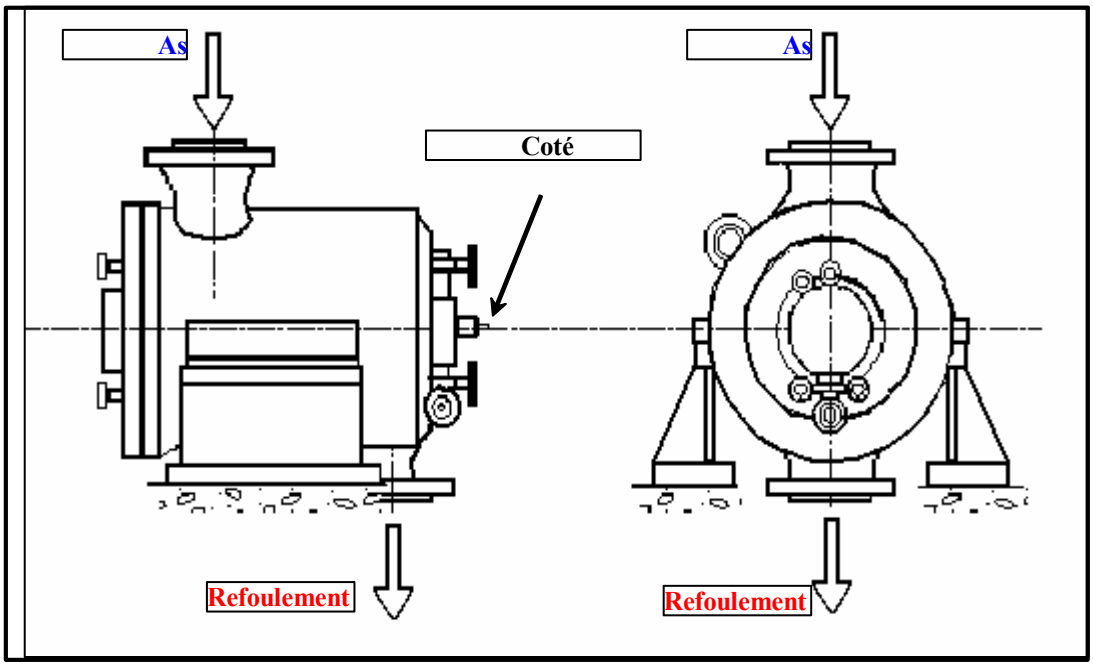


Figure I. 14:Compresseur à plan de joint vertical (Type Barrel). [16]

I.11.3.3.2- Vue interne

Un compresseur centrifuge est composé d'une ou plusieurs roues dans lesquelles le gaz reçoit de l'énergie.

Les diffuseurs récupèrent le gaz de sortie de roue et, le ramène vers la roue

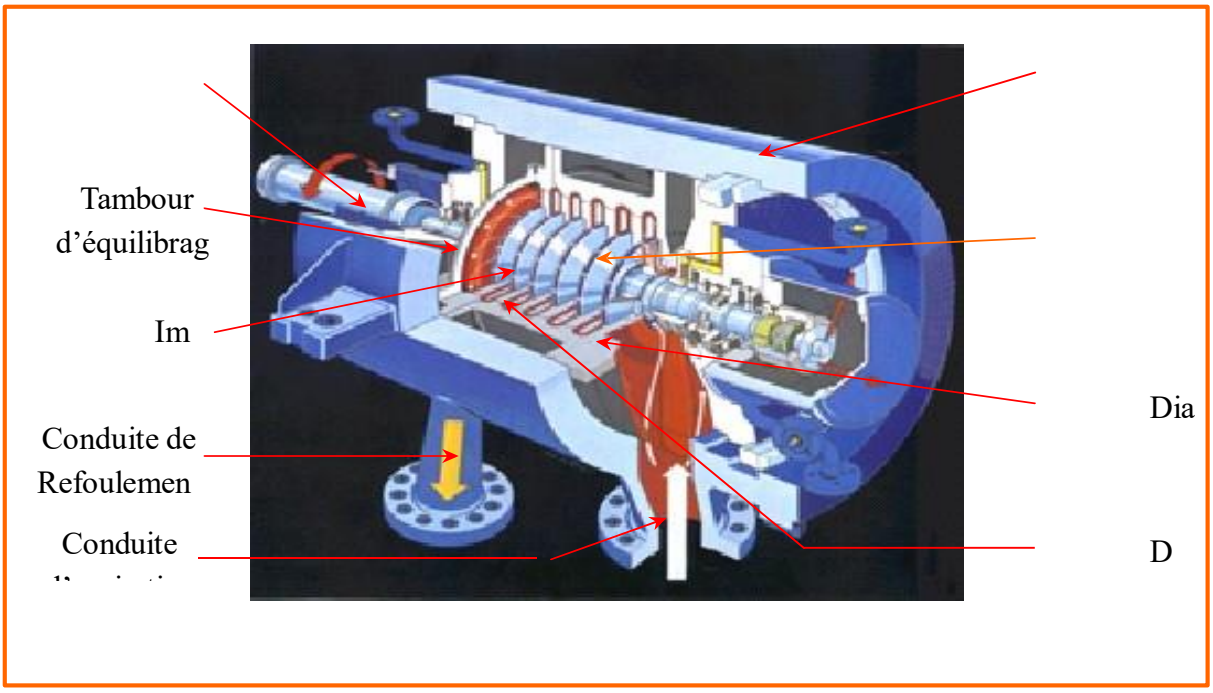


Figure I. 15: Compresseur multicellulaire. [5]

I.11.3.3.3- Dispositif d'entraînement

Les compresseurs centrifuges peuvent être entraînés par une turbine à vapeur ou à gaz (Groupe turbocompresseur), ou bien par un moteur électrique (groupe motocompresseur).

- **Entraînement par une turbine à gaz ou à vapeur**

La turbine à gaz est sauf exception est associée directement au compresseur à l'aide d'un accouplement, et tourne donc à la même vitesse que lui ou par l'intermédiaire d'un multiplicateur.

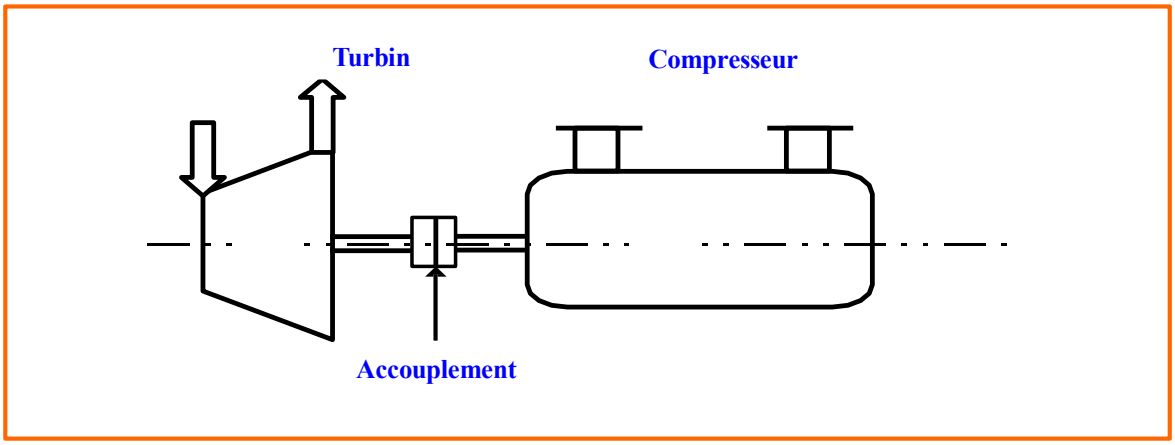


Figure I. 16Entraînement par turbine[17]

➢ **Entraînement par un moteur électrique**

Le moteur électrique entraîne dans ce cas le compresseur à haute vitesse, par l'intermédiaire d'un multiplicateur. Dans certaines applications, le multiplicateur est intégré au compresseur tels les compresseurs d'air, les compresseurs de vapeur d'eau.

Dans le cas d'un moteur à vitesse fixe, il est nécessaire de prévoir un système supplémentaire de réglage du débit.Fréquemment les compresseurs centrifuges sont entraînés par des moteurs électriques à vitesse variable permettant ainsi de réguler le débit économiquement.

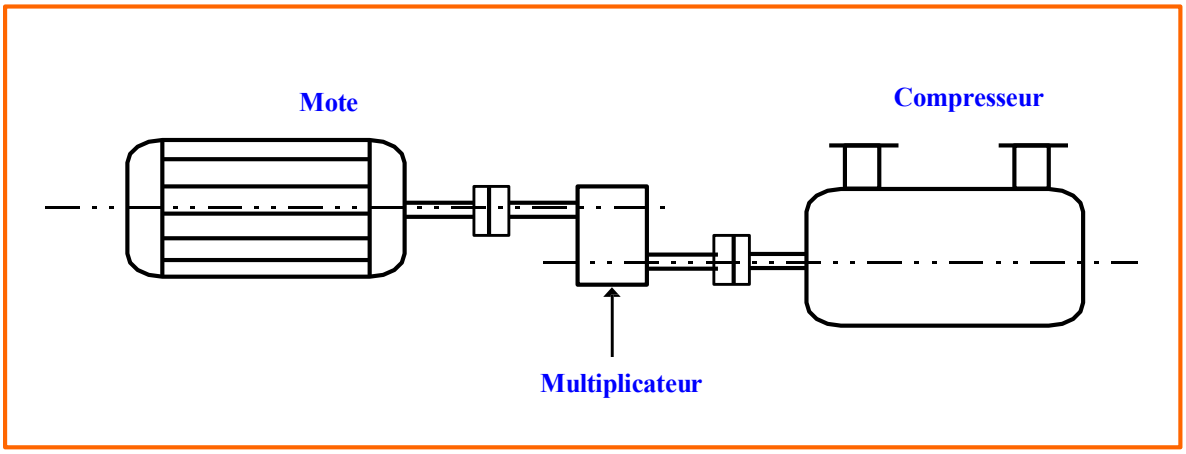


Figure I. 17 Entraînement par turbine. [1]

I.11.4- Principe de fonctionnement d'un compresseur centrifuge

Le gaz est aspiré par le compresseur à travers la bride d'aspiration, il entre dans une chambre Annulaire appelé volute d'aspiration et converge uniformément vers le centre de toutes les Directions radiales (voir la Figure (I-19))

Dans la chambre annulaire du coté opposée par rapport à la bride d'aspiration, il existe une ailette pour éviter la formation de tourbillons du gaz.

Le gaz entre dans le diaphragme d'aspiration et donc aspiré par la première roue la roue pousse le gaz vers la périphérie en augmentant sa vitesse et sa pression ; la vitesse à la sortie aura une composante radiale et une composante tangentielle. Ensuite, d'un mouvement en spirale, le gaz parcours une chambre circulaire formée d'un diffuseur où la vitesse diminue avec une augmentation de la pression.

La dernière roue de l'étage envoie le gaz dans un diffuseur qui mène à une chambre annulaire appelée volute de refoulement qui collecte le gaz de la périphérie des diffuseurs et le dirigeant vers la bride de refoulement, près de cette dernière il y a une autre ailette qui empêche le gaz de continuer à retourner dans la volute et qu'il envoie à la bride de Refoulement.

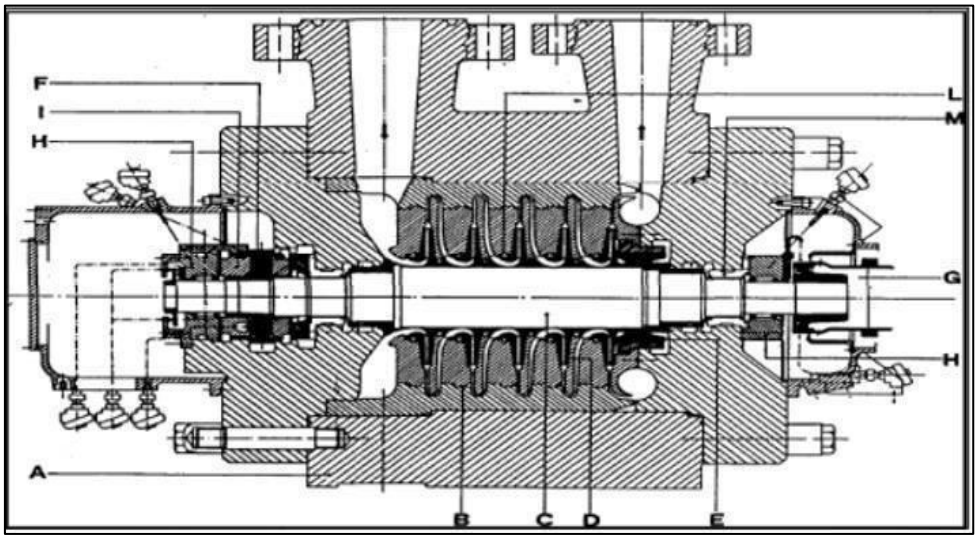


Figure I. 18: Dessin technique compresseur centrifuge[17]

I.11.5- pompage et anti-pompage

II.11.5.1-Phénomène du pompage

Lorsque le débit qui passe dans le compresseur est trop faible, le point de fonctionnement ne peut pas se stabiliser à la valeur du débit imposé par le procédé.

Il se produit alors une fluctuation de pression et de débit plus important, qui peuvent même conduire à une inversion de l'écoulement dans la machine ou une partie de la machine.

Ces fluctuations qui se produisent à une fréquence de l'ordre du Hertz génèrent des efforts internes considérables qui sont difficilement encaissés par la butée ou les paliers.La répétition de cette fluctuation forme ce qu'on appelle le pompage, qui est souvent fatale pour les paliers et la butée.

Des fluctuations de débit et de pression s'établissent entre les points extrêmes C et D pour le débit, B et M pour la pression, suite à la consigne fix

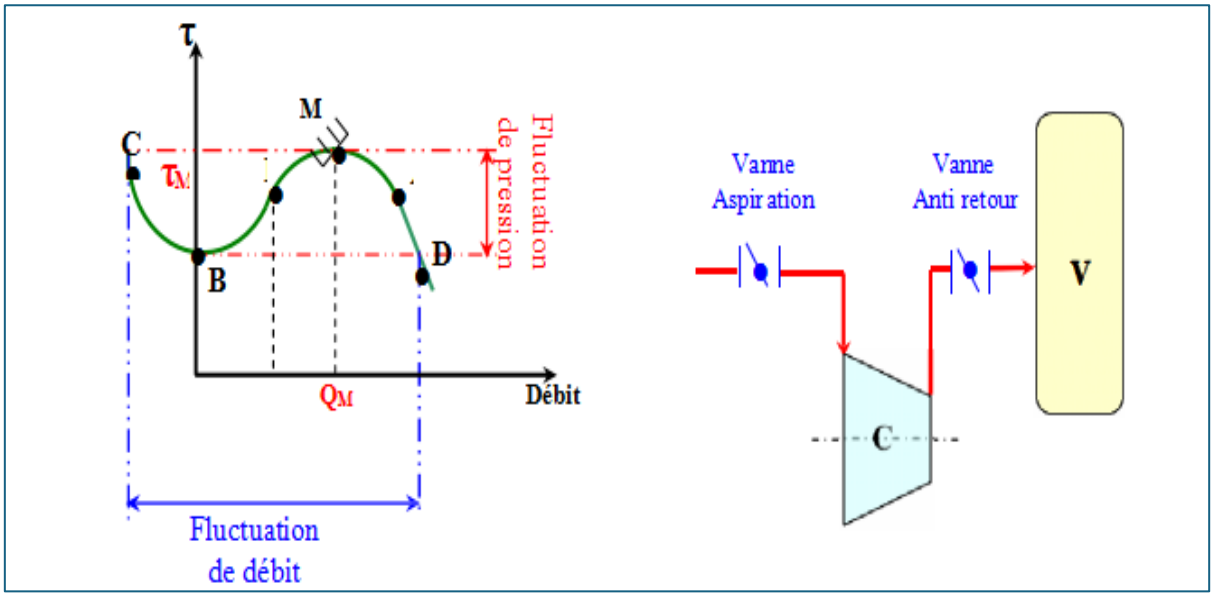


Figure I. 19: Fluctuation de pression et de débit. [16]

I.11.5.2-Anti-Pompage

Il consiste à faire passer un débit minimum dans le compresseur en recyclant vers l'amont le surplus de gaz par rapport au débit du procédé (Figure (I-21))

La régulation anti-pompage permet de réguler le débit de recyclage au moyen d'une vanne (VAP) qui doit s'ouvrir ni trop tard (pompage), ni trop tôt (pertes énergétiques).

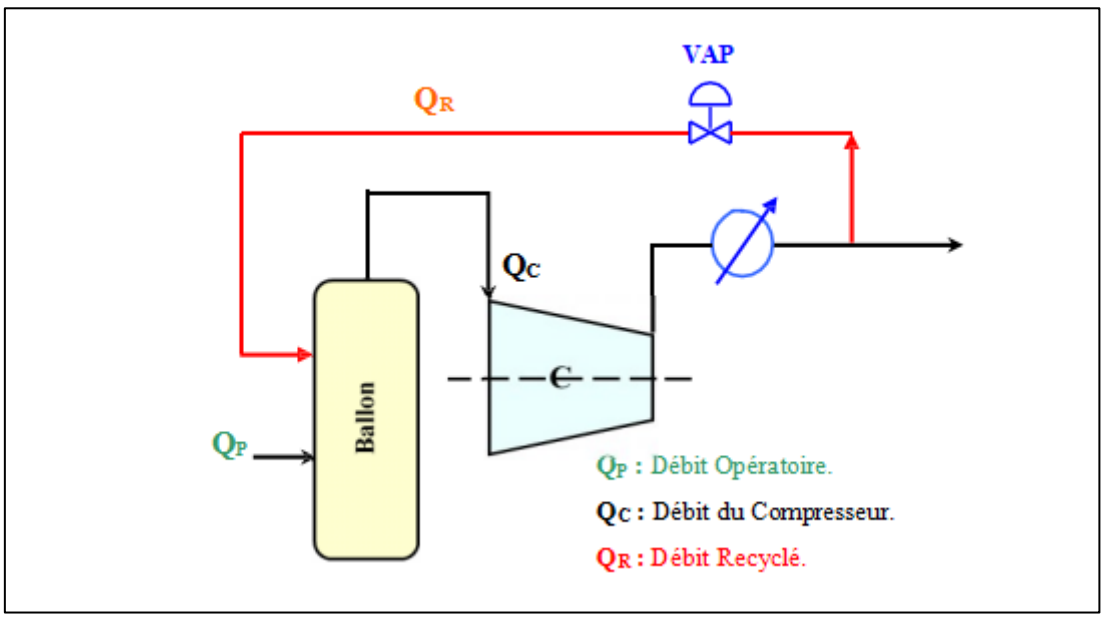


Figure I. 20:Circuit d'anti–pompage d'un compresseur centrifuge. [16]

I.12- Conclusion

Ce chapitre présente les principes fondamentaux des turbines à gaz et des compresseurs centrifuges, mettant en avant leur fonctionnement, leurs applications et leurs performances. Les turbines à gaz, utilisées dans divers secteurs tels que la production d'énergie et l'aviation, convertissent l'énergie thermique en énergie mécanique grâce à un cycle thermodynamique bien défini. Le rendement de ces machines dépend de plusieurs facteurs, notamment la température d'admission et la qualité de la combustion.

Les compresseurs centrifuges, quant à eux, sont essentiels pour comprimer les gaz et assurer une alimentation efficace en air dans de nombreuses applications industrielles. Ils fonctionnent sur le principe de l'augmentation de la pression grâce à la conversion de l'énergie cinétique en énergie de pression. Leur conçu repose sur des principes d'aérodynamique avancés, impliquant le rotor, le diffuseur et la volute.

Chapitre II
Description sur les Turbines a gaz et les Compresseurs

II.1- Introduction

La turbine à gaz est une machine rotative qui pressurise de l'air, le mélange à un combustible et le brûle dans des chambres de combustion. Les gaz ainsi produits sont détendus au niveau des aubes d'une turbine.

Actuellement toutes les grandes turbines à gaz sont du type à écoulement axial. Au moment du démarrage les turbines à gaz sont actionnées par un moteur, une turbine à détente ou autre moyen. (voir la figure.II-1).



Figure II. 1: La turbine à gaz MS 5002C. [16]

II.2- Caractéristiques de la turbine à gaz MS5002C

Marque ..... Générale électrique
Turbine à gaz série du model MS5002C
Application de la turbine..... entrainement mécanique d'un compresseur
Cycle ..... simple
Rotation de l'arbre..... sens inverse d'horloge
Type de fonctionnement..... continue
Vitesse de l'arbre..... 5100 rpm pour HP - 4900rpm pour BP
Commande ..... Mark V SPEEDTRONIC système de commande électronique solide
Protection ..... survitesse; surchauffe; vibration et détection de flamme
Mécanisme de refroidissement ..... engrenage réducteur à rochet
Atténuation de bruit…… silencieux d'admission et d'échappement selon les exigences locales
Système de démarrage .....Moteur électrique

- **Section compresseur**

Nombre d'étages de compresseur 16
Type de compresseur .....écoulement axiale série lourd
Plan de joint.....bride horizontale
Type des aubes directrices à l'entrée ..... variable

- **Section turbine**

Nombre d'étages de turbine ..... 2 (deux arbres)
Plan de joint..... horizontale
Directrice (Tuyère) de 1er étage.....surface fixe
Directrice (Tuyère) de 2ème étage ..... surface variable

- **Section de combustion**

Type ..... 12 chambres de combustion; flux inverse
Configuration des chambres.....concentrique autour du compresseur
Combustible .....gaz naturel
Bougies d'allumage ..... 2 types d'électrode à injection-ressort auto rétractant
Détecteur de flame… ..... 4 type ultraviolet

- **Plaquette d'identification du régime nominale de la turbine à gaz :**

Sortie de base..... 38000 hp conditions ISO 28,34MW
Rendement thermique ..... 29.2% taux de compression: 8,9 :1
Débit des gaz d'échappement..... 126kg/s
Consommation spécifique..... 12310 kJ/ kWh
Température d'aspiration ..... 59 °F (15°C)
Pression de sortie.....,7 psi

- **Ensemble paliers**

Quantité..... 04
Lubrification..... sous pression

II.3- Principe de Fonctionnement de la Turbine à Gaz MS5002C

Le Rotor de la turbine haute pression/compresseur atteint d'abord 20% de la vitesse grâce au dispositif de lancement. L'air aspiré de l'atmosphère dans le compresseur est envoyé à l'aide de tuyaux aux chambres de combustion ou le combustible est débité sous pression (voir la figure.II-2), une étincelle haute tension allume le mélange combustible-air. (Après l'allumage la combustion continuera dans la chambre). Les gaz chauds font monter la vitesse du rotor turbine haute

pression/compresseur. A son tour elle fait augmenter la pression de refoulement du compresseur. Quand la pression commence à monter, le rotor de la turbine basse pression commencera à tourner et les deux rotors de la turbine accéléreront jusqu'à la vitesse de service. Les produits de la combustion (gaz haute pression et la température) se détendent d'abord à travers la turbine haute pression et en suite à travers la turbine basse pression et sont déchargés à I' atmosphère.

En passant à travers la turbine haute pression et les aubes de la turbine. Ces gaz de détenteur et font tourner la turbine aussi bien que le compresseur soumette les auxiliaires entrainés à un couple de sorti (voir la figure.II-3). Les gaz font tourner aussi la turbine à basse pression qui entraîne la charge avant d'être évacués.

L'emploi de deux roues de turbine séparées permet aux deux arbres de tourner à des vitesses différentes pour rependre exigences de charge variable du compresseur centrifuge tout en permettant au générateur de gaz haute pression de fonctionner à Ia vitesse nominale du compresseur axial.

Quand l'en regarde du côté admission, le rotor tourne en sens inverse des aiguilles d'une montre.

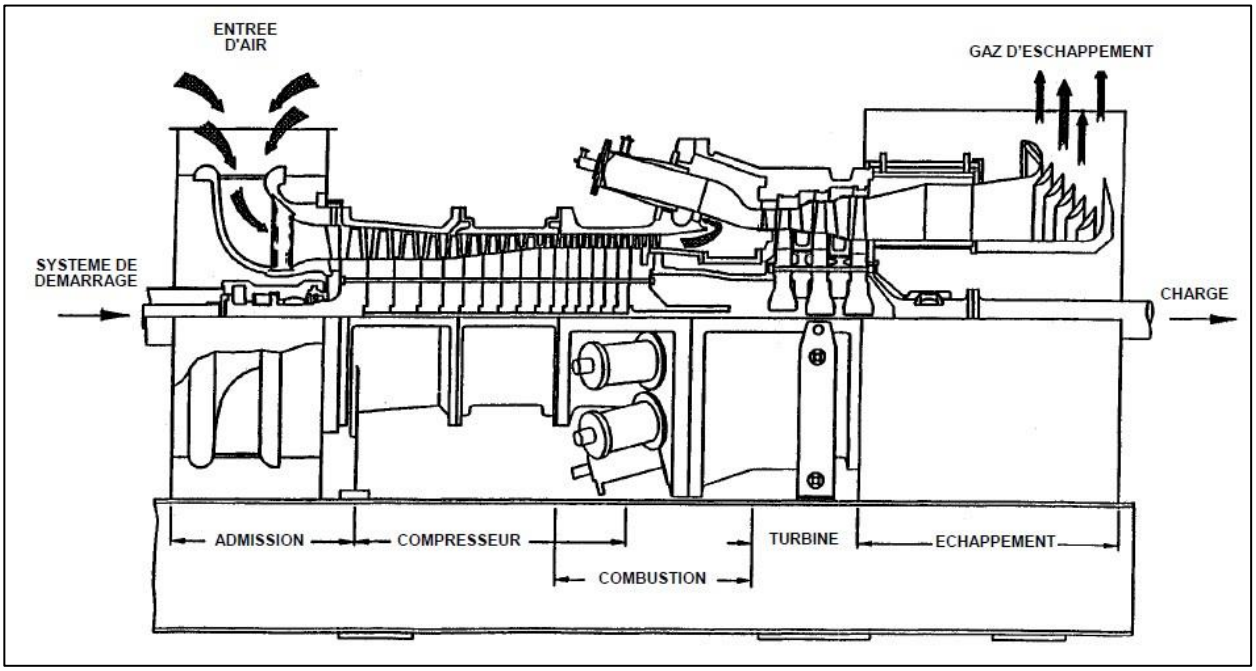


Figure II. 2: Présentation de la turbine MS 5002C. [10]

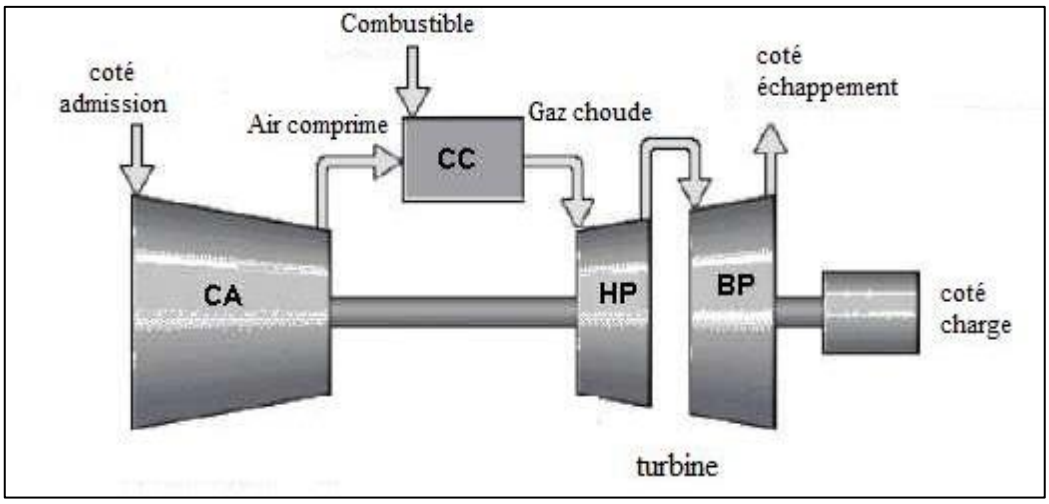


Figure II. 3: Schéma de Ia turbine à gaz MS-5002C. [11]

II.4 Sections principales de la turbine

Les principaux composants d'une turbine à gaz MS5002C sont :

- Section admission.
- Section compression.
- Section combustion (ensemble des chambres de combustion).
- Section turbine (HP et BP).
- Section échappement.
- La partie auxiliaire.

II.4 .1- Section admission

Le corps d'admission se trouve à l'avant de la turbine à gaz, sa fonction principale est de diriger l'air de manière uniforme dans le compresseur. Les aubes variables de la directrice sont montées à l'arrière du corps d'admission. Les aubes variables permettent à la turbine de fonctionner au démarrage sans pompage.

