

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE
MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE
SCIENTIFIQUE
UNIVERSITE AKLI MOHAND OULHADJ DE BOUIRA



Mémoire de fin d'étude

Faculté des sciences et des sciences appliquées

Département Génie Mécanique

Option énergétique

Thème

**Etude paramétrique et simulation d'un
cycle combiné**

Présenté par :

✿ MAHMOUDI Hassiba
✿ MECHENAN Mounia

Membre du jury :

✿ Encadrant : LAOUARI AZZEDINE
✿ Président :
✿ Examineur :



نموذج التصريح الشرفي الخاص بالالتزام بقواعد النزاهة العلمية لإنجاز بحث.

انا الممضي اسفله،

السيد(ة)..... **محمود حسيبي**.....الصفة: طالب، استاذ، باحث..... **طالبة**.....

الحامل(ة) لبطاقة التعريف الوطنية:..... **40.29.27.111**.....والصادرة بتاريخ **2022/09/13**

المسجل(ة) بكلية / معهد العلوم والتكنولوجيا قسم..... **هندسة ميكانيكية**.....

والمكلف(ة) بإنجاز اعمال بحث(مذكرة، التخرج، مذكرة ماستر، مذكرة ماجستير، اطروحة دكتوراه).

عنوانها:..... **Étude paramétrique et simulation**

d'un cycle combiné

تحت إشراف الأستاذ(ة):..... **لحواري عز الدين**

أصرح بشرفي اني ألتزم بمراعاة المعايير العلمية والمنهجية الاخلاقيات المهنية والنزاهة الاكاديمية المطلوبة
في انجاز البحث المذكور أعلاه.

التاريخ:..... **2023/12/12**

توقيع المعني(ة)..... **محمود حسيبي**

رأي هيئة مراقبة السرقة العلمية:

Turnitin

مساعد رئيس قسم الهندسة الميكانيكية
مكلف بالتدريس والتعليم في التدرج بالنيابة
أ. مسعود طارق

% **29**

النسبة:

الامضاء:



نموذج التصريح الشرفي الخاص بالالتزام بقواعد النزاهة العلمية لإنجاز بحث.

انا الممضي اسفله،

السيد(ة) م. تيسان هو. تبيجة ...الصفة: طالب، استاذ، باحث ... طالبة
الحامل(ة) لبطاقة التعريف الوطنية: 407150635...والصادرة بتاريخ 2023/09/27
المسجل(ة) بكلية / معهد العلوم والعلوم التطبيقية قسم ميكانيكا
والمكلف(ة) بإنجاز اعمال بحث(مذكرة، التخرج، مذكرة ماستر، مذكرة ماجستير، اطروحة دكتوراه).
عنوانها: Étude paramétrique et simulation
d'un cycle combiné
تحت إشراف الأستاذ(ة): لحوان بن حسن الدين
أصرح بشرفي اني ألتزم بمراعاة المعايير العلمية والمنهجية الاخلاقيات المهنية والنزاهة الاكاديمية المطلوبة
في انجاز البحث المذكور أعلاه.

التاريخ: 2023/12/12

توقيع المعني(ة)

رأي هيئة مراقبة السرقة العلمية:

Turnitin

%

29

النسبة:

مساعد رئيس قسم الهندسة الميكانيكية
كلف بالتدريس والتعليم في التدرج بالنيابة
أ. مسعي طارق

الامضاء:

Remercîment

Je tiens à exprimer ma profonde gratitude à toutes les personnes qui ont contribué de près ou de loin à la réalisation de cette mémoire.

Tout d'abord, je remercie sincèrement mon directeur de mémoire, [LAOUARI AZZEDINE], pour sa précieuse guidance, son soutien constant, et sa patience tout au long de ce processus.

Ses conseils éclairés et son expertise ont grandement enrichi ce travail.

Je tiens également à exprimer ma reconnaissance envers mes enseignants

Et tuteurs, pour leurs enseignements, leur inspiration et leurs précieux commentaires qui ont contribué à mon développement académique.

Je n'oublie pas de remercier ma famille et mes amis pour leur soutien indéfectible, leur encouragement et leur compréhension pendant cette période exigeante.

Enfin, je souhaite adresser mes remerciements à toutes les personnes qui ont participé à cette étude en tant que répondants ou informateurs, ainsi qu'à toutes les ressources, bibliothèques et institutions qui ont facilité ma recherche.

Dédicace

Ce mémoire est dédié à **ma mère** bien-aimée ♥, dont l'amour, le soutien et la force ont été une source constante d'inspiration tout au long de ma vie. Ma mère incarne la persévérance, la détermination et la bienveillance.

À mes parents, pour leur amour inconditionnel, leur encouragement constant, et les sacrifices qu'ils ont consentis pour que je puisse poursuivre mes études. Votre foi en moi a été ma plus grande motivation.

À mes frères **MAJID, SAID** et mes sœurs **SONIA, THILLELI**, pour leur compréhension et leur soutien lors des moments où j'étais absorbé par mes recherches, et pour les moments de détente qui ont égayé mon chemin vers la réussite.

Ce travail est dédié à la mémoire de ✨ **mon père** ✨

Ce mémoire est dédié à la mémoire de **mon père** bien-aimé, ♥, dont la présence aimante et les enseignements continuant de m'inspirer, même en son absence. Mon père était bien plus qu'une simple figure paternelle, il était mon modèle de persévérance, de force et d'amour inconditionnel.

La réalisation de cette mémoire, et bien d'autres réussites dans ma vie, sont le résultat direct de ses rêves et de ses espoirs pour moi. Il croyait en mes capacités bien avant que je ne le fasse moi-même, et son soutien indéfectible m'a poussé à me surpasser à maintes reprises.

Aujourd'hui, je suis fier de dire que j'ai accompli une partie de son rêve à travers mes réalisations. Chaque étape de ce parcours académique est un hommage à sa mémoire, et je suis déterminé à honorer son héritage en continuant à avancer avec la même persévérance et la même détermination qu'il m'a inculquée.

Mon cher père, même si tu n'es plus parmi nous, ta présence continue de guider mes pas. Tu resteras à jamais vivant dans mon cœur, et je continuerai à grandir et à m'épanouir en suivant les valeurs et les leçons que tu m'as transmises.

Repose en paix, cher père. Tu me manques chaque jour, mais ton amour et ton héritage perdureront éternellement.

♥ Avec un amour éternel, MAHMOUDI Hassiba ♥

Dédicace

Je dédie cette mémoire à toutes les personnes qui ont été une source d'inspiration et de soutien tout au long de mon parcours académique.

À mes parents, pour leur amour inconditionnel, leur encouragement constant, et les sacrifices qu'ils ont consentis pour que je puisse poursuivre mes études. Votre foi en moi a été ma plus grande motivation.

À mes frères et sœurs **NADIA, SAMIA, LAMIA**, pour leur compréhension et leur soutien lors des moments où j'étais absorbé par mes recherches, et pour les moments de détente qui ont égayé mon chemin vers la réussite.

À ma merveilleuse nièce 🌸 **IMANE** 🌸 ,

Cette mémoire est spécialement dédiée à vous, une source constante de lumière et de joie dans nos vies. Depuis ta naissance, tu as apporté une touche de magie et d'innocence à notre famille, et tu as illuminé nos journées avec ton sourire éclatant.

À mes amis proches, pour leur amitié sincère, leur patience à écouter mes préoccupations académiques et leur joie partagée lorsque j'ai atteint des étapes importantes de ce parcours.

À toutes les personnes qui ont contribué de près ou de loin à la réalisation de cette mémoire, je vous adresse ma profonde gratitude. Vos encouragements, vos conseils et votre soutien ont été inestimables.

Enfin, je dédie cette mémoire à moi-même, en reconnaissance de ma persévérance, de ma détermination et de ma volonté de repousser mes limites pour atteindre mes objectifs académiques.

MECHENANE Mounia

Sommaire

Table des matières

<i>Sommaire</i>	8
<i>Liste des figure</i>	14
Introduction générale.....	2
I. Introduction générale.....	21
Chapitre I : Généralité sur la turbine à vapeur	22
I.1 Introduction.....	23
I.2 Turbine à vapeur.....	23
I.2.1 Définition[1]	23
I.2.2 Principe de fonctionnement [3]	23
I.2.3 Principaux composant des turbines à vapeur [2]	23
I.2.3.1 Alternateur	23
I.2.3.2 Transformateurs.....	24
I.2.3.3 Condenseur	24
I.2.3.4 Chaudière	24
I.2.3.5 Pompe	24
I.2.4 Classification des turbine [4]	25
I.2.4.1 Selon leurs modes de fonctionnement	25
• Turbine à action.....	25
• Turbine à réaction	25
I.2.4.2 Le sens d'écoulement de la vapeur	25
• Turbine à vapeur à flux axial.....	25
• Turbine à vapeur à flux radial	26
I.2.4.3 Selon le nombre d'étage	26
• Les turbines à un seul étage	26
• Les turbines à plusieurs étages.....	26
I.2.4.4 Selon la nature de fonctionnement thermodynamique	26
• Les turbines à condensation.....	26
• Les turbines à contre-pression	26
• Les turbines à soutirage et condensation.....	26
I.2.5 Les avantages et inconvénients [5]	27
I.2.5.1 Les avantages	27
I.2.5.2 Les inconvénients	27
I.3 Les cycles thermodynamiques	27

I.3.1 Cycle de Rankine avec surchauffe	27
• Analyse énergétique	29
I.3.2 Cycle à resurchauffe	30
• Analyse énergétique du CYR avec surchauffe (Hirn) idéal	31
I.3.3 CYR avec resurchauffe (Hirn avec surchauffe).....	32
• Bilan énergétique de cycle	33
I.3.4 CYH avec soutirage de vapeur	34
I.3.5 Cycle supercritique	36
I.4 Comparaison avec la turbine à gaz [5].....	36
I.4.1 Comparaison de point de vue thermodynamique	36
Chapitre II : Généralité sur la turbine à gaz	38
II.1 Introduction.....	39
II.2 Rappel thermodynamique [10]	39
II.2.1 Premier principe de la thermodynamique appliqué à un système ouvert	39
Energie interne	39
Energie cinétique	39
Energie potentielle	39
II.2.2 Bilan énergétique des systèmes ouverts en régime permanent	39
II.2.2 Compresseur et pompe [10].....	40
Compresseur et pompe	40
Turbine	41
Echangeur de chaleur	41
II.3 Tàg	42
I.3.1 Les composants [11].....	42
I.3.1.1 Section de compression	42
I.3.1.2 Section de combustion	43
II.4 Principe de fonctionnement de la TàG	44
I.5 Classification des TàG [13].....	45
I.6 Le mode de construction	45
I.6.1 Turbine mono-arbre	45
I.6.2 Turbine bi-arbre.....	46
I.7 Le mode de travail	47
I.7.1 Turbine à action.....	47
I.7.2 Turbine à réaction	47
II.8 Le mode de fonctionnement thermodynamique[15]	48
II.8.1 Turbine à gaz à cycle fermé	48
II.8.2 Turbine à gaz à cycle ouvert	48

• Turbine simple à cycle	48
• Turbine à cycle recyclé	48
II.9 Les avantages et inconvénient des turbines à gaz [12]	48
II.9.1 Les avantages	48
II.9.2 Les inconvénients	49
II.10 Les cycles thermodynamique d'une TàG.....	49
II.10.1 Etude de cycle idéal de turbine à gaz	49
II.10.2 Etude thermodynamique du cycle idéal de baryton	50
• Etude de la compression	50
• Etude de la combustion.....	50
• Etude de la détente	51
II.10.3 Etude de cycle réel de TàG	52
II.10.4 Etude thermodynamique du cycle CYB	53
• Compression.....	53
• Combustion	53
• Détente.....	54
II.11 Conclusion	54
Chapitre III : Cycle combiné.....	55
III.1 Introduction [18]	56
III.2 Définition[19]	56
III.3 Principe de fonctionnement [19]	56
III.4 Principe d'une installation à cycle combiné [22].....	57
• Cycle combiné à un niveau de pression	58
• Cycle à plusieurs niveaux de pression	59
III.5 Les éléments de base de cycle combiné[23]	60
III.5.1 Chaudière de récupération [23]	60
III.5.3 Une chaudière horizontale	61
III.5.4 Une chaudière verticale	61
III.5.5 Les chaudières à circulation naturelle[24]	62
III.5.6 Les chaudières à circulation assistée.....	63
III.5.7 Les chaudières à circulation forcée [24].....	63
III.5.8 Les chaudières dans un cycle TGV [24].....	64
III.6 Type de chaudière de récupération selon le niveau de pression[26].....	64
III.6.1 Chaudière à un niveau de pression	64
III.6.2 Chaudière à deux niveaux de pression.....	65
• Arrangement en cascade ou série	65

• Arrangement en parallèle	66
III.6.3 Chaudière à un plusieurs niveaux de pression	66
III.7 Diagramme T-Q d'une chaudière de récupération[26]	68
○ Analyse énergétique du cycle combiné (gaz-vapeur) [8]	69
III.8 Diagramme entropique d'un cycle combiné	70
III.10 Les avantages et Inconvénients du cycle combiné[28]	71
III.10.1 Avantages	71
III.10.2 Inconvénients	71
Chapitre IV : Résultats et discussion.....	72
IV.1 Définition de logiciel DWSIM	73
IV.2 Modèles thermodynamiques de DWSIM.....	73
• Equation de REDLICH-K WONG (RK).....	74
• Equation de SOAVE-REDLICH-KWONG (SRK).....	74
• Equation de PENG-ROBINSON.....	74
IV.3 Interface	75
IV.4 Outils	76
IV.4.1 L'onglet « Compounds ».....	76
IV.4.2 Propriétés Packages	77
IV.4.3 Système unité.....	78
IV.4.4 Behavior	78
IV.5 Différence entre HYSYS et DWSIM	79
IV.6 Simulation de la turbine à vapeur	79
IV.6.1 Simulation turbine à vapeur simple	79
IV.6.2 Ajouter des composants	80
IV.6.3 Sélectionner le fluide package (modèle thermodynamique).....	80
IV.7 Simulation des différents composants de la turbine à vapeur	81
IV.7.1 Pompe	81
IV.7.2 Chaudière	81
IV.8 Exécution de simulation du cycle à vapeur	83
IV.9 Etude analytique	83
IV.9.1 Bilan au tour de la pompe.....	83
○ Le travail isentropique de la pompe.....	83
○ Le travail réel de la pompe	84
○ Bilan sur de la chaudière	84
○ Bilan sur la turbine.....	85
IV.9.2 Le rendement de la turbine à vapeur.....	86
IV.10 Comparaison le résultat analytique avec le résultat de logicielle	86

IV.13 Exécution de simulation du cycle à vapeur	87
IV.14 Etude analytique	87
IV.14.1 Bilan de la pompe.....	87
IV.14.2 Bilan au tour de la chaudière 01	88
IV.14.3 Bilan au tour de la turbine 01.....	88
IV.14.4 Le bilan au tour de la chaudière 02	88
IV.14.5 Bilan au tour de la turbine 02.....	89
IV.14.6 Le travail de la turbine	89
IV.14.7 Le bilan au tour de la chaudière 03	89
IV.14.8 Le bilan au tour de la turbine 03	90
IV.14.9 Le rendement de cycle	90
IV.14.10 Conclusion.....	91
IV.14.11 Les courbes de turbine à vapeur	91
• L'effet de la variation température T3sur le rendement	91
• L'efficacité énergétique et les pertes d'énergie dans le cycle turbine à gaz dans le diagramme de SANKEY	91
IV.15 la simulation de la turbine à gaz.....	92
IV.15.1 Sélectionner le fluide package (modèle thermodynamique).....	92
IV.15.2 Ajouter les composants.....	93
IV.15.3 Créer les réactions chimiques	93
IV.16 Simulation des différents composants de la turbine à gaz.....	96
IV.16.1 Compresseur	96
IV.16.2 Mixeur	97
IV.16.3 Chambre à combustion	98
IV.16.4 La turbine à gaz	99
IV.17 Exécution de simulation du cycle à gaz	99
IV.18 Étude analytique	99
IV.18.1 Bilan sur le compresseur	99
IV.18.2 Le bilan sur la chambre à combustion.....	100
IV.18.3 Le bilan au tour de turbine.....	100
IV.18.4 Le rendement de la turbine à gaz.....	101
IV.19 Comparaison le résultat analytique avec le résultat de logiciel.....	101
IV.20 Simulation avec double compresseur	101
IV.21 Etude analytique	101
IV.21.1 Compresseur 1	101
IV.21.2 Compresseur 2	102
IV.21.3 Donc le rendement de la turbine à gaz	103

IV.22 Comparaison entre la turbine à vapeur et la turbine à gaz.....	103
IV.23 Les courbes de turbine à gaz.....	104
• Rendement de la turbine à gaz en fonction de rapport de pression.....	104
• Puissance générée en fonction d'efficacité adiabatique.....	104
• Le rendement en fonction de coefficient adiabatique.....	105
• Le rendement en fonction de la température ambiante.....	105
• L'efficacité énergétique et les pertes d'énergie dans le cycle turbine à gaz dans le diagramme de SANKEY.....	106
IV.24 Simulation cycle combine.....	107
IV.25 Etude analytique.....	107
IV.25.1 Le rendement de cycle combine.....	107
IV.26 Simulation cycle combine avec 3 échangeurs.....	108
IV.26.1 Rendement de cycle combine.....	108
Conclusion générale.....	109