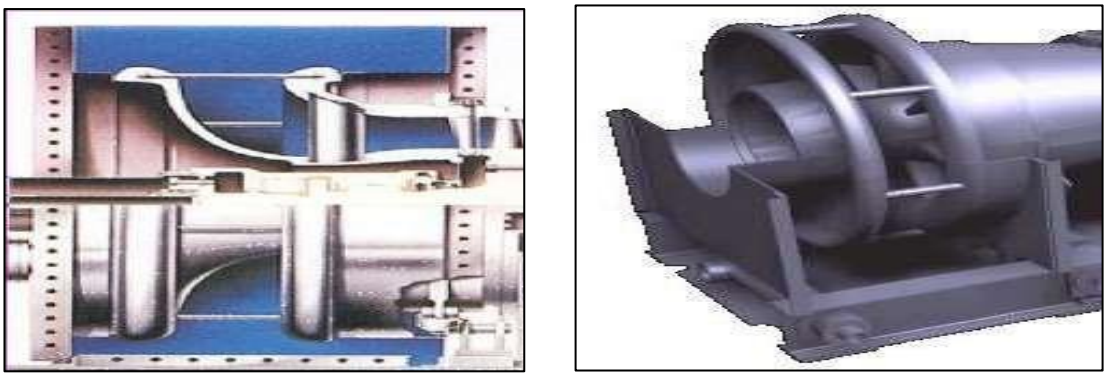


Figure II. 4: Caisse d'admission. [16]

II.4 .1- Section de compression

Les compresseurs axiaux sont utilisés dans les machines de grande puissance, à cause des grands débits qu'ils produisent, ces débits sont nécessaires pour produire des puissances utiles élevées avec des dimensions réduites.

Après avoir passé l'œil d'admission, L'air est dirigé par les aubes d'admission mobiles (IGV), pour pénétrer dans le premier étage du rotor. Le compresseur de la turbine à gaz MS5002C comprend 16 étages avec un rapport de compression de 8,8

Le rôle du compresseur axial est essentiel, il se résume en :

- Assurer l'alimentation des chambres de combustion avec l'air comprimé, pour l'opération de combustion.
- Assurer un débit et une pression aussi élevé pour avoir une grande puissance utile.
- Assurer l'air utilisé pour le refroidissement des pièces exposées aux fortes contraintes thermiques.

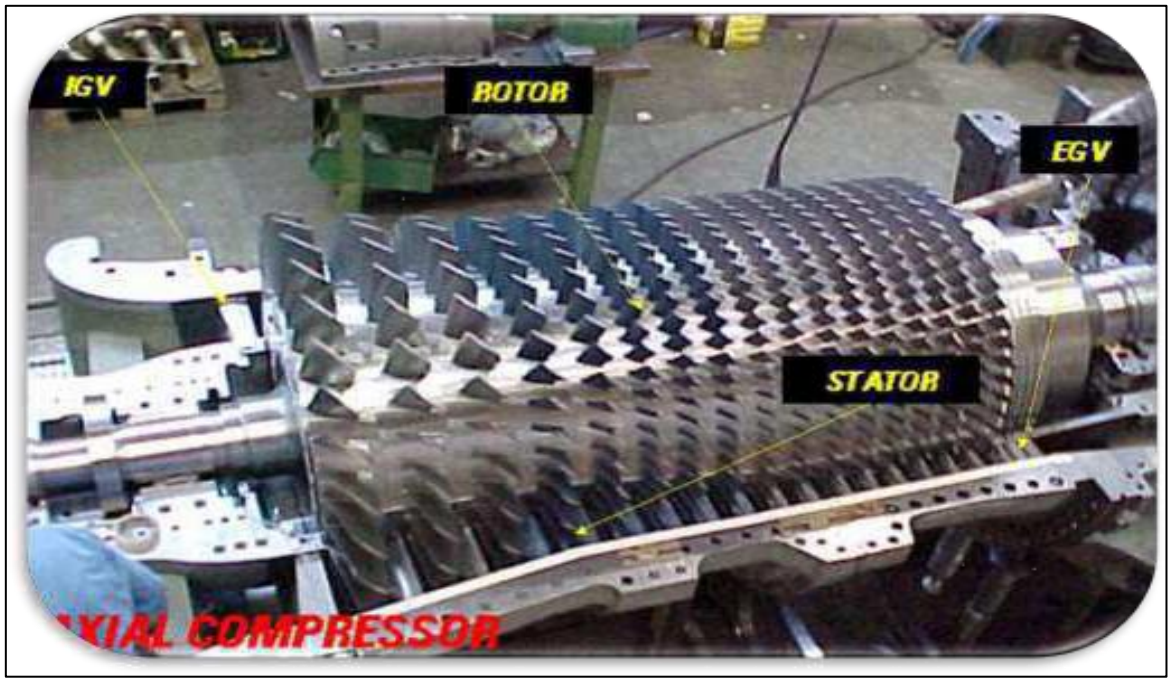


Figure II. 5: Compresseur axial. [3]

II.4 .2-Section de combustion

Après avoir être comprimé dans le compresseur, l'air quitte ce dernier pour entrer dans la chambre de combustion afin de participer partiellement dans l'opération de combustion, qui assure un apport d'énergie (thermique) très élevé.

Le système de combustion pour MS5002 se compose de douze chambres de combustion d'une forme cylindrique, placées diamétralement symétriques par rapport au plan vertical.

Dans chaque chambre on trouve un tube à flamme (chemise de combustion), un chapeau, un injecteur de gaz et une pièce de transition. En plus des éléments cités précédemment, douze tubes d'interconnexion permettent la propagation de la flamme entre les douze chambres de combustion, deux bougies d'allumage pour amorcer la combustion, placées dans les tubes à flamme 1 et 12, et quatre détecteurs de flamme afin de confirmer la combustion dans les tubes à flamme 2 ,3 et 10,11.

L'air comprimé sortant du compresseur, entre dans la caisse de décharge qui soutient les douze chambres, sa direction change pour entrer dans l'espace annulaire se trouvant entre le couvercle de la chambre et le tube à flamme, d'où l'appellation de chambre de combustion à flux inverse .Une partie de cet air soit 22% participe à la combustion, tandis que 10% sert à refroidir le tube à flamme, et les 68% restant sont utilisés pour diluer les gaz très chauds (1800°C), afin d'abaisser leur température, qui ne doit pas dans notre cas dépassée les 950°C.

Après la dilution, les gaz chauds (air + gaz issues de la combustion) sont véhiculés à la première directrice au moyen des pièces de transition, qui transforment la forme cylindrique du parcours des gaz en une forme annulaire approprie à la forme de la directrice.

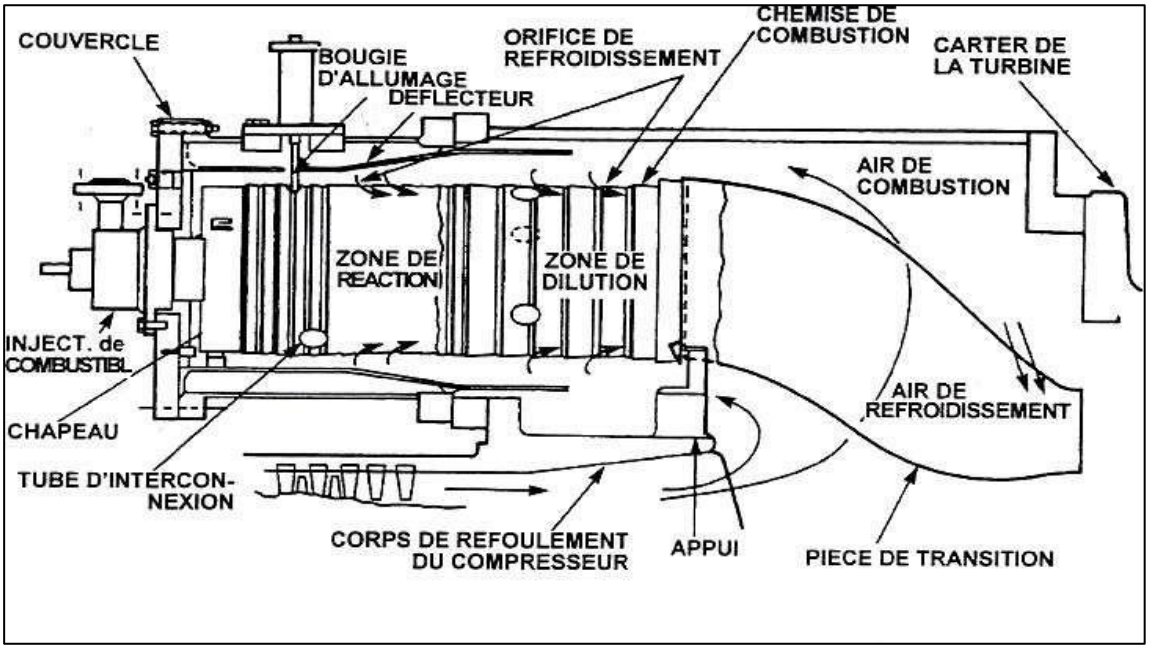


Figure II. 6: Chambre de combustion. [11]

II.4 .3- Section turbine (détente)

La roue de turbine HP, se compose d'un ensemble d'aubes indépendantes les unes par rapport aux autres, elles ont une forme aérodynamique étudiée avec soin pour permettre de récupérer le maximum de couple; elles sont creuses afin de réduire leurs masses et les forces centrifuges qui peuvent aller jusqu'à l'arrachement de ces dernières.

En plus, cette forme permet de créer une zone de turbulence entre la tête de l'aube et l'anneau du stator environnant pour empêcher le gaz de passer à travers, ces aubes sont placées sur la circonférence de la roue (disque).



Figure II. 7: Caisse turbine. [11]

La roue HP est liée directement au rotor du compresseur axial, l'ensemble est souvent appelé rotor, la détente des gaz dans la roue HP fait tourner le compresseur axial (autonomie), ce rotor est supporté par deux paliers lisses, l'un avant le compresseur et l'autre avant la roue HP.

Une deuxième détente a lieu dans la roue LP. Les gaz sortant de la roue HP traversent une deuxième directrice pour la conversion d'une partie de leurs énergies thermiques et de pression en une énergie cinétique servant à faire tourner la deuxième roue de turbine. Les deux arbres sont

indépendants, et les gaz sortants de la roue HP sont véhiculés dans le diaphragme pour atteindre la roue LP.

Du fait que les gaz ont perdus une partie de leur énergie après passage dans la roue HP, la deuxième roue de turbine est d'un diamètre plus grand, avec des aubes plus longues, pour maximiser la surface de contact (plus de couple). Les aubes sont soutenues des deux extrémités afin d'éviter leur Flexion.

Les gaz quittant la roue LP sont envoyés à l'atmosphère et le couple résultant sert à faire tourner la charge qui est généralement variable dans ce cas, où la variation du couple s'effectue grâce à la directrice à aubes variables (deuxième directrice). La deuxième roue est aussi supportée par deux paliers lisses, un après la roue et le deuxième avant la charge.

Un palier de butée pour résister contre la poussée axiale et limiter la position axiale du rotor pour éviter le frottement avec les pièces du stator lors de fonctionnement est placé du coté du premier palier porteur, il est de type à patins.

- **Remarque**: La turbine HP est parfois appelée générateur de gaz ou turbine liée, tandis que la turbine BP est appelée turbine de puissance ou turbine libre



Figure II. 8: Rotor HP. [12]



Figure II. 9:Rotor BP[12]

II.4 .4-Section échappement

Elle a pour fonction, l'expulsion vers l'atmosphère des gaz provenant de la détente dans les roues de la turbine.

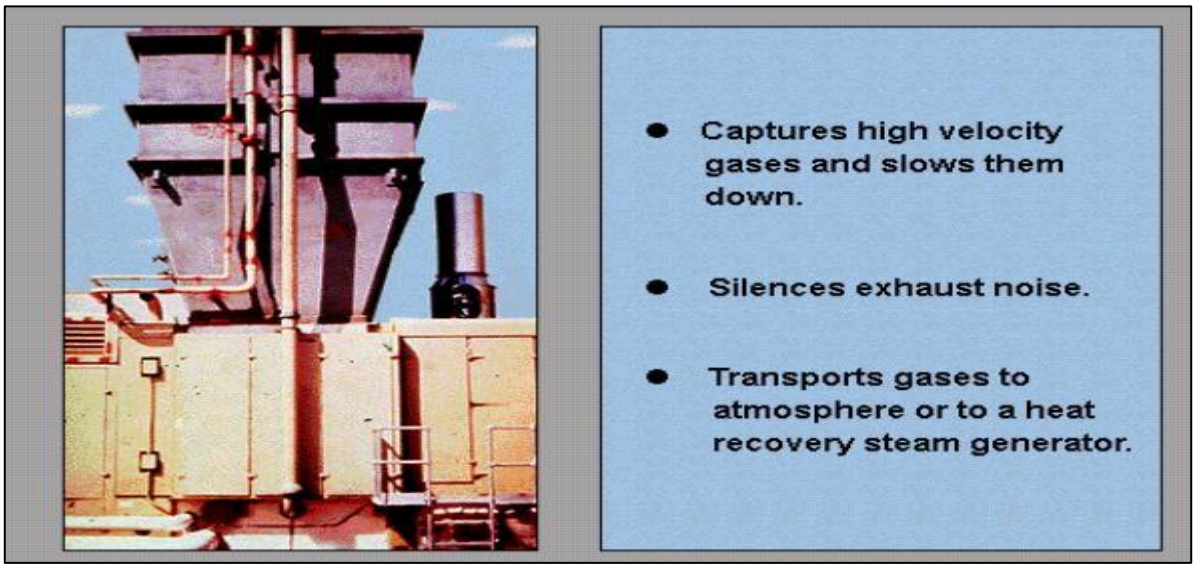


Figure II. 10: caisse échappement[16]

II.4 .5-Système de palier

II.4.5.1 Ensemble des paliers

La turbine à gaz MS5002C comporte quatre paliers principaux qui supportent les deux rotors

- Les paliers 1 et 2 supportent le rotor HP.
- Les paliers 3 et4 supportent le rotor BP.

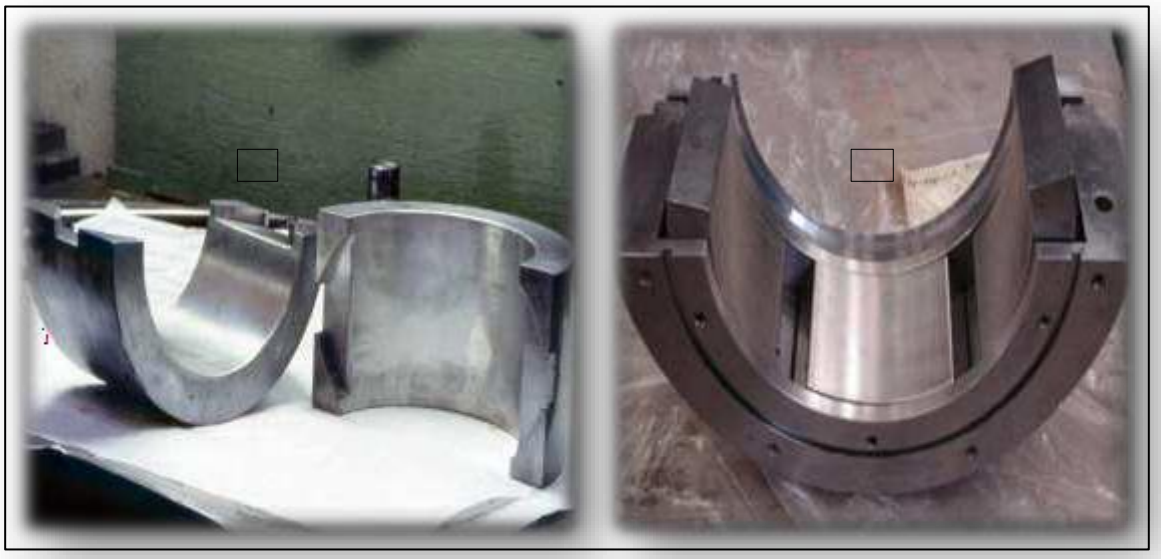


Figure II. 12 : Paliers radiaux (a : palier radial lisse ;b :palier radial a patins). [7]



Figure II. 11: Butées active (c) et inactive (d). [7]

II.4 .6- La partie auxiliaire

La continuité et la qualité de fonctionnement de la turbine, sa durée de vie, dépendent fortement de l'état des organes de cette partie, de leur rapidité ainsi que leur temps de réponse. La partie auxiliaire se compose de :

II.4.7- Système d'admission

Le système d'admission d'une turbine à gaz a pour but de diriger l'air vers la section d'admission du compresseur axial, il doit assurer :

- Une bonne filtration de l'air pour le bon fonctionnement de la turbine.
- Les particules solides contenues dans l'air admis (surtout pour les atmosphères humide) peuvent se collées sur les bouts d'ailettes de compresseur, ainsi que sur la base des aubes de stator par effet des forces centrifuges, donc une perte de rendement du compresseur et une augmentation de la consommation spécifique de la turbine.
- Des grains de sable non bloqués par le filtre pour le cas des turbines implantées dans le Sahara, causent une usure érosive surtout aux hautes vitesses de rotation, cela peut chan ger le profil aérodynamique des ailettes, et peut même aller jusqu'à l'arrachem ent des ailettes du compresseur.
- Des grains de sable non bloqués par le filtre pour le cas des turbines implantées dans le Sahara, causent une usure érosive surtout aux hautes vitesses de rotation, cela peut chan ger le profil aérodynamique des ailettes, et peut même aller jusqu'à l'arrachem ent des ailettes du compresseur.
- Un débit d'air admis régulier afin de produire la puissance voulue, le bouchage du filtre limite la quantité d'air admise (débit d'air), qui a pour conséquences une chute de puissance, et une augmentation de la consommation spécifique.

Le système d'admission comprend un filtre d'admission, une conduite, un silencieux, un coude et un caisson d'admission et accessoires. L'air entre dans le filtre, traverse la conduite, le silencieux et le coude et le caisson d'admission pour atteindre le compresseur.

Les filtres à air utilisés comportent des éléments filtrant d'une forme conique (en deux morceaux), ils sont autonettoyant, avec une grande efficacité (par rapport aux filtre classiques) et d'une durée de vie qui peut aller jusqu'à 3ans.

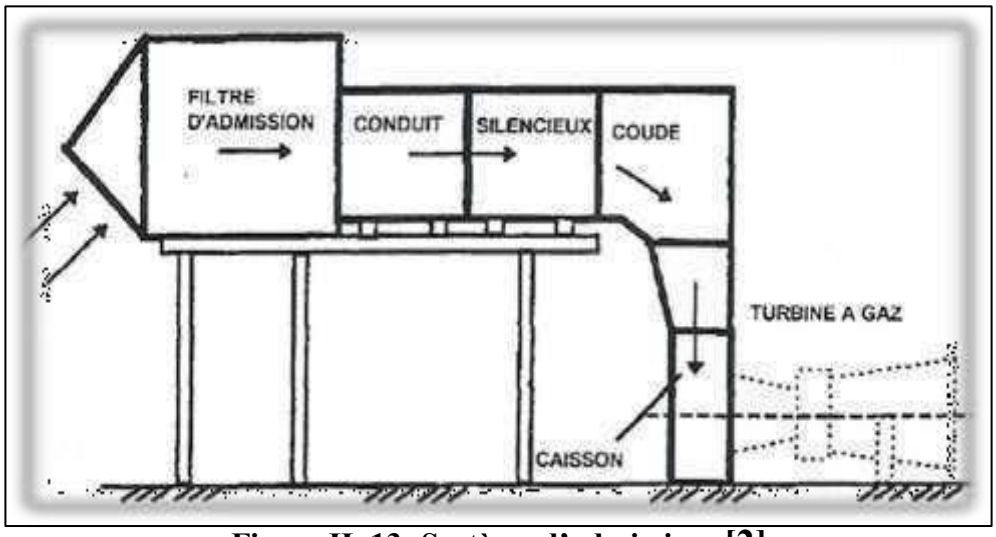


Figure II. 13: Système d'admission. [2]

II.4.8- Système de démarrage

Le but principal du système de démarrage est d'accélérer la turbine jusqu'à la vitesse minimale d'autonomie. Le lancement dans la turbine MS5002C, est assuré par un moteur électrique a courant alternatif.

Le moteur de lancement fait croître la vitesse du rotor de la turbine jusqu'à 22% de sa vitesse.

le se stabilisé pendant les cinq minutes qui suivent à la vitesse de 22%, afin de permettre le balayage des gaz résiduels, et l'alimentation avec le gaz combustible.

Après le balayage, la flamme est ensuite enflammée et le processus de démarrage commence l'accélération jusqu'à une vitesse de 60% de la vitesse nominale (3000tr/mn), le passage de la 22% à 60% se fait dans environ 8mn. A la vitesse de 3000tr/mn, la turbine de lancement est découplée du compresseur axial et la turbine atteint la phase de son autonomie, où elle accélère jusqu'à sa vitesse nominale.

II.4 9- Système de l'huile de graissage:de démarrage

L'objectif de ce système est d'alimenter avec l'huile les paliers, les auxiliaires intégrés (Réducteur, accouplements,…etc.) et les vérins hydraulique. Cette huile doit répondre aux exigences de propreté (filtration), de pression et de température nécessaire aux différents organes où elle est envoyée.

Le système de lubrification comprend les éléments principaux suivants :

II.4 9.1-Réservoir d'huile

Un grand réservoir placé sous la partie auxiliaire amont, précisément en dessous des pompes de graissage, il a une capacité de 10000l. La vidange se fait chaque révision générale (MI), mais dans la plupart des cas son état pour une seule MI reste bon, pour cela la vidange se fait pour chaque deux MI. Lors de la 1e MI et vu la grande quantité d'huile contenue dans le réservoir, on fait recycler l'huile dans une centrifugeuse où les impuretés sont éliminées vers l'extérieur, pour lui rendre son état pur. Pendant le fonctionnement, un appoint d'huile est apporté quand on recense qu'il est nécessaire.

L'huile utilisée est une TORBA 32 (ISOVG 46), produisait par NAFTEC avec une densité de 0.86-0.875Kg/l à 15°C, une viscosité 41.4-50.6cSt à 40°C, son indice de viscosité est égale à 92, un point d'éclair de 210°C et un point d'écoulement de -9°C.

- **Pompes d'huile de graissage**

On a quatre pompes :

- **Les pompes mécaniques**

Elles sont entraînées par le réducteur placé à l'amont de la turbine à gaz. Ces deux pompes et dés que la turbine atteint 85% de sa vitesse nominale remplacent, l'une la pompe de graissage des paliers et l'autre celle hydraulique.Elles fonctionnent pendant le régime permanant de la turbine, l'une d'elles sert au graissage des paliers avec une pression de refoulement de 12- 14bars. La deuxième, dite hydraulique d'une pression de refoulement de 85bars, sert à alimenter les vérins hydrauliques assurant l'ouverture et la fermeture des IGV (Inlet Gide Van)et la 2ème directrice

variable.En cas de décroissance de la vitesse,deux pompes auxiliaires démarrent automatiquement pour compenser les quantités d'huiles non assurées par la pompes mécaniques

- **Les pompes auxiliaires**

Il existe deux pompes de ce type fonctionnant avec le courant alternatif, l'une d'elles sert au graissage des paliers . La deuxième, dite hydraulique sert à alimenter les vérins hydrauliques assurant l'ouverture et la fermeture des IGV (Inlet Gide Van)et la 2ème directrice variable. Ces pompes sont utilisées lors de démarrage.

- **Pompe de secours**

Elle fonctionne avec un courant continu, alimentée par des batteries. Son rôle est d'assurer le graissage en cas de coupure survenue de courant, jusqu'à l'arrêt de la machine

- **Pompe de Vireur :**

C'est une petite pompe, placée au-dessus du réducteur, alimentée par une batterie, son rôle est de garder le rotor de la turbine en rotation lors de la phase d'arrêt avec une vitesse angulaire de 1/4tr chaque 3mn pendant 12 heurs pour éviter la flexion du rotor qui pèse 9tonnes (pour MS5002C), avec une longueur d'environ 8m et une température élevée provenant de la compression d'air.

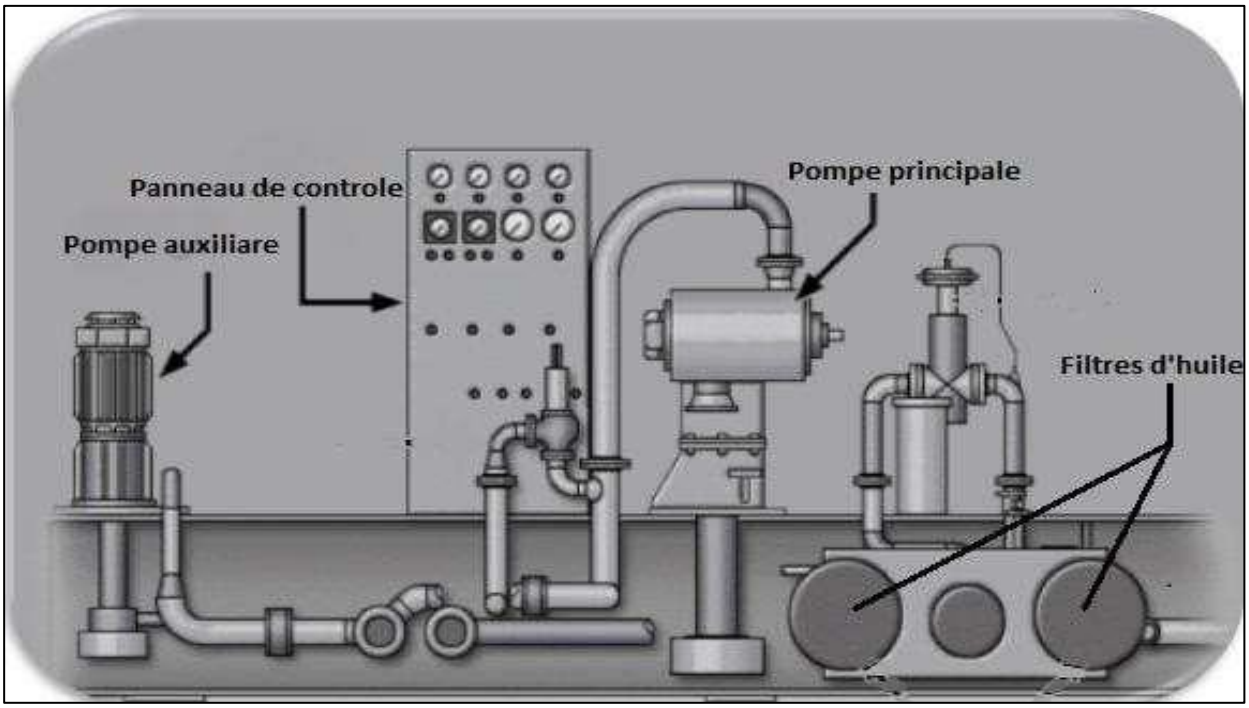


Figure II. 14: Disposition du système de graissage. [3]

II.4 9.2- Système d'air de refroidissement et d'étanchéité

Dans une turbine à gaz, certaines parties sont présentées à des contraintes thermiques très élevées. Leur refroidissement est indispensable, afin d'éviter leur détérioration, pour cette raison, une partie de l'air frais soutirée du compresseur axial, ainsi q'une deuxième partie aspirée de l'atmosphère sont envoyées pour le refroidissement des endroits critiques et servir aussi à l'étanchéité (pressuriser les joints d'huile des paliers).

Les pièces refroidies sont :

- La directrice du premier étage.
- Les roues de la turbine du premier et deuxième étage.
- Le carter du rotor de la turbine.

➢ **Débit entrant réglable IGV**

En amont du compresseur axial est placé un étage d'aubes mobiles en rotation (variables) dites IGV, la fermeture de ces aubes permette de limiter le débit d'air admis et cela lors du démarrage, où la vitesse du rotor est encore faible, l'ouverture de ces aubes croit progressivement

avec l'accélération de la turbine, jusqu'à atteindre une ouverture complète correspondante au maximum de débit et vitesse de rotation.

- **Vanne anti-pompage (VAP)**

Un piquage au niveau du 10e étage du compresseur vers l'atmosphère, sert à évacuer une partie de l'air admis à l'atmosphère afin d'éviter la pulsation du débit (retour de l'écoulement).

II.4.10- Système d'échappement

Il a pour fonction, l'expulsion vers l'atmosphère des gaz provenant de la détente dans les roues de la turbine, il doit répondre à certaines exigences, parmi elles :

- Assurer un niveau de bruit minimal, en réduisant la turbulence des gaz sortant.
- Conformité avec les conditions de sécurité du personnel (bonne isolation thermique).
- Avoir un niveau de fiabilité et de disponibilité adéquat à ceux des éléments restants de la
- turbine (compresseur, chambre de combustion,…).

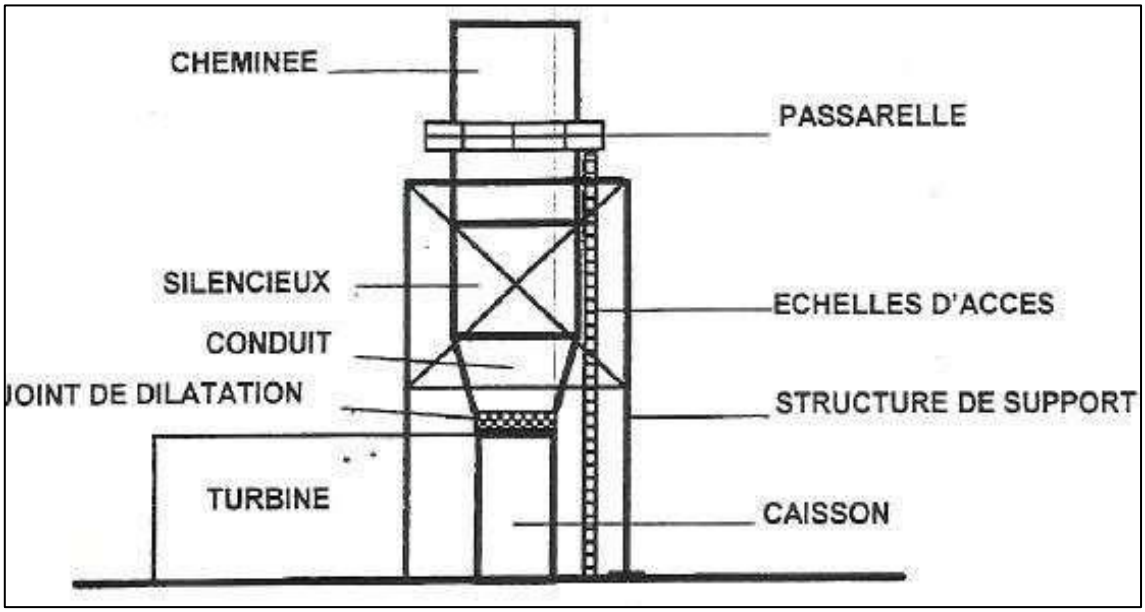


Figure II. 15: Principaux éléments du système d'échappement. [16]

II.5- description du compresseur centrifuge bcl 605/ii.5.1 presentation du compresseur bcl 605/a

Le compresseur BCL605/A, du constructeur NUOVO PIGNONE, son rôle, c'est de comprimer le gaz brut de 75 à 120 bars, par une étage de compression

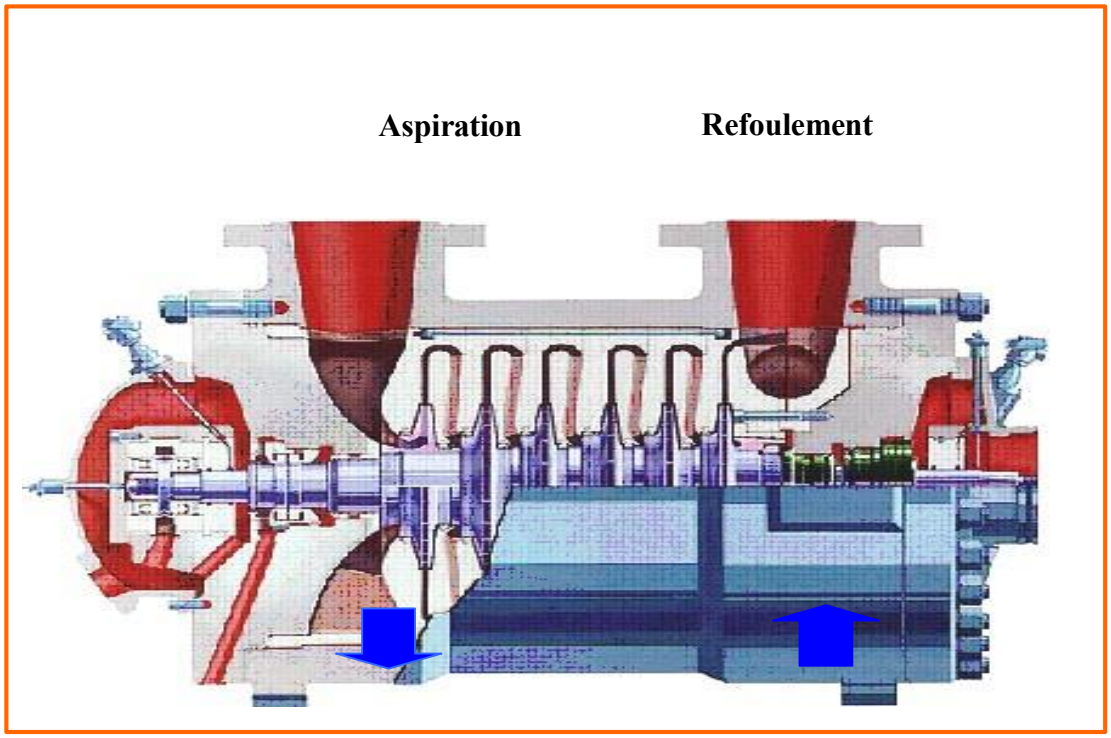


Figure II. 16: Présentation du compresseur BCL 605/A. [17]

Les compresseurs centrifuges, sont codifiés par des lettres majuscules et des numéros. Les lettres BCL, caractérisent un compresseur, à corps ouvert verticalement :

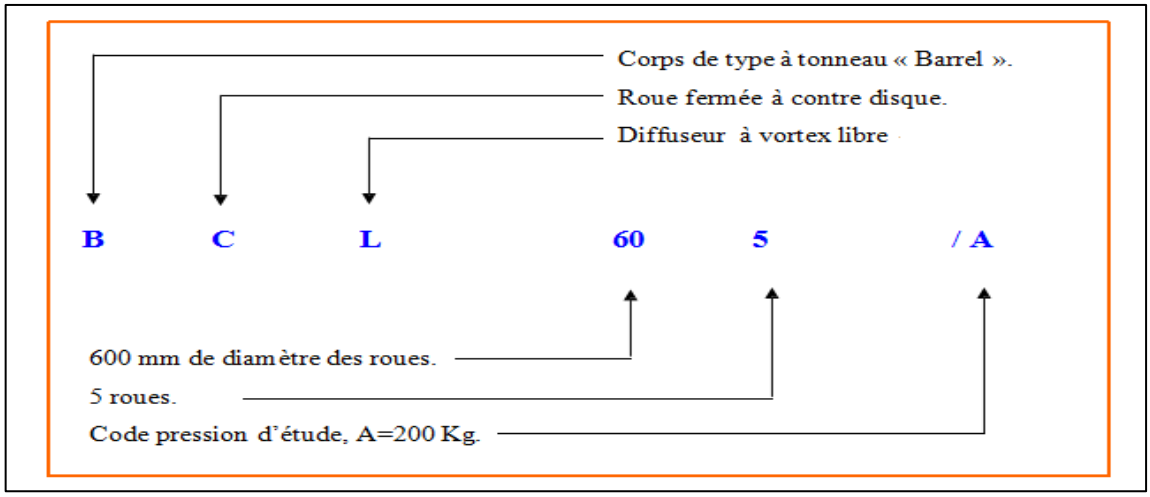


Figure II. 17: Codification du compresseur BCL 605/A. [17]

II.5.2- Caractéristiques du compresseur BCL 605

Poids du rotor .....1760 Kg.

Poids du rotor + diaphragme……16500 Kg.

Poids Total……..66000 Kg.

Gaz comprimé.....En grande quantité C_1, C_2 et C_3.

Ecoulement Massique.....1063169 Kg / h.

Poids moléculaire.....19,83 Kg / Kmole.

Facteur de compressibilité……0,895.

Pression d'aspiration.....76,33 Kg / Cm^2.

Température d'aspiration….....65ºC.

Pression de refoulement.....105,5 Kg / Cm^2.

Température de refoulement.....93 ºC.

Puissance de l'arbre.....15306 KW.

Vitesse de rotation.....4553 tr / min.

Sens de rotation…….Anti horaire.

II.5.3 Elements constitutifs du compresseur bcl 605/a

II.5.3.1 Corps

Appelé aussi corps pour un compresseur centrifuge, les enveloppes et les couvercles

d'extrémité sont obtenus par forgeage afin de rendre le matériau plus homogène et donc plus résistant en considération des pressions élevées auxquelles ces compresseurs doivent travailler. Normalement, on utilise de l'acier au carbone pour le corps cylindrique. Les supports et les brides de fermeture, la teneur en carbone adoptée (0.2-0.25%) est suffisante pour obtenir de bonnes caractéristiques mécaniques et au même temps pour conférer des caractéristiques de soudabilité.

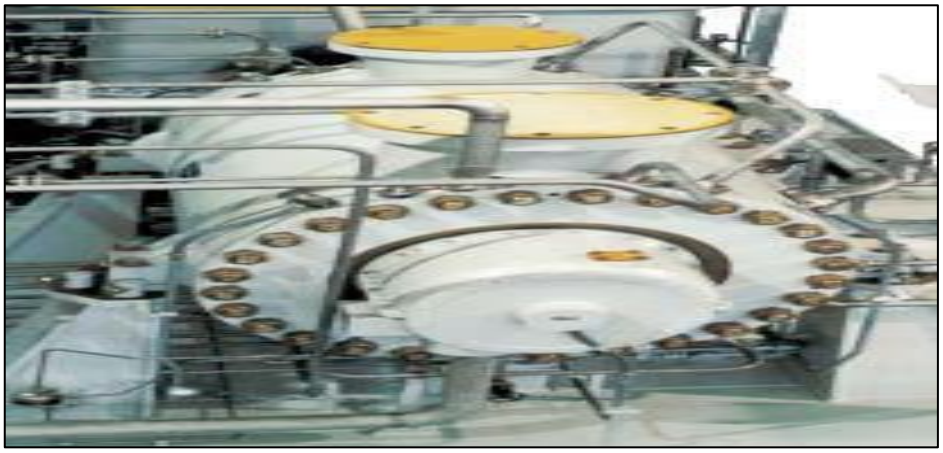


Figure II. 18: Le bâti (corps). [16]

II.5.3.2 Diaphragme

L'ensemble des diaphragmes qui constitue le composant statorique des étages du compresseur, est monté autour de l'ensemble du rotor.

Les enceintes de diffusion sont constituées par des passages annulaires à travers les diaphragmes du compresseur. C'est là, que l'énergie cinétique à la sortie des impulseurs est convertie en pression.

Les passages annulaires forment les canaux de retour qui acheminent le gaz dans les impulseurs. Les diaphragmes sont divisés selon un plan médian horizontal et montés à l'intérieur d'un contre corps, lui-même divisé selon un plan médian horizontal formant ainsi deux paquets séparés.

La position des demi diaphragmes supérieurs dans la moitié supérieure du contre corps est effectuée au moyen de vis de blocage, ce qui permet de soulever le contre corps sans faire tomber les diaphragmes.

Les étanchéités à labyrinthe sont installées dans les diaphragmes, à proximité de tous les points internes de dégagement dans le but de minimiser les fuites de gaz provenant par les zones d'aspiration et de refoulement des roues.



Figure II. 19: les diaphragmes. [16]

II.5.3.3 Rotor

La partie rotor du compresseur centrifuge est composée par l'arbre, les roues, le cylindre d'équilibrage, le collet du palier de butée, le moyeu de l'accouplement d'entraînement et par un certain nombre de manchons et de douilles intermédiaires.



Figure II. 20: le rotor du compresseur. [16]

II.5.3.4 .Arbre

L'arbre est constitué d'une partie centrale, à diamètre constant, où sont montées les roues et les douilles intermédiaires et de deux extrémités aux diamètres opportunément réduits où travaillent les paliers et les étanchéités d'extrémité.

II.5.3.5 Roues

Les roues sont frettées sur l'arbre. Des languettes ayant la fonction de transmettre le couple sont prévues sous les roues



Figure II. 21: les roues. [16]

II.5.3.6- Piston d'équilibrage

Le rotor du compresseur centrifuge BCL 605/A, est soumis à une poussée axiale dirigée du coté d'aspiration vers le coté refoulement.

Cette poussée est due essentiellement à la distribution des pressions agissant sur la roue. Il est évident que la ΔP développée par la roue produit un effort vers l'aspiration exprimé par le produit de ΔP par la surface comprise au-dessous de l'étanchéité sur le contre - disque.La poussée axiale est en grande partie, équilibrée par un tambour d'équilibrage, qui est un disque gabarié monté sur l'extrémité de l'arbre, adjacent à la roue du dernier étage.

Le tambour d'équilibrage et son étanchéité à labyrinthe forment, avec l'étanchéité en bout d'arbre la chambre d'équilibrage Soumettant la chambre d'équilibrage à une pression plus basse, approximativement égale à la pression d'aspiration, on crée un différentiel de pression en sens opposé à celui des roues.

Ceci est obtenu en reliant cette chambre, à l'aspiration du compresseur au moyen d'une tuyauterie de gaz d'équilibrage.

La poussée résiduelle est absorbée par le palier de butée qui assure ainsi l'immobilité du rotor en direction axiale.

L'ensemble des roues, manchons, entretoises et le tambour lui-même, sont fixés sur l'arbre au moyen d'un collier de serrage

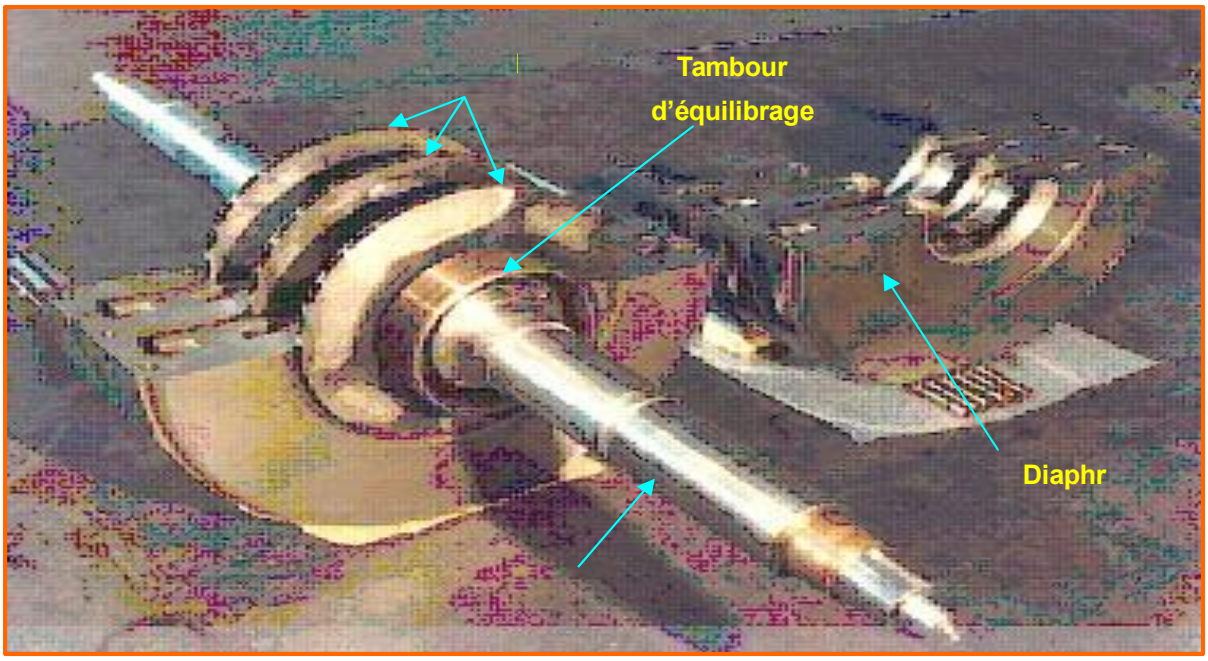


Figure II. 22: le piston d'équilibrage. [16]

II.5.3.7 Paliers

- **Paliers porteurs**

Les paliers porteurs, sont de type à patin oscillants et à lubrification forcée.

L'huile sous pression arrive aux paliers, radialement et passe à travers des orifices pour lubrifier les patins et les taquets.

Les patins peuvent osciller dans le corps aussi bien dans le sens axiale afin d'atténuer aux maximum les vibrations radiales du rotor.

La rotation des patins dans le corps est bloquée par des goujons fixés sur le corps.

Le palier est axialement positionné sur la bride de tête, ou sur le rotor du compresseur par des vis.

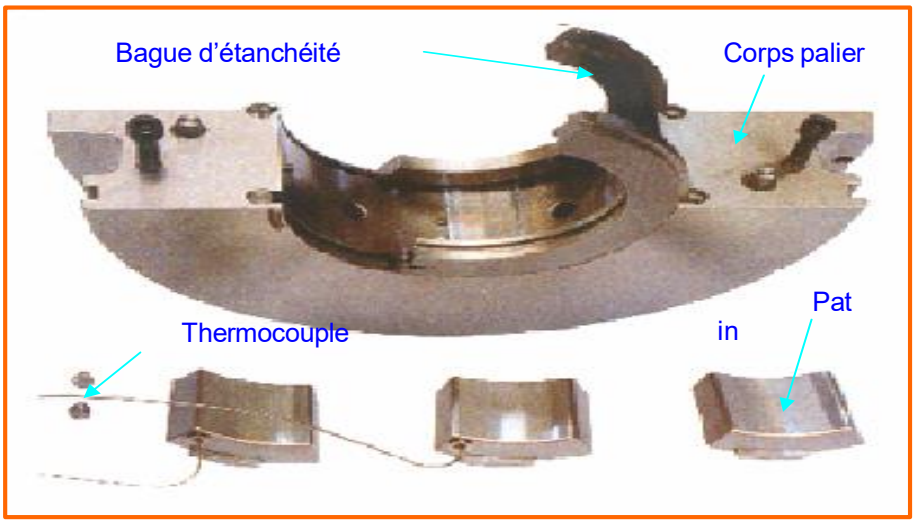


Figure II. 23: Palier porteur.

- **Paliers de butée**

Le palier de butée, monté sur l'une des extrémités du corps, est logé sur les deux côtés du collet de butée du rotor.

Il est conçu de façon à absorber la poussée agissant sur le rotor qui n'est pas entièrement équilibrée par le tambour d'équilibrage.

Il est muni d'une bande élastique de raclage d'huile, afin de minimiser toute pertes de puissance due à la turbulence de l'huile dans la cavité du palier et à cause de la haute vitesse de

fonctionnement.

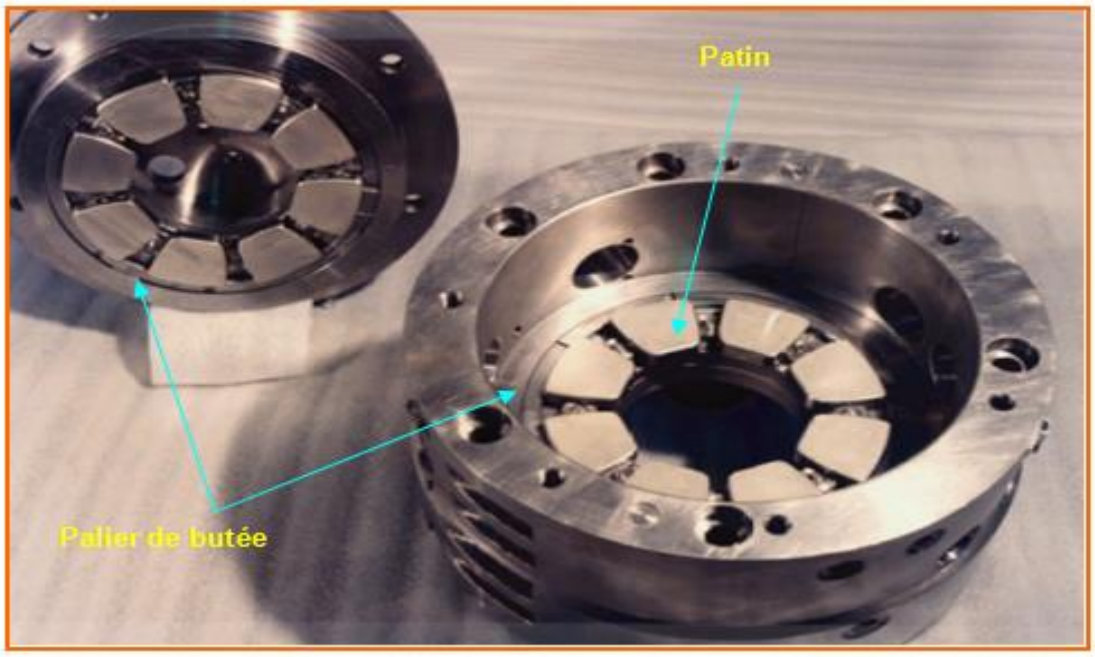


Figure II. 24: Palier de butée . [17]

II.5.3.8- Etanchéités

- **Etanchéités à labyrinthe**

Les étanchéités internes installées entre les ensembles statoriques et rotoriques du compresseur servent à réduire les pertes de gaz.

Une étanchéité à labyrinthe se compose d'une bague, dont la périphérie porte une série de lames. La moitié supérieure de chaque bague est vissée au diaphragme correspondant.Les demies bagues inférieures peuvent être facilement enlevées en les faisant tourner dans leurs logements sur les diaphragmes.

Les étanchéités sont montées en correspondance avec les disques des roues et les manchons de l'arbre.Le même type d'étanchéités est installé en bout d'arbre pour réduire les pertes de gaz de la partie interne du compresseur.

II.5.4 systemes auxiliaires du compresseur

Ils servent à assurer la lubrification, l'étanchéité et la sécurité du compresseur.

II.5.4.1 Circuits d'huiles

La lubrification et l'étanchéité nécessitent de l'huile, donc un réservoir et tout un équipement de pompage, de filtration et de refroidissement sont installées sur le compresseur.

- **Caisse à huile**

On peut rencontrer une caisse commune d'huile d'étanchéité et de lubrification, ou des caisses séparées avec récupération de l'huile polluée par le gaz.

Dans ces caisses à huile on trouve un système de réchauffage pour démarrage à froid, un contrôleur du niveau et une purge d'eau.

- **Pompes de lubrification**

On trouve deux pompes, l'une étant entraînée par un moteur électrique, l'autre par une turbine à gaz, et chaque pompe peut être au secours l'une de l'autre.La pression nécessaire à la lubrification se situe entre 2 et 5 bars.

- **Pompes d'étanchéité**

Doublées comme les pompes de lubrification, elles sont souvent de type **v**olumétrique**. Elles** doivent donner une pression supérieure à la pression d'aspiration du gaz, ce qui dans certains cas nécessite une pression supérieure à 100 bars.

- **Filtres**

Placés sur les circuits d'étanchéité et de lubrification, ces filtres doivent être permutables en marche pour nettoyage.

Le bon état des filtres et un nettoyage régulier sont essentiels pour éviter les problèmes au niveau des éléments lubrifiés.

Conclusion

Nous avons vue dans ce chapitre des généralités sur la turbine à gaz et les différents organes constituant la turbine à gaz MS5002C. En suivant le cheminement du fluide comburant et carburant, en passant par le compresser axial, la chambre de combustion, le système de détente et d'échappement ainsi que les parties auxiliaires. Nous avons par la suite passé au revu les différents facteurs que ce soit internes ou externes, influençant les performances de l'installation .

Un compresseur centrifuge est une machine complexe constituée de plusieurs éléments essentiels, chacun jouant un rôle dans le processus de compression. Ce chapitre décrit en détail ces composants et leur fonctionnement.

Chapitre III
Maintenance De La Turbine à Gaz Et Le Compresseurs

III.1- La Maintenance

III.1.1- Introduction

Les installations et les équipements ont tendance à se détériorer dans le temps sous l'action de causes multiples (usure, déformations, corrosions…). Ces détériorations peuvent provoquer l'arrêt définitif ou momentané qui influera sur les capacités de production et mettre la sécurité du personnel en danger.

Pour améliorer la production et la bonne conduite des différents équipements, les ingénieurs ont mis en place une maintenance dont ils ne peuvent s'en passer, car elle est devenue indispensable pour les entreprises.

III.1.2- Définition de la maintenance

La maintenance industrielle, c'est l'ensemble des opérations destinées à empêcher ou à réparer les pannes qui surviennent sur les machines. Elle suit dans la plupart des cas les recommandations et le calendrier du fabricant des appareils. Mais elle peut aussi relever de la responsabilité de l'usine.

III.1.3- But de la maintenance

Parmi les buts essentiels de la maintenance on cite :

- Prolonger la durée de vie du matériel.
- Diminuer le temps d'arrêt en cas de panne.
- Faciliter la gestion des stocks.
- Amélioration de production en optimisant les coûts engendrés des différentes opérations de maintenance.
- Assurer le bon fonctionnement du matériel

III.1.4- Différents types de maintenance

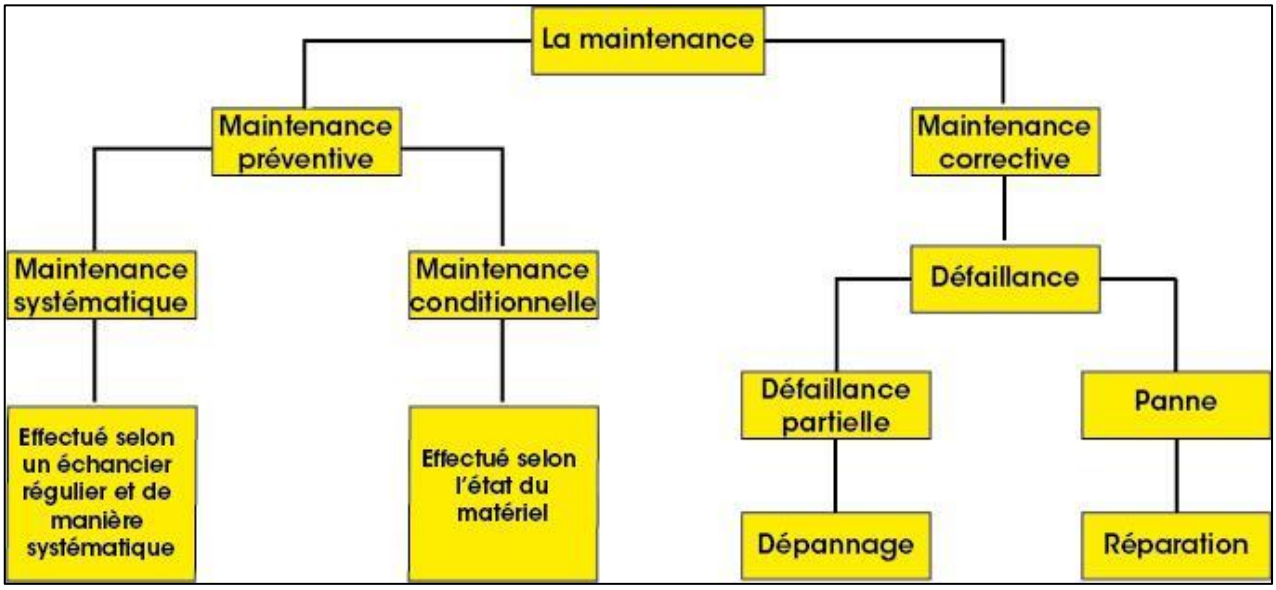


Figure II. 25: Organigramme de maintenance. [15]

III.1.4.1 La maintenance préventive

Elle vise à diminuer la probabilité de défaillance d'un système, pour cela elle s'appuie sur la maintenance systématique et la maintenance conditionnelle.

La maintenance préventive se divise en deux formes essentielles.

III.1.4.2 Maintenance préventive systématique

C'est la maintenance qui est effectuée selon un échéancier établi en fonction du temps, ou du nombre d'unités d'usage, cette maintenance se pratique quand on souhaite procurer à un équipement une sécurité de fonctionnement

III.1.4.3 Maintenance préventive conditionnelle

C'est une maintenance subordonnée à un type d'événement prédéterminé révélateur de l'état de dégradation du bien. Cette forme de maintenance permet d'assurer une surveillance continue des points sensibles de l'équipement au cours des visites préventives dont le rôle est d'élimine les pannes accidentelles ou de les réduire à un niveau acceptable.

Il existe un troisième type de maintenance qui est la maintenance méliorative, qui consiste à débarrasser définitivement les causes de défaillance par des modifications, ce type de maintenance est nécessaire pour : Déterminer les causes réelles du problème traité.