Liste des figure

Figure 1 : Turbine à vapeur [2].	23
Figure 2 : Mode de fonctionnement de la turbine [4].	25
Figure 3 : catégorie de turbine à vapeur [4].	27
Figure 4 : Schéma T-H du cycle de Rankine [6].	28
Figure 5 : Diagramme T-S du CYR [2].	29
Figure 6 : Schéma simplifié d'une TàV avec surchauffe [7].	30
Figure 7 : Diagramme T-S du CYR à surchauffe (Hirn idéal)[8] .	31
Figure 8 : CYR idéale avec resurchauffe [8].	32
Figure 9 : IMV à CYH avec quatre soutirages de vapeur [10].	34
Figure 10 : CYH avec soutirages de vapeur [10].	35
Figure 11 : IMV à CYSQ à deux resurchauffes [10].	36
Figure 12 : Système ouvert à plusieurs entrées (i) et sortie (j) (Livre).	39
Figure 13 : compresseur.	40
Figure 14 :Pompe .	40
Figure 15 :Turbine .	41
Figure 16 : échangeur[10].	41
Figure 17 : Les élément d'une TàG.	42
Figure 18 :Ensemble rotor compresseur /roue turbine HP [11].	43
Figure 19 : Schéma de la chambre de combustion [11].	43
Figure 20 : principe de fonctionnement de la TàG [12].	44
Figure 21 : classification d'une turbine à gaz.	45
Figure 22 : d'une turbine à gaz mono-arbre.	46
Figure 23 : d'une TàG bi-arbre.	47
Figure 24 : d'une turbine à action et à réaction[14].	48
Figure 25 : Cycle thermodynamique de turbine à gaz [16].	49
Figure 26 : Etude de la compression.	50
Figure 27 : Etude de combustion.	51
Figure 28 : Etude de détente.	52
Figure 29 : Cycle réel d'une turbine à gaz [17].	52
Figure 30 : Schéma d'un cycle combiné[20].	56
Figure 31 : schème de fonctionnement[21] .	57
Figure 32 : Schéma d'une installation à cycles combinés gaz-vapeur [22].	58
Figure 33 : Installation à cycles combinés avec récupérateur de chaleur et postcombustion[22].	58
Figure 34 : Puissance récupéré dans un chaudière de récupération [22].	58
Figure 35 : Installation à cycles combinés à trois niveaux de pression alimentés en parallèle[22].	59
Figure 36 : Cycles combinés à trois cycles de Hirn en parallèle[22].	59
Figure 37 : Les éléments de base de cycle combiné [23] .	60
Figure 38 : Schéma de fonctionnement d'une HRSG	60
Figure 39 : Chaudière Horizontale[23].	61
Figure 40 : chaudière verticale[23].	62
Figure 41 : Chaudière à circulation naturelle [24].	62
Figure 42 : chaudière a circulation assistée [24].	63

Figure 43 : chaudière a circulation forcée avec ballon de démarrage [24].	63
Figure 44 : évolution des températures dans une chaudière à contre-courant [24].	64
Figure 45 : Profil de température dans une chaudière de récupération à un niveau de pression [24].	65
Figure 46 : Chaudière à deux niveaux de pression en cascade[27] .	66
Figure 47 : Profil de température dans une chaudière de récupération à deux niveaux de pression [24].	67
Figure 48 : Représentation du pincement et de l'approche [26].	68
Figure 49 : Diagramme T-Q d'une chaudière de récupération [26].	69
Figure 50 : Diagramme (T-S) d'un cycle combiné.	70
Figure 51 : Interface de logicielle DWSIM.	76
Figure 52 : L'onglet « Compounds »	76
Figure 53 : Propriétés Packages.	77
Figure 54 : Système unité.	78
Figure 55 : Behavior	78
Figure 56 : Ajouter des composants	80
Figure 57 : Sélectionner le fluide package (modèle thermodynamique)	80
Figure 58 : Pompe.	81
Figure 59 : Chaudière.	81
Figure 60 : Turbine.	82
Figure 61 : Condenseur.	82
Figure 62 : Exécution de simulation du cycle à vapeur.	83
Figure 63 : Diagramme TS.	87
Figure 64 : Exécution de simulation du cycle à vapeur	87
Figure 65 : l'effet de la variation température T2 sur le rendement	91
Figure 66 : L'efficacité énergétique et les pertes d'énergie dans le cycle turbine à gaz dans le diagramme de SANKEY	91
Figure 67 : Sélectionner le fluide package (modèle thermodynamique).	93
Figure 68 : Ajouter les composants.	93
Figure 69 : étapes 1.	94
Figure 70 : étapes 2.	94
Figure 71 : étapes 3.	95
Figure 72 : étapes 4.	95
Figure 73 : étapes 5.	96
Figure 74 : Compresseur.	96
Figure 75 : Chambre à combustion .	98
Figure 76 : La turbine à gaz.	99
Figure 77 : Exécution de simulation du cycle à gaz.	99
Figure 78 : Simulation avec double compresseur.	101
Figure 79 : Rendement de la turbine à gaz en fonction de rapport de pression .	104
Figure 80 : Puissance générée en fonction d' efficacité adiabatique.	104
Figure 81 : rendement en fonction de coefficient adiabatique (gamma).	105
Figure 82 : le rendement en fonction de la température ambiante (°c).	106
Figure 83 : L'efficacité énergétique et les pertes d'énergie dans le cycle turbine à gaz dans le diagramme de SANKEY	106
Figure 84 : Simulation cycle combine .	107
Figure 85 : Simulation cycle combine avec 3 échangeurs .	108

Liste des Tableau

<i>Tableau 1 : Performance du cycle combiné pour les différents niveaux de pression.....</i>	67
<i>Tableau 2 : Les paramètres de la turbine à vapeur[32].....</i>	79
<i>Tableau 3 : Comparaison le résultat analytique avec le résultat de logicielle.....</i>	86
<i>Tableau 4 : les paramètre de turbine à vapeur avec 3 échangeurs.....</i>	86
<i>Tableau 5 : Comparaison le résultat analytique avec le résultat de logiciel. Error! Bookmark not defined.</i>	
<i>Tableau 6 : Les paramètres de la pression et de température[32]</i>	92
<i>Tableau 7 : Les composants d'air [21].....</i>	96
<i>Tableau 8:Mixeur.....</i>	97
<i>Tableau 9 : composition du gaz naturel[21]</i>	97
<i>Tableau 10 : condition d'entrée du gaz naturel[21]</i>	98
<i>Tableau 11 : Les composants de gaz</i>	98
<i>Tableau 12 : Comparaison le résultat analytique avec le résultat de logiciel.....</i>	101
<i>Tableau 13 : Comparaison le résultat analytique avec le résultat de logiciel.....</i>	103
<i>Tableau 14 : Comparaison entre la turbine à vapeur et la turbine à gaz.....</i>	103
<i>Tableau 15 :Comparaison le résultat analytique avec le résultat de logiciel</i>	107

Liste Nomenclature

Symbole	Définition	Unité (SI)
W_T, w_t	Travail de turbine	[KJ/KG]
W_c	Travail de compresseur	[KJ/KG]
W_P	Travail de pompe	[KJ/KG]
W_{net}	Travail net	[KJ/KG]
$W_{turbine.out}$	Travail turbine entrée	[KJ/KG]
$W_{turbine.out}$	Travail turbine sortie	[KJ/KG]
W_{TG}	Travail turbine à gaz	[KJ/KG]
W_{TV}	Travail turbine à vapeur	[KJ/KG]
W_{CYC}	Travail cycle combine	[KJ/KG]
Q_{GV}	Chaleur générateur de vapeur	[KG/KJ]
P	Pression	[KPa]
T	Temperature	[K]
T_{is}	Temperature isentropique	[K]
q	la chaleur fournie	[KW]
Q	La quantité de chaleur	[KG/S]
Q	La chaleur thermique	[Kw]
Q_{c-c}	Quantité de chaleur chambre à combustion	[KJ/S]
h	Enthalpies	[KJ/Kg]
h_f, h_{sortie}	Enthalpie de sortie	[KJ/KG]
h_i, h_{entree}	Enthalpie d'entrée	[KJ/KG]

Δu	Énergie interne	[KJ/Mol]
ΔE_c	Énergie cinétique système	[KJ]
ΔE_p	Énergie potentiel du système	[KG.m ² . s ⁻²]
ΔT	Déférence de température	[K]
ΔQ	Déférence de quantité de chaleurs	[KW]
C_{pmoy}	Chaleur spécifique moyenne de d'air	[KJ/KG. K]
C_{pg}	Chaleur spécifique moyenne de mélange air /carburant	[KJ/KG.K]

Listes des abréviations

TàV	Turbine à vapeur
MTH	Moteur thermique
Eéleq	Energie électrique
EMéq	Energie mécanique
TP	Transformateur principale
TS	Transformateur soutirage
TD	Transformateur démarrage
CYC	Cycle combiné
PCM	Pompe centrifuge multicellulaire
Ecintq	Energie cinétique
Eth	Energie thermique
BP	Basse pression
HP	Haut pression
CYR	Cycle Rankine
CYB	Cycle Baryton
PC	Pompe centrifuge
Epot	Energie potentielle
L'éf ther	L'efficacité thermique
CYH	Cycle Hirn
Cyth	Cycle thermodynamique
DM	Débit massique
PTH	Puissance thermique
PMé	Puissance Mécanique

Cysc	Cycle super critique
RTH	Rendement thermique
HT	Haut température
Pénard	Production d'énergie
L'éf'é énerg	L'efficacité énergétique
PM	Pression moyenne
PC	Pression critique
CO	Compresseur axial.
CC	Chambre de combustion
Thp	Turbine à haute pression
Tbp	Turbin à basse pression
CH	Charge
CO	Compresseur axial
TU	Turbine

Introduction générale

I. Introduction générale

Les turbines sont des machines utilisant Ecintq d'un fluide pour produire EMéq. Elles sont essentielles dans de nombreuses industries, telles que la production d'électricité, la propulsion de véhicules, la production d'hydrocarbures, etc. Ces machines se composent généralement d'une roue, d'un arbre et de pales, où le fluide passe sur les pales, générant une rotation. Les turbines sont classées en fonction du type de fluide utilisé, comme les TàV, à gaz, hydrauliques et éoliennes, chacune adaptée à des conditions spécifiques. Leur conception et leur maintenance précises sont cruciales pour leur efficacité et leur fiabilité. Les technologies avancées ont amélioré ces machines, les rendant indispensables dans les processus industriels modernes.

Dans ce 1^{er} chapitre, nous abordons les TàV, des éléments essentiels dans la production d'énergie. Elles opèrent en convertissant Eth de la vapeur d'eau en EMéq, puis en électricité. Notre exploration commence par l'histoire de ces turbines, leur mode de fonctionnement, ainsi que leur rôle fondamental dans l'essor industriel et la production

Poursuivant notre étude, le 2^{ème} chapitre se concentre sur les Turbines à Gaz, également connues sous le nom de turbines à combustion, qui jouent un rôle crucial dans la Production d'énergie. Ces turbines transforment l'énergie cinétique du gaz en EMéq, permettant ainsi la génération d'électricité. Nous approfondissons leur fonctionnement, examinons leurs applications courantes, et analysons les avantages et les défis qui découlent de leur utilisation dans le secteur de la production d'énergie.

Le troisième chapitre explore une approche novatrice, le CYC (Cycle à Combine), qui combine intelligemment une TàG avec une TàV pour optimiser l'efficacité énergétique. Nous nous penchons sur les principes de base du CYC et expliquons comment ces deux types de turbines peuvent être intégrés de manière à produire de l'électricité de manière économique et efficiente.

Enfin, le quatrième chapitre traite de l'importance de la simulation dans la conception et l'optimisation des systèmes de production d'énergie. Nous présentons ici le logiciel DWSIM, un outil puissant de modélisation des processus thermiques et chimiques, y compris ceux impliquant des CYC. Ce chapitre explore comment DWSIM peut être utilisé pour simuler et configurer un Cycle à Combine, en détaillant les étapes de modélisation, de configuration, de saisie des données, et d'analyse des résultats.

Chapitre I : Généralité sur la turbine à vapeur

I.1 Introduction

Une turbine est un appareil rotatif qui utilise la force d'un fluide, qu'il s'agisse d'eau, de vapeur, d'air ou de gaz de combustion. L'énergie du fluide, qui est déterminée par sa vitesse et son enthalpie, est en partie convertie en énergie mécanique pour actionner divers équipements rotatifs tels qu'un alternateur, une pompe ou d'autres dispositifs mécaniques. Il existe plusieurs types de turbines, y compris les turbines TàV, les turbines hydrauliques, les turbines TàG combustible et les turbines à air.

I.2 Turbine à vapeur

I.2.1 Définition [1]

Tàv est un MTH basé sur le cycle de Clausius-Rankine, un processus de combustion externe. Il utilise la vapeur d'eau pour convertir ETH en EMéq rotative, alimentant ainsi un dispositif mécanique en mouvement.

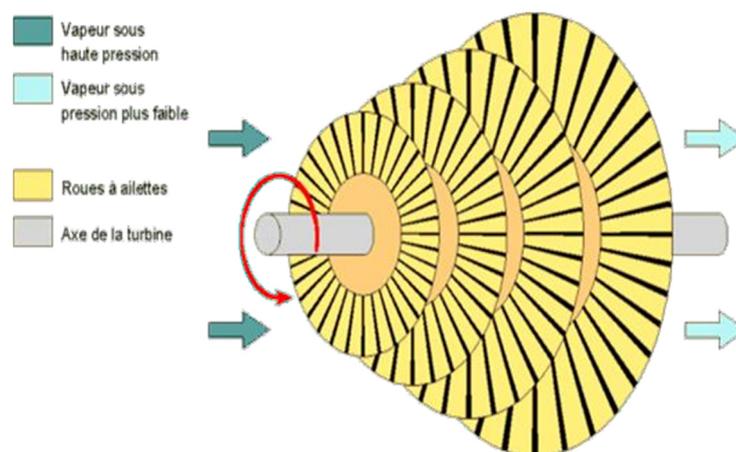


Figure 1 : Turbine à vapeur [2].

I.2.2 Principe de fonctionnement [3]

La production d'électricité à partir de TàV repose sur un processus consistant à générer de la vapeur à partir de différentes sources de combustibles, telles que le charbon, le gaz ou l'uranium. Cette vapeur est ensuite utilisée pour actionner une génératrice électrique. Ce cycle de génération de vapeur implique plusieurs étapes distinctes, dont la chaudière, la turbine, le condenseur et la pompe d'alimentation, qui fonctionnent dans des systèmes ouverts séparés.

I.2.3 Principaux composants des turbines à vapeur [2]

I.2.3.1 Alternateur

L'alternateur, une génératrice à courant alternatif, convertit EMéq en Eélé. Sa rotation est générée par la turbine.

I.2.3.2 Transformateurs

- Le transformateur élévateur, dont la tension varie de 13 800V à 63 000V, transfère l'énergie produite par l'alternateur vers le réseau haute tension. L'utilisation d'un disjoncteur de 63 KV (disjoncteur 52), de trois câbles souterrains isolés à base d'huile et d'une ligne triphasée aérienne accompagnent ce processus.
- Un transformateur de soutien (TS) abaisseur alimente les systèmes auxiliaires du groupe. En conditions normales, il fonctionne à 13 800V/6 300V, mais un transformateur de secours (TD) abaisseur peut intervenir pour assurer l'alimentation en fonctionnant à 63 000V/6 300V.

I.2.3.3 Condenseur

Pour optimiser l'efficacité de la TàV, il est essentiel de maintenir une basse pression et température à la sortie de la vapeur. Cela est accompli en dirigeant la sortie de vapeur de la turbine vers un condenseur. Dans ce condenseur, la vapeur est refroidie et transformée en liquide grâce à un échange de chaleur, à travers lesquels circule l'eau du circuit de refroidissement. Au contact de ces tubes, la vapeur se condense et se transfère à l'eau du circuit de refroidissement.

I.2.3.4 Chaudière

Le générateur de vapeur a pour mission d'absorber la chaleur du combustible et de la transférer à l'eau pour générer de la vapeur aux conditions prévues. Il représente la source de chaleur du cycle thermodynamique. La turbine utilise ensuite cette vapeur pour produire de l'énergie mécanique.

I.2.3.5 Pompe

La pompe se compose d'un corps d'aspiration, d'un corps de refoulement et de plusieurs étages ou cellules reliées par des tirants. Elle reçoit de l'eau de la bache d'alimentation, qui contient une énergie de pression et cinétique. Cette énergie est amplifiée par les turbines en mouvement pour fournir la quantité nécessaire d'eau à la chaudière, maintenant ainsi le niveau d'eau à son état normal.

I.2.4 Classification des turbine [4]

On peut classer les TàV

I.2.4.1 Selon leurs modes de fonctionnement :

- Turbine à action

La turbine à action est une conception simple de TàV. Les jets de vapeur sont dirigés vers l'enveloppe de la turbine, où les aubes sont positionnées sur des roues montées sur un arbre central. La vapeur, en passant par une tuyère fixe, passe sur les aubes incurvées, transférant une partie de son Ecintq. Cela entraîne la rotation de la roue et de l'arbre. Cette turbine est conçue pour permettre une expansion progressive de la vapeur à travers les tuyères, entraînant une perte significative de son énergie interne.

- Turbine à réaction

La turbine à réaction tire parti de EMéq grâce à l'interaction entre la vapeur et les ailettes, ainsi que l'accélération de la vapeur lorsqu'elle traverse la roue. Elle se compose de deux ensembles d'ailettes, l'un fixe et l'autre mobile, agissant comme des tuyères pour l'expansion de la vapeur. ETH se transforme d'abord en énergie cinétique dans les ailettes fixes, puis en entraînant les ailettes mobiles sur la roue. Cette conversion d'énergie se produit en deux étapes, à la fois dans la tuyère et dans le rotor, ce qui entraîne une goulotte d'enthalpie.

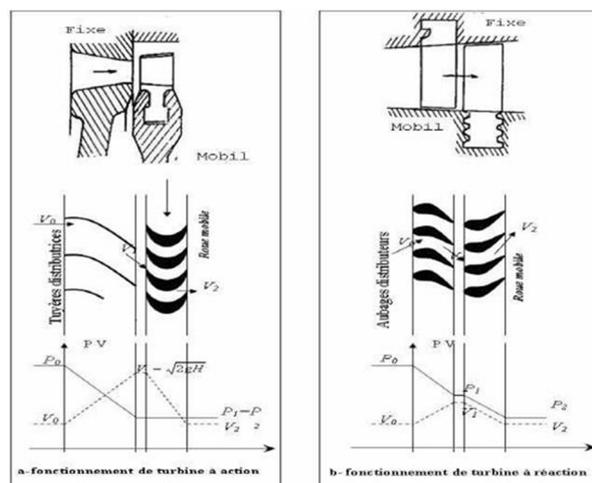


Figure 2: Mode de fonctionnement de la turbine [4].