III.1.4.4- Avantages et inconvénients de la maintenance préventive

➢ **Avantage**

- Bonne préparation de l'intervention.
- Durée de mobilisation du matériel minimisée.
- Facilité de programmation et de planification des travaux.

– **Inconvénients**

- Frais de gestion des stocks importants.
- Frais dus à la planification.

III.1.5- La maintenance corrective

– Elle s'applique après la panne et consiste au dépannage ou à la réparation.

– Elle consiste à remettre l'équipement en état de marche lors d'une panne.

– La maintenance corrective débouche sur deux types d'intervention :

III.1.5.1- Les dépannages

Ils Consistent à la remise en marche provisoire de l'équipement. Ils caractérisent la maintenance palliative.

III.1.5.2 - Les réparations

Dans ce cas la maintenance sera une intervention définitive et limitée, elles caractérisent la maintenance curative. Donc la maintenance corrective assure :

– Une amélioration éventuelle (correction), visant à éviter la répétition de panne ou à minimiser ses effets sur le système (surveillance par analyse de vibrations).

– Une mise en mémoire de l'intervention permettra une amélioration ultérieure.

III.1.5.3 Avantage et inconvénients de la maintenance corrective :

➢ **Avantage**

- Un budget d'entretien moyen.
- Coût direct minimisé.
- Frais de gestion de stocks non important.

➢ **Inconvénient**

- Temps d'arrêt et d'intervention trop élevé.
- Coût de maintenance élevée.
- Achats des pièces de rechange à un prix élevé

III.1.6- La Maintenance De La Turbine Gaz

➢ **Les cycles de maintenance**

Tableau III. 1: cycle de maintenance de la turbine à gaz. .[2]

Les inspections	Ancien cycle de maintenance	Nouveau cycle de maintenance
Inspection de combustion (CI)	8000 h	12000 h
Inspection du parcours des gaz chauds (HGPI)	16000 h	Remplacée par une 2^{ieme}CI 24000 h
Inspection de combustion (CI)	24000 h	36000 h
Majeur inspection (MI)	32000 h	48000 h

➢ **Les durées d'intervention**

- **CI** : 10 jours;
- **HGPI** : 20jours;
- **MI :** 35 jours.

III.1.6.1 Inspection de combustion (combustion inspection CI)

C'est une courte inspection qui est faite en période d'arrêt, consiste à inspecter les tubes à flamme et injecteurs de combustion, les éléments étant reconnus comme les premiers pièces qu'il faut changé.

L'entretien convenable de ces éléments contribuera à augmenter la durée de vie des pièces avales, tel que les directrices et les aubes des roues de détente.

Afin de réduire le temps d'arrêt pendant l'inspection, on remplacera les tubes à flamme et les injecteurs de combustible par des pièces neuves ou réparées. On devra en plus, procéder à l'inspection visuelle des pièces intermédiaires et de la directrice du premier étage, pour noter la progression de l'usure et de la détérioration de ces éléments.

L'inspection de combustion est une source d'information qui nous permet de planifier et préparer la deuxième inspection

III.1.6.2- Inspection du parcours des gaz chauds (hot gas parth inspection HGPI):

Elle comprend l'inspection de combustion que l'on vient de décrire, avec en plus une inspection détaillée des directrices et aubes des turbines HP et BP.

Il est donc nécessaire, pour cette inspection de démonter la moitié supérieure de l'enveloppe turbine. On contrôle l'état de la veine des gaz chauds et on contrôle aussi les jeux au niveau des roues HP et BP.

III.1.6.3- Inspection majeur (major inspection MI) ou révision générale:

Elle consiste en une inspection de parcours des gaz chauds, avec en plus, un démontage et une inspection détaillée et vérification des jeux, pièces de rotor et le stator, des paliers principaux, des accouplements et des pièces associées.

Avant et après chaque révision générale, il faudra contrôler l'alignement et le comparer avec les données de base afin d'assurer s'il y a eu des changements.

III.1.7 La maintenance des compresseurs compresseur centrifuge

- **Liste d'instruction pour la révision des compresseurs centrifuges 8000h**

- Disposer d'une autorisation de travail
- Respecter les consignes de sécurités et d'exploitation mentionnées sur l'autorisation.
- Porter les moyens de protection individuelle.
- Compresseur isolé électriquement.
- Compresseur purgé et drainé.
- Emplacement des joints pleins .
- Aspiration principale
- Refoulement.
- Entrée et sortie gaz injection.
- Sortie vers LT flore.
- Sortie du ballon vers drain fermé.
- Entrée azote.

- Démontage des conduites de gaz et d'huile qui gènes.
- Démontage des couvercles d'huile des deux côtés.
- Démontage de l'accouplement du coté compresseur.
- Inspection du collet de butée.
- Inspection des paliers porteurs.
- Changer les pièces usées.
- Nettoyage général.
- Contrôle des jeux axial et radial.
- Remontage de l'ensemble en suivant la procédure inverse du démontage.
- Ajuster l'alignement.
- Nettoyage des lieux.
- Assistance au démarrage du compresseur.

➢ **Liste d'instruction pour la révision des compresseurs centrifuges 24000H :** C'est une opération similaire à la révision de 8000h mais avec plus des inspections des composantes internes de compresseur

- Démontage des garnitures d'étanchéité
- Démontage du barrel en utilisant les glissières
- Transporter le barrel vers l'atelier
- Démontage des deux demis coquilles du barrel
- Nettoyage du barrel et du rotor
- Démontage des diffuseurs
- Inspection :

- Collet de butée
- Des paliers
- Garnitures mécaniques

- Contrôle des jeux
- Changer les pièces défectueuses
- Changer la jointure
- Ajustement des jeux
- Ajuster l'alignement

A cause de l'efficacité de la maintenance préventive, n'avait pas des problèmes avec le compresseur et toute la maintenance corrective reste : le changement des filtres d'huile, de SEAL gaz ou d'azote et rarement sur les pompes de système de lubrification.

- **Les cycles de maintenance**

Tableau III. 2: cycle de maintenance de compresseur centrifuge. .[17]

Les Inspections	Cycle De Maintenance
Revision Partiel (RP)	8000h
Revision General (RG)	24000 h

III.1.8- Conclusion

La maintenance des turbines à gaz et des compresseurs centrifuges est essentielle pour garantir leur performance, leur fiabilité et leur longévité. Une approche proactive, incluant l'inspection régulière, la lubrification adéquate et la détection précoce des anomalies, permet de minimiser les pannes et d'optimiser l'efficacité énergétique. L'utilisation de technologies avancées, telles que la surveillance en temps réel et l'analyse des vibrations, contribue à anticiper les défaillances et à réduire les coûts de maintenance. En adoptant des stratégies de maintenance préventive et conditionnelle, les industriels assurent un fonctionnement optimal de ces équipements critiques, garantissant ainsi une production continue et sécurisée.

Chapitre IV
Les Méthodes d'Amélioration Rendement Des Turbines

IV.1- Introduction

Le logiciel performant Thermoptim a été développé spécifiquement pour simuler et analyser les cycles thermodynamiques, y compris ceux des moteurs à combustion interne et des batteries,et concevoir, concevoir et étudier les performances de ces systèmes

IV.2- Définition

Thermoptim est un logiciel qui facilite le calcul de cycles thermodynamiques assez complexes sans nécessiter. Quatre environnements de travail complémentaires interconnectés sont inclus : un éditeur de schémas (ou un modeleur graphique), un simulateur, des diagrammes thermodynamiques interactifs et une méthode d'optimisation.

Thermoptim (la même chose pour le reste) a été créé initialement dans le but de répondre à certaines difficultés rencontrées lors de l'apprentissage de la thermodynamique appliquée. Grâce à ses caractéristiques actuelles, il peut dépasser largement cet objectif initial et être employé dans le secteur industriel, par exemple pour optimiser l'intégration de centrales électriques de future génération qui impliquent plusieurs centaines d'éléments.

- Chaque élément fonctionnel est représenté par un type de Thermoptim approprié (corps, point, transformation, nœud, échangeur) qui possède des caractéristiques propres modifiables et des variables de couplage.
- Le système global est représenté par l'assemblage de ces types à l'aide d'une méthode. Interface interactive (le logiciel de création de schémas dans la version Java)

Ensuite, le système complet est simulé à l'aide d'un moteur de recalcul automatique qui tire parti des propriétés systémiques implicitement décrites lors de la modélisation (dans la version Java)

IV.3- Cycle simple d'une turbine à gaz

IV.4- Introduction

Dans ce chapitre,on va commencer par un calcul des rendements énergétiques d'un cycle de la turbine à gaz simple ; on commence par le cycle idéal, et réelle .

IV.5 Cycle simple idéal

Entrez l'état du corps au point "entrée d'air".on connait sa pression (0,97 bars) et sa température (20C°). il peut donc (figure **IV.1**))

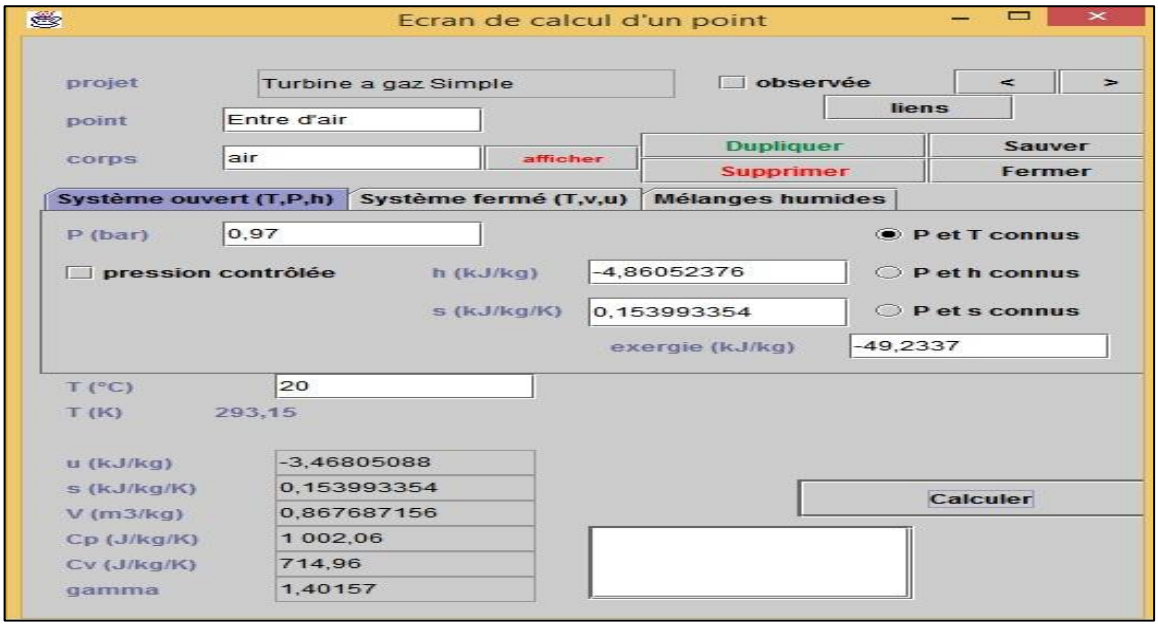


Figure IV. 1 : Ecran de calcul du point d'entrée d'air.

Pour le point (2) compresseur, on connait sa pression (17 bars) et sa température (340C°).

Le point (3) est à (17 bars) et (1250C°), température de fin de combustion.

Le point (4) a pour pression (0,97 bars) et sa température (600 C°).

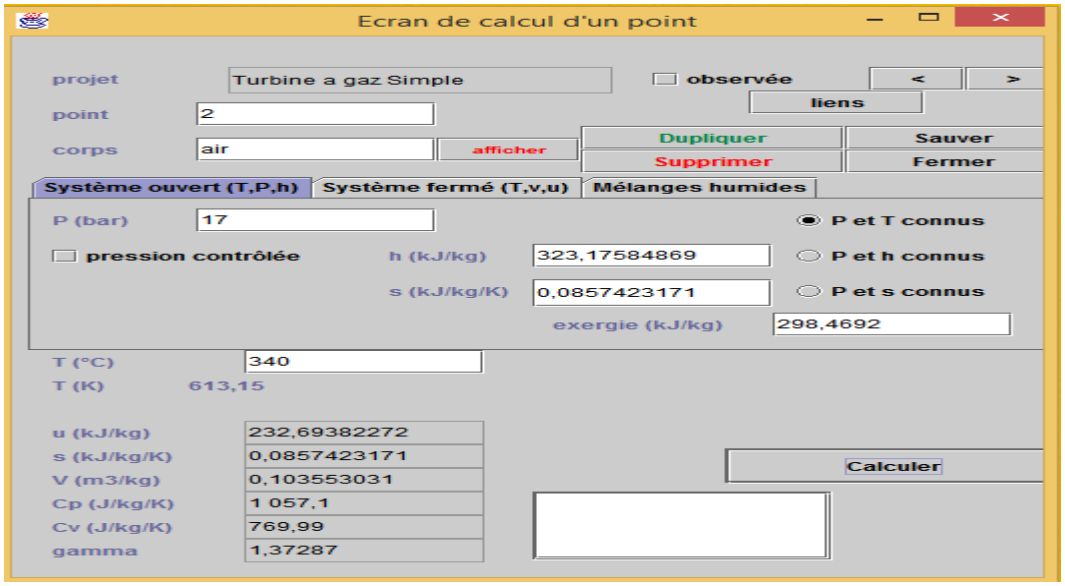


Figure IV. 2:Ecran de calcul du point 2 sorties de compresseur.

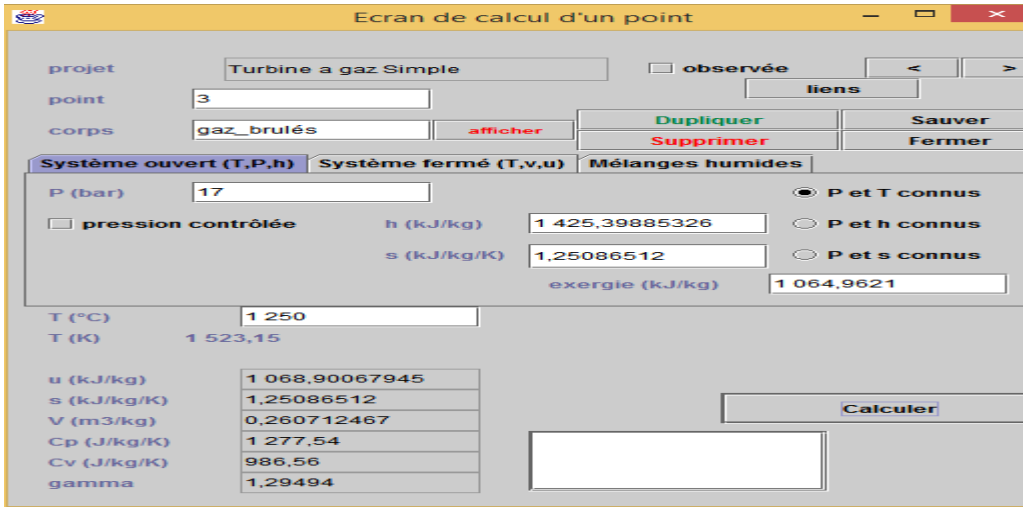


Figure IV. 3:Ecran de calcul du point 3 sortie de chambre de combustion.

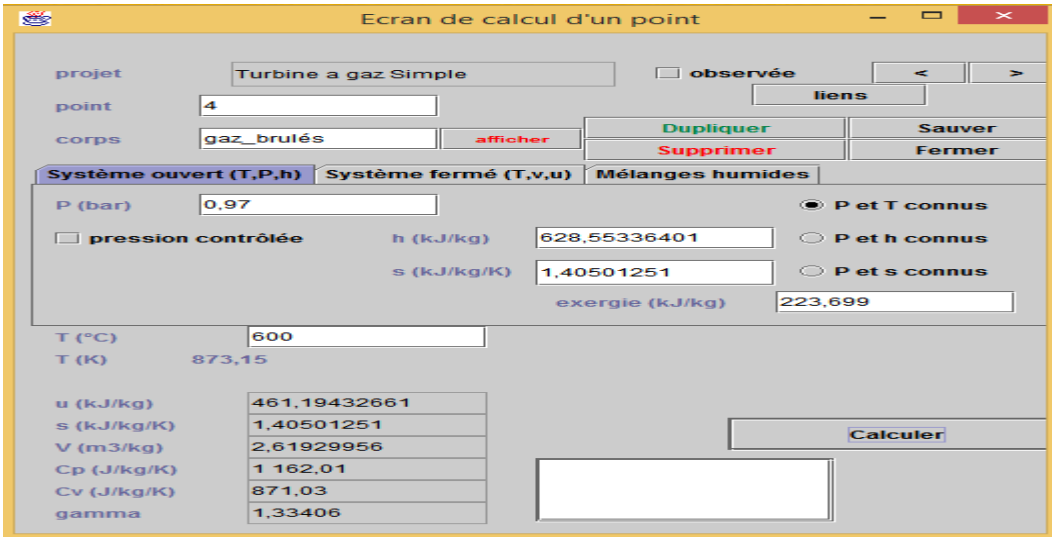


Figure IV. 4:Ecran de calcul du point 4 sortie de Turbine.

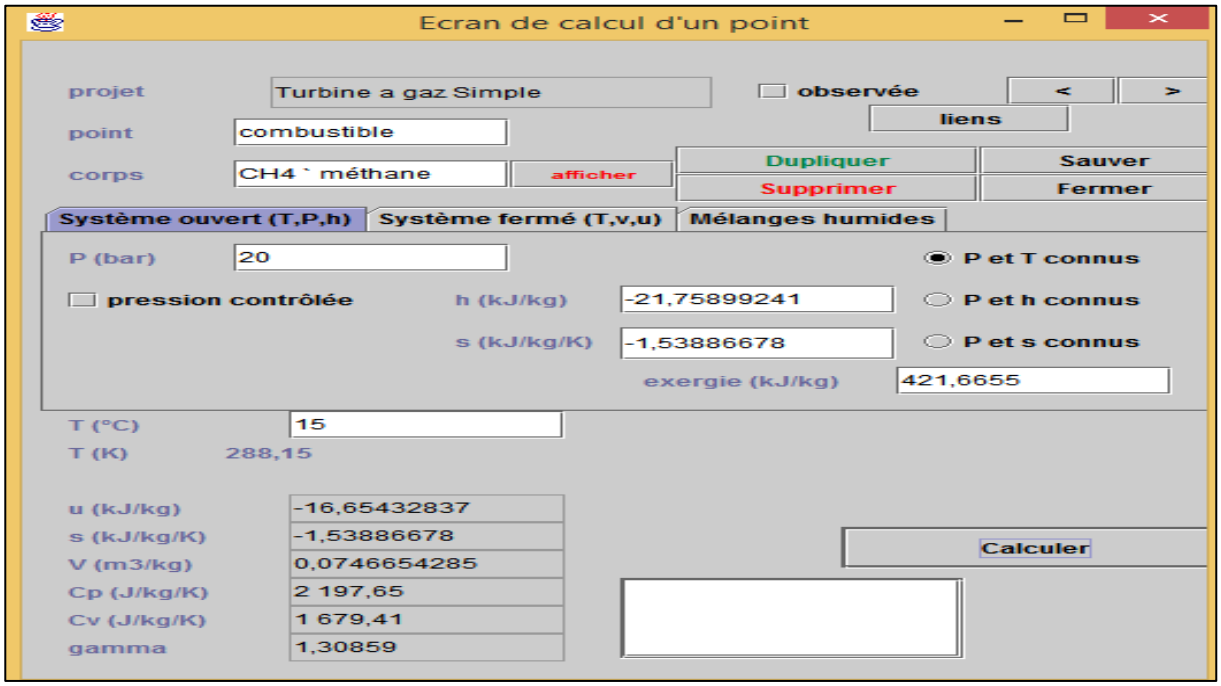


Figure IV. 5:Ecran de calcul du point combustible.

Commencez par la compression entre les points "entrée d'air" et (2) (figure (IV.6)) choisissez ici : polytropique, "calculer». l'état du point (2) .

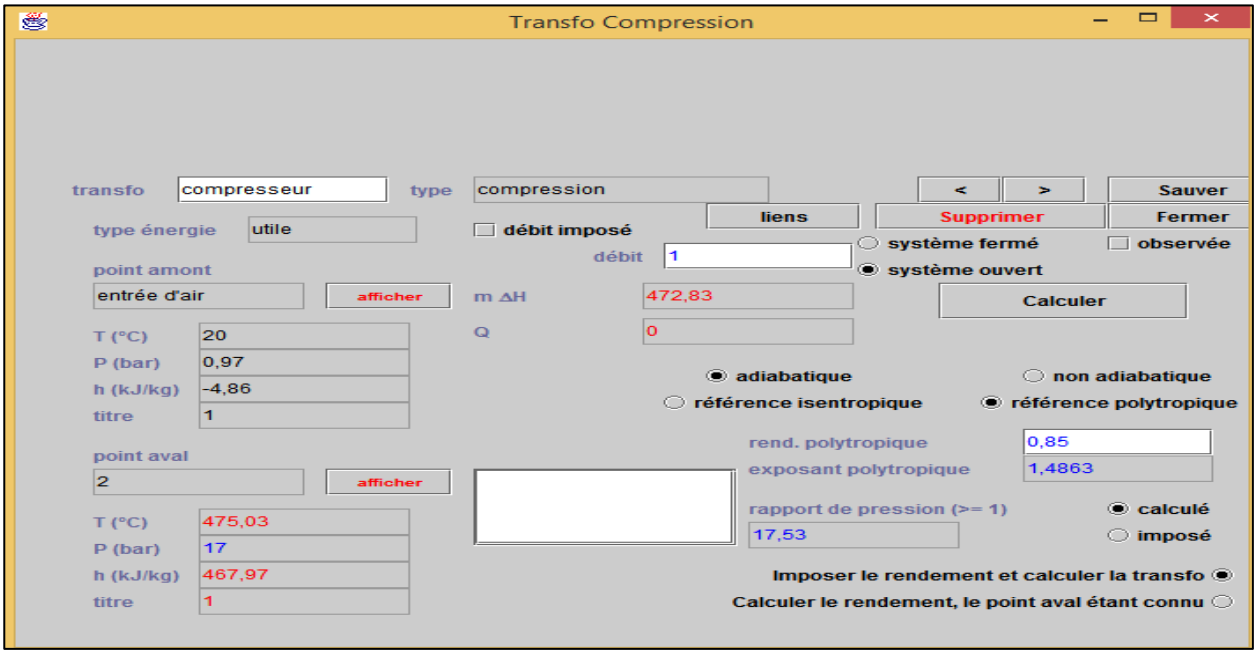


Figure IV. 6:Écran de calcul du transformation compression.

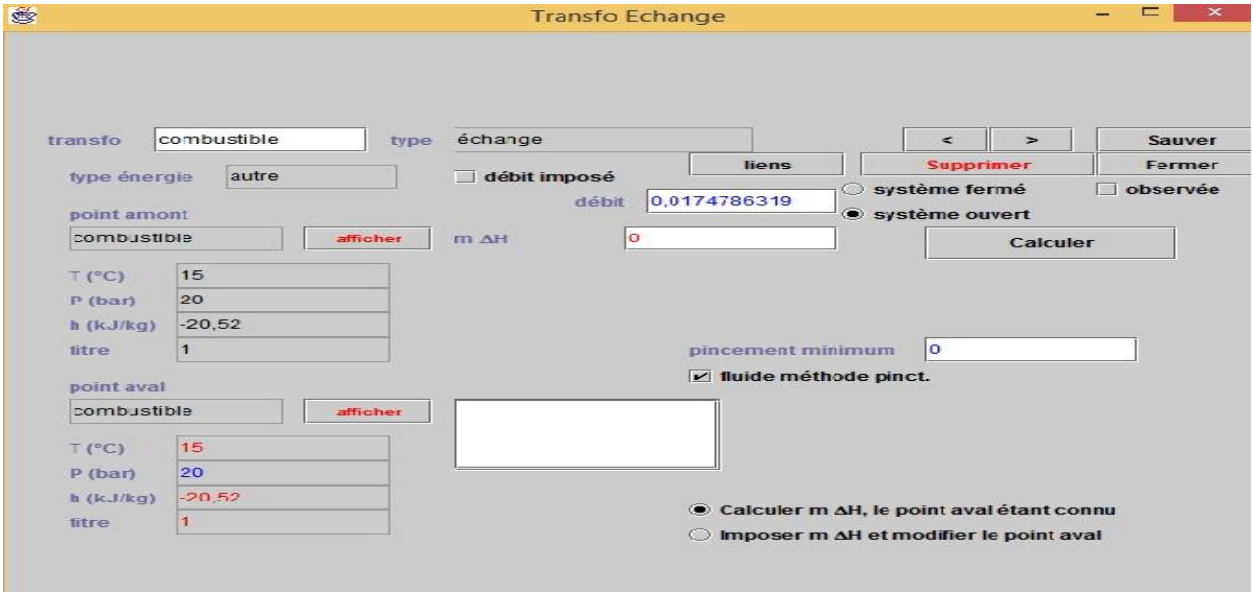


Figure IV. 7: Écran de calcul de l'échange.

Le calcul de la combustion (figure(IV.7)) la température de fin de combustion étant imposée égale à (1250C°) ,entrez cette valeur dans le champ en bas à droite,et sélectionnez "calculer lambda",comme nous négligeons les pertes thermiques vers l'exterieur, le rendement de la chambre est égale à 1.

Le transformation peut étre calculé en cliquant sur le bouton "calculer".

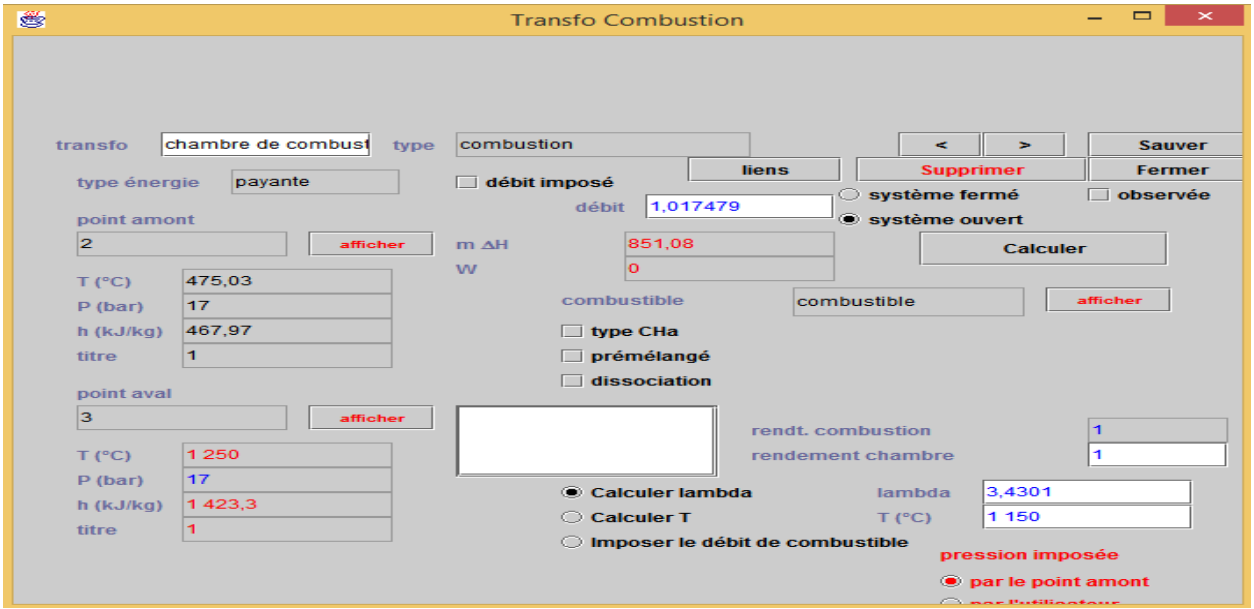


Figure IV. 8:Écran de calcul transformation combustion.

La détente peut étre calculée à son tour (figure (IV.9)) ,on connait sa pression (P=0,97 bar) et sa température (600C°). On choisit : référence polytropique puis cliquez sur le bouton "calculer".

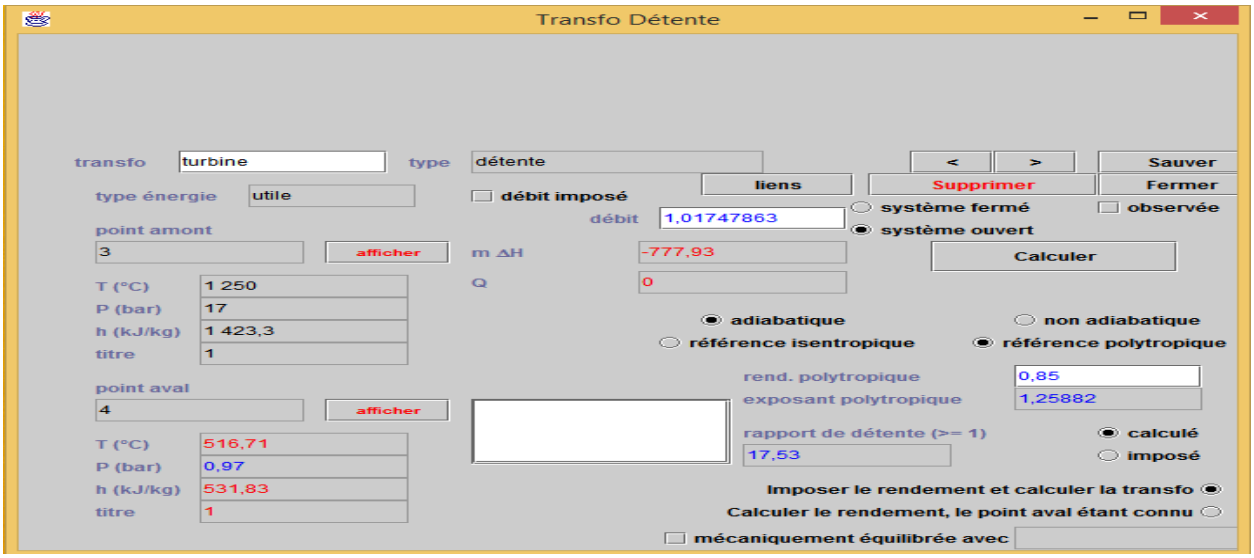


Figure IV. 9:Écran de calcul transformation détente.

IV.6 Rendement thermique et résultat

Le rendement thermique de la Turbin a gaz du cycle simple état idéal obtenu est de 35.88% avec une énergie utile égale à 305.88 MW.

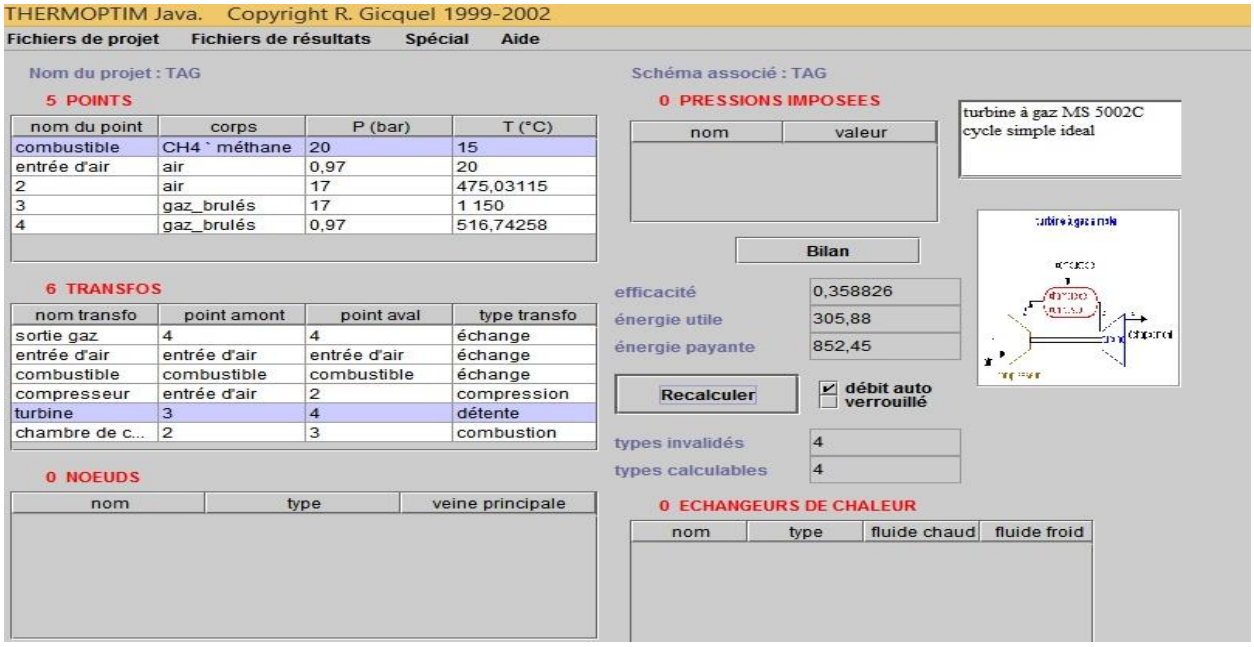


Figure IV. 10: le bilan final de la TAG simple état idéal.

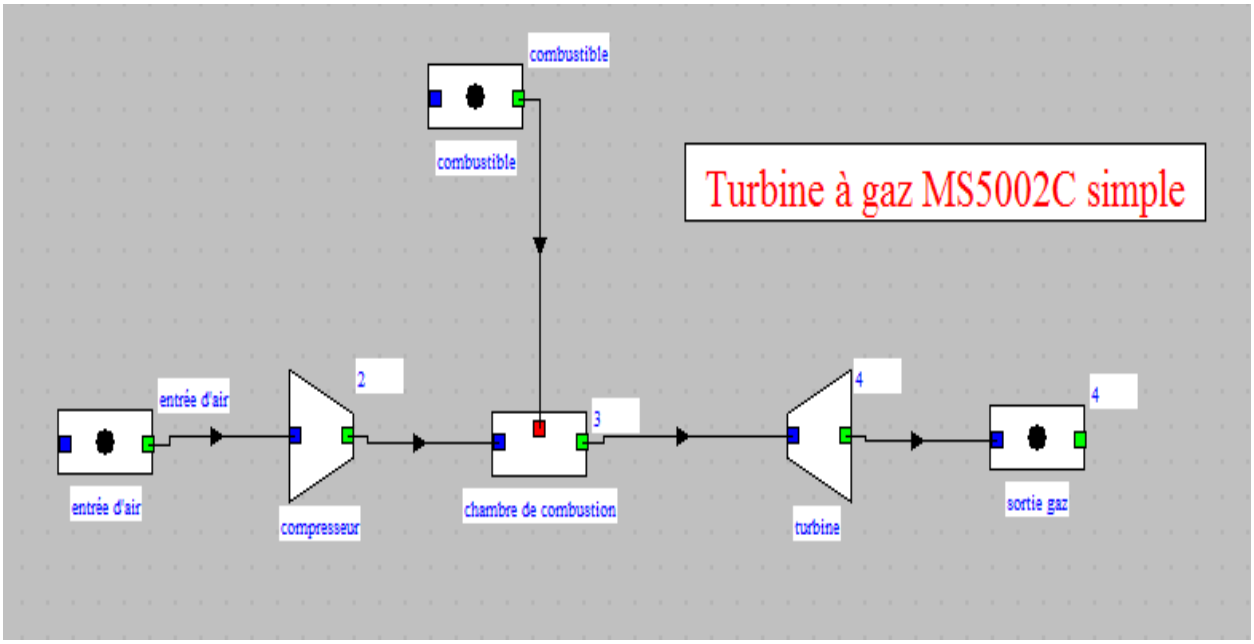


Figure IV. 11: schéma du projet TAG simple.

IV.7- Cycle simple réel

Entrez l'état du corps au point "entrée d'air".on connait sa pression (0,97 bars) et sa température (47C°). il peut donc (figure **IV.11**))

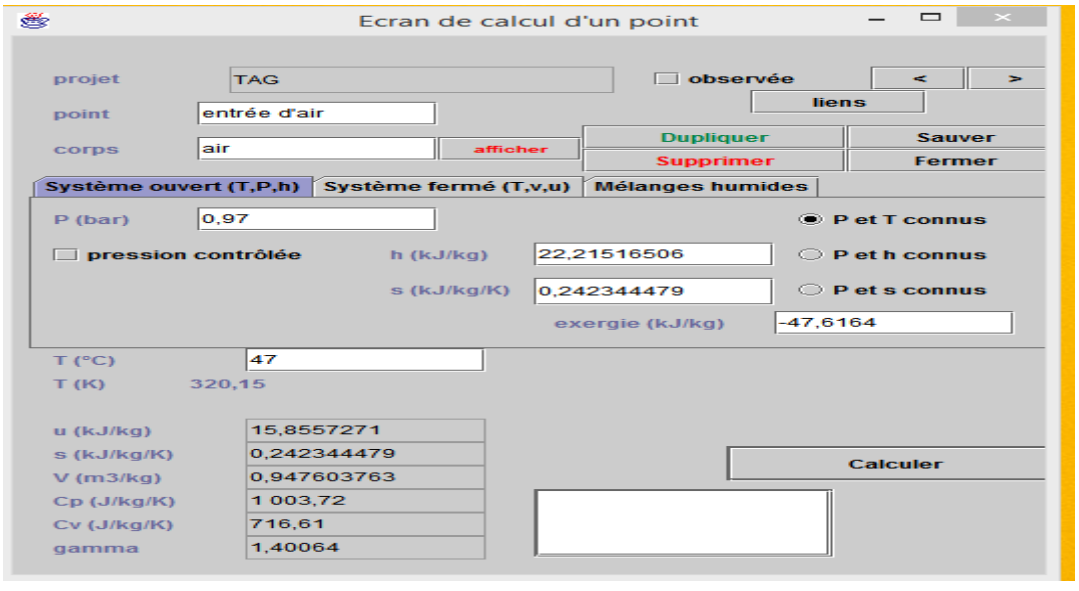


Figure IV. 12:Écran de calcul du point d'entrée d'air état réel.

Le rendement thermique de la Turbin a gaz du cycle simple état réel obtenu est de 33.65% avec une énergie utile égale à 261.43MW.

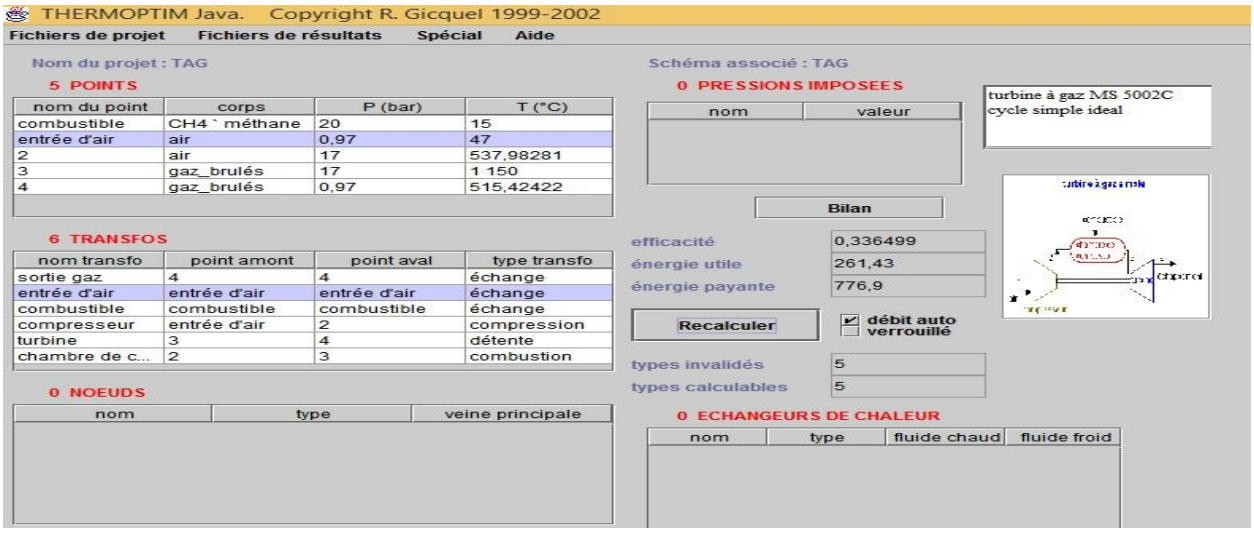


Figure IV. 13 : le bilan final de la TAG simple état Réel.

IV.8- Simulation d'une turbine à gaz a doublé arbre

IV.8.1- Modélisation d'une turbine à gaz a double arbre

Les turbines à gaz à double arbre se présentent comme une option indispensable pour les applications où l'efficacité, la souplesse et la performance sont des critères essentiels. Grâce à leur aptitude à améliorer le cycle thermodynamique et à récupérer de manière efficace la chaleur résiduelle, ils peuvent obtenir des rendements plus élevés, ce qui favorise une utilisation résiliente des ressources énergétiques.

Les turbines à double arbre constituent une technologie avancée prometteuse pour l'avenir des turbines à gaz, offrant un potentiel d'amélioration constante de l'efficacité et des performances dans divers domaines d'utilisation.

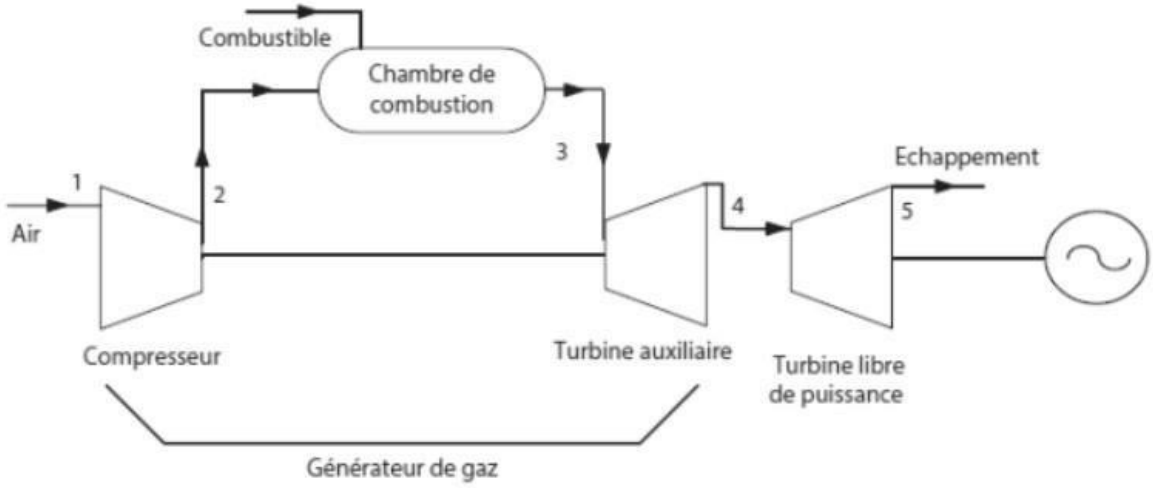


Figure IV. 14 : Schéma d'une turbine à gaz a double arbre

Nous faisons usage du logiciel Thermoptim pour calculer à chaque point les caractéristiques de la turbine à gaz double-arbre et à la fin on détermine le rendement, la figure suivante illustre la simulation de ce type de turbine.

IV.5- Cycle double arbre état idéal

Entrez l'état du corps au point "entrée d'air".on connait sa pression (0,97 bars) et sa température (20C°). il peut donc (figure IV.15))

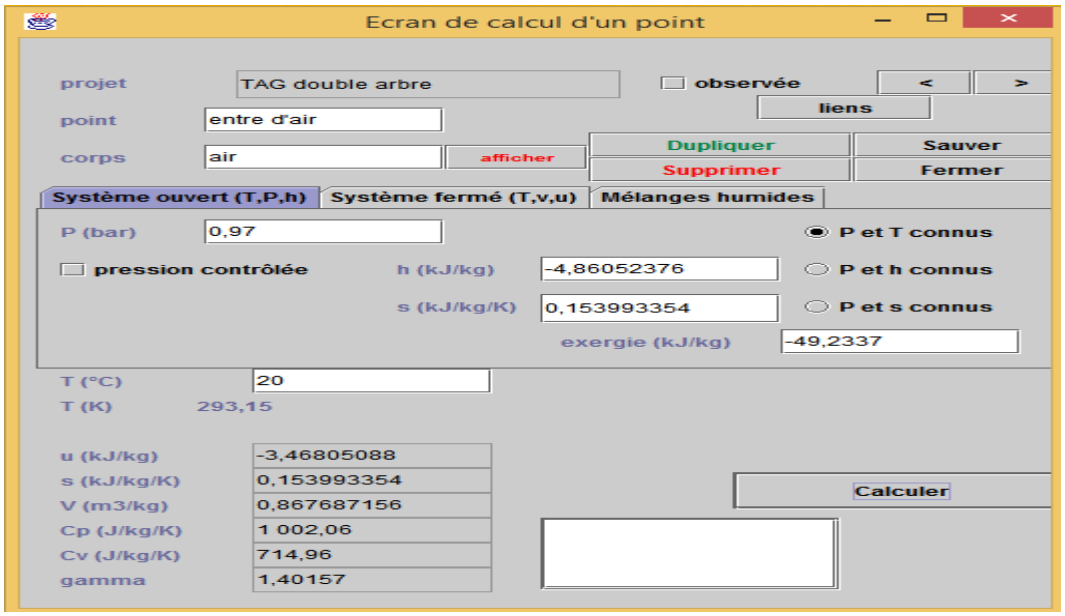


Figure IV. 15: Ecran de calcul du point d'entrée d'air.

Pour le point (2) compresseur, on connait sa pression (17 bars) et sa température (340C°). Le point (3) est à (17 bars) et (1250C°), température de fin de combustion. Le point (4) sortie 1er turbine a pour pression (4,35 bars) et sa température (823.23C°).et le point (5) sortie 2eme turbine a pour pression (0,97 bars) et sa température (544.9C°).

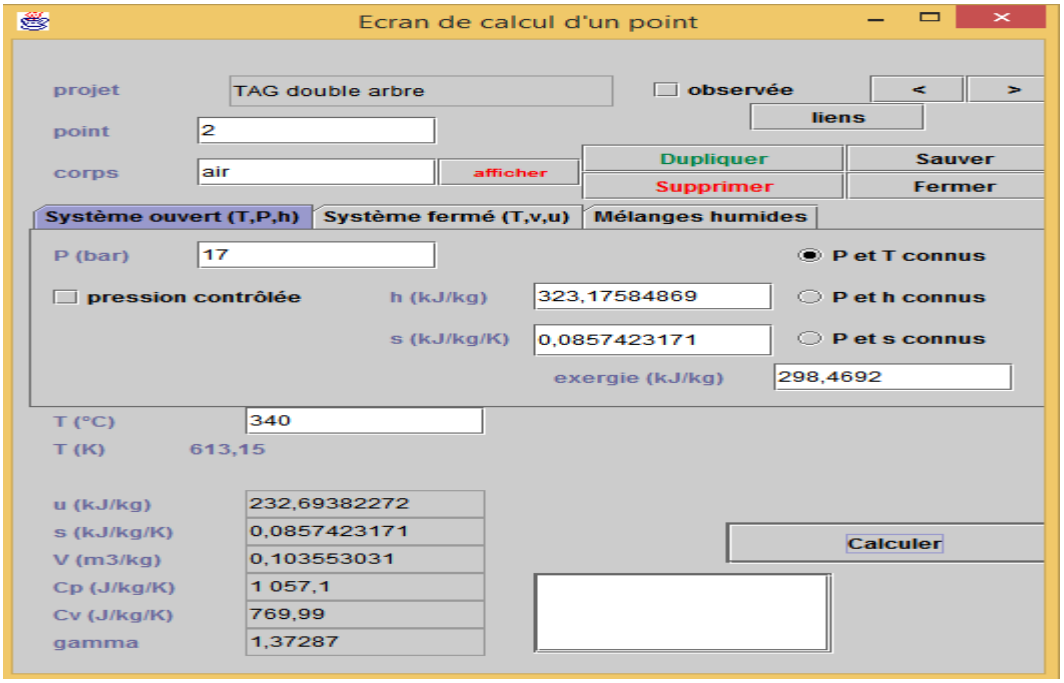


Figure IV. 16) :Ecran de calcul du point 2 sortie de compresseur.

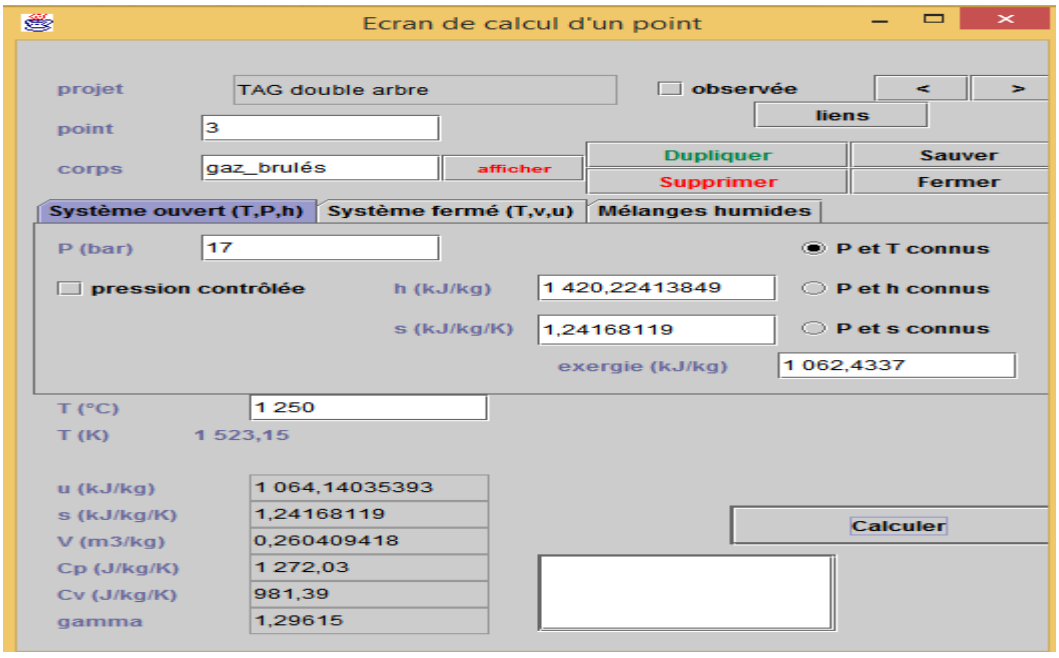


Figure IV. 17:Écran de calcul du point 3 sortie de chambre de combustion.

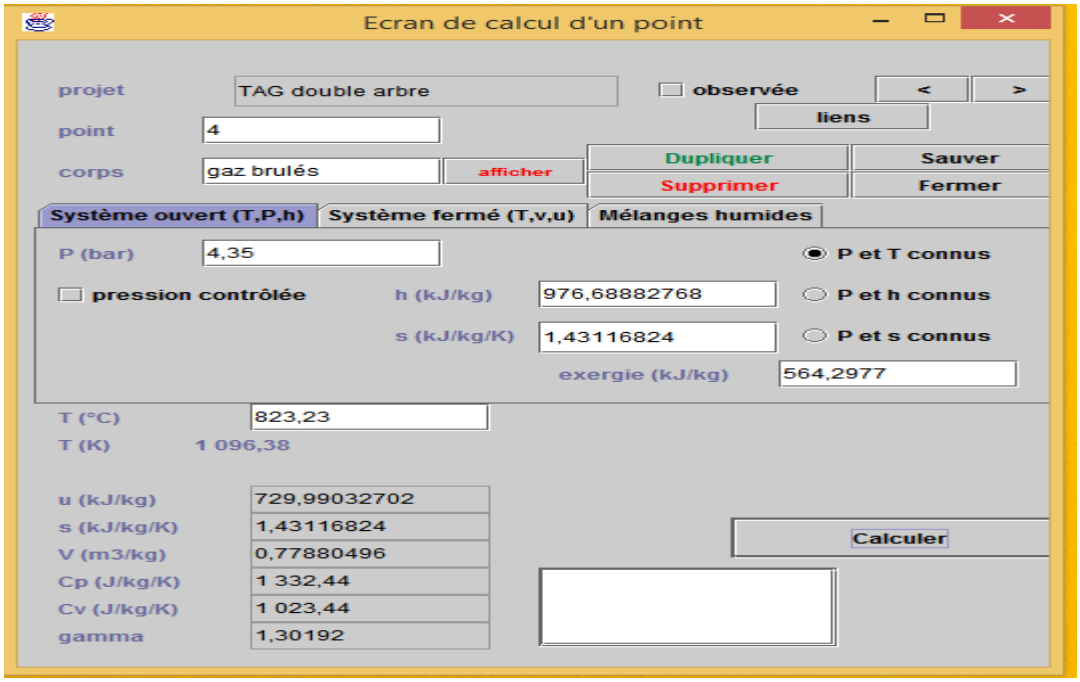


Figure IV. 18: Écran de calcul du point 4 sortie de 1er turbine.

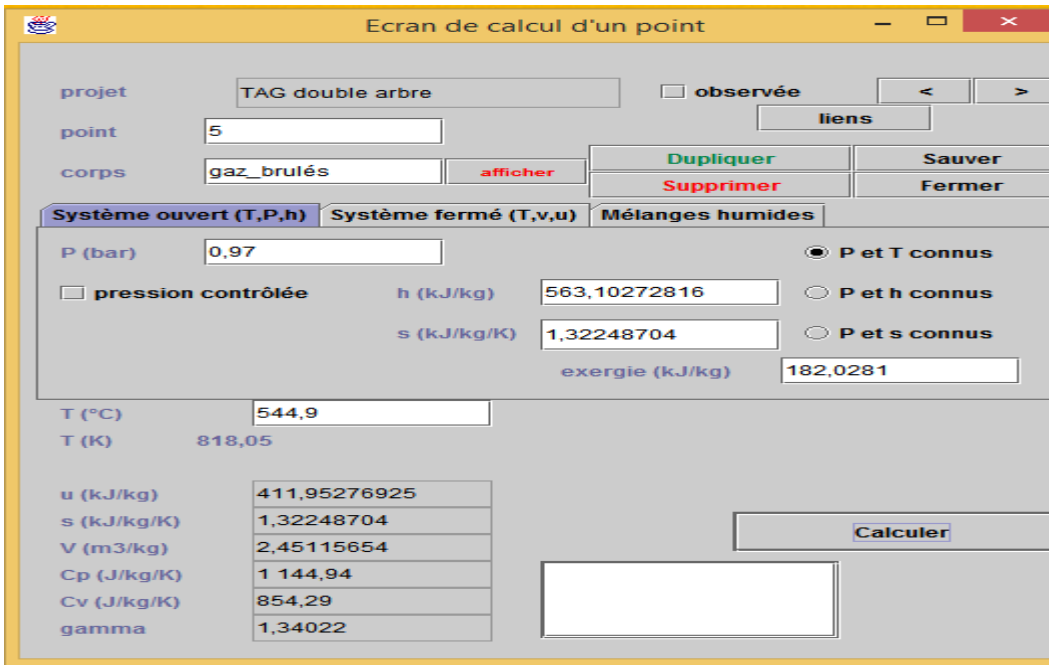


Figure IV. 19: Écran de calcul du point 5 sortie de 2 eme turbine.

Commencez par la compression entre les points "entrée d'air" et (2) (figure(IV20))choisissez ici : polytropique, "calculer" .l'état du point (2) .

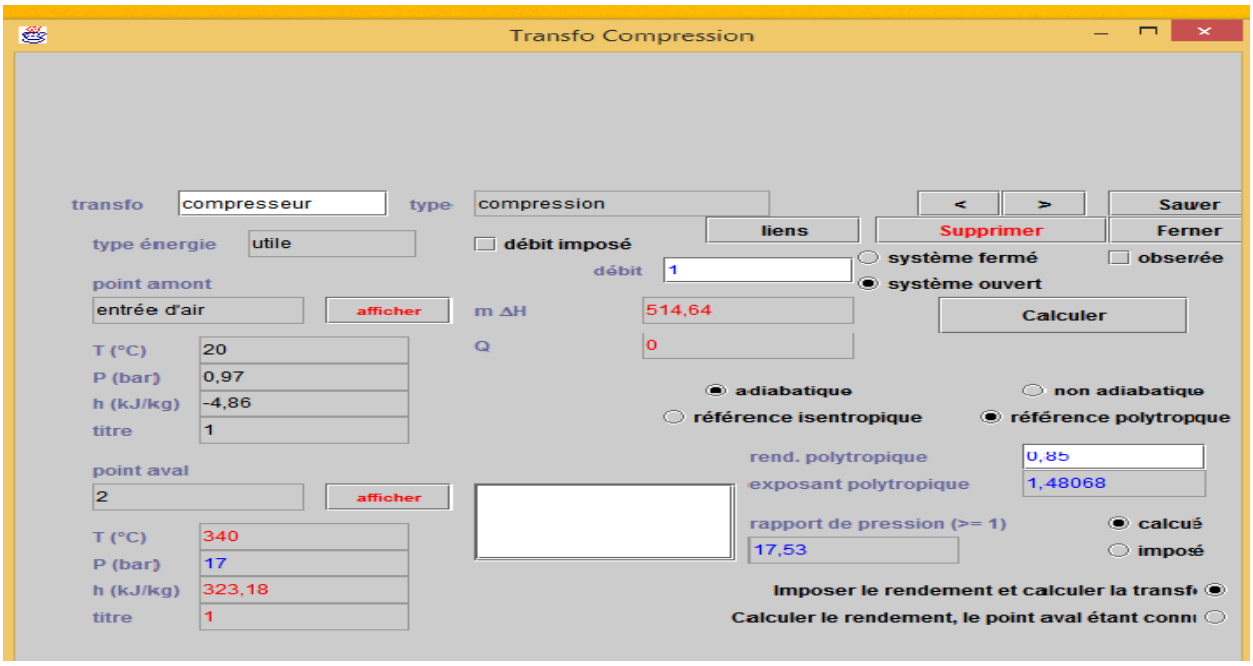


Figure IV. 20 : Écran de calcul transformation compression.