I.2.4.2 Le sens d'écoulement de la vapeur

- Turbine à vapeur à flux axial

La vapeur circule le long de l'axe de rotation de la turbine. Ce modèle est fréquemment employé dans les centrales électriques de grande envergure

- Turbine à vapeur à flux radial

La vapeur circule perpendiculairement à l'axe de rotation de la turbine, créant un mouvement en spirale. Ce type de turbine est habituellement employé dans des applications de taille réduite ou à des fins particulières

I.2.4.3 Selon le nombre d'étage

- Les turbines à un seul étage

Sont utilisées pour des applications industrielles de petite à moyenne puissance.

- Les turbines à plusieurs étages

Ces turbines sont déployées dans des services publics exigeant une puissance considérable, comme la production d'électricité. Leur efficacité provient de la configuration avec de multiples étages d'ailettes fixes et mobiles qui indiquent une expansion graduelle de la vapeur

I.2.4.4 Selon la nature de fonctionnement thermodynamique

- Les turbines à condensation

Ces turbines fonctionnent en permettant à la vapeur de se détendre complètement jusqu'à une pression d'environ 0,02 à 0,04 bar, puis d'être transformée en liquide dans un condenseur refroidi par l'air ambiant ou l'eau. Elles trouvent leur application principale dans les installations générant de la force motrice.

- Les turbines à contre-pression

Dans ce type de turbine, la vapeur subit une expansion depuis une pression élevée (supérieure à 40 bars) jusqu'à une pression basse (d'environ 4 bars). Cette turbine est utilisée pour produire de l'EMéq ou Eélé en exploitant les températures et pressions élevées générées dans une chaudière. De plus, l'enthalpie résiduelle est utilisée pour divers procédés.

- Les turbines à soutirage et condensation

Dans ce scénario, la vapeur subit une détente partielle jusqu'à atteindre une PM à travers un corps HP, généralement d'environ 20 bars. Une partie de cette vapeur est dirigée vers un réseau d'utilisation, tandis que le reste est détendu dans un corps BP, semblable à une turbine à condensation. Ce type de turbine est principalement utilisé dans les installations de cogénération, où les besoins en chaleur peuvent varier considérablement au fil du temps.

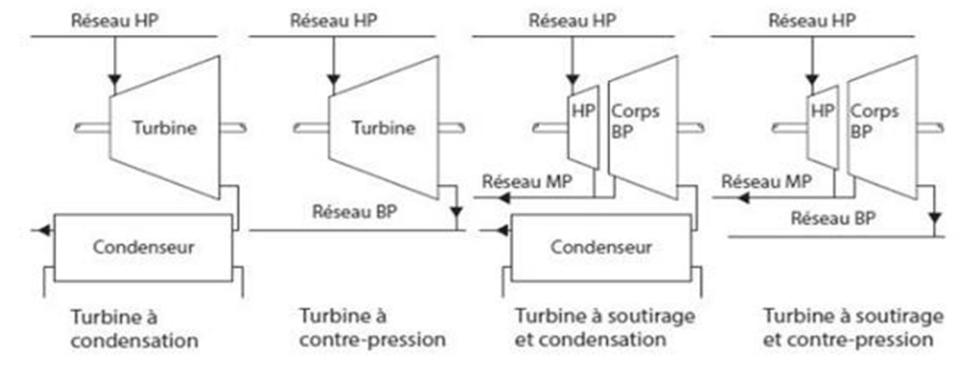


Figure 3 : catéorie de turbine à vapeur [4].

I.2.5 Les avantages et inconvénients [5]

I.2.5.1 Les avantages

La principale caractéristique avantageuse des TàV se trouve dans leur fonctionnement en tant que moteurs à combustion externe, ce qui leur permet de tirer parti de différentes sources de combustibles économiques, notamment le gaz, le fuel, le charbon, les déchets, pour générer de la vapeur. Grâce à leur rendement élevé, ces turbines permettent de minimiser les dépenses liées à leur exploitation.

I.2.5.2 Les inconvénients

En raison de leurs coûts élevés et de leur complexité, les TàV sont principalement utilisées dans des installations de grande puissance, où les économies d'échelle peuvent être pleinement exploitées. En général, pour des puissances inférieures d'environ 10 MW, les moteurs et les TàG sont des choix plus appropriés. De plus, le besoin de refroidissement du condenseur implique l'utilisation de quantités significatives d'eau ou de systèmes de refroidissement volumineux, limitant ainsi leur application aux installations fixes ou maritimes, sauf dans des cas exceptionnels.

I.3 Les cycles thermodynamiques

I.3.1 Cycle de Rankine avec surchauffe

CYR est un modèle théorique d'un MTH fonctionnant à pression constante, transformant une partie de la chaleur en travail mécanique. Il implique une boucle fermée, utilisant souvent de l'eau sous forme liquide et vapeur en tant que fluide de travail. À la différence du CYB, le fluide dans CYR subit un changement de phase, passant de liquide à vapeur et vice versa, (voir figure 4).

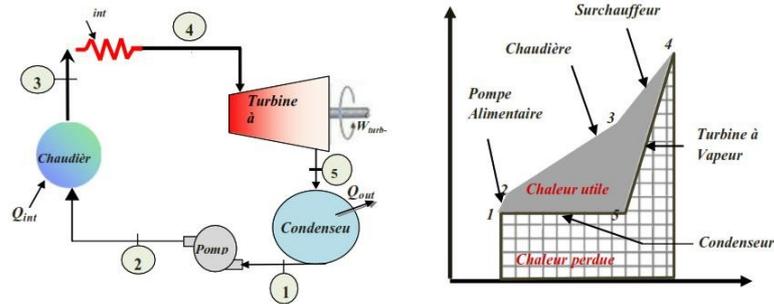


Figure 4 : Schéma T-H du cycle de Rankine [6].

Le processus initial implique l'utilisation d'une pompe d'extraction pour augmenter la pression de l'eau provenant du condenseur. La ligne 1-2 montre l'énergie apportée par la pompe d'alimentation alors que ce transfert de pression entraîne une légère augmentation de l'enthalpie.

La fourniture de chaleur (désignée par Q) à l'eau entrant dans la chaudière est le deuxième processus du CYR, illustré dans la ligne 2-3. L'eau dans la chaudière passe d'un état liquide à un état gazeux avant de passer par une phase de séchage et de surchauffe. La ligne 3-4 indique que cette transition se produit à pression constante et que l'énergie est ajoutée à la vapeur lors de son passage à travers la surchauffeur. En suivant la ligne 4-5, où l'énergie de la vapeur est transformée en travail, la vapeur se détend et se refroidit en traversant la turbine.

Enfin, la ligne 5-1 représente le processus CYR final, qui consiste à condenser la vapeur à la sortie de la turbine. Ce processus provoque une perte importante de chaleur, cette dernière et l'enthalpie de changement de phase. Il est à noter que ces quatre transformations dans le CYR sont identifiées par des numéros dans le diagramme TS, comme illustré dans la figure 5 ci-dessous[6].

Le CYR comprend quatre transformations distinctes, chacune étant numérotée dans le diagramme TS (figure 5) illustré ci-dessous:

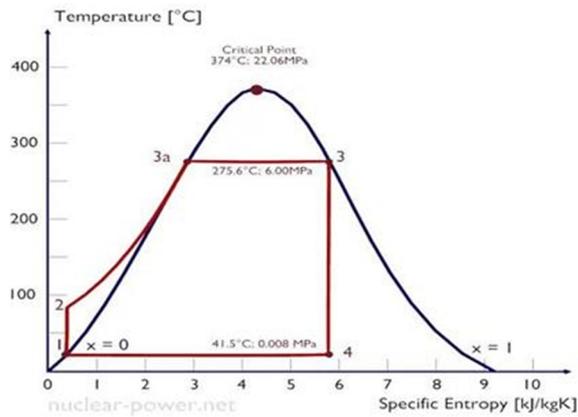


Figure 5 : Diagramme T-S du CYR [2].

- 1 – 2 : Compression isentropique (compression dans les PC).
- 2 – 3a – 3 : Apport de chaleur isobare (dans la chaudière).
- 3 - 4 : Détente isentropique (dans la TàV).
- 4 – 1 : Rejet de chaleur isobare (condensation dans le condenseur).

- Analyse énergétique

✓ Pompe (q=0)

$$w_{pompe} = h_2 - h_1 \dots\dots\dots I.1$$

✓ Chaudière (w=0)

$$Q_{int} = h_3 - h_2 \dots\dots\dots I.2$$

✓ Turbine (Q=0)

$$w_{turbine} = h_3 - h_4 \dots\dots\dots I.3$$

✓ Condenseur (w=0)

$$Q_{out} = h_4 - h_1 \dots\dots\dots I.4$$

- Le rendement thermique

$$\eta_{th} = \frac{w_{net}}{Q_{in}} \dots\dots\dots I.5$$

Avec

$$w_{net} = Q_{in} - Q_{out} \dots\dots\dots I.6$$

Donc

$$\eta_{th} = \frac{Q_{in} - Q_{out}}{Q_{in}} \dots\dots\dots I.7$$

$$\eta_{th} = 1 - \frac{Q_{out}}{Q_{in}} \dots\dots\dots I.8$$

Alors

$$\eta_{th} = 1 - \frac{h_4 - h_1}{h_3 - h_2} \dots\dots\dots I.9$$

I.3.2 Cycle à surchauffe

Le processus de surchauffe constitue la seule méthode pour augmenter la température du CYR, améliorant ainsi son efficacité sans augmenter la pression de la chaudière maximale. Ces est obtenue en ajoutant une surchauffeur, un échangeur de chaleur supplémentaire qui produit de la vapeur surchauffée. Le CYR surchauffé, parfois appelé cycle de Herne, diffère du CYR classique en incluant une surchauffe, ce qui augmente considérablement le travail de détente. Cela améliore les performances de la turbine car la plupart de ses étages fonctionnent avec de la vapeur sèche, ainsi le rendement interne et le rendement thermique global du cycle. En résumé, un CYR surchauffé idéal comporte quatre processus, dont deux sont isentropiques (adiabatiques réversibles) et deux sont isobares.

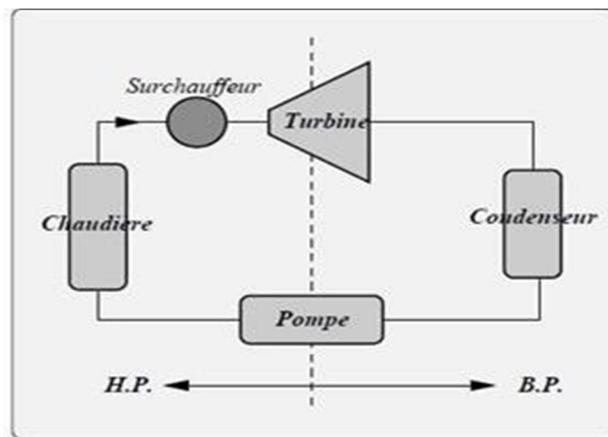


Figure 6 : Schéma simplifié d'une TàV avec surchauffe [7].

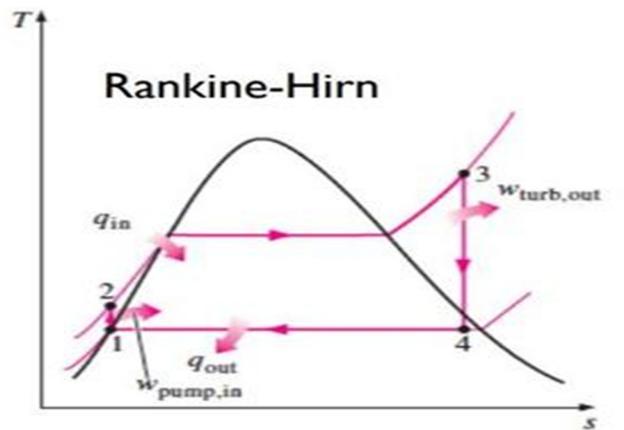


Figure 7 : Diagramme T-S du CYR à surchauffe (Hirn idéal)[8] .

Le cycle qui en résulte est le CYR, qui est le cycle idéal pour les centrales à vapeur. Le CYR idéal n'implique aucune irréversibilité interne et comprend les quatre processus (transformations thermodynamique) [8]

- **Analyse énergétique du CYR avec surchauffe (Hirn) idéal**

Les quatre éléments du CYR (la pompe, la chaudière, la turbine à vapeur et le condenseur) sont tous des dispositifs à vitesse constante. Par conséquent, les quatre étapes du CYR peuvent être étudiées comme des processus à vitesse constante. Les variations E_{cintq} et E_{pot} de la vapeur sont généralement minimales par rapport aux conditions de fonctionnement et aux échanges de chaleur, et sont donc souvent négligeables. Ensuite, l'équation d'énergie à débit constant par unité de masse de vapeur se réduit à

$$(Q_{in} - Q_{out}) + (W_{in} - W_{out}) = h_f - h_i \dots\dots\dots I.10$$

La chaudière et le condenseur n'impliquent aucun travail et la pompe et la turbine sont supposées isentropiques. Ensuite, la relation de conservation de l'énergie pour chaque appareil peut être exprimée comme suit [8] :

Pompe (Q=0) :

$$w_{pompe} = h_2 - h_1 \dots\dots\dots I.11$$

Où

$$w_{pompe} = P_2 - P_1 \dots\dots\dots I.12$$

Chaudière (W=0) :

$$Q_{in} = h_3 - h_2 \dots\dots\dots I.13$$

Turbine ($Q=0$)

$$w_{turbine} = h_3 - h_4 \dots\dots\dots I.14$$

Condenseur($w=0$)

$$Q_{out} = h_4 - h_1 \dots\dots\dots I.15$$

L'efficacité thermique du CYR est déterminée à partir de :

$$\eta_{th} = \frac{w_{net}}{Q_{in}} = 1 - \frac{Q_{out}}{Q_{in}} = 1 - \frac{(h_4-h_1)}{(h_3-h_2)} \dots\dots\dots I.16$$

Avec

$$w_{net} = Q_{in} - Q_{out} = w_{turb,t} - w_{turb,in} \dots\dots\dots I.17$$

I.3.3 CYR avec resurchauffe (Hirn avec surchauffe)

Le réchauffage, en diminuant la teneur en liquide à la sortie de la turbine, peut améliorer L'éfTH. Toutefois, il faut noter que l'efficacité des aubes de la turbine augmente à mesure que l'humidité dans le dernier étage de la turbine diminue. (Voir Figure 8).

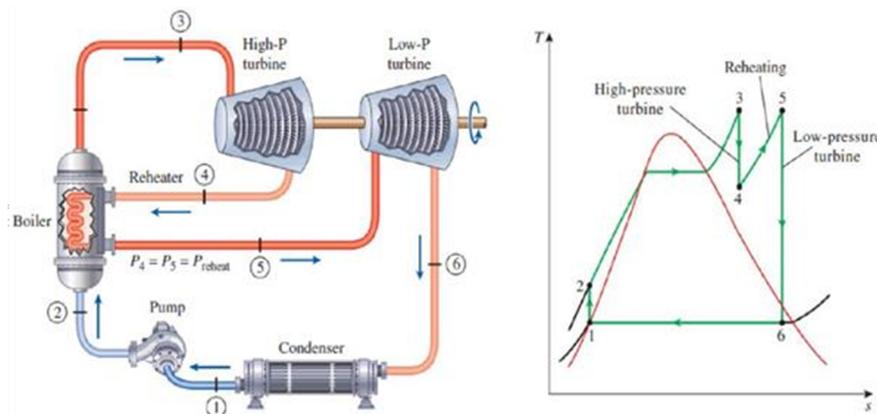


Figure 8 : CYR idéale avec resurchauffe [8].

Une proposition initiale visant à améliorer le cycle de Herne consiste à augmenter la température moyenne lors de la phase de chauffage. Cette peut être mise en œuvre en effectuant un ou plusieurs réchauffages [9].

Le processus débute par une détente partielle de la vapeur dans une turbine HP, atteignant ainsi une pression intermédiaire qui le rapproche de l'état saturé, identifié ici comme l'état 4.

Ensuite, la vapeur est renvoyée à la chaudière, où elle est chauffée à la pression intermédiaire jusqu'à atteindre la température maximale du cycle, ce qui équivaut à $T_3=T_5$.

Enfin, la vapeur subit une détente dans une turbine BP. Le cycle se déroule comme suit

- 1 - 2 : Compression isentropique par une pompe, transition de la pression BP à HP.
- 2 - 3 : Ajout de chaleur à pression constante (isobare) dans une chaudière.
- 3 - 4 : Première détente adiabatique de HP à MP, dans la turbine HP, avec une puissance nette $w_{12}=h_1-h_2$.
- 4 - 5 : Chauffage isobare de la vapeur, $q_{23}=h_3-h_1$
- 5 - 6 : Deuxième détente adiabatique de MP à BP, dans la turbine BP, avec une puissance nette $w_{34}=h_4-h_3$.
- 6 - 1 : Rejet de chaleur à pression constante (isobare) dans un condenseur.

• **Bilan énergétique de cycle :**

Pompe (Q=0) :

$$w_{pompe} = h_2 - h_1 \dots\dots\dots I.18$$

Où

$$w_{pompe} = V \times (P_2 - P_1) \dots\dots\dots I.19$$

Chaudière (W=0) :

$$Q_{in} = Q_{in} (1) + Q_{in} (2) \dots\dots\dots I.20$$

Et

$$Q_{in} (1) = h_3 - h_2 \dots\dots\dots I.21$$

$$Q_{in} (2) = h_5 - h_4 \dots\dots\dots I.22$$

Donc

$$Q_{in} = (h_3 - h_2) + (h_5 - h_4) \dots\dots\dots I.23$$

Turbine (Q=0)

$$W_{turbine, in} = W_{t1} + W_{t2} \dots\dots\dots I.24$$

On a :

$$W_{t1} = h_3 - h_4 \dots\dots\dots I.25$$

$$W_{t2} = h_5 - h_6 \dots\dots\dots I.26$$

Donc

$$W_{Turbine, out} = (h_3 - h_4) + (h_5 - h_6) \dots\dots\dots I.27$$

Condenseur (W=0) :

$$Q_{out} = h_6 - h_1 \dots\dots\dots I.28$$

L'эфTH du CYR est déterminée à partir de :

$$\eta_{th} = \frac{w_{net}}{w_{in}} \dots\dots\dots I.29$$

Avec

$$W_{net} = Q_{in} - Q_{out} = W_{turb, out} - W_{pompe, in} \dots\dots\dots I.30$$

$$W_{net} = [(h_3 - h_4) + (h_5 - h_6)] - [h_2 - h_1] \dots\dots\dots I.31$$

$$Q_{in} = (h_3 - h_2) + (h_5 - h_4) \dots\dots\dots I.32$$

Donc

$$\eta_{th} = \frac{[(h_3 - h_4) + (h_5 - h_6)] - [h_2 - h_1]}{(h_3 - h_2) + (h_5 - h_4)} \dots\dots\dots I.33$$

I.3.4 CYH avec soutirage de vapeur [10]

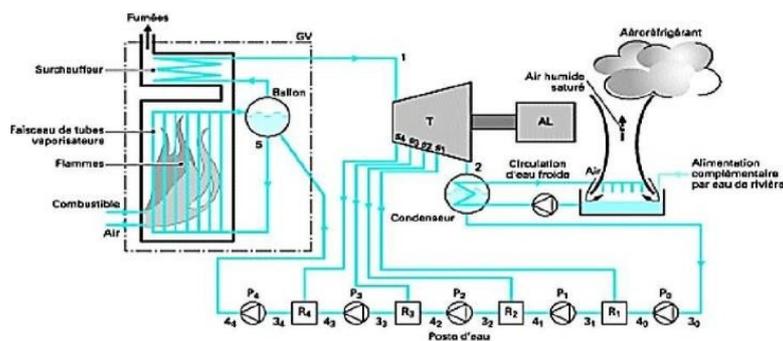


Figure 9 : IMV à CYH avec quatre soutirages de vapeur [10].

coûts initiaux et les besoins en énergie supplémentaires. Chaque situation doit être utilisée individuellement pour déterminer le nombre optimal de soutiens en fonction de ces considérations.

I.3.5 Cycle supercritique [10]

En utilisant CYSQ, où l'eau se réchauffe à une pression supérieure à la PC, soit au-delà de 221 bars, il est possible d'augmenter l'efficacité des centrales électriques. La figure montre une transition graduelle du liquide au gaz plutôt que la transition de la phase liquide/vapeur dans ces cycles.

Dans ces installations, la chaudière subit des modifications majeures puisqu'il n'y a plus de vaporisation. Les TM atteignent environ 650°C et les pressions environnantes évitent les 300 bars. L'introduction de CYSQ, associés à des températures et pressions maximales plus élevées et à trois surchauffes, améliorent considérablement le rendement par rapport au CYH avec resurchauffe. Dans l'exemple mentionné, cela permet d'atteindre un RTH de 51,2%, ce qui signifie que la centrale est capable de convertir 51,2% de ETH disponible en Eélé, représentant une nette par rapport aux cycles traditionnels. Toutefois, il est important de noter que ce RTH peut varier selon les conditions spécifiques de l'installation et les contraintes opérationnelles.

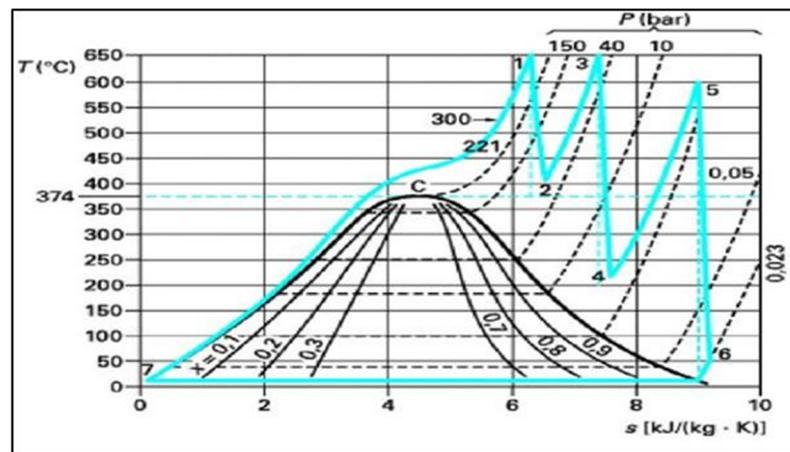


Figure 11 : IMV à CYSQ à deux resurchauffes [10].

I.4 Comparaison avec la turbine à gaz [5]

I.4.1 Comparaison de point de vue thermodynamique

Lorsque la vapeur agit comme fluide moteur et se dirige vers un condenseur après son expansion, la quantité d'énergie nécessaire pour comprimer ce fluide à une pression supérieure au cycle est généralement faible, représentant environ 6 à 9 % de la puissance produite par la turbine. En revanche, l'utilisation d'un gaz permanent nécessite une compression par un

compresseur, un élément crucial dans l'installation, ayant un impact significatif sur l'efficacité. La substitution d'un gaz permanent par un fluide condensable présente un avantage, car elle permet de réintroduire la chaleur latente de la vapeur dans le cycle, améliorant ainsi son rendement. Cependant, dans le cas de TAG, où seule la chaleur sensible est présente dans le fluide sortant de la T.

Chapitre II : Généralité sur la turbine à gaz

II.1 Introduction

Les TàG, également désignées sous le nom de turbines à combustion, représentent un élément essentiel dans les domaines de la production d'énergie et de la propulsion. Ces dispositifs ingénieux exploitent la transformation de Ecintq du gaz en mouvement en E, pouvant être appliquée à diverses applications industrielles et de transport. Depuis leur création et leur avancement au cours du 20e siècle, les turbines à gaz ont joué un rôle déterminant dans la génération d'électricité, la propulsion d'aéronefs.

II.2 Rappel thermodynamique [10]

II.2.1 Premier principe de la thermodynamique appliqué à un système ouvert

La variation d'énergie totale d'un système ouvert résulte des échanges d'énergies avec le milieu extérieur

$$\Delta U = \Delta U + \Delta E_C + \Delta E_P = \Phi + W_t + \Delta U_{ij} + \Delta E_{Pij} + \Delta W_{tij} \text{ II.1}$$

Energie interne

$$\Delta U_{ij} = \sum_i U_i - \sum_j U_j \dots\dots\dots \text{I.2}$$

Energie cinétique

$$\Delta E_{c_{ij}} = \sum_i \frac{1}{2} m_i c_i^2 - \sum_j \frac{1}{2} m_j c_j^2 \dots\dots\dots \text{II.3}$$

Energie potentielle

$$\Delta E_{Pij} = \sum_i m_i g z_i - \sum_j m_j g z_j \dots\dots\dots \text{I.4}$$

II.2.2 Bilan énergétique des systèmes ouverts en régime permanent

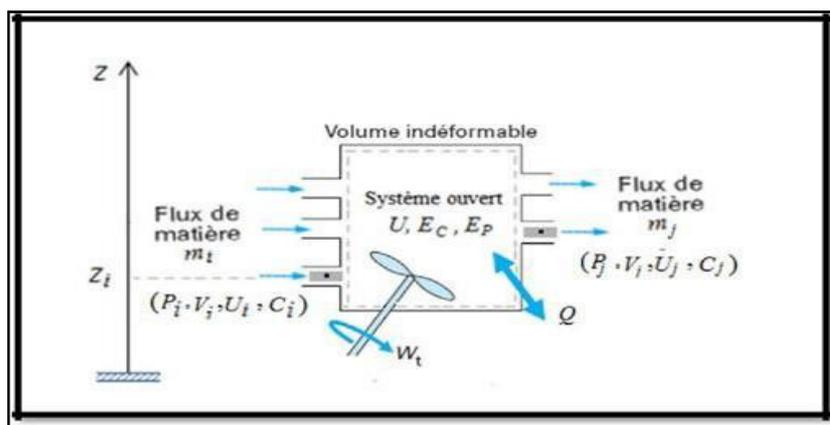


Figure 12 : Système ouvert à plusieurs entrées (i) et sortie (j) (Livre).

$$\Delta E_T = \Delta U + \Delta E_C + \Delta E_P = \emptyset + W_t + \Delta E_{ij} + \Delta E_{ij} + \Delta E_{pij} + \Delta E_{tij} \dots \dots \dots \text{II.4}$$

$$\Delta E_T = \emptyset + W_t + \sum_i (U_i + \frac{1}{2} m_i C_i^2 + m_i \phi_i + P_i V_i) - \sum_j (U_j + \frac{1}{2} m_j C_j^2 + m_j g z_j + P_j V_j) \dots \dots \dots \text{II.5}$$

Si on introduit l'enthalpie

$$H = U + PV \dots \dots \dots \text{I.6}$$

$$\Delta E_T = \emptyset + W_t + \sum_i (H_i + \frac{1}{2} m_i C_i^2 + m_i \phi_i + P_i V_i) - \sum_j (H_j + \frac{1}{2} m_j C_j^2 + m_j g z_j + P_j V_j) \dots \dots \dots \text{II.7}$$

De plus, si on note par

$$h_t = H + C^2 + gZ \dots \dots \dots \text{I.8}$$

Enthalpie totale par unité de masse

$$\Delta E_T = \emptyset + W_t + \sum_i m_i (h_T) - \sum_j m_j (h_T) \dots \dots \dots \text{II.9}$$

En divisant sur dt on obtient

$$\frac{dE_T}{dt} = E + \emptyset + W_t + \sum_i m_i (h_T) - \sum_j m_j (h_T) \dots \dots \dots \text{I.10}$$

$$\emptyset + W_t + \sum_i m_i (h_{Ts} - h_{Ts}) = m \Delta h_T \dots \dots \dots \text{I.11}$$

II.2.2 Compresseur et pompe [10]

Compresseur et pompe

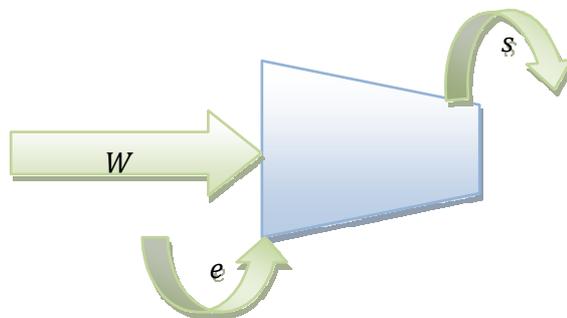


Figure 13 : compresseur.

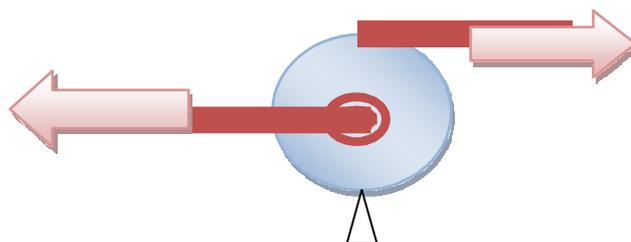


Figure 14 :Pompe .

$$\frac{dE_T}{dt} = E = \dot{\Phi} + W_t + \sum_i \dot{m}_i (h_{T_i}) - \sum_j \dot{m}_j (h_{T_j}) \dots\dots\dots I.12$$

$\frac{dE_T}{dt} = E = 0$ En régime permanent

$\dot{\Phi} = 0$ Adiabatique

$$W_t + \sum_i \dot{m}_i (h_{T_i}) - \sum_j \dot{m}_j (h_{T_j}) = 0 \dots\dots\dots I.13$$

$$W_t = m(h_{Ts} - h_{Te}) \dots\dots\dots I.14$$

Turbine

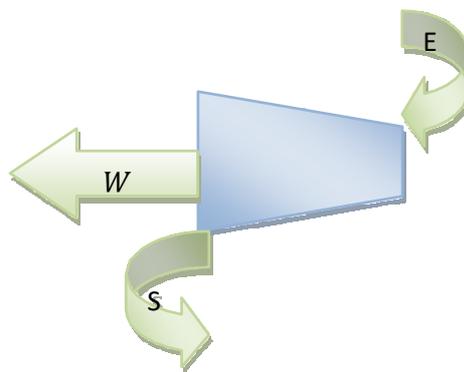


Figure 15 :Turbine .

$$\frac{dE_T}{dt} = E_T = \dot{\Phi} + W_t + \sum_i \dot{m}_i (h_{T_i}) - \sum_j \dot{m}_j (h_{T_j}) \dots\dots\dots I.15$$

$\frac{dE_T}{dt} = E_T = 0$ En Régime permanent

$\dot{\Phi} = 0$ Adiabatique

$$W_t = -m(h_{Ts} - h_{Te}) \dots\dots\dots I.16$$

$$W_t = (h_{Te} - h_{Ts}) \dots\dots\dots I.17$$

Echangeur de chaleur

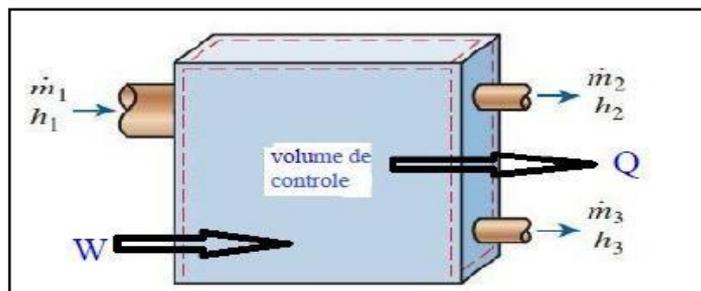


Figure 16 : échangeur[10].

$$\frac{dE_T}{dt} = E_T = \dot{\Phi} + W_t + \sum_i \dot{m}_i (h_{T_i}) - \sum_j \dot{m}_j (h_{T_j}) \dots\dots\dots I.17$$

$W_t = 0$: Parois Indéformable

$$\sum_i \dot{m}_i (h_{T_i}) - \sum_j \dot{m}_j (h_{T_j}) \dots\dots\dots I.18$$

$$\sum_i \dot{m}_i (h_{T_i}) - \sum_j \dot{m}_j (h_{T_j}) \dots\dots\dots I.19$$

$$\dot{m}_{e_1} h_{e_1} + \dot{m}_{s_2} h_{s_2} = \dot{m}_{s_1} h_{s_1} + \dot{m}_{s_1} h_{s_1} \dots\dots\dots I.20$$

$$\dot{m}_{e_1} = \dot{m}_{s_1} = \dot{m}_c$$

$$\dot{m}_{e_1} = \dot{m}_{s_1} = \dot{m}_F$$

Chaleur échangé

$$\dot{m}(h_{e_1} - h_{e_1}) = \dot{m}_F(h_{s_2} - h_{s_2}) \dots\dots\dots I.21$$

II.3 Tàg

I.3.1 Les composants [11]

- CC, dans laquelle un combustible gazeux ou liquide est injecté sous pression, puis brule avec de l'air comprimé, avec un fort excès d'air pour limiter la température des gaz d'échappement ;
- T, généralement axiale, dans laquelle les gaz qui sortent de la combustion sont détendus
- Un compresseur, centrifuge ou plus généralement axial, qui comprime l'air ambiant.

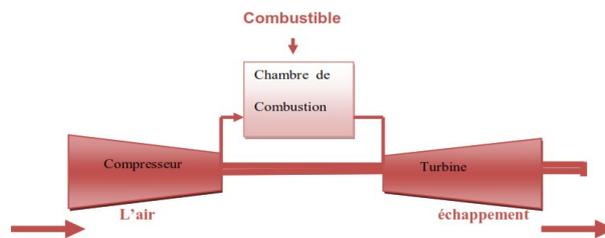


Figure 17 : Les éléments d'une TàG.

I.3.1.1 Section de compression

Le compresseur utilisé type axial en raison de sa capacité à fournir de grands débits d'air, ce qui est essentiel pour générer une puissance utile significative tout en occupant un espace restreint. Il remplit également la fonction d'alimenter en air nécessaire au refroidissement des parois de la directrice, des aubes et des disques de TU. Le

compresseur fournit de l'air pour refroidir la TU et assure l'étanchéité de l'huile de graissage des paliers.



Figure 18 : Ensemble rotor compresseur /roue turbine HP [11].

I.3.1.2 Section de combustion

Dans cette section, un mélange d'air et de gaz est brûlé. Des bougies sont utilisées pour l'initiation. Lorsque l'une des chambres est allumée, les gaz chauds de combustion pénètrent dans les tubes de foyer et enflamment le mélange dans les autres chambres.

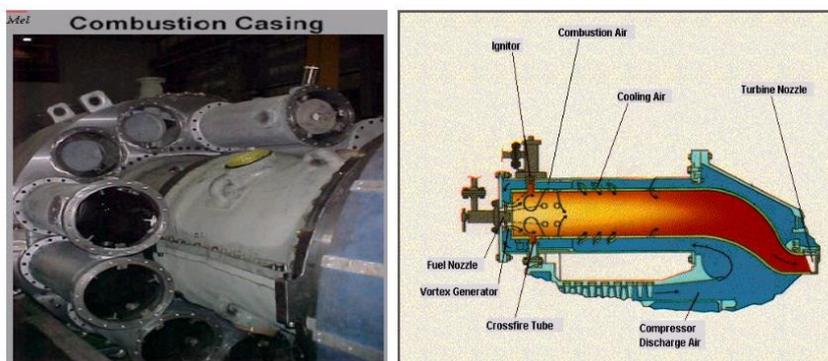


Figure 19 : Schéma de la CC [11].