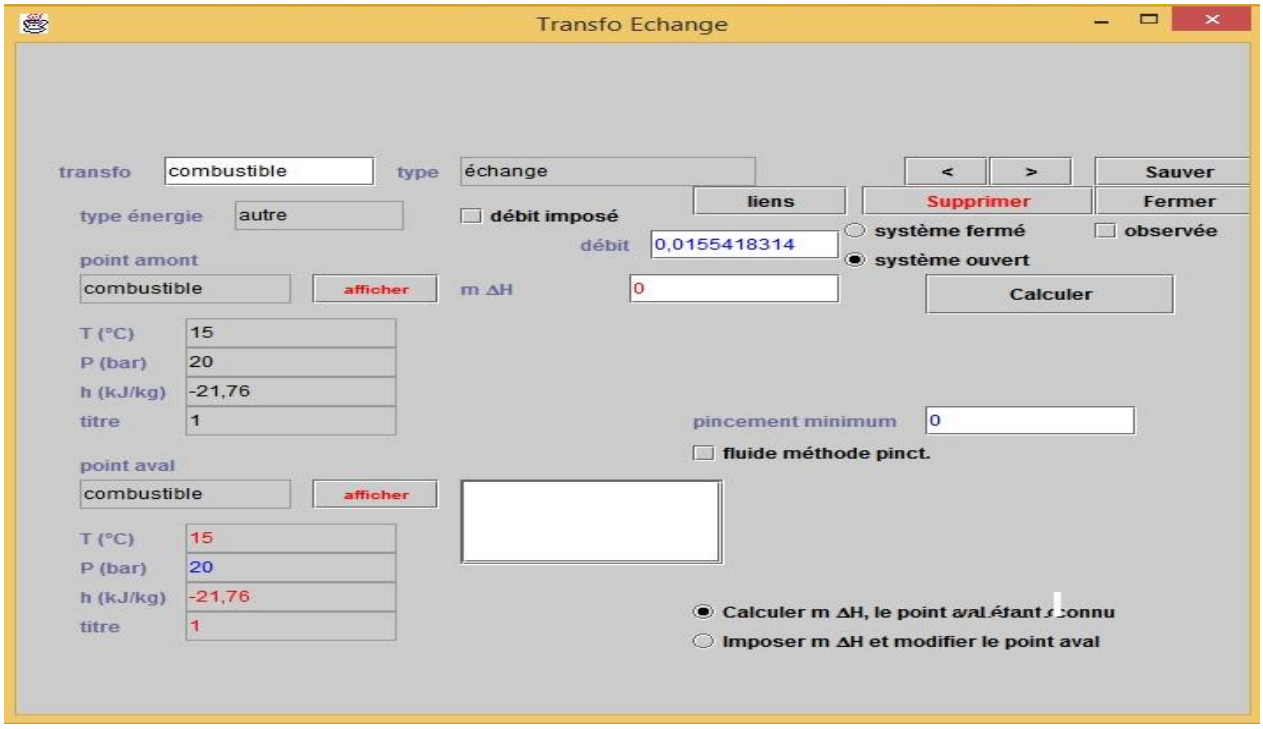


Figure IV. 21 :Écran de calcul transformation échangé.

Le calcul de la combustion (figure(IV.21)) la température de fin de combustion étant imposée égale à (1250C°) ,entrez cette valeur dans le champ en bas à droite,et sélectionnez "calculer lambda",comme nous négligeons les pertes thermiques vers l'exterieur, le rendement de la chambre est égale à 1.

La transformation peut étre calculé en cliquant sur le bouton "calculer".

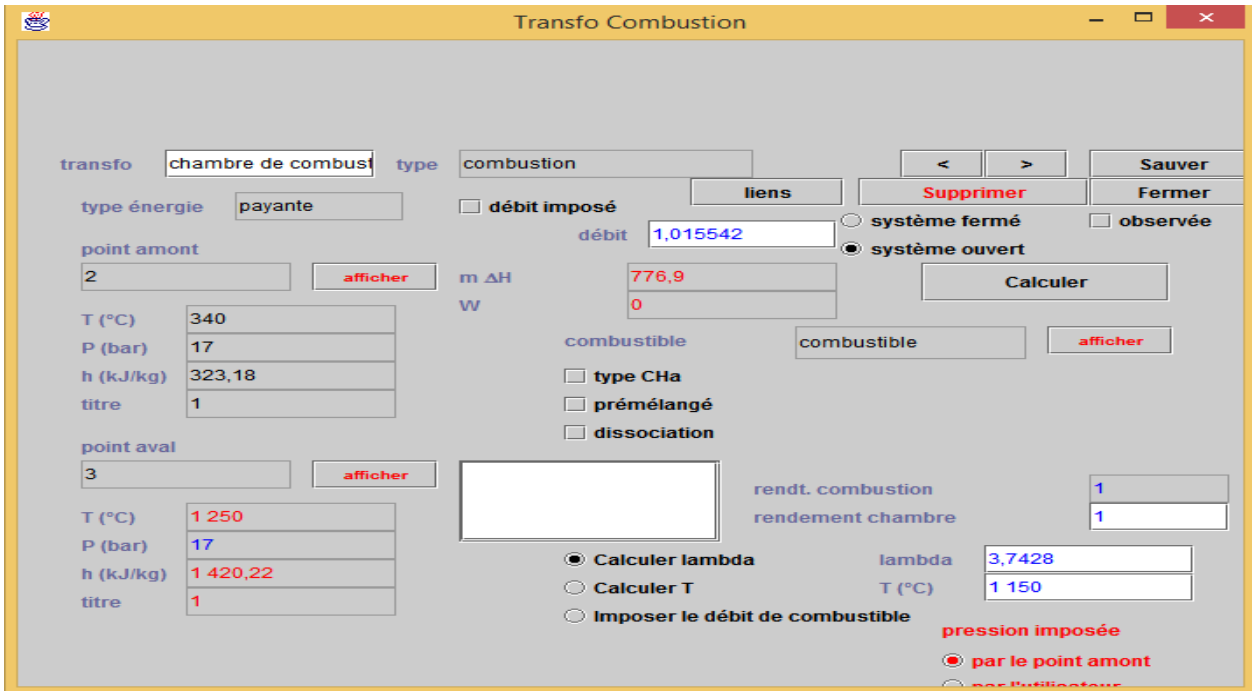


Figure IV. 22: Écran de calcul transformation combustion.

La 1er détente peut étre calculée à son (figure (IV.23)) ,on connait sa pression (P=4,35bar) et sa température (823.33°). On choisit : référence polytropique puis cliquez sur le bouton "calculer". et 2eme détenteà son (figure (IV.24)) sa pression (p=0.97bar) et temprateur (544.9C°)

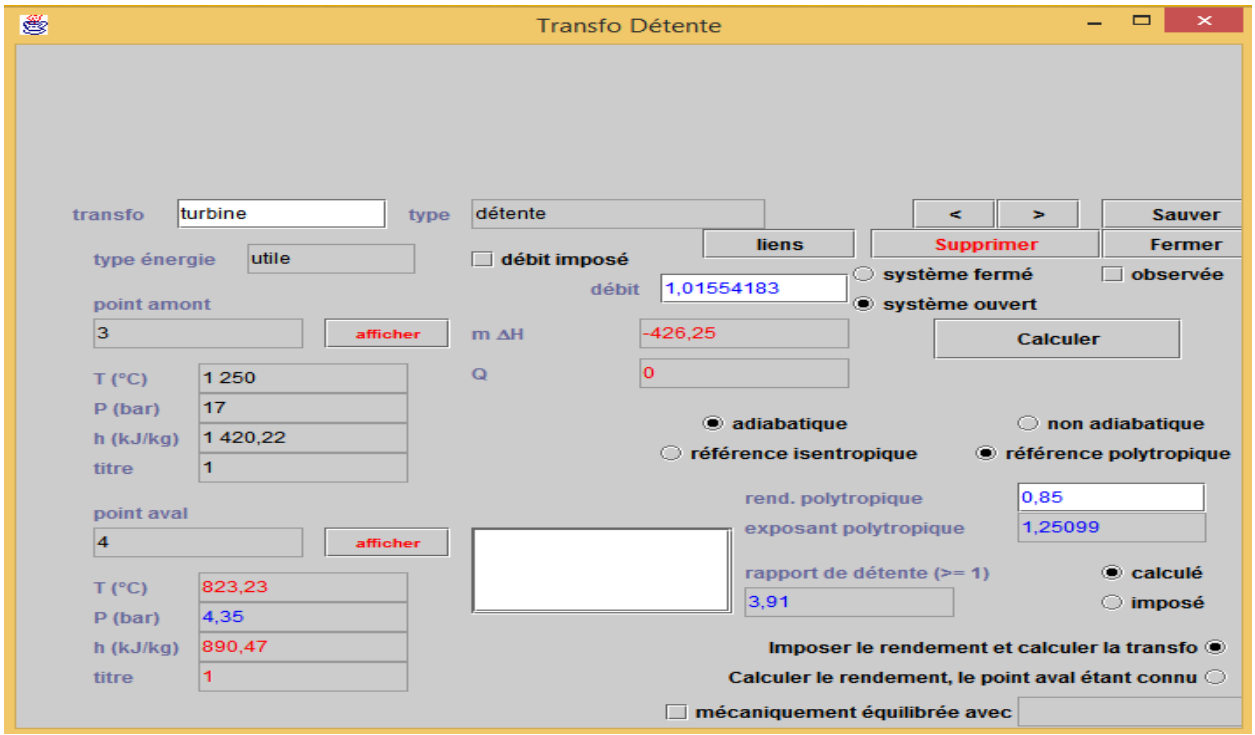


Figure IV. 23 :Écran de calcul transformation détente 1.

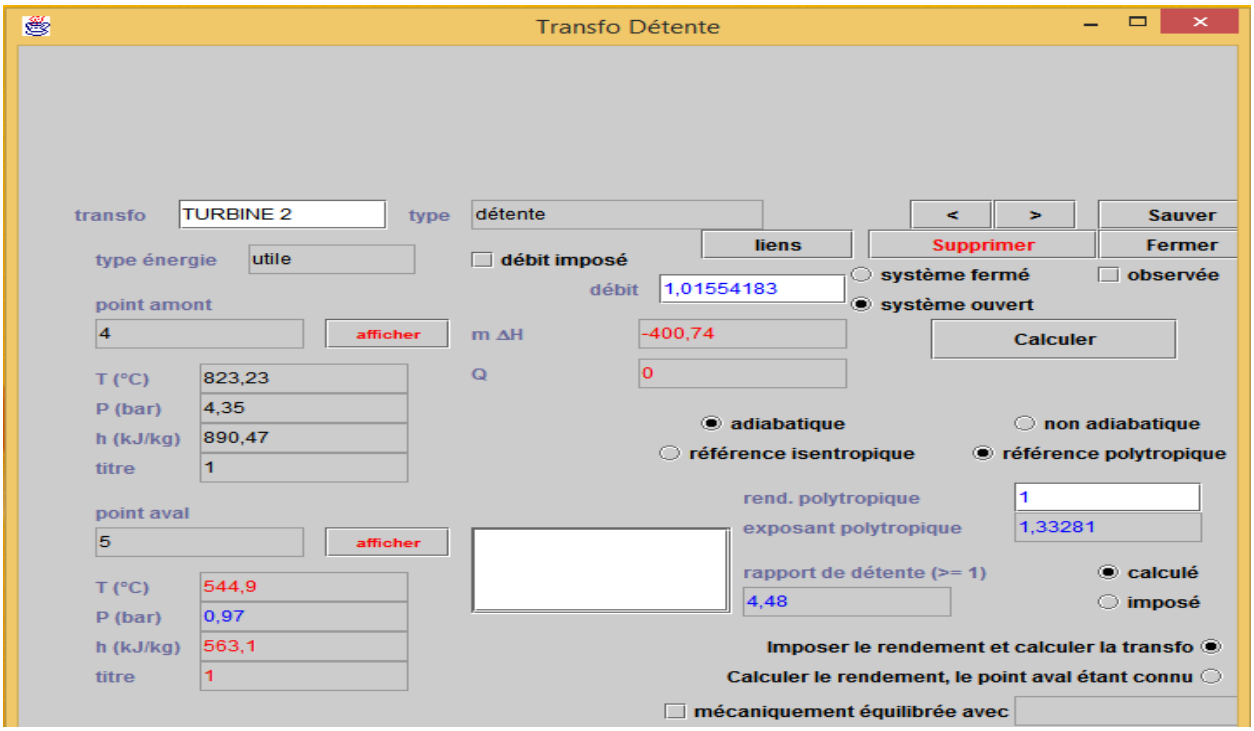


Figure IV. 24Écran de calcul transformation détente 2.

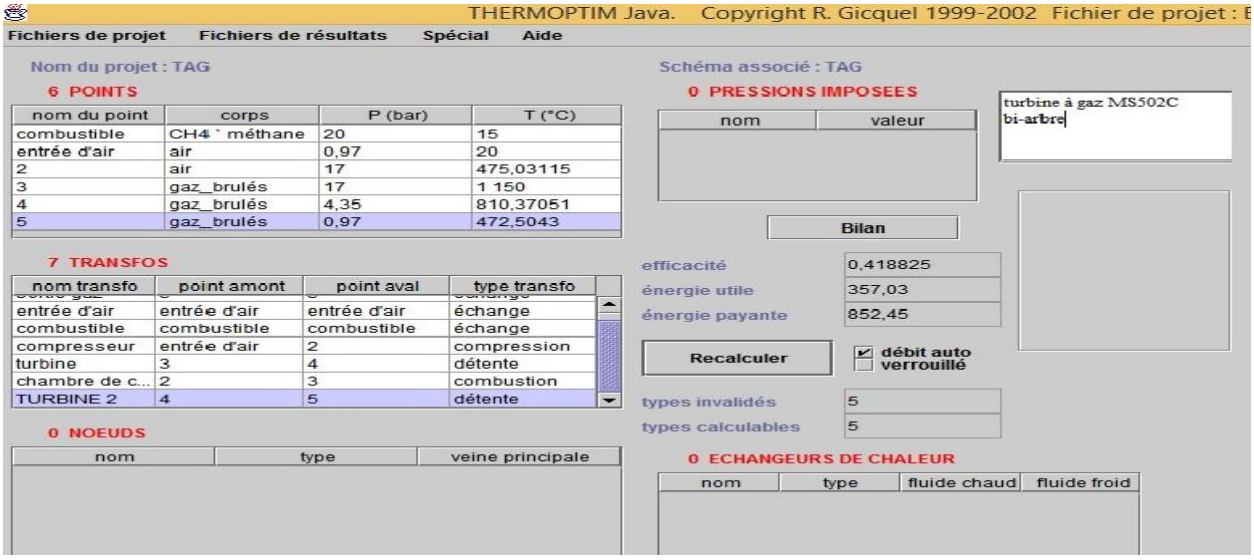


Figure IV. 25 : le bilan final de la TAG bi-arbre a état Idéal.

Le rendement thermique de la Turbin a gaz bi-arbre état idéal obtenu est de 41.88% avec une énergie utile égale à 357.03MW.

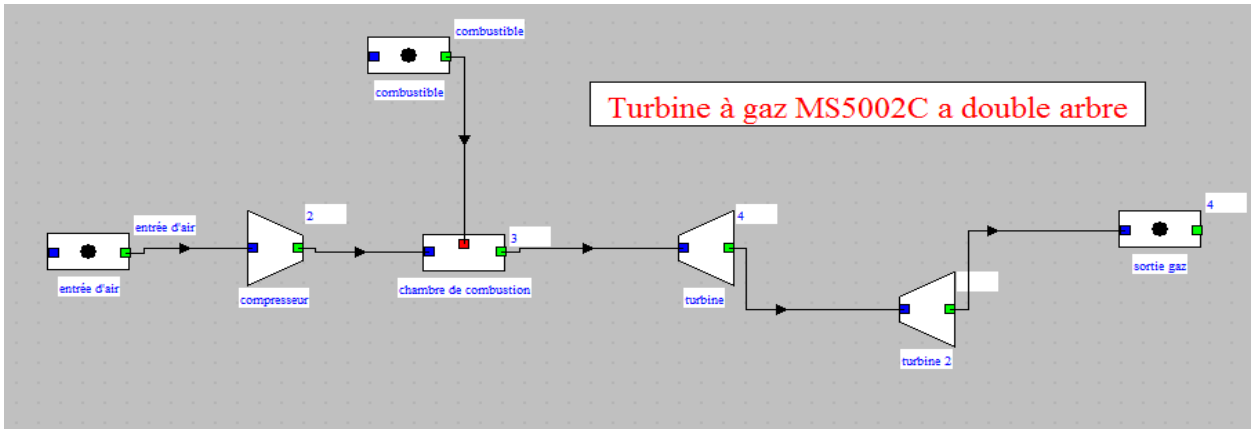


Figure IV. 26le schéma du projet TAG a double arbre.

IV.6- Cycle double arbre état réel

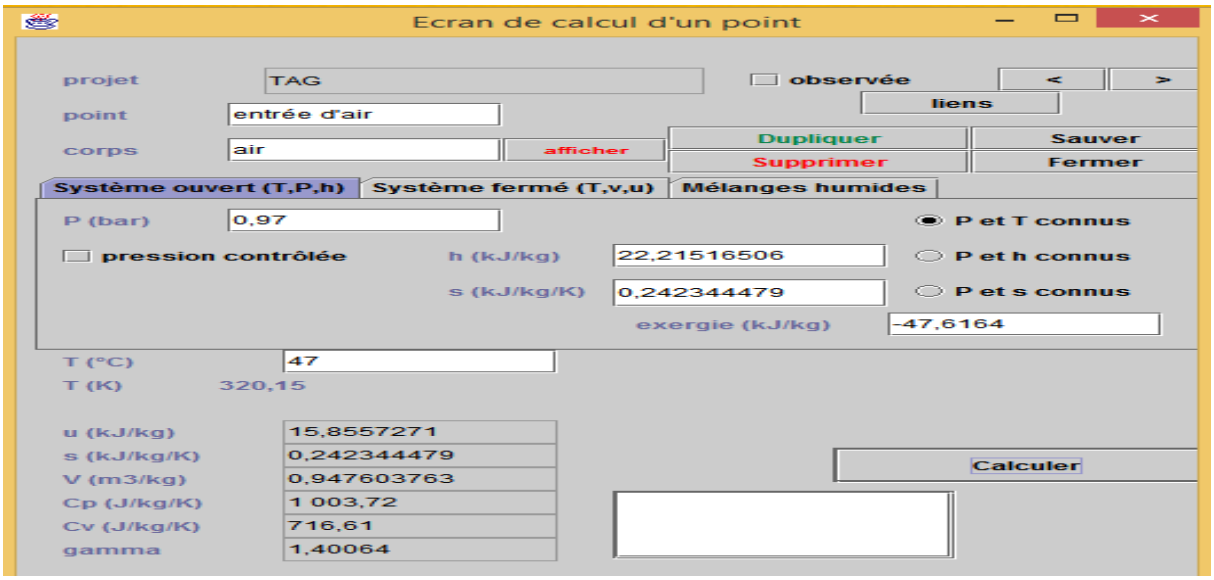


Figure IV. 27 : Écran de calcul du point d'entrée d'air.

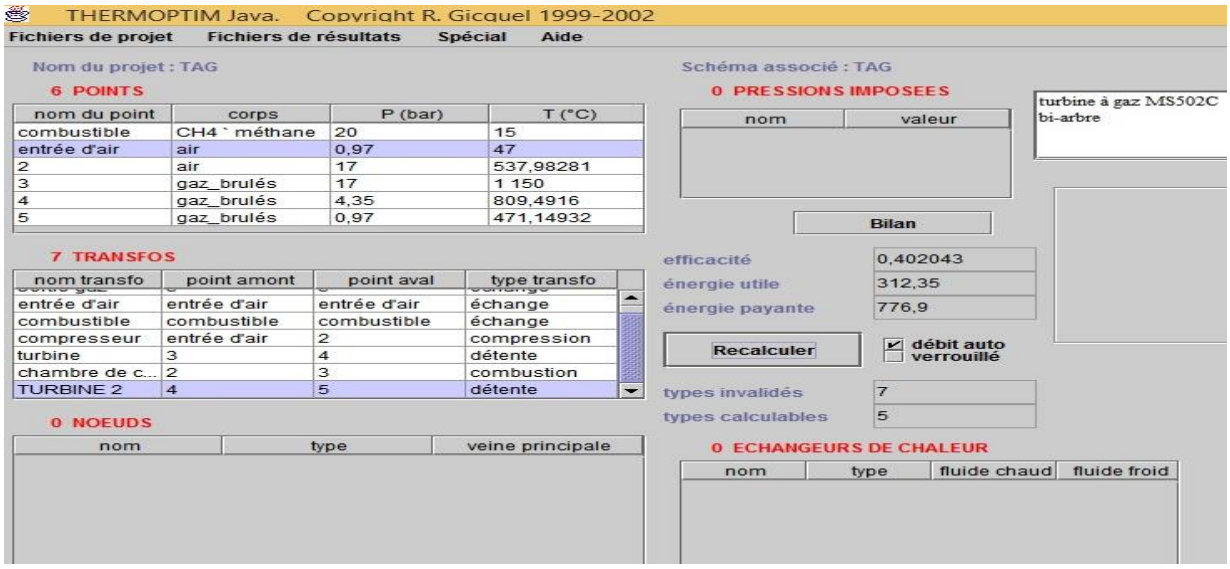


Figure IV. 28: le bilan final de la TAG bi-arbre a état Réel.

Le rendement thermique de la Turbin a gaz bi-arbre état idéal obtenu est de 40.20% avec une énergie utile égale à 312.35MW.

IV.7- Cycle à gaz double arbre avec régénération

- **TAG biétagée** : une turbine à gaz où la compression (et parfois la détente) est divisée en deux étages avec refroidissement intermédiaire entre les deux compresseurs, ce qui réduit le travail de compression total.
- **Régénération** : une partie de la chaleur des gaz d'échappement est récupérée par un échangeur de chaleur (le régénérateur) pour préchauffer l'air comprimé avant son entrée dans la chambre de combustion.

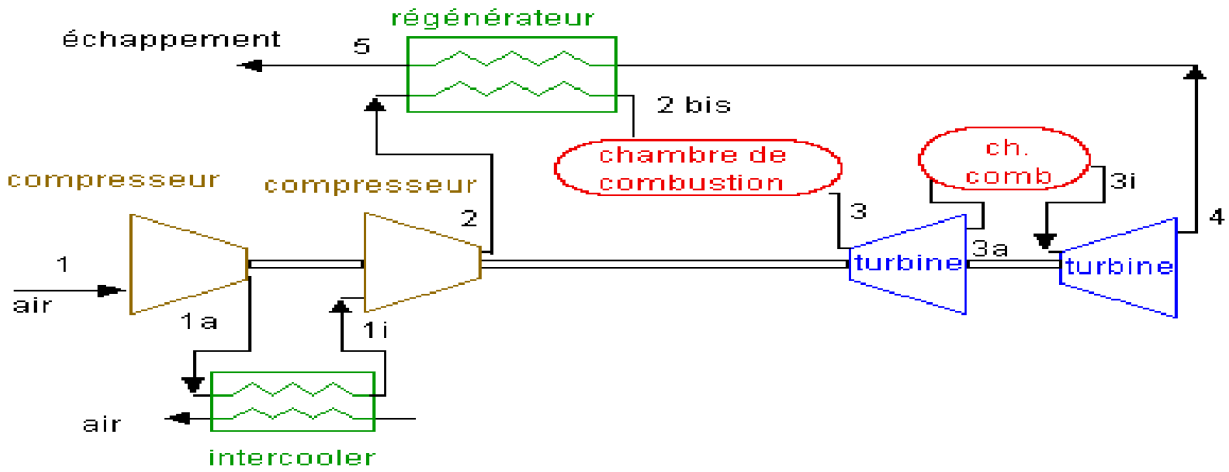


Figure IV. 29 le schéma turbine a gaz double arbre avec régénération.

IV.7.1- Etat ideal

Entrez l'état du corps au point "1". On connait sa pression (0,97bar) et sa température(20C°).

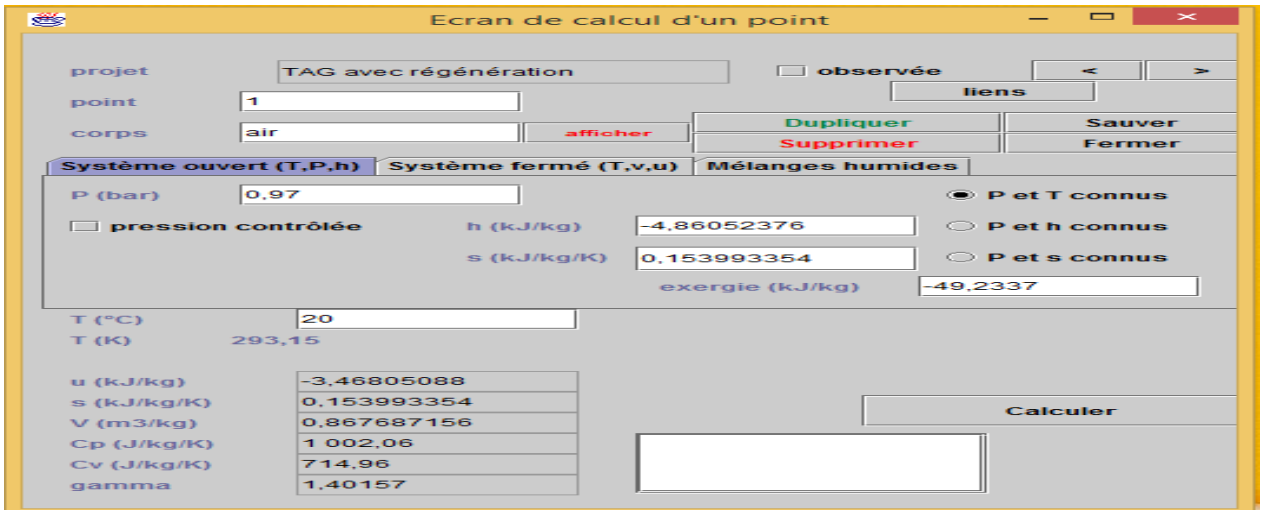


Figure IV. 30: Écran de calcul le point (1) entrée d'air.

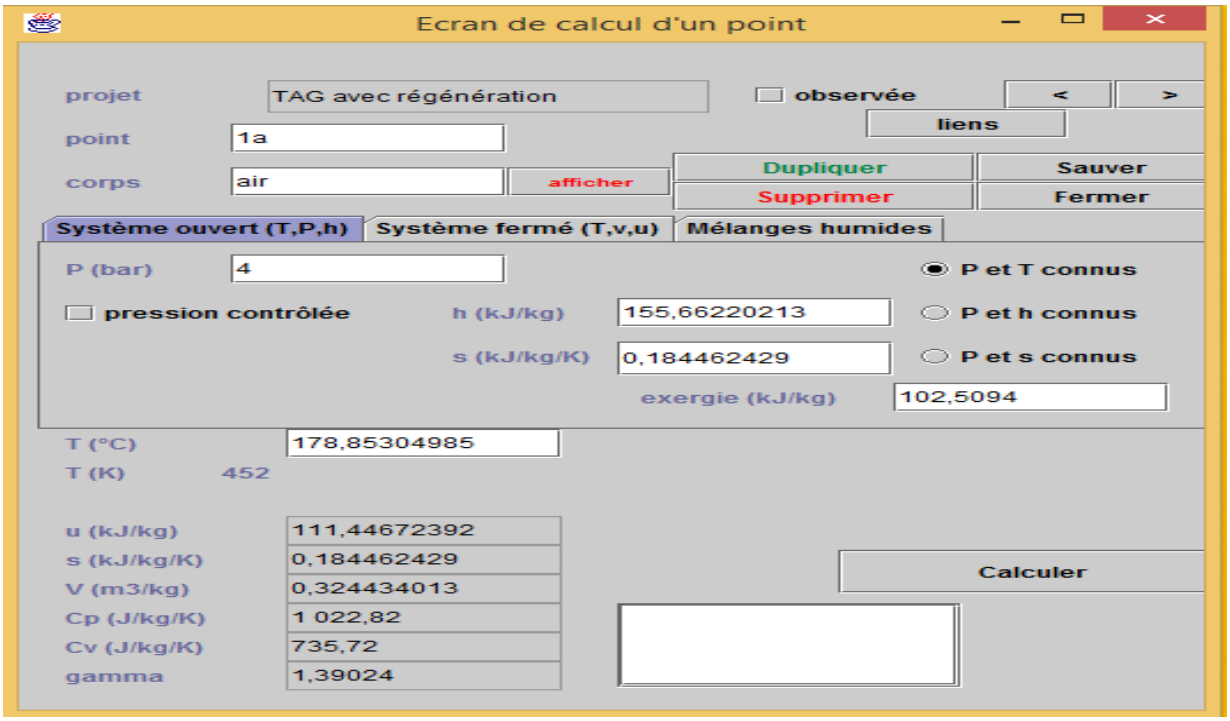


Figure IV. 31 Écran de calcul le point (1a).