II.4 Principe de fonctionnement de la TàG

Le rotor du compresseur de turbine HP est initialement mis en mouvement à 20 % de sa vitesse par un dispositif de démarrage. L'air atmosphérique est aspiré dans le compresseur, puis dirigé vers les chambres de combustion où le combustible est alimenté sous pression. Une fois l'allumage effectué, la combustion se poursuit de manière continue dans les chambres. Les gaz chauds augmentent la vitesse du rotor du compresseur de turbine HP, ce qui à son tour augmente la pression de décharge du compresseur.

Lorsque la pression atteint un certain niveau et que les deux rotors de turbine accélèrent, le rotor de turbine basse pression entre également en rotation, augmente ainsi la vitesse de fonctionnement. Les produits de combustion, à savoir les gaz à HP et HT, se détendent d'abord dans la turbine HP, puis dans la turbine BP, avant d'être évacués dans l'atmosphère.

Lorsque les gaz en expansion traversent la turbine haute pression et entrent en contact avec les aubes, ils font tourner la turbine, entraînant ainsi le compresseur et fournissant un couple aux accessoires entraînés. Les gaz font également tourner la turbine BP avant l'échappement, contribuant ainsi à la charge. Il est important de noter que le rotor tourne dans le sens antihoraire lorsqu'on le regarde de côté, du côté admission.

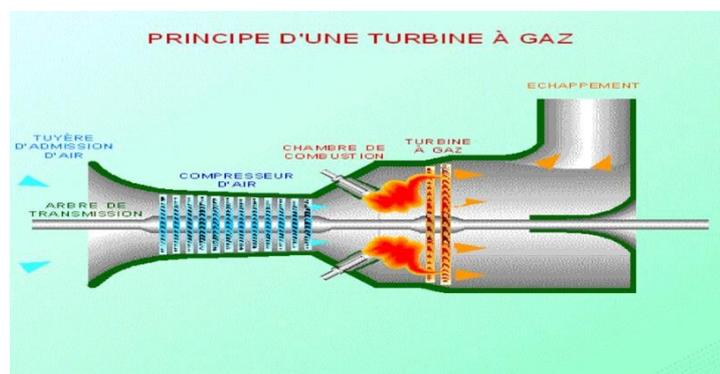


Figure 20 : principe de fonctionnement de la TàG [12].

I.5 Classification des TàG [13]

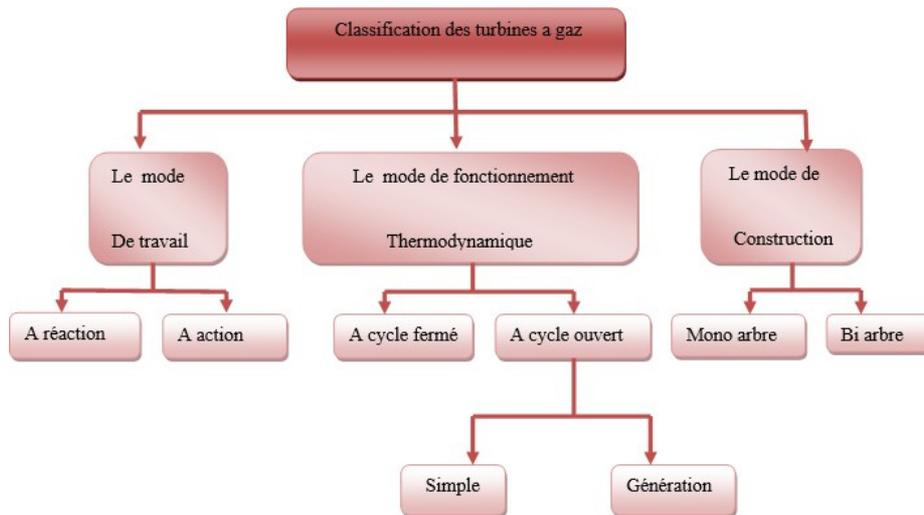


Figure 21 : classification de TAG.

I.6 Le mode de construction

I.6.1 Turbine mono-arbre

Les turbines mono-arbre sont des dispositifs de turbine à gaz caractérisés par un seul arbre qui repose sur le compresseur et la turbine. Elles sont utilisées dans des applications où la charge et la rotation sont constantes, notamment dans les générateurs électriques. Le fonctionnement de ces turbines est relativement simple : le compresseur comprime l'air ambiant et le dirige vers la chambre de combustion, où le carburant est brûlé pour produire des gaz chauds. Ces gaz chauds traversent ensuite la TU, entraînant l'arbre de TU, qui à son tour alimente le compresseur. Ce cycle se répète de manière continue.

Les turbines mono-arbre sont efficaces dans des situations où la charge reste stable, comme dans la production électrique, car elles peuvent maintenir une vitesse de rotation constante, garantissant ainsi une fréquence stable dans la production d'électricité. Toutefois, lorsque la charge varie, il est nécessaire d'ajuster la vitesse de rotation de la turbine pour maintenir une production stable.

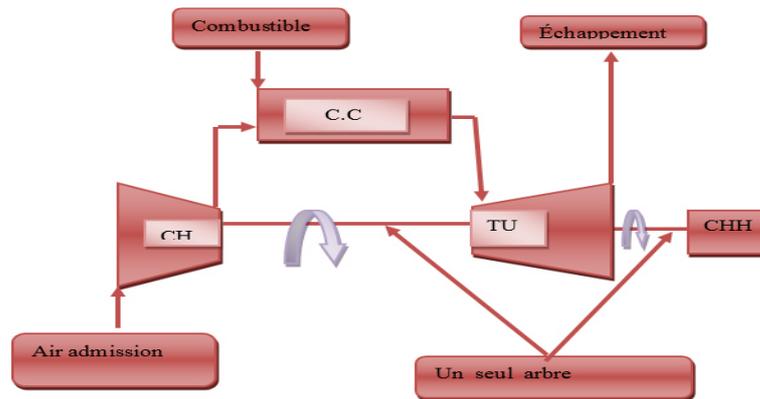


Figure 22 : TAG mono-arbre.

I.6.2 Turbine bi-arbre

Une TàG à deux arbres est une TàG qui a deux arbres de sortie différents pour les roues turbines (HP) et (BP). La roue de turbine BP entraîne l'organe récepteur, tandis que la roue de turbine HP entraîne le rotor et les accessoires du compresseur axial., comme les compresseurs. Le but de ces deux roues turbines indépendantes est de permettre aux deux roues de fonctionner à des vitesses différentes pour répondre aux exigences de charge variable de l'organe récepteur.

Le fonctionnement d'une turbine bi arbre est plus complexe que celui d'une turbine mono arbre car il nécessite une synchronisation plus complexe entre les deux arbres. Cependant, cette complexité permet à la turbine bi arbre d'être plus efficace dans les applications où la charge varie considérablement, car les deux roues turbines peuvent fonctionner à des vitesses différentes pour satisfaire aux exigences de charge variable de l'organe récepteur. Cela permet une production d'énergie plus stable et plus efficace.

Les turbines bi-arbre sont couramment utilisées dans l'industrie aéronautique pour la propulsion des avions, ainsi que dans l'industrie de l'énergie pour la production d'électricité. Elles offrent des avantages en termes de flexibilité et de performance par rapport aux turbines mono arbre, bien que leur coût soit généralement plus élevé.

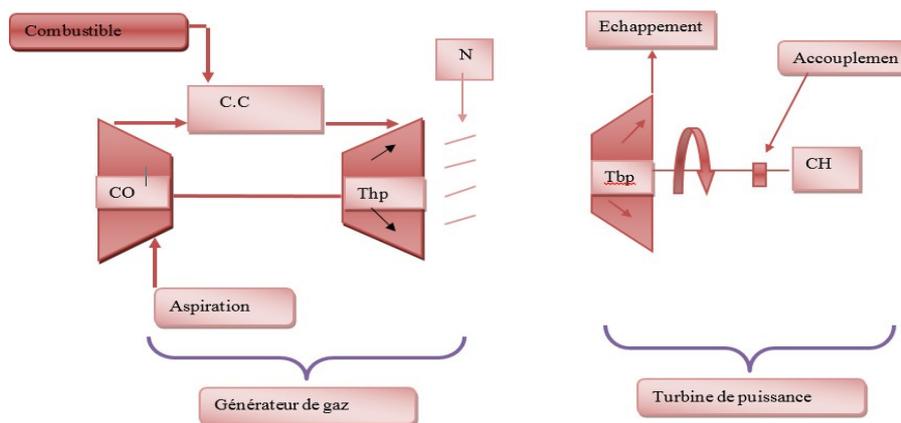


Figure 23 : d'une TàG bi-arbre.

I.7 Le mode de travail

I.7.1 Turbine à action

Une turbine à action fonctionne selon le principe selon lequel la transformation thermodynamique du fluide ne se produit que dans la direction, entre les arbres fixes. Les aubes mobiles transforment l'énergie cinétique générée par la détente du gaz à travers la direction en travail mécanique transmis au rotor.

En effet, l'évolution du gaz dans la roue se fait sans variation de pression statique ($P_1 = P_2$), ce qui permet de minimiser les pertes de charge et d'augmenter l'efficacité de la turbine.

Les turbines à action sont souvent utilisées dans des applications à haute vitesse, car leur conception leur permet d'atteindre des vitesses de rotation élevées. Les turbines à action sont également utilisées dans des applications nécessitant une grande flexibilité, car leur conception permet une réponse rapide aux changements de charge.

I.7.2 Turbine à réaction

Dans les turbines à réaction, la détente du gaz se produit à la fois dans les canaux fixes et mobiles, convertissant ainsi une partie de E_{th} du gaz en E_{cint} et $E_{Méq}$ dans la roue mobile. Ce processus implique une variation de pression statique, où la pression en amont (P_1)

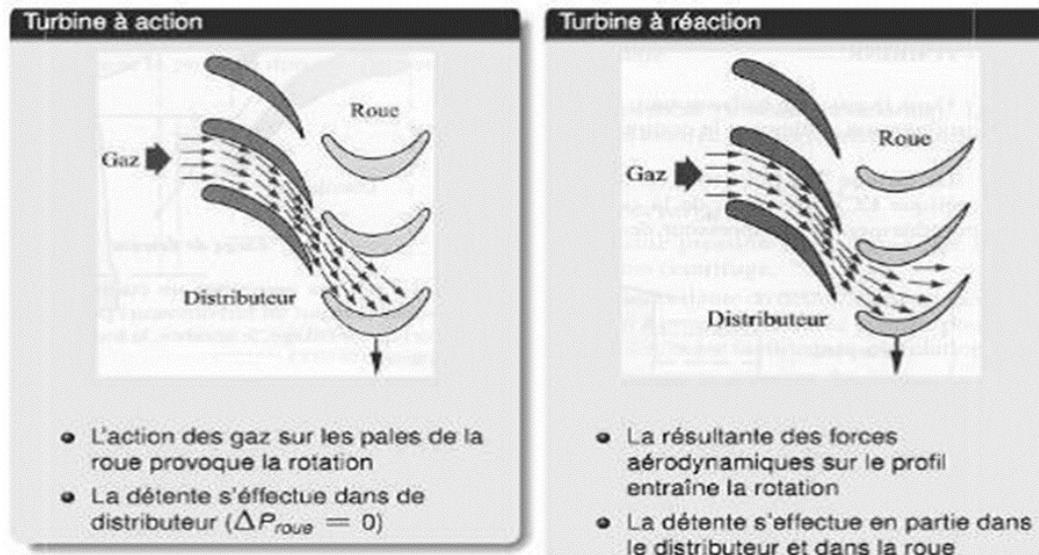


Figure 24 : d'une turbine à action et à réaction[14].

II.8 Le mode de fonctionnement thermodynamique[15]

II.8.1 Turbine à gaz à cycle fermé

Dans laquelle le même fluide est repris après chaque cycle.

II.8.2 Turbine à gaz à cycle ouvert

C'est une turbine dont l'aspiration et l'échappement s'effectuent directement dans l'atmosphère.

- Turbine simple à cycle

Il s'agit d'une turbine qui produit de l'énergie mécanique à partir d'un seul fluide. Après la détente, les gaz possédant encore un potentiel énergétique sont perdus dans l'atmosphère à travers l'échappement.

- Turbine à cycle recyclé

Il s'agit d'une turbine dont le cycle thermodynamique implique plusieurs fluides moteurs pour améliorer le rendement de l'installation. En raison de leur large gamme de puissance et de leurs propres avantages, la turbine à gaz est actuellement largement utilisée dans divers domaines, en particulier dans le secteur des hydrocarbures.

II.9 Les avantages et inconvénient de TAG[12]

II.9.1 Les avantages

- Démarrage extrêmement rapide.

- Démarrage facile, même par temps très froid.
- Polyvalence avec différents types de combustibles.
- Simplicité dans la construction et l'équilibrage.
- Fonctionnement possible à faible charge.
- Faible production de pollution et capacité à rester inactif pendant de longues périodes.

II.9.2 Les inconvénients

- Moindre rendement par rapport à un moteur diesel.
- Utilisation de combustibles propres, généralement plus coûteux.
- Les performances influencent fortement les conditions du site.
- Encombrement des filtres d'admission d'air.
- Limitation du taux de compression en fonction du nombre d'étages de compression requis.
- Coûts élevés d'usinage des aubes.

II.10 Les cycles thermodynamique d'une TàG

II.10.1 Etude de cycle idéal de turbine à gaz

CYB théorique représente le modèle parfait pour la TàG de base, notamment dans le contexte de la production d'électricité. Il existe deux versions du CYB, l'une ouverte et l'autre fermée par rapport à l'atmosphère. Nous nous concentrons sur la première variante, celle utilisée dans les centrales électriques, notamment les turbines à gaz-vapeur.

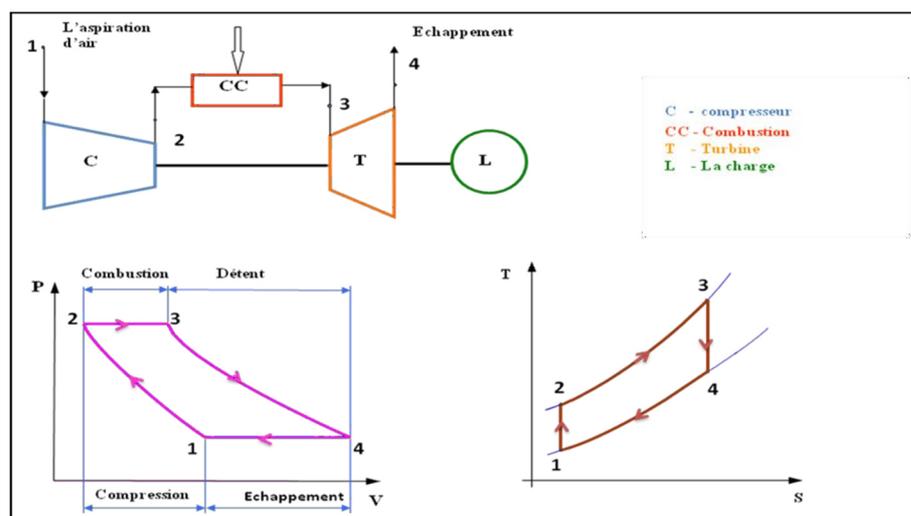


Figure 25 : Cycle thermodynamique de TAG[16].

- 1 à 2: compression isentropique, (Compresseur).
- 2 à 3 : combustion isobare, (CC).
- 3 à 4 : détente isentropique, (TU).
- 4 à 1 : refroidissement isobare, (Echappement).

II.10.2 Etude thermodynamique du cycle idéal de baryton

$$Q+W=\Delta u+\Delta E_p+\Delta E_c \dots\dots\dots I.1$$

$$\Delta E_p=0 \dots\dots\dots II.2$$

$$\Delta E_c=0 \dots\dots\dots II.3$$

Le bilan d'énergie pour l'ensemble du cycle est

$$(q_{in} - q_{out}) + (w_{in} - w_{out}) = h_{sortie} - h_{entré} \dots\dots\dots II.4$$

- Etude de la compression

Le travail de compression, W_c rapporté au kilogramme de l'air en évolution, a pour expression

$$w_c = h_{2s} - h_1 = c(T_{2s} - T_1) = C_{pmoy}T_1(\pi_c^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1) \dots II.5$$

La température au refoulement du compresseur est donnée par :

$$\frac{T_{2s}}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = \pi_c^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \dots\dots\dots I.6$$

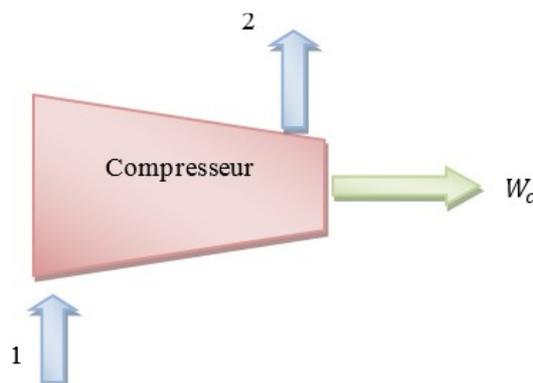


Figure 26 : Etude de la compression.

- Etude de la combustion

La chaleur fournie par la combustion est donnée par

$$Q = h_3 - h_{2s} = c(T_3 - T_{2s}) = c_{pg}T_1(r - r^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}) \dots\dots\dots I.7$$

La quantité de chaleur par unité de masse fournie par la chambre de combustion est calculer par l'expression suivant :

$$Q_{(c-c)} = h_3 - h_2 \dots\dots\dots I.8$$

Donc la quantité de chaleur de combustion est :

$$Q_{c-c} = m_a \times (h_3 - h_2) \times \eta_{c-c} \dots\dots\dots II.9$$

$$Q_{c-c} = m_{GN} \times PCI \times \eta_{c-c} \times m \dots\dots\dots II.10$$

$$m_{GN} = \frac{Q_{c-c}}{PCI \times \eta_{c-c} \times m} \dots\dots\dots I.11$$

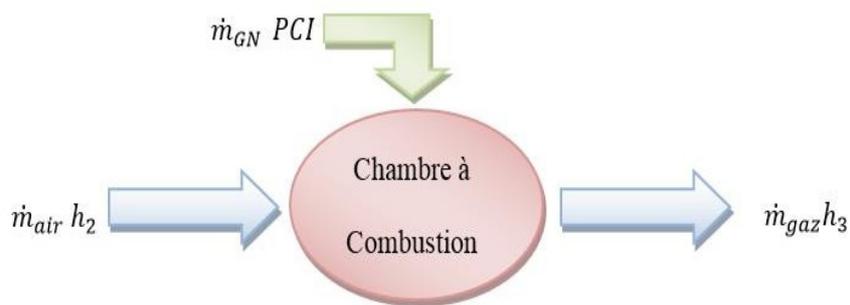


Figure 27 : Etude de combustion.

- Etude de la détente

La pression et la température absolue au début et en fin de la détente sont liées par la relation suivante :

$$\frac{T_3}{T_4} = \left(\frac{P_3}{P_4}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \dots\dots\dots I.12$$

Le travail fourni par la détente est écrit par la relation

$$W_t = h_3 - h_{4s} = c(T_3 - T_{4s}) = c_{pg}T_3(1 - \pi^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}) \dots\dots II.13$$

travail net est égal :

$$G_{net} = G_c + G_t = C_{pmoy} T_1 \left(\pi_c^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1\right) + C_{pg}T_3 \left(1 - \pi^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}\right) \dots\dots II.14$$

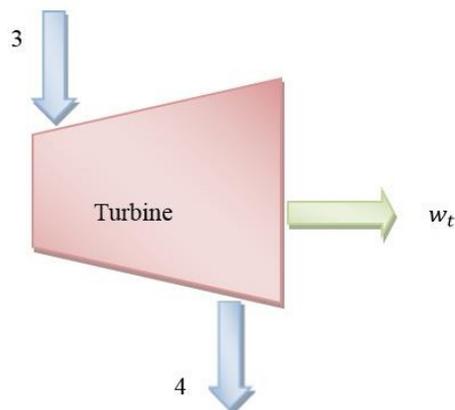


Figure 28: Etude de détente.

$$\eta_{th} = \frac{G_{net}}{Q} \dots\dots\dots I.15$$

$$\eta_{th} = \frac{\pi^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1}{\pi^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}} = 1 - \frac{\gamma}{\pi^{\gamma-1}} \dots\dots\dots I.16$$

II.10.3 Etude de cycle réel de TaG

En raison des irréversibilités du compresseur et de la turbine, ainsi que de la perte de pression dans la chambre de combustion et les conduits d'écoulement, le cycle réel d'une turbine à gaz élémentaire diffère du cycle idéal. Dans le cas du cycle réel de la turbine à gaz simple, le diagramme (h, s) représente le cycle thermodynamique du moteur fluide.

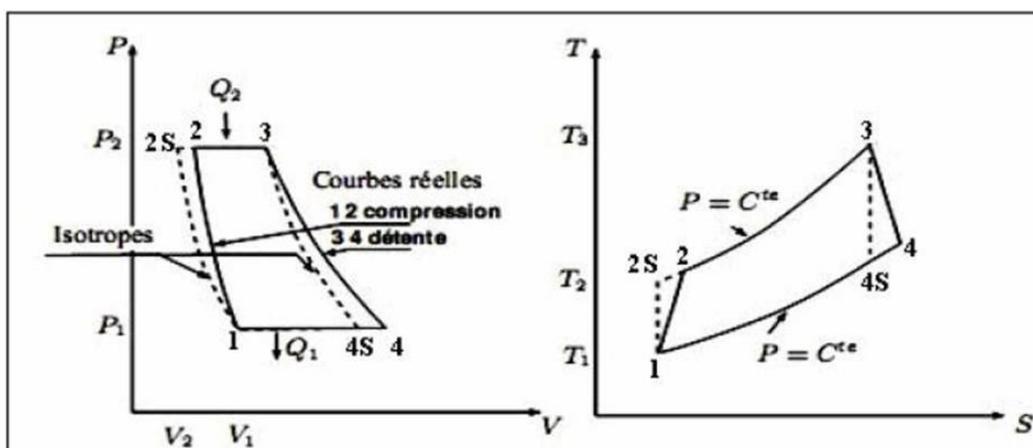


Figure 29 : Cycle réel de TaG [17].

II.10.4 Etude thermodynamique du cycle CYB

- Compression

$$Q = 0$$

Donc

$$w = \Delta u \dots\dots\dots \text{I.16}$$

$$W_c = h_2 - h_1 \dots\dots\dots \text{II.17}$$

$$W_c = (T_1 - T_2) \dots\dots\dots \text{II.18}$$

La température à la sortie du compresseur :

On

$$\eta_{is} = \frac{h_{2is} - h_1}{h_2 - h_1} \dots\dots\dots \text{I.19}$$

$$\eta_{is-c} = \frac{T_{is} - T_1}{T - T_1} \dots\dots\dots \text{I.20}$$

$$\eta_{is-c} = T_2 - T_1 = T_{2is} - T_1 \dots\dots\dots \text{I.21}$$

$$T_2 = T_1 \left[\left(\frac{T_{2is} - 1}{\gamma_{isc}} \right) + 1 \right] \dots\dots\dots \text{I.22}$$

$$\frac{T_{2is}}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = \pi_c^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \dots\dots\dots \text{I.23}$$

$$T_2 = T_1 \left[\left(\frac{\pi_c^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1}{\gamma_{isc}} \right) + 1 \right] \dots\dots\dots \text{I.24}$$

- Combustion

$$Q_{combustion} = h_3 - h_2 \dots\dots\dots \text{I.25}$$

$$Q_{combustion} = \dot{m} \times (T_3 - T_2) \dots\dots\dots \text{II.25}$$

$$\dot{m} = \dot{m}_a + \dot{m}_c \dots\dots\dots \text{II.26}$$

$$Q_{combustion} = (\dot{m}_a + \dot{m}_c) \times T_3 - C_p(\dot{m}_a \times T_2) \dots\dots \text{II.27}$$

$$\eta_{combustion} = \frac{Q_{combustion}}{\dot{m} \times PCI} \dots\dots\dots \text{I.28}$$

$$\eta_{combustible} = \frac{(\dot{m}_a + \dot{m}_c) C_p \times T_3 - \dot{m}_a \times C_p \times T_2}{\dot{m} \times PCI} \dots\dots \text{II.29}$$

- Détente

$$W_t = C(T_3 - T_4) \dots\dots\dots I.30$$

La température à la sortie de la turbine est :

$$\frac{T_4}{T_3} = \left(\frac{P}{P}\right)^{\frac{\gamma g - 1}{\gamma g}} \dots\dots\dots I.32$$

$$\eta_{is-t} = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4is}} = \frac{T_3 - T_4}{T_3 - T_{4is}} \dots\dots\dots I.33$$

$$T_4 = T_3 \left[1 - \eta_{is-t} \left(1 - \frac{T_{4is}}{T_3}\right)\right] \dots\dots\dots I.34$$

$$T_4 = T_3 \left[1 - \eta_{is-t} \left(1 - \pi^{\frac{\gamma g}{\gamma g - 1}}\right)\right] \dots\dots\dots I.35$$

II.11 Conclusion

Qu'il s'agisse d'un cycle thermodynamique idéal ou réel, cette analyse nous a donné une compréhension approfondie. Nous avons identifié plusieurs facteurs ayant un impact direct sur les performances.

Chapitre III : Cycle combiné

III.1 Introduction [18]

Le cycle combiné est une approche innovante dans le domaine de la production d'énergie qui combine deux technologies de conversion d'énergie, à savoir la turbine à gaz et la turbine à vapeur, au sein d'un système intégré. Cette approche permet d'exploiter au mieux les avantages de chaque technologie pour maximiser l'efficacité énergétique globale du processus de production d'électricité. Dans cette introduction, nous explorons les principes fondamentaux du cycle combiné, son fonctionnement de base, ainsi que ses applications courantes dans le secteur de la production d'énergie.

III.2 Définition[19]

Un cycle combiné de puissance combine deux ou plusieurs cycles thermodynamiques en utilisant différents fluides de cycle pour maximiser l'efficacité de la conversion de l'énergie en travail. En d'autres termes, depuis l'introduction de la turbine à gaz, le terme « cycle combiné » fait référence à un système qui comprend une turbine à gaz, un récupérateur de chaleur générateur de vapeur et une turbine à vapeur. En ajoutant des équipements supplémentaires nécessaires au cycle à vapeur, le concept de cycle combiné vise à maximiser le rendement et la puissance globales d'une centrale thermique. Sa rentabilité augmente avec le coût de l'énergie

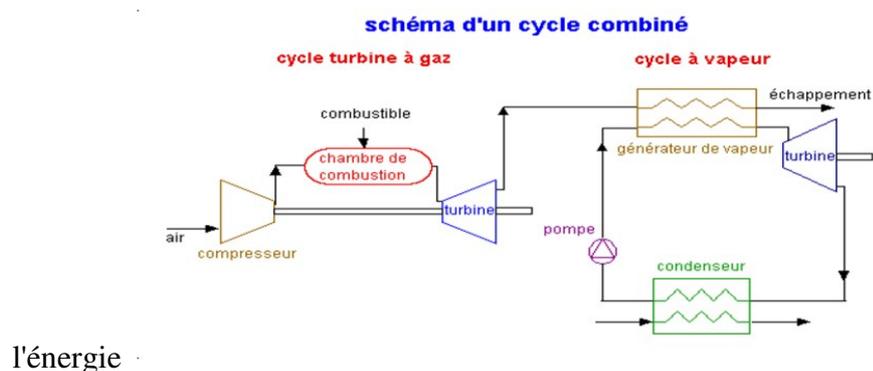


Figure 30: Schéma d'un cycle combiné[20].

III.3 Principe de fonctionnement [19]

- Les brûleurs injectent du gaz dans la chambre de combustion en même temps que l'air ambiant aspiré par le compresseur, et ce mélange s'enflamme.
- Dans la chambre de combustion, le volume des gaz de combustion augmente significativement, ce qui permet de faire tourner les pales de la turbine à gaz.

- Les gaz de combustion, à très haute température, sont dirigés vers une chaudière de récupération où ils sont convertis en vapeur d'eau circulant à travers des tubes.
- La turbine à gaz est actionnée par la pression des gaz brûlants.
- La turbine à vapeur est mise en mouvement par la détente progressive de la vapeur. Cette vapeur est ensuite renvoyée, soit directement à la source, soit vers une tour de refroidissement.
- Chaque turbine alimente un alternateur qui génère de l'électricité.

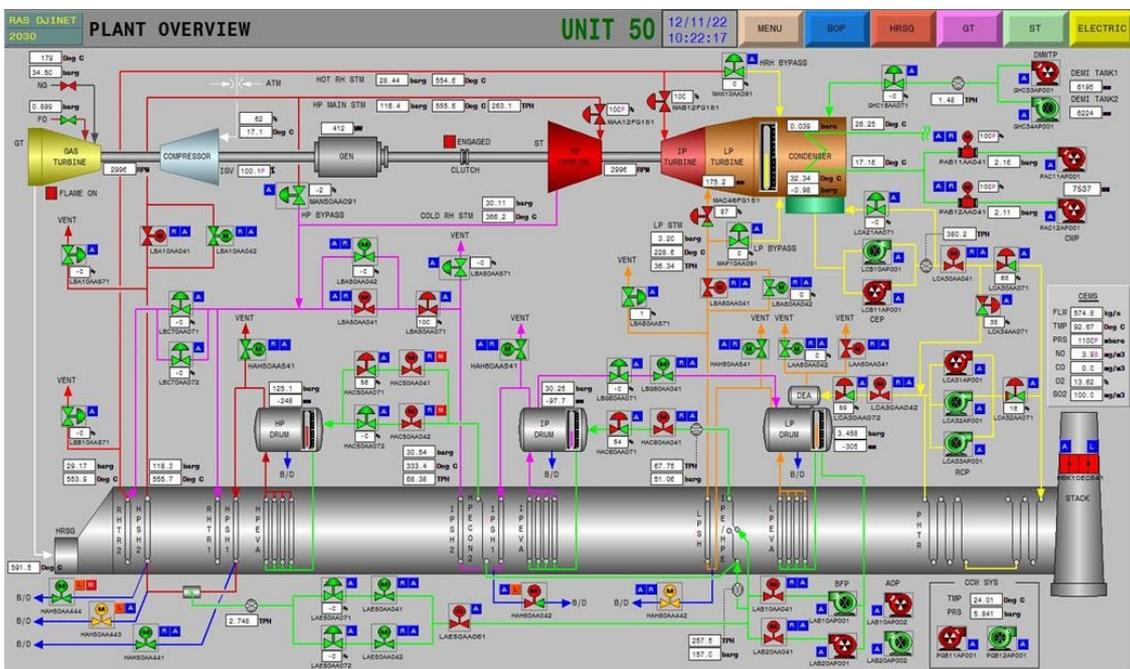


Figure 31 : schéma de fonctionnement[21] .

III.4 Principe d'une installation à cycle combiné [22]

Le fluide vapeur dans une installation à cycles combinés est chauffé par les gaz d'échappement de la turbine à gaz. La figure 27 représente le schéma de base de l'installation. Le HRSG permet l'échange thermique entre les gaz de la turbine à gaz et l'eau d'une IMV. Le cycle de base de l'IMV est un cycle de Hirn avec des soutirages, compte tenu des niveaux de température.

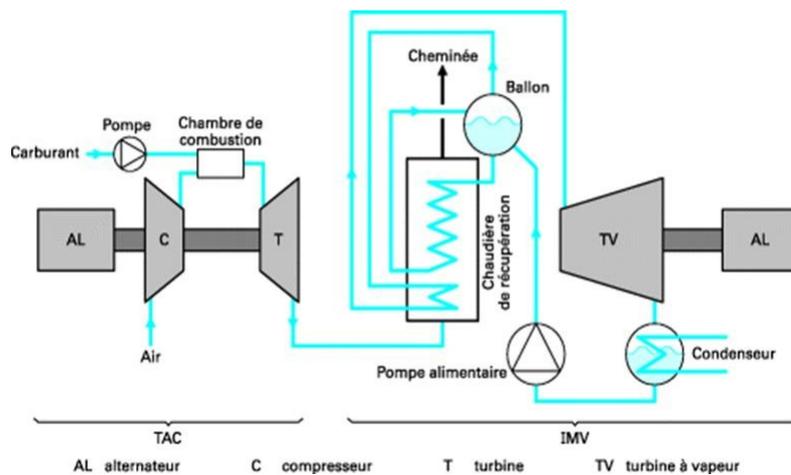


Figure 32 : Schéma d'une installation à cycles combinés gaz-vapeur [22].

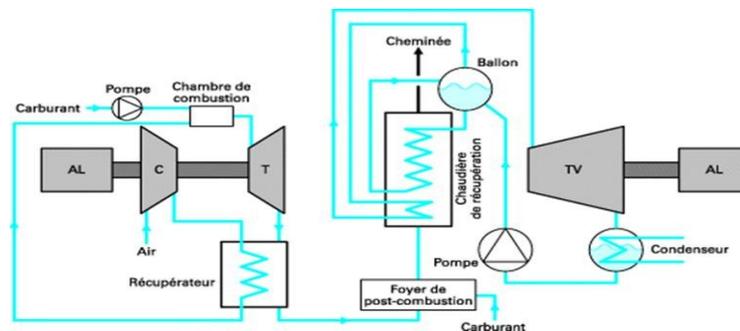


Figure 33 : Installation à cycle avec récupérateur de chaleur et postcombustion [22].

- Cycle combiné à un niveau de pression

Il combine un cycle de Joule avec un cycle de Hirn. La puissance cédée par le gaz doit être égale à la puissance récupérée par l'eau pour un échange sans pertes dans la chaudière de récupération.

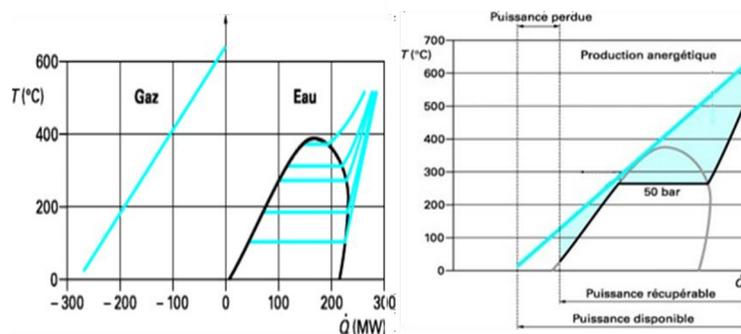


Figure 34 : Puissance récupérée dans un chaudière de récupération [22].

- Cycle à plusieurs niveaux de pression

La combinaison de plusieurs CYH à différentes pressions permet également de réduire les irréversibilités des échanges.

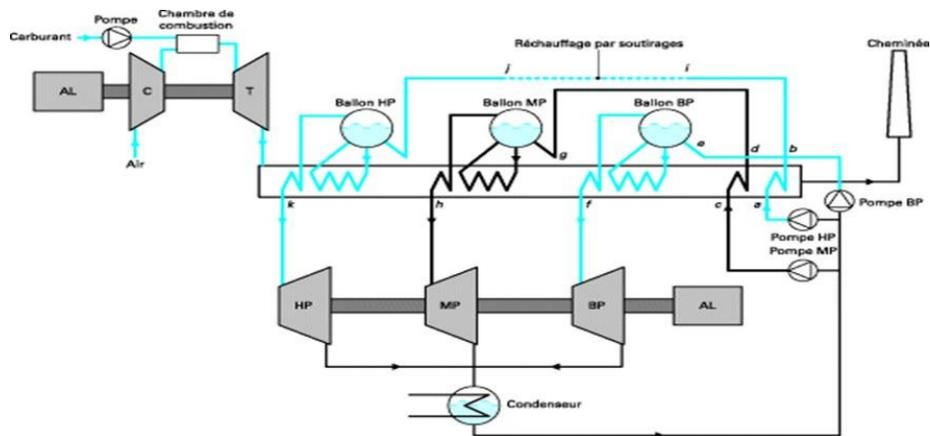


Figure 35 : Installation à CYC c à trois niveaux de pression alimentés en parallèle[22].