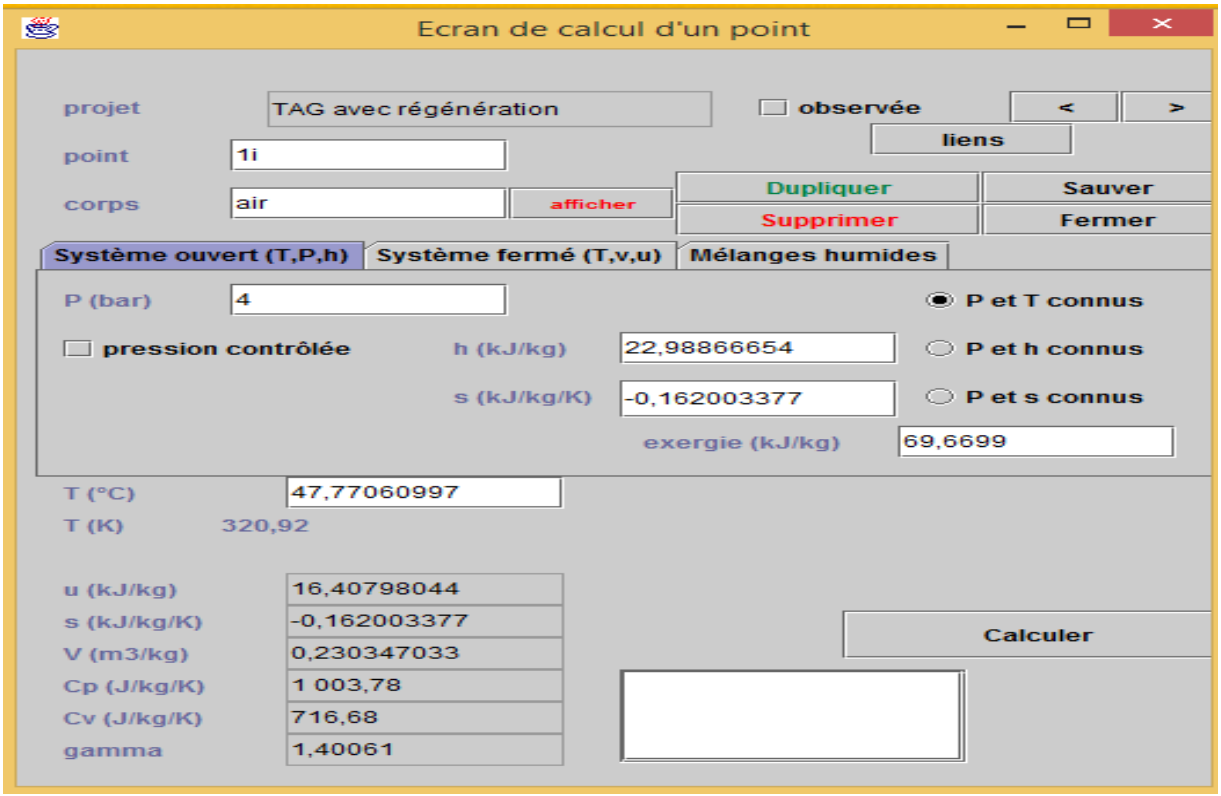


Figure IV. 32 : Écran de calcul le point (1i).

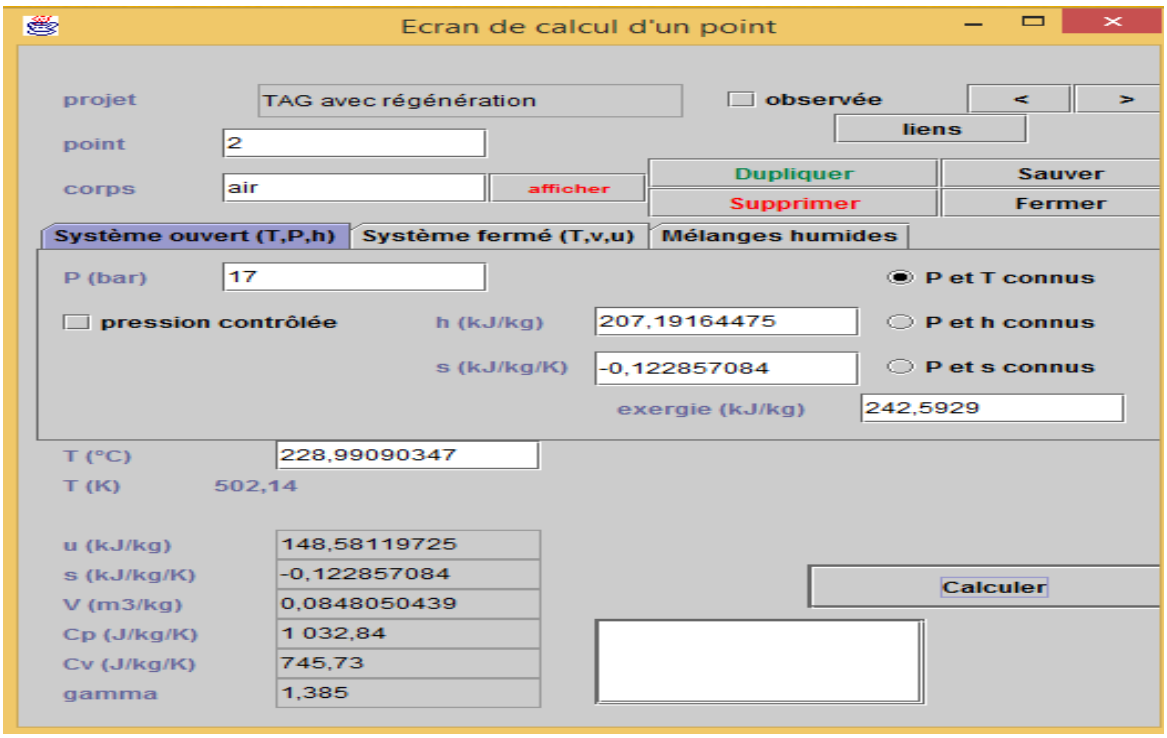


Figure IV. 33 : Écran de calcul le point (2).

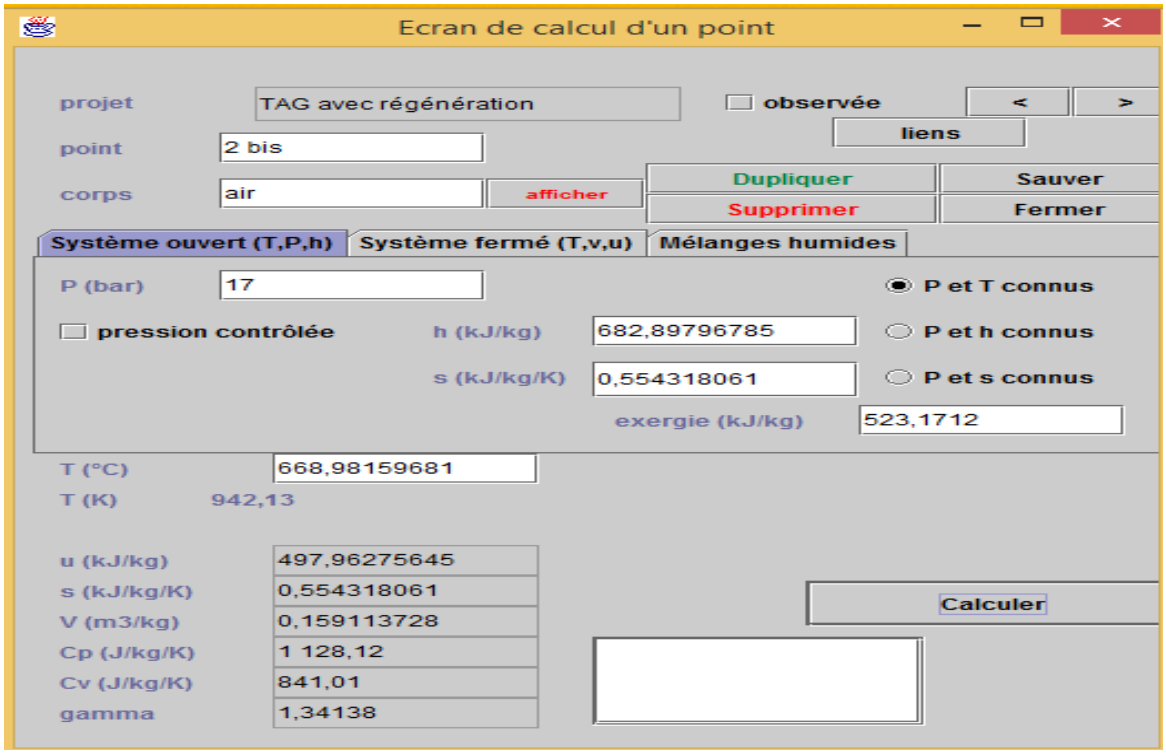


Figure IV. 34 : Écran de calcul le point (2bis).

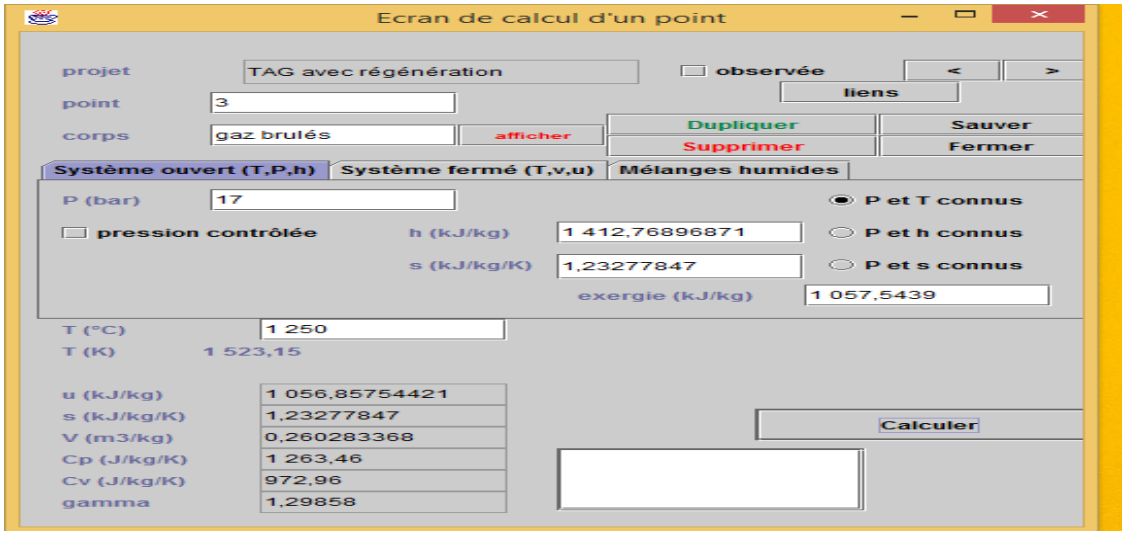


Figure IV. 35 : Écran de calcul le point (3).

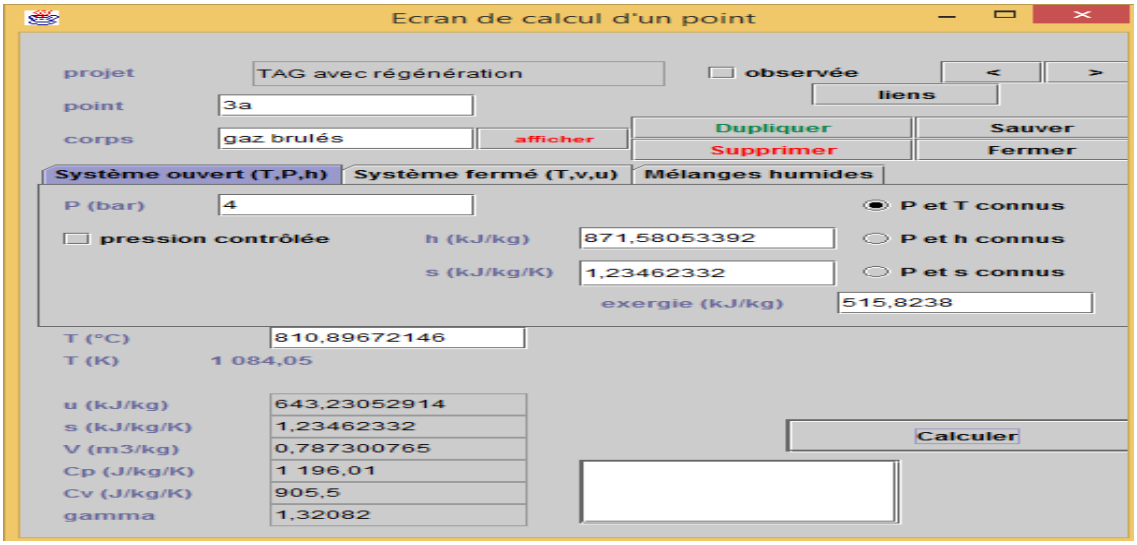


Figure IV. 36 Écran de calcul le point (3a).

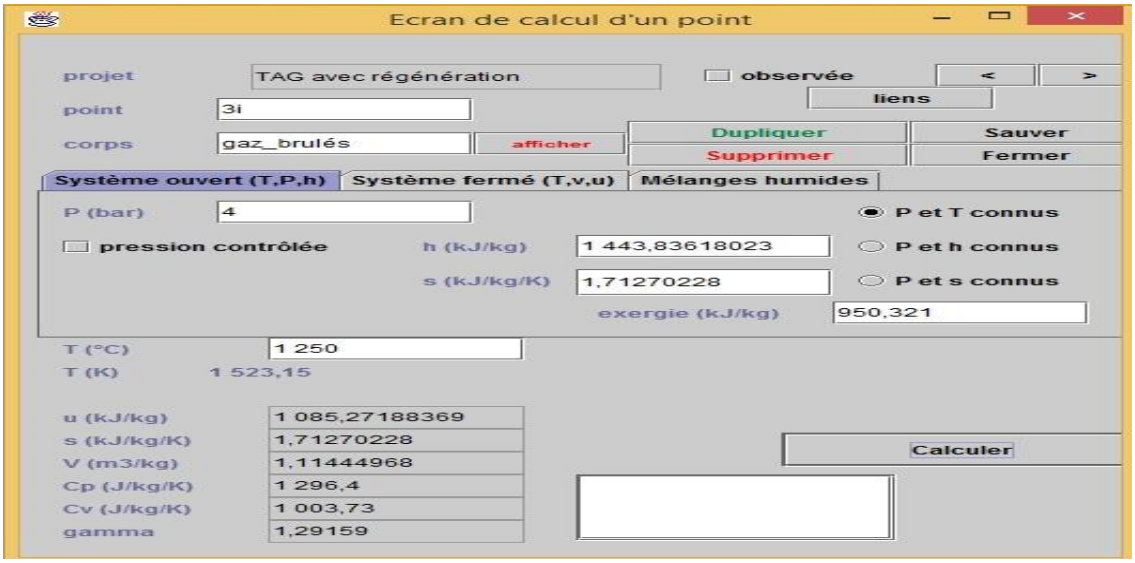


Figure IV. 37): Écran de calcul le point (3i).

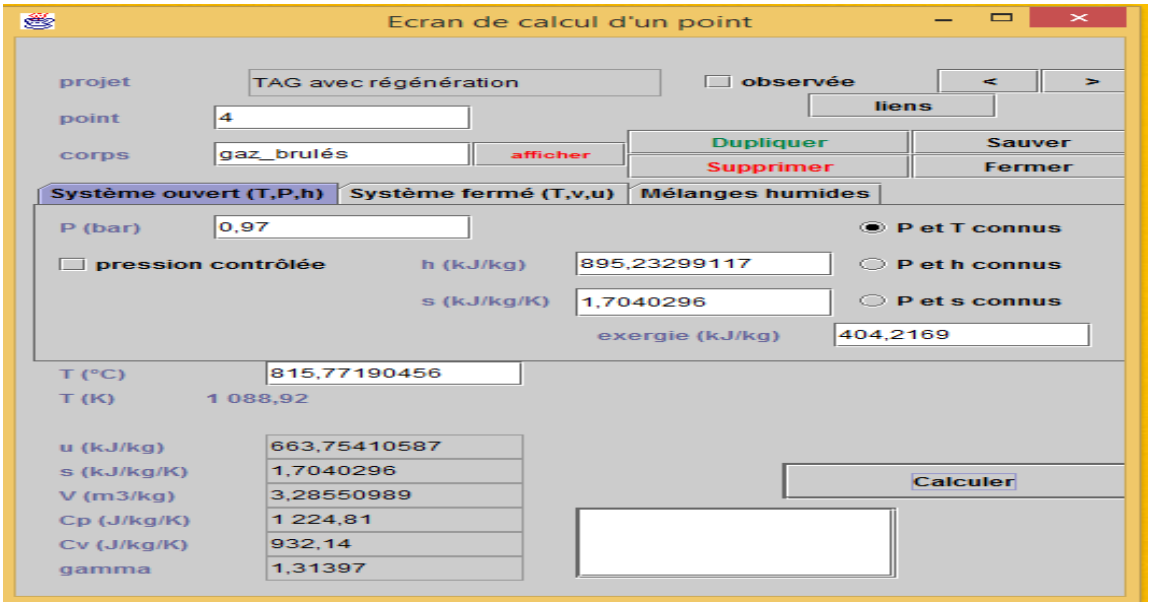


Figure IV. 38 Écran de calcul le point (4).

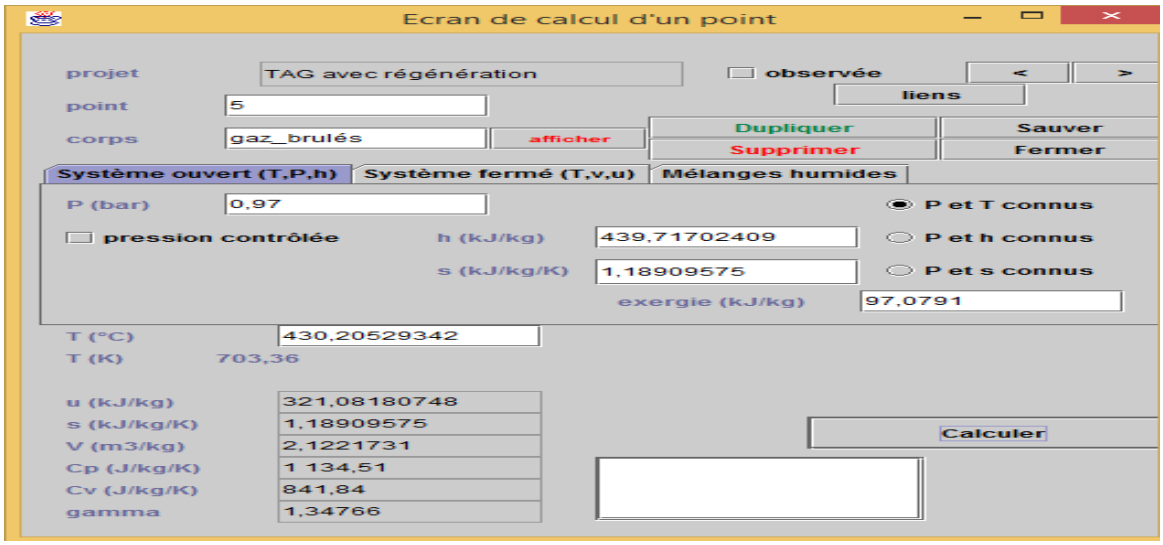


Figure IV. 39: Écran de calcul le point (5).

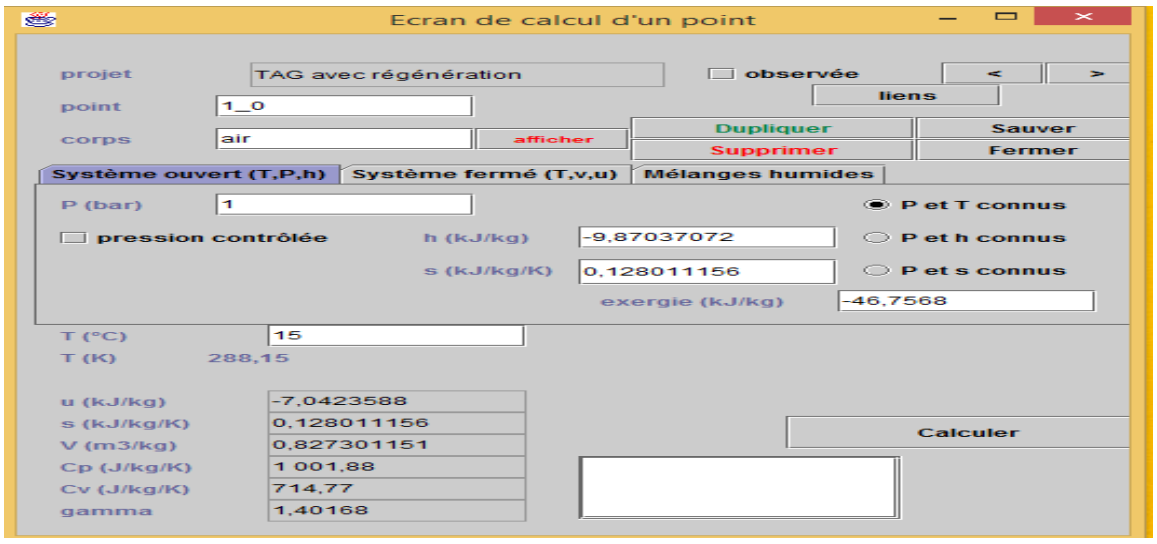


Figure IV. 40 : Écran de calcul le point (1_0).

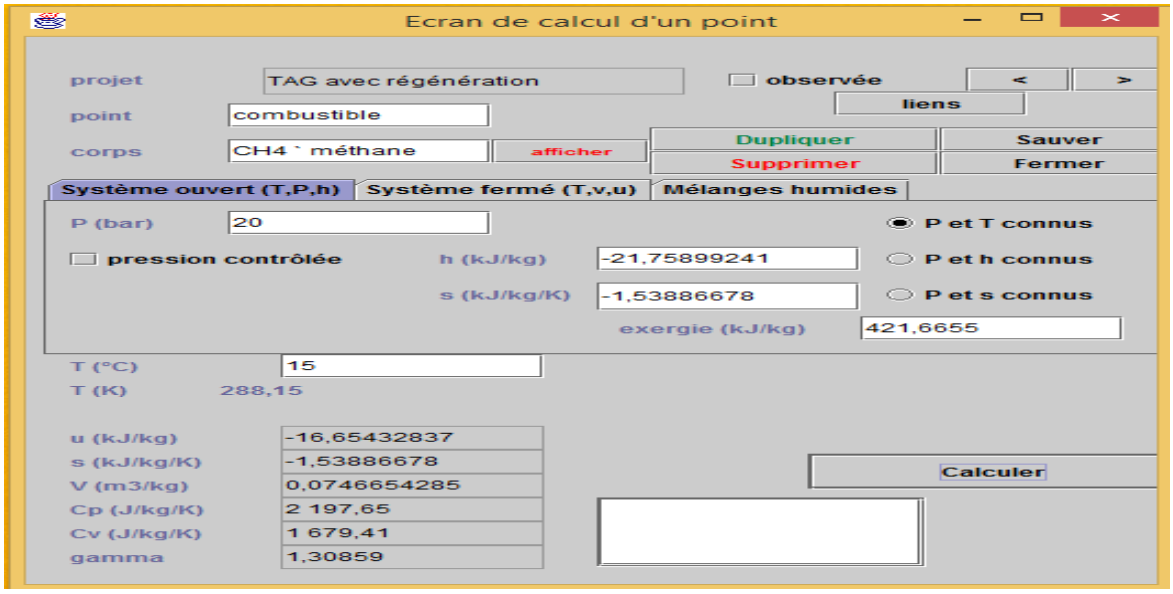


Figure IV. 41Écran de calcul le point (combustible).

Pour le point (2) on connait sa pression égale (17 bars) et sa température égale (242.43 C°).

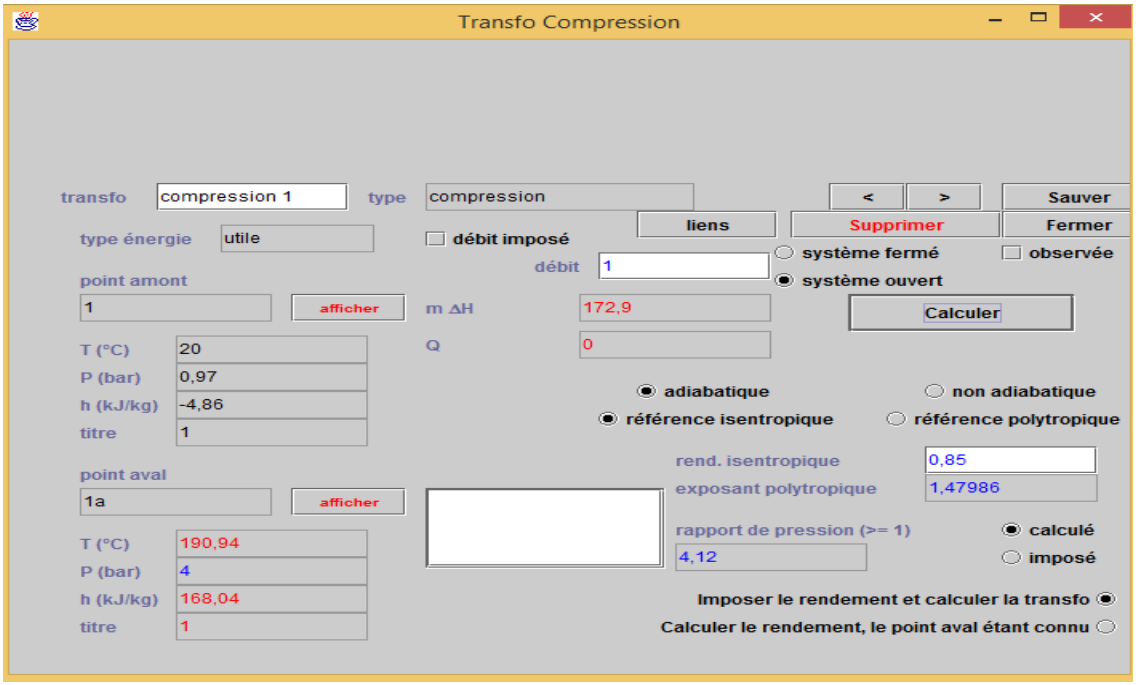


Figure IV. 42 Écran de calcule le transformation compression.

Le point (2bis) on connait sa pression égale (17 bars) et sa température égale (672.32C°).