La figure montre une installation des trois cycles de Hirn en parallèle sont mis en œuvre pour récupérer la quasi-totalité de l'énergie contenue dans les gaz d'échappement de la turbine à gaz. La turbine à vapeur comporte trois corps : un corps BP, un corps MP et un corps HP.

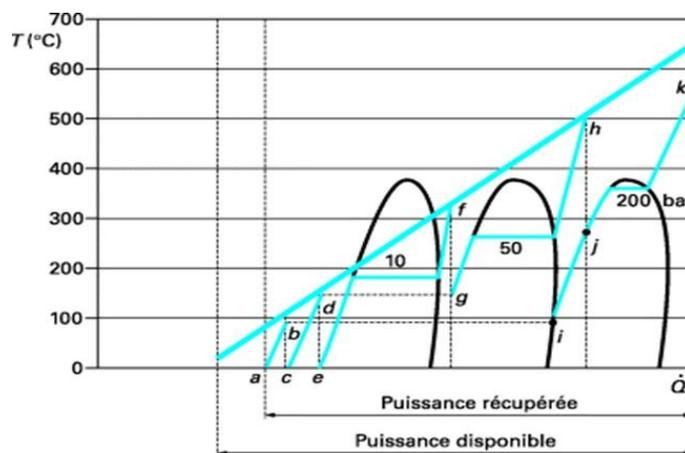


Figure 36 : Cycles combinés à trois cycles de Hirn en parallèle[22].

III.5 Les éléments de base de cycle combiné [23]

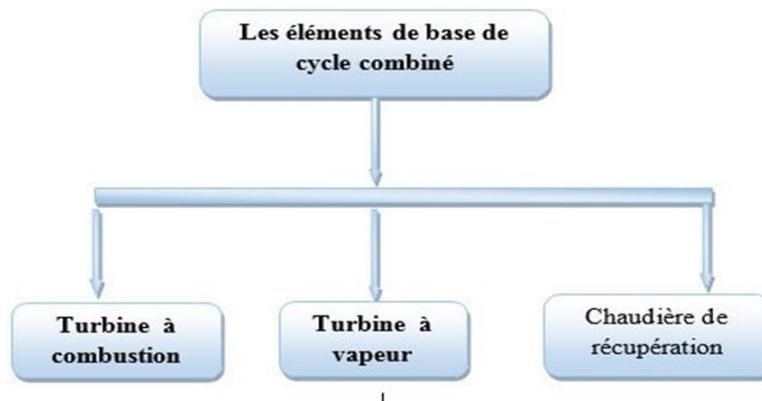


Figure 37 : Les éléments de base de cycle combiné [23] .

III.5.1 Chaudière de récupération [23]

Le générateur de vapeur à récupération (HRSG) est essentiel dans une centrale à cycle combiné, agissant comme interface entre la turbine à gaz et le cycle de l'eau et de la vapeur. Il refroidit les gaz d'échappement de la turbine à gaz jusqu'à la condensation, en utilisant cette chaleur pour produire de la vapeur haute pression. Cette vapeur fait tourner des turbines couplées à des alternateurs pour générer de l'électricité. L'HRSG se compose de trois échangeurs en série : l'économiseur augmente la température de l'eau d'alimentation, l'évaporateur vaporise l'eau liquide, et la surchauffeur élève la température de la vapeur. Ces échanges sont disposés perpendiculairement dans un carneau de fumée. La figure 33 ci-dessous illustre le schéma de fonctionnement et le diagramme enthalpie d'un HRSG.

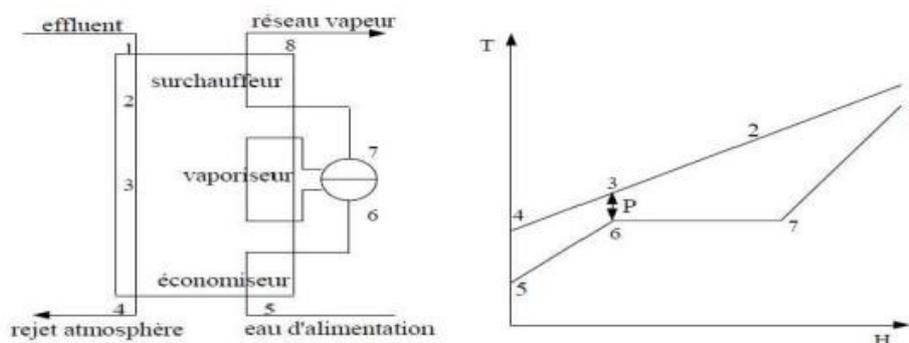


Figure 38 : Schéma de fonctionnement d'une HRSG

(a) : Générateur de vapeur récupérateur (b) : Diagramme Enthalpie [23].

Les cycles combinés bénéficient des technologies avancées dans les turbines à combustion, les turbines à vapeur et les chaudières de récupération. Ces progrès permettent de récupérer plus d'énergie des gaz d'échappement, d'optimiser l'emplacement des échangeurs de chaleur et d'améliorer la résistance des matériaux. La puissance des TAG dépend de la température ambiante, mais une postcombustion peut compenser la perte de puissance en utilisant l'excès d'air des gaz d'échappement comme comburant, bien que cela réduise légèrement le rendement. Les chaudières de récupération sont généralement conçues sans combustion, mais une postcombustion peut être ajoutée pour améliorer les performances du cycle eau-vapeur avec le temps[23].

III.5.3 Une chaudière horizontale

Une chaudière horizontale a un échangeur de chaleur disposé verticalement et favorise la circulation naturelle de la vapeur d'eau. Elle est légère, ce qui simplifie la maintenance. Cependant, elle peut présenter des variations de température dans différentes parties en raison de son orientation horizontale, créant des défis liés à la dilatation thermique lors de la conception et de l'exploitation.

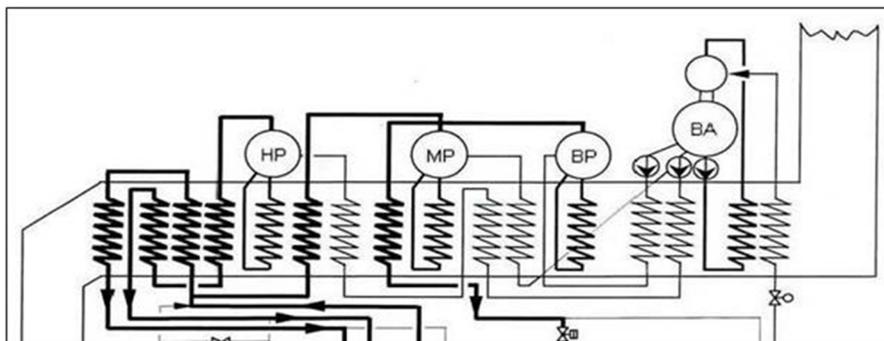


Figure 39 : Chaudière Horizontale[23].

III.5.4 Une chaudière verticale

Une chaudière verticale possède un échangeur de chaleur disposé horizontalement, favorisant la circulation naturelle ou forcée de la vapeur d'eau. Elle maintient généralement des températures homogènes dans différentes parties, ce qui est un avantage, avec une efficacité de transfert de chaleur accumulée. Elle occupe moins d'espace au sol, idéale pour des zones restreintes. Cependant, sa configuration verticale peut augmenter le poids structurel

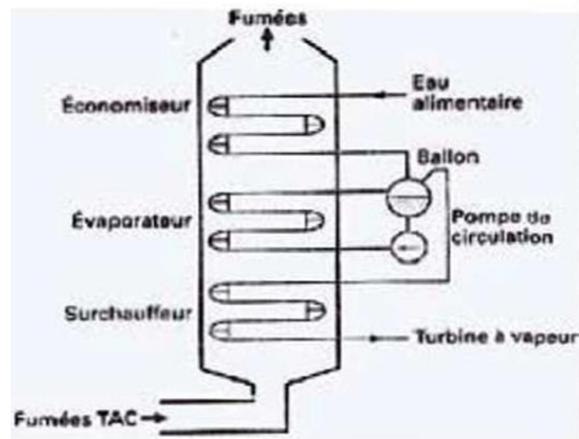


Figure 40 : chaudière verticale[23].

III.5.5 Les chaudières à circulation naturelle[24]

Dans une chaudière à circulation naturelle, la circulation du fluide se produit grâce à des différences de densité liées aux variations de température entre les phases liquide et vapeur. Cette chaudière comprend trois zones clés :

- L'économiseur : où l'eau est réchauffée en entraînant la vaporisation
- L'évaporateur : où l'eau est partiellement vaporisée et remonte vers le ballon en raison de la différence de densité
- Surchauffeur : où la vapeur est chauffée pour atteindre une température spécifique. La régulation de la température de sortie de la surchauffe peut être nécessaire pour maintenir la stabilité en cas de variations des conditions de la source de chaleur

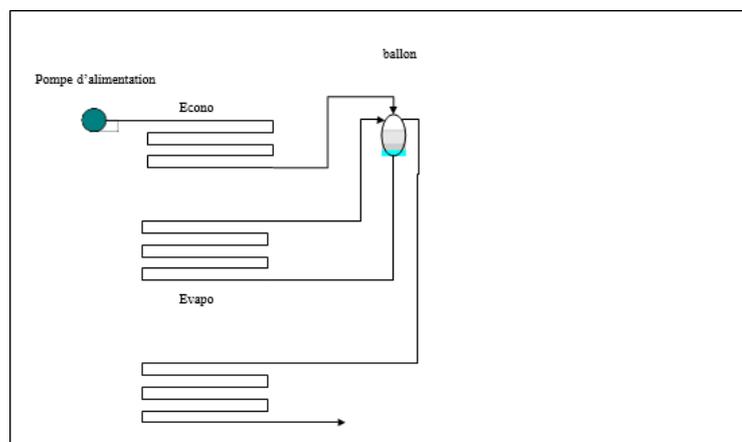


Figure 41 : Chaudière à circulation naturelle [24].

III.5.6 Les chaudières à circulation assistée

Lorsque la pression de la vapeur augmente, le flux naturel du mélange eau-vapeur à travers les tubes de l'évaporateur devient insuffisant. Afin de compenser les pertes de charge et maintenir un débit adéquat, une pompe de circulation est utilisée dans la boucle de vaporisation. Ce schéma est fréquemment utilisé pour des pressions allant de 100 à 180 bar.

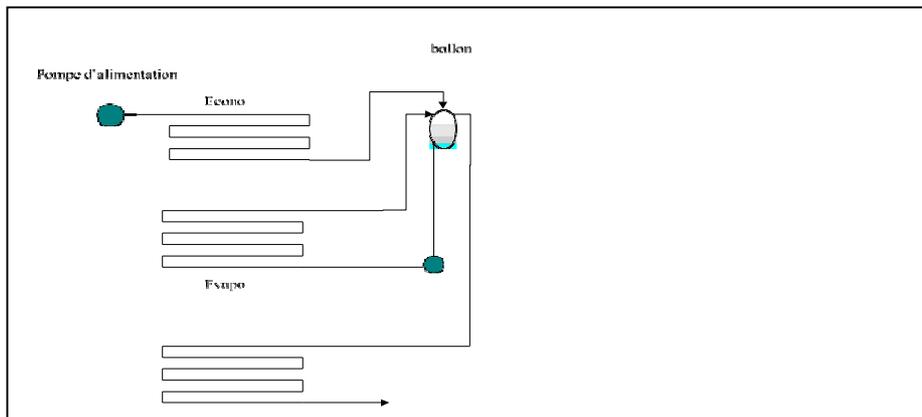


Figure 42 : chaudière a circulation assistée [24].

III.5.7 Les chaudières à circulation forcée [24]

La plupart des chaudières modernes peuvent être entièrement vaporisées (once-through boiler en anglais): Ils n'ont théoriquement plus de réservoirs pour la séparation de l'eau La vapeur d'eau se compose d'un grand nombre de tubes parallèles, et l'eau dans les tubes chauffage, évaporation et surchauffe en une seule fois. Dans les chaudières à circulation forcée, il n'est plus possible de faire la distinction entre les économiseurs et les économiseurs et le vaporisateur, s'il y a aussi un ballon de séparation, non seulement sa taille est énorme réduction, mais sinon son utilité est principalement limitée à Chaudière. Comme le montre la figure (38).

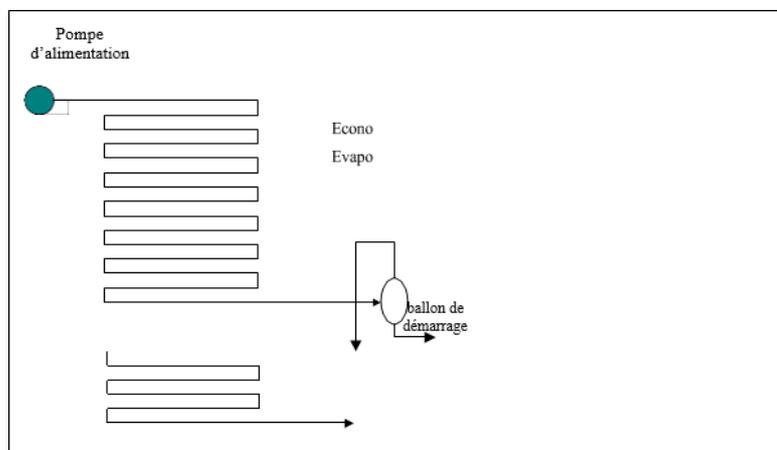


Figure 43 : chaudière a circulation forcée avec ballon de démarrage [24].

III.5.8 Les chaudières dans un cycle TGV [24]

- Réduire les pertes de chaleur
- Améliorer l'efficacité du transfert de chaleur
- Minimiser les pertes d'enthalpie des fumées
- Ajuster la température de sortie de la vapeur
- Permettre un démarrage rapide
- Limiter la perte de charge côté fumée pour éviter une contre-pression sur la turbine à gaz et préserver son rendement.

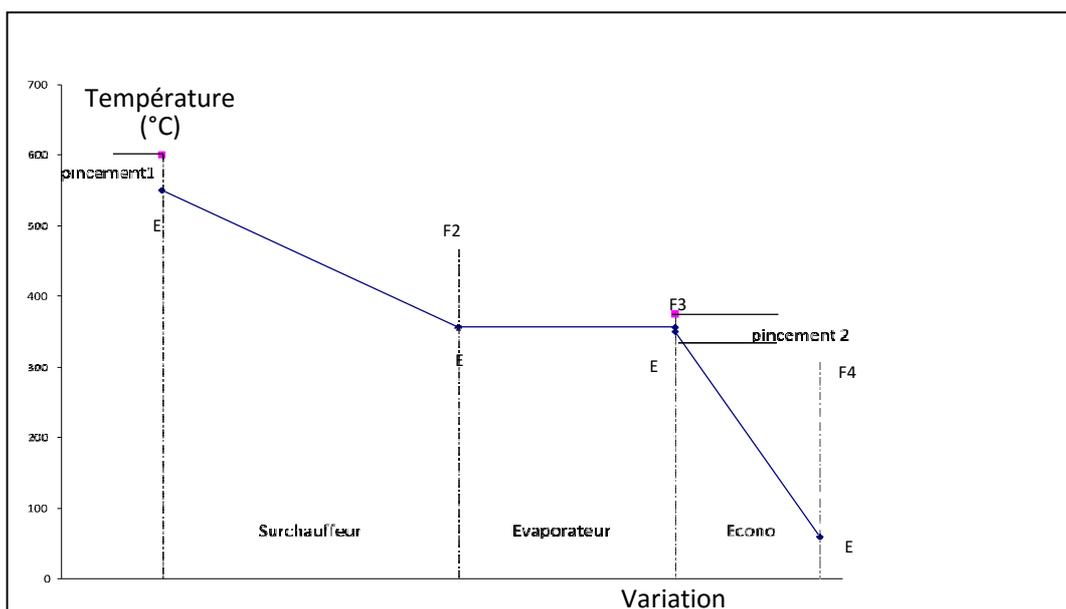


Figure 44 : évolution des températures dans une chaudière à contre-courant [24].

III.6 Type de chaudière de récupération selon le niveau de pression[26]

III.6.1 Chaudière à un niveau de pression

Une chaudière de récupération est un ensemble de trois échangeurs thermiques montés en série : un convertisseur, un évaporateur avec un ballon (tambour) et une surchauffeur. Les échanges sont effectués de manière perpendiculaire dans une cheminée de fumée. L'économiseur chauffe l'eau d'alimentation à la pression appropriée pour atteindre la température de vaporisation. L'eau est vaporisée par l'évaporateur, tandis que la vapeur est surchauffée à la température souhaitée par la surchauffeur.

- Une surchauffeur : Il élève la température de la vapeur saturée provenant du ballon.

- Un évaporateur : L'eau, initialement liquide sous-saturée et chauffée par l'économiseur, devient saturée en vapeur. Dans le ballon, le mélange eau-vapeur est séparé, et la partie liquide retourne naturellement à l'évaporateur, aidée par une pompe de circulation si nécessaire, pour être vaporisée.
- Un économiseur : Il chauffe l'eau en provenance d'une bache ou d'un circuit d'extraction à une température proche du point de saturation, tout en la maintenant à l'état liquide.

Le cycle à un niveau de pression est le plus simple des cycles eau-vapeur utilisé dans les chaudières de récupération des centrales à cycle combiné. Cependant, il entraîne le rejet de fumées à haute température, généralement entre 150 et 180 degrés Celsius, dans l'atmosphère.