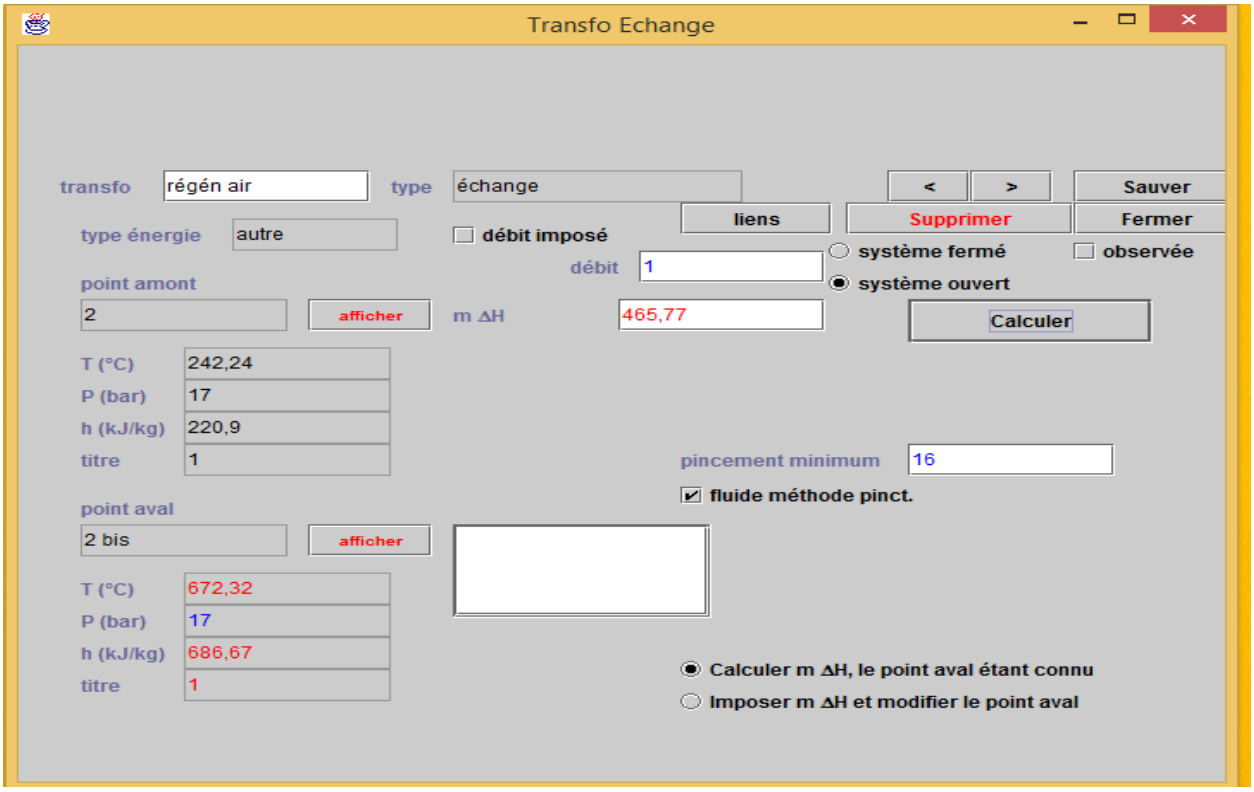


Figure IV. 43 : Écran de calcule le transformation Echange.

Le calcul de la combustion (Figure (V.44)) : la température de fin de combustion étant imposée égale à (1250C°). Entrez cette valeur dans le champ en bas à droite, et sélectionnez "calculer lambda" en cliquent sur le bouton "calculer".

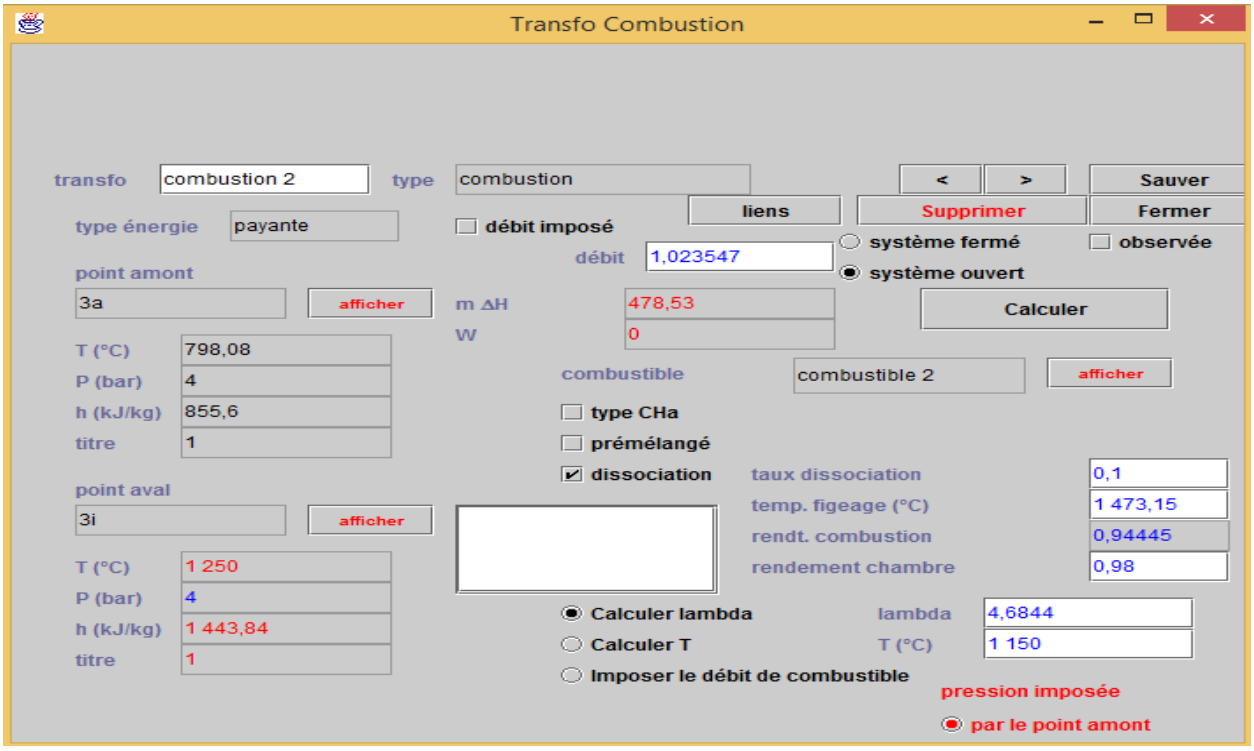


Figure IV. 44 : Écran de calcul transfo combustion.

La détente peut étre calculée à son tour (Figure (IV.45)) ,on connait sa pression égale (0,97bars) et sa température égale (798.08C°)

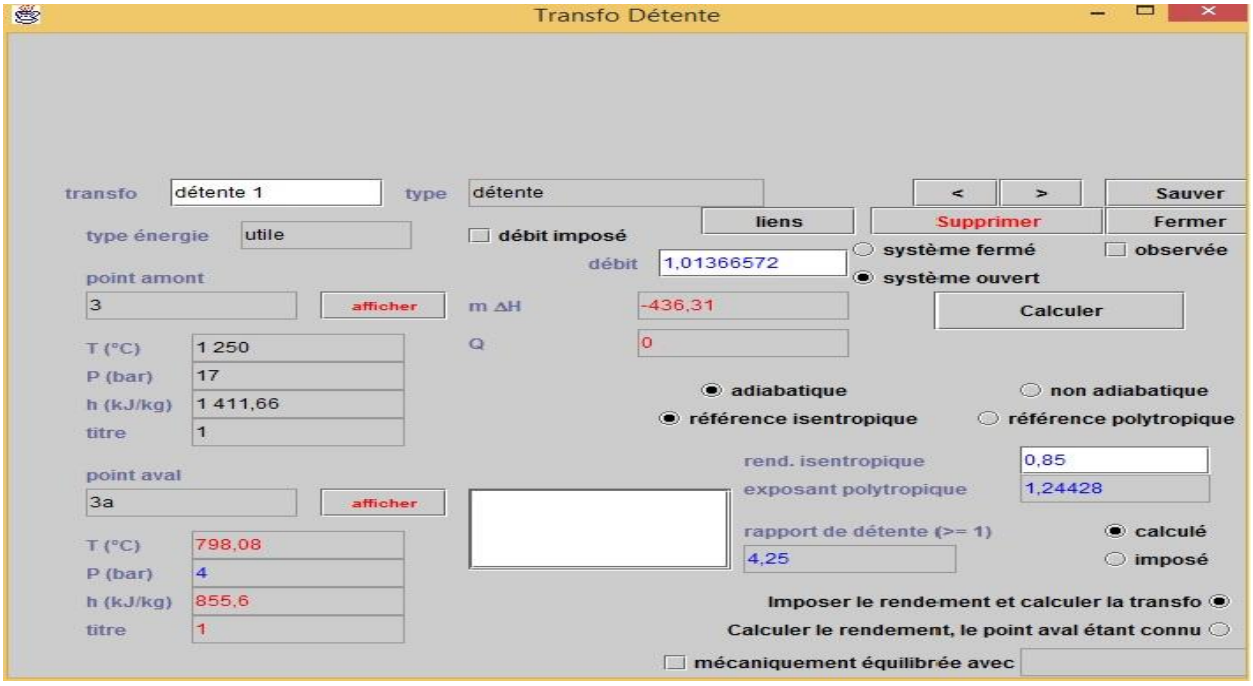


Figure IV. 45 : Écran de calcul transfo détente.

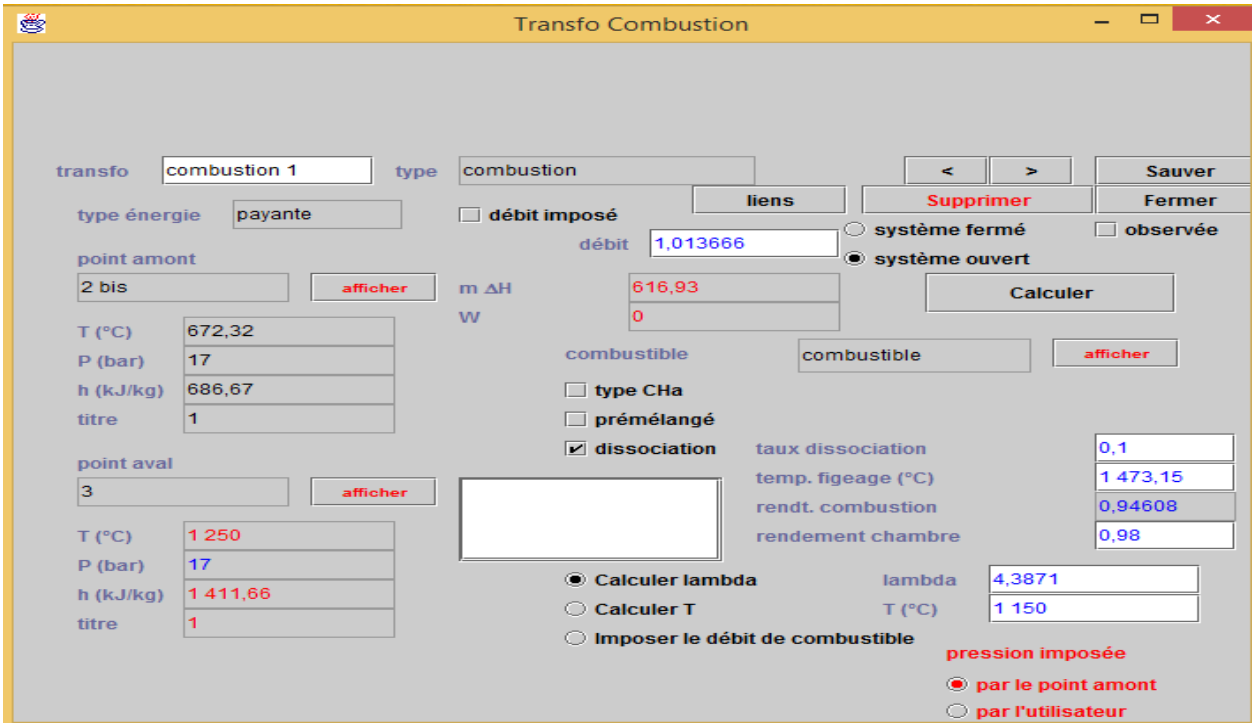


Figure IV. 46 : Écran de calcul transfo échange.

THERMOPTIM Java. Copyright R. Gicquel 1999-2002

Fichiers de projet Fichiers de résultats Spécial Aide

Nom du projet : TAG avec régénération

Schéma associé : TAG régénération

14 POINTS

nom du point	corps	P (bar)	T (°C)
air refroid	air	4	29,23085
3	gaz brulés	17	1 150
3a	gaz brulés	4	798,20998
3i	gaz_brulés	4	1 150
4	gaz_brulés	0,97	809,4926
5	gaz_brulés	0,97	428,80238

0 PRESSIONS IMPOSEES

nom	valeur

turbine à gaz MS5002C biétagée avec régénération

Bilan

16 TRANSFOS

nom transfo	point amont	point aval	type transfo
combustible	combustible	combustible	échange
combustion 1	2 bis	3	combustion
combustion 2	3a	3i	combustion
compression...	1	1a	compression
compression...	1i	2	compression
détente 1	3	3a	détente

efficacité	0,459141
énergie utile	506,34
énergie payante	1 102,79
types invalidés	16
types calculables	14

Recalculer

☑ débit auto
☐ verrouillé

0 NOEUDS

nom	type	veine principale

2 ECHANGEURS DE CHALEUR

nom	type	fluide chaud	fluide froid
intercooler	croisé non ...	refroid_air	refroid air
régénérate...	croisé non ...	régén gaz	régén air

Figure IV. 47: Le bilan final de la TAG bi-arbre avec régénération état idéal.

Le rendement thermique de la Turbin a gaz bi-arbre avec régénération état idéal obtenu est de 45.91% avec une énergie utile égale à 506.34MW.

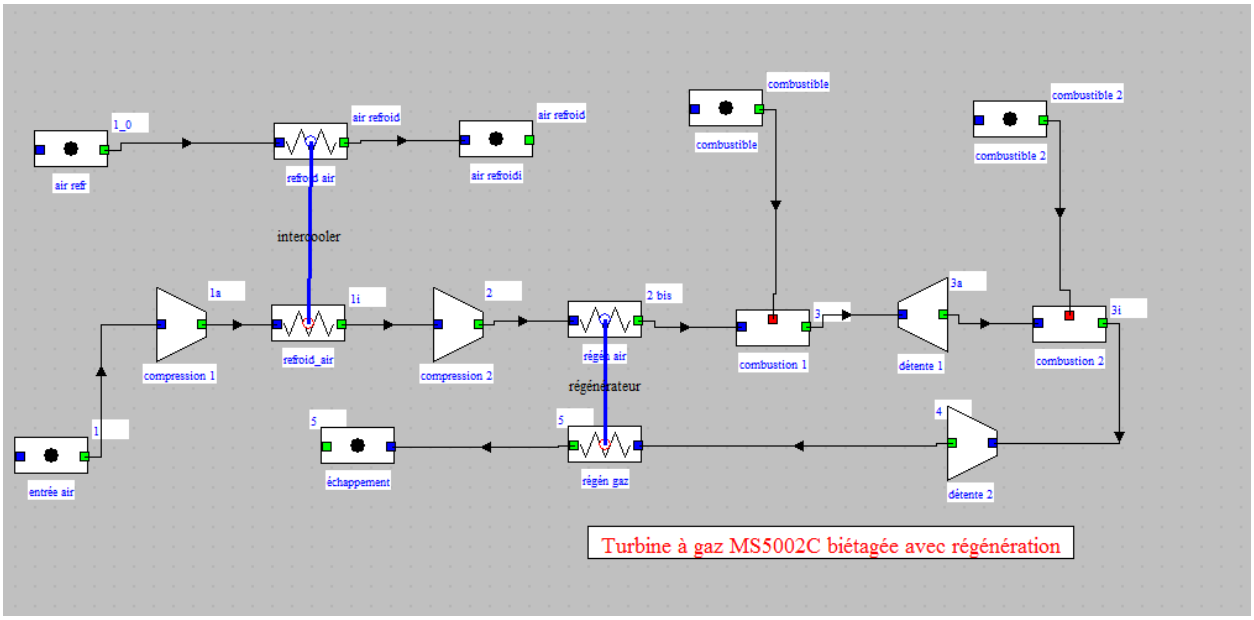


Figure IV. 48 : Schéma principale de cycle TAG Biétagée avec Régénération .

IV.7.2- a état réel

Entrez l'état du corps au point "entrée d'air".on connait sa pression (0,97 bars) et sa température (47C°). il peut donc (Figure (IV.49)

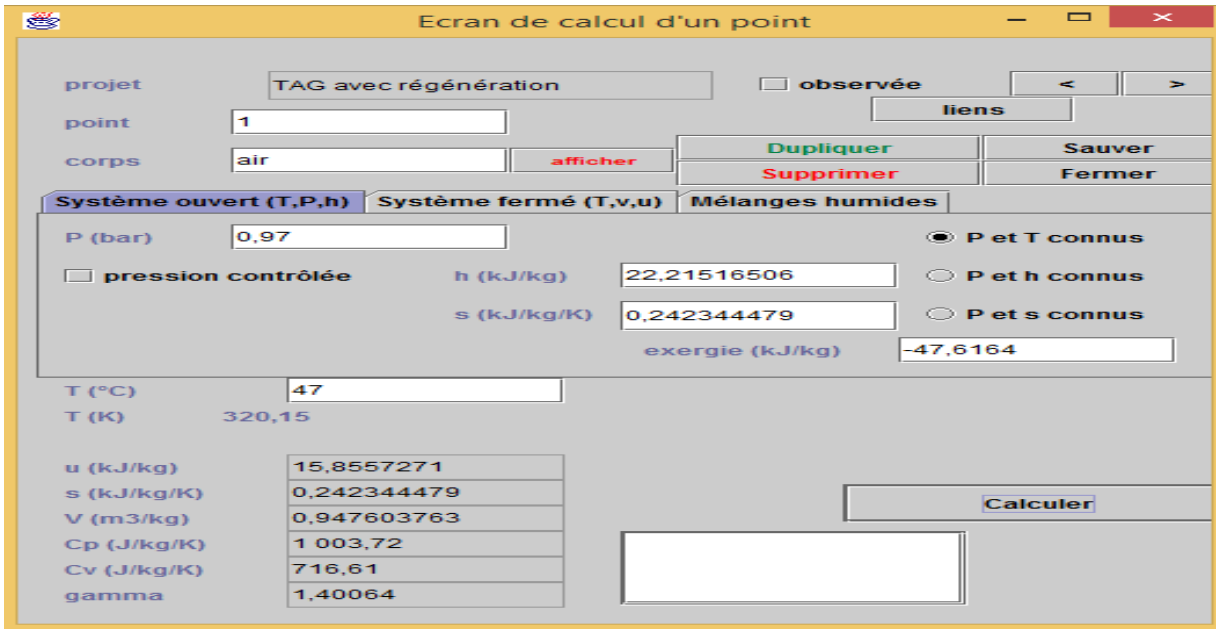


Figure IV. 49 : Écran de calcul le point (1) entrée d'air.

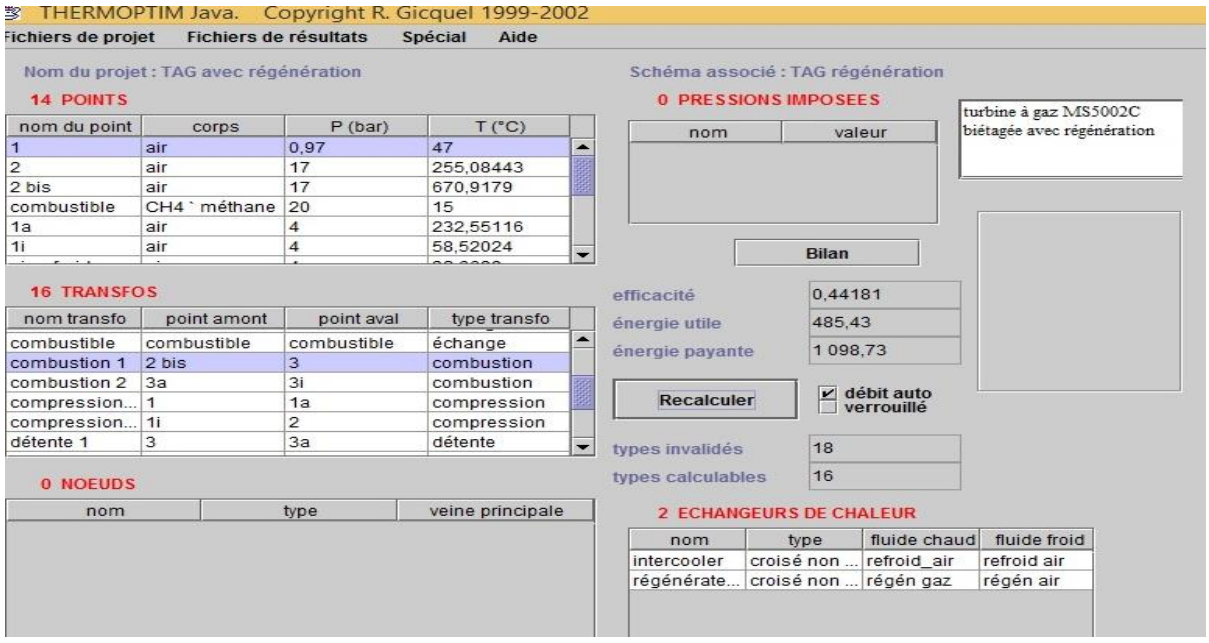


Figure IV. 50 le bilan final de la TAG bi-arbre avec régénération état Réel.

Le rendement thermique de la Turbin a gaz bi-arbre avec régénération état réel obtenu est de 44.1% avec une énergie utile égale à 485.43MW.

IV.8- Analyse des résultats

Tableau IV. 1comparaison des rendements thermiques.

Type de turbine	Rendement idéal (%)	Rendement réel en été (%)
Turbine à gaz simple	35,88	33,65
Turbine à gaz à double arbre	41,88	40,2
Turbine à gaz à double arbre avec régénération	45,91	44,1

Le tableau ci-dessous présente une comparaison des rendements thermiques de trois types de turbines à gaz MS5002C. dans les deux conditions de fonctionnement : l'état idéal fourni par le constructeur, et l'état réel observé en période estivale.

Cette analyse met en évidence plusieurs éléments clés :

- **La turbine à gaz simple** : présente le rendement le plus faible dans les deux états. Le rendement chute de 35,88 % en état idéal à 33,65 % en état réél(été), une perte de performance 2,23 %, ce qui reflète sa sensibilité aux conditions extérieures, notamment à la baisse de densité de l'air due à la température élevée.
- **Turbine à gaz à double arbre :** d'aprés ajoute d'un second arbre permet de dissocier les fonctions de compression et d'expansion, ce qui améliore significativement la souplesse d'exploitation et l'adaptation aux variations de charge. Le rendement est notablement supérieur (41,88 % à l'idéal et 40,20 % en été), avec une dégradation plus modérée (1,7 %), traduisant une meilleure robustesse thermodynamique.
- **Turbine à gaz à double arbre avec régénération :** Cette configuration intègre un échangeur de chaleur permettant de récupérer une partie de l'énergie contenue dans les gaz d'échappement .pour préchauffer l'air comprimé avant la combustion.

Il en résulte une réduction de la consommation spécifique en carburant et une amélioration du rendement global de cette cycle . Ce système atteint 45,91 % à l'état idéal et conserve 44,10 % en conditions réelles (éte) , avec une perte limitée à 1,81 %, ce qui en fait l'option la plus efficiente du point de vue énergétique.

Cette comparaison démontre que l'ajout d'un second arbre ainsi qu'un système de régénération améliore considérablement le rendement des turbines à gaz. Non seulement le rendement théorique est élevé, mais la perte entre les conditions idéales et réelles (éte)est limitée. Ainsi, dans le cadre d'un fonctionnement en climat chaud (comme en été), l'option d'une turbine à gaz à bi-arbre avec régénération constitue la solution la plus efficiente du point de vue énergétique.

IV.9- Conclusion

Ce chapitre présente une étude technique et comparative de différents types de cycles à turbine à gaz, à savoir : le cycle simple arbre, le cycle double arbre, et le cycle double arbre avec régénération. L'objectif principal est de déterminer et comparer le rendement thermique à l'aide de deux approches : l'état idéal constructeur et l'état réel (été). L'étude inclut également l'impact de la température ambiante sur la performance des cycles.

Nous avons étudié différentes configurations d'une turbine à gaz MS5002C, en utilisant le logiciel Thermoptim. Nous avons entrepris des calculs numériques pour examiner les diverses transformations qui se déroulent dans chaque composant du cycle.

À la suite de l'analyse de différentes configurations de turbines, nous avons déduit que la turbine à gaz MS5002C avec régénération est la méthode la plus efficace dans notre étude pour obtenir un rendement important.

Conclusion Générale

Conclusion générale

Ce mémoire a permis d'explorer en profondeur le fonctionnement, les caractéristiques et les performances des turbines à gaz et des compresseurs centrifuges, à travers une étude théorique et technique structurée en quatre chapitres. Dans le premier chapitre, nous avons présenté les généralités sur les turbines à gaz et les compresseurs centrifuges, en mettant en évidence leurs principes de fonctionnement, leur rôle essentiel dans les systèmes thermodynamiques, ainsi que leurs avantages et limites.

Le deuxième chapitre s'est focalisé sur une étude descriptive de deux machines industrielles spécifiques : la turbine à gaz MS5002C et le compresseur centrifuge BCL605A. Nous y avons détaillé les éléments constitutifs de chaque machine ainsi que leurs caractéristiques techniques, soulignant leur conception robuste et leur rôle complémentaire dans les installations énergétiques.

Dans le troisième chapitre, l'accent a été mis sur la maintenance de ces deux équipements. Nous avons expliqué son importance cruciale pour assurer la fiabilité, la sécurité, et la durée de vie des machines, tout en réduisant les risques de pannes coûteuses et les arrêts de production.

Enfin, le quatrième chapitre a été consacré à l'amélioration du rendement de la turbine à gaz, en comparant plusieurs configurations de cycles : simple arbre, double arbre, et double arbre avec régénération. Deux méthodes ont été appliquées pour cette analyse : la méthode basée sur la température idéale constructeur, et celle utilisant la température réelle (été), permettant ainsi d'évaluer les écarts de performance et de proposer des pistes d'optimisation concrètes.

À travers ce travail, nous avons non seulement consolidé les bases théoriques, mais également proposé des solutions pratiques pour améliorer le rendement énergétique et la durabilité des systèmes étudiés, ce qui revêt une importance particulière dans le contexte actuel de transition énergétique et de recherche d'efficacité

Références bibliographiques

Références bibliographiques

[1] Document de l'entreprise, "Manuel d'utilisation de la turbine à gaz MS 5002b",Nuovo Pignone, Florence, 1987.

[2] Document de l'entreprise, "Manuel d'utilisation de la turbine à gaz MS 5002c", NuovoPignone, Florence,1999.

[3] A. ABEDLAALI, " Calcul énergétique de l'installation hybride

thermique pour la production d'électricité " ,mémoire fin d'étude Master, mécanique énergétique, Univ. biskra,2013.

[4] Document de l'entreprise, "Manuel de maintenance ",NAFTOGAZ ,HMD ,2001.

[5]J.KRYSINSKI,"Turbomachines", Théorie Générale Office des publications Universitaire, Alger,1994.

[6] "Turbomachines, description. Principes de base ".

-M.Pluviose, C.Périlhon- Article ,Techniques de l'ingénieur, BM 4280.

[7] M. ALOUACHE, " Etude thermo-énergétique et Amélioration des Processus

Energétique de la turbine a gaz MS9001E " ,mémoire fin d'étude Master, mécanique énergétique, Univ. bouira,2023.

[8] M.RABAH,"turbine à Gaz ", Cours, école nationale polytechnique ,2003.

[9]J.KRYSINSKI,"Turbomachines", Théorie Générale Office des publications Universitaire, Alger,1994.

[10] GE Energy. TURBINE A GAZ MS5002 c LHE. Manuel de formation pour

la conduite et l'entretien. AFFAIRE N.P. : SONATRACH SRGA2

LOCALITE':ALGERIE .

[11] A. Rahmouni, " Modélisation, simulation et Amélioration d'une turbine à gaz.

" ,mémoire fin d'étude Master, mécanique énergétique, Univ. bejaia,2024.

[12**]** "Principles of Turbomachinery".

- Seppo A. Published by John Wiley & Son canada (2011).

[12] D. Saïd, " *Contribution à l'amélioration des performances des turbines à gaz par le refroidissement de l'air à l'entrée du compresseur axial* " ,mémoire fin d'étude Magister , Mécanique des Fluides et Transfert de Chaleur, Univ. boumerdès

,2015.

GE Oil & Gas "Heavy Duty Gas Turbine". 2013

[14] N. Djoumad, " Modelisation,Simulation Et Amelioration d'Un Tturbine a Gaz " ,mémoire fin d'étude Master, mécanique énergétique, Univ. bouira,2015.

[15] Y. DJOUDI, " *Simulation numérique d'une chambre de combustion d'une turbine à gaz* MS 5002B " ,mémoire fin d'étude master académique, mécanique énergétique, Univ. Biskra

,2013.

[16] T. Bouchakour , " EVALUATION DES PERFORMANCES DU TURBOCOMPRESSEUR K-901 - CHAMP DE HASSI R'MEL " ,mémoire fin d'étude master académique, mécanique énergétique, Univ. Khemis Miliana,2013.

[17] Document de l'entreprise, "Manuel compresseur centrifuge BCl605/A",Nuovo Pignone, Florence, 1999.