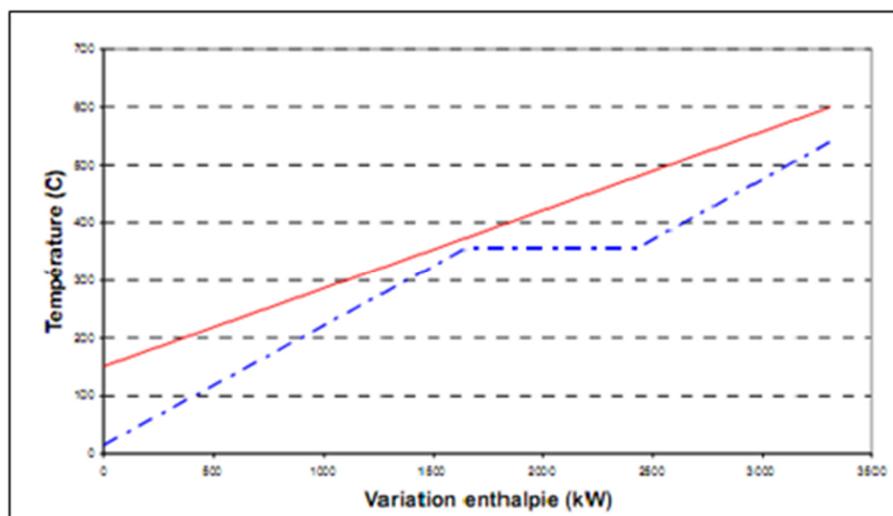


Figure 45 : Profil de température dans une chaudière de récupération à un niveau de pression [24].

III.6.2 Chaudière à deux niveaux de pression

Les systèmes à deux niveaux de pression combinent deux séries d'échangeurs. Le niveau de pression HB récupère la chaleur à haute température, tandis que le niveau BP récupère la chaleur à basse température. Par rapport aux systèmes à pression uniques, ces configurations réduisent la température des fumées rejetées d'environ 50 degrés Celsius. Il existe deux types de ces systèmes sur le marché.

- Arrangement en cascade ou série

Le ballon BP repose sur deux niveaux de pression, ce qui égalise les températures d'entrée dans l'économiseur HP et dans le ballon BP. Cependant, cet arrangement est moins

courant en raison des risques de corrosion du circuit HP causés par des concentrations élevées en sels dans le ballon BP. En revanche,

- Arrangement en parallèle

Divise l'économiseur HP en deux parties, une placée en parallèle de l'économiseur BP. Cela évite la propagation des problèmes de corrosion vers l'économiseur HP lié au circuit BP.

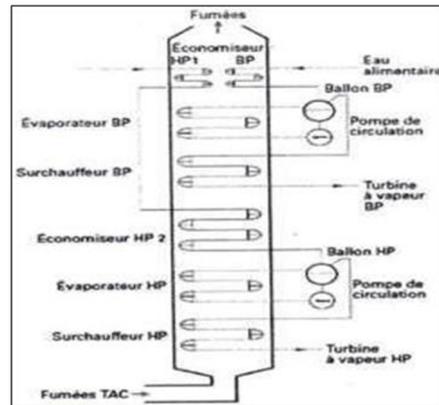


Figure 46 : Chaudière à deux niveaux de pression en cascade[27] .

III.6.3 Chaudière à un plusieurs niveaux de pression

Afin d'optimiser l'utilisation de l'énergie disponible dans les gaz d'échappement, on utilise des chaudières à deux (voire trois) niveaux de pression. Cette approche permet de rapprocher les courbes de température des deux fluides, c'est-à-dire les fumées et l'eau/vapeur. En ajoutant un deuxième niveau de pression, on parvient à réduire la température des fumées à la sortie. Cependant, il est important de ne pas trop baisser la température à la cheminée pour éviter tout risque de condensation acide, qui pourrait causer une détérioration par corrosion dans la cheminée.

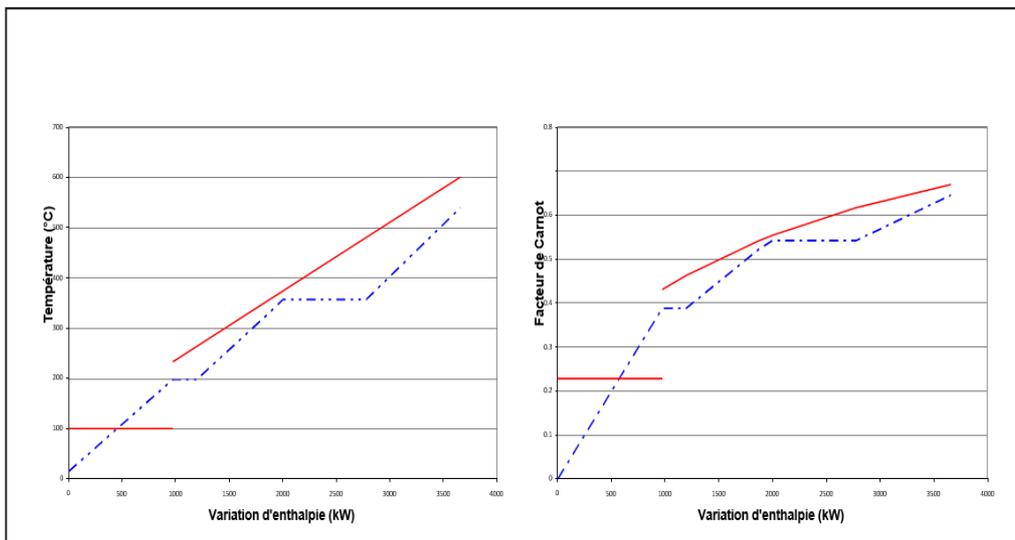


Figure 47 : Profil de température dans une chaudière de récupération à deux niveaux de pression [24].

Le rendement d'un cycle combiné augmente avec la complexité du cycle eau-vapeur. Par exemple, passer d'un cycle à deux niveaux de pression à un cycle à trois niveaux de pression avec resurchauffe permet d'obtenir une augmentation du rendement et de la puissance, comme indiqué dans le tableau. Cependant, cet avantage en termes de rendement et de puissance est accompagné d'un investissement plus élevé.

Le choix du cycle à adopter doit donc être basé sur une évaluation technico-économique prenant en compte ces paramètres, ainsi que le coût du combustible, le prix de vente de l'électricité, la durée de fonctionnement annuel de la centrale, et d'autres facteurs pertinents. Cette analyse permet de trouver le juste équilibre entre les performances du cycle et les coûts associés, afin d'optimiser la rentabilité globale du projet.

Tableau 1 : Performance du cycle combiné pour les différents niveaux de pression .

Type de chaudière de récupération	Entrée de turbine à vapeur		Puissance brute [MW]	Rendement [%]
	Pression [bar]	Temp [°C]		
Cycle à un niveau de pression	65	540	329,9	51,9
Cycle à deux niveaux de pression	100/4,6	540 /190	340	53,4

Cycle à deux niveaux de pression avec resurchauffe	110 28/4,6	540 540/265	343,8	54
Cycle à trois niveaux de pression avec resurchauffe	110 28/4,6	540 540/265	347,2	54,5

III.7 Diagramme T-Q d'une chaudière de récupération[26]

La caractérisation de l'échange thermique dans la chaudière repose sur deux paramètres essentiels : la température d'approche, définie comme la différence entre la température de sortie de l'économiseur et la température de saturation dans le ballon, ainsi que la température du pincement, qui représente l'écart de température entre la sortie des fumées à l'évaporateur et la température de saturation dans la boucle élaboratrice.

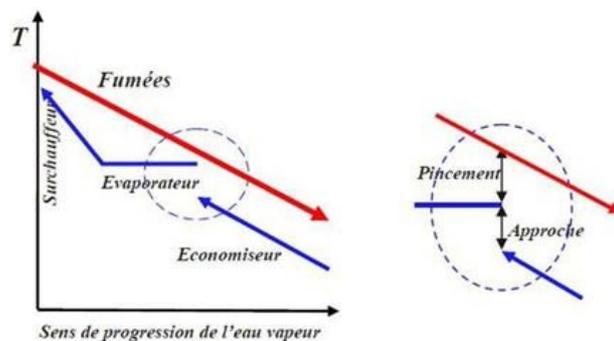


Figure 48 : Représentation du pincement et de l'approche [26].

Afin d'illustrer et aussi comme une aide dans les calculs, il est courant d'utiliser le diagramme T-Q. Il présente des profils pour le processus de transfert de chaleur entre le gaz d'échappement et de l'eau / vapeur. Un exemple de diagramme T-Q est donné sur figure ci-dessous

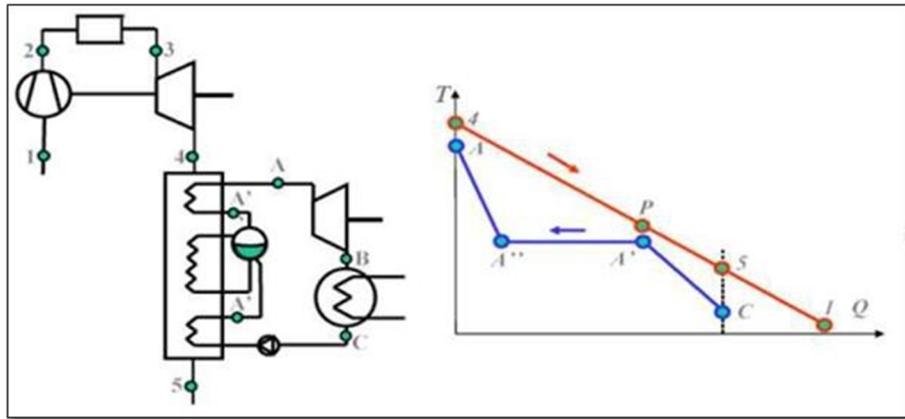


Figure 49 : Diagramme T-Q d'une chaudière de récupération [26].

La pente des lignes dans le diagramme T-Q se calcule par l'expression

$$\frac{\Delta Q}{\Delta T} = \dot{m} \times C_P \dots\dots\dots \text{III.1}$$

Le bilan thermique d'un élément dans l'un des flux dans un schéma T-Q peut être écrit comme

$$\Delta Q = \dot{m} \times C_P \times \Delta T \dots\dots\dots \text{I.2}$$

Considérons une chaudière de récupération où l'eau et les fumées circulent à contre-courant. La connaissance des enthalpies des fumées aux points 4 et 5 permet de déterminer l'énergie disponible tandis que les enthalpies de l'eau aux points A et C permettent de déterminer le débit de vapeur pouvant être généré dans cette chaudière. Cela se fait par les deux relations suivantes :

$$\dot{m}_f \times C(T_4 - T_5) = \dot{m}_v(h_A - h_C) \dots\dots\dots \text{I.3}$$

$$\frac{\dot{m}_f}{\dot{m}_v} = \frac{(h_A - h_C)}{C(T_4 - T_5)} \dots\dots\dots \text{I.4}$$

○ **Analyse énergétique du cycle combiné (gaz-vapeur) [8]**

Le travail effectué par le compresseur et la Turbine à gaz s'écrit :

$$W_C = (h_2 - h_1)_G = (h_3 - h_4) \dots\dots\dots \text{I.5}$$

Le travail effectué par la TAV est

$$W_{TV} = (h_7 - h_6) \dots\dots\dots \text{III.6}$$

La chaleur du générateur de vapeur est

$$Q_{GV} = (h_5 - h_8) \dots\dots\dots I.7$$

Le travail absorbé par la pompe est

$$W_P = (h_6 - h_5) \dots\dots\dots III.8$$

Le travail total est :

$$W_{CYC} = W_{TG} + W_C + W_{TV} - W_P \dots\dots\dots I.9$$

À l'entrée de la chambre de combustion :

$$Q_{CC} = f \times PCI \dots\dots\dots I.10$$

Le rendement thermique d'une chaudière de récupération se calcule par la formule :

$$\eta_{HRSG} = \frac{T_5 - T_1}{T_4 - T_1} \dots\dots\dots I.11$$

Le rendement du cycle combiné peut être exprimé par la formule suivante :

$$\eta_{combine} = \eta_{TG} + (1 - \eta_{TG})_{RSG} \times \eta_{TAV} \dots\dots\dots I.12$$

- $\eta_{Combine}$: Rendement du cycle combine
- η_{TG} : Rendement de la turbine a gaz
- η_{TAV} : Rendement de la turbine a vapeur

III.8 Diagramme entropique d'un cycle combiné

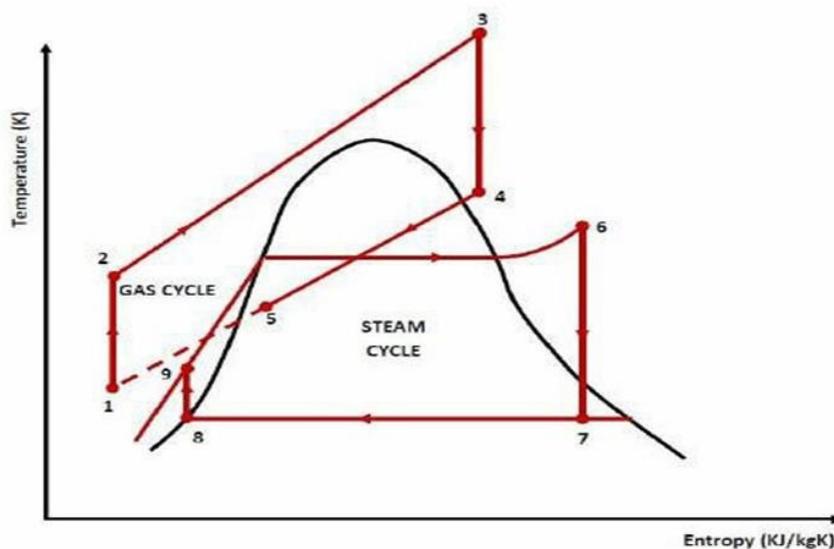


Figure 50 : Diagramme (T-S) d'un cycle combiné.

Le cycle thermodynamique est formé par les deux cycles de centrales électriques du cycle combiné de base. Le premier cycle, également connu sous le nom de cycle Joule ou Brayton, utilise une turbine à gaz. Le cycle Rankine est un autre cycle qui utilise une turbine à vapeur. La phase de remplissage du cycle de turbine à gaz (1-2-3-4-1) est celle où la chaleur et le travail sont transférés dans une zone à haute température.

Le cycle de fond est le cycle de vapeur de Rankine (5-6-7-8-9-5) qui se produit à basse température. Dans ce cycle, une chaudière de récupération de chaleur utilisée dans le cycle de fond transfère l'énergie thermique des gaz d'échappement à haute température à l'eau et à la vapeur. Les gaz d'échappement libèrent de la chaleur dans la turbine à gaz pendant le processus de pression constante de 4 à 1. Lors du processus, l'eau d'alimentation, la vapeur humide et la vapeur surchauffée absorbent une partie de cette chaleur

III.10 Les avantages et Inconvénients du cycle combiné[28]

III.10.1 Avantages

Au cours de la dernière décennie, les centrales à cycle combinés ont gagné en popularité en raison de leur efficacité démontrée dans la production d'énergie. Cette tendance s'explique par plusieurs facteurs tels que la disponibilité de gaz et de mazout, des coûts d'investissement raisonnables, et des délais de construction plus tribunaux par rapport aux centrales utilisant le CYR.

Les avantages de la technologie du cycle combiné sont liés à son rendement accumulé, grâce à des avancées récentes dans le domaine du refroidissement et de l'aérodynamique. La fiabilité des TàG a également considérablement augmenté depuis les années 1970, avec une disponibilité supérieure à 90% et des améliorations matérielles et de conception. La flexibilité de ces centrales est un autre atout, permettant un démarrage rapide et une utilisation efficace des ressources, en particulier grâce à la rapidité de préchauffage des TàG.

En résumé, les centrales à cycle combinés offrent une combinaison d'efficacité, de fiabilité et de flexibilité qui les rend de plus en plus attractives pour la production d'électricité, contribuant ainsi à répondre à la demande croissante en énergie.

III.10.2 Inconvénients

- Coût plus élevé.
 - Démarrage plus long.
- Trop de bruit

Chapitre IV : Résultats et discussion

IV.1 Définition de logiciel DWSIM

DWSIM est un acronyme pour "Dynamic Water Simulation", ce qui signifie "Simulation Dynamique de l'Eau". C'est un programme destiné aux étudiants en génie chimique et aux chimistes professionnels, leur permettant de réaliser des simulations et de mieux comprendre un phénomène. Son principal avantage est qu'il leur permet de mener des expériences et d'analyser des données à l'aide de modèles et d'opérations avancés sans aucun coût [29].

- Dates de sortie initiale: July 9, 2008; il y a 14 ans
- Disponible en: English, Portugais brésilien
- Licences: GNU General Public License/Licence publique générale limitée GNU (Windows/Linux/macOS), Freemium (Android/iOS)
- Site Web: DWSIM
- Systèmes d'exploitation: Microsoft Windows, Linux, macOS, Android, iOS

IV.2 Modèles thermodynamiques de DWSIM

Les modèles thermodynamiques ont une utilisation fréquente dans la détermination des caractéristiques thermodynamiques et volumétriques, ainsi que dans l'évaluation de l'état des substances et des mélanges Parmi les modèles thermodynamiques existants, on cite

- Modèles basés sur les équations d'état.
- Modèles d'activité.
- Modèles hétérogènes

Leur supériorité par rapport à d'autres modèles réside dans leur utilisation des coefficients d'interaction binaire. En règle générale, les équations d'état permettent de déterminer toutes les caractéristiques des produits en fonction de la température et des fractions

molaires. Ils trouvent fréquemment une application précieuse dans le calcul des systèmes hydrocarbonés et des systèmes présentant des comportements quasi-idoines.

- **Equation de REDLICH-K WONG (RK)**

Considérer comme la plus simple des équations d'état, elle est très utilisée pour prédire d'état de la phase vapeur.

$$P = \frac{RT}{v-b} - \frac{a}{\sqrt{T}v(v+b)} \dots\dots\dots IV.1$$

- **Equation de SOAVE-REDLICH-KWONG (SRK)**

Cette équation modifiée celle de REDLICH-KWONG, par l'introduction d'une fonction (T) qui dépend du facteur acentrique.

L'équation de SOAVE est de la même forme générale que l'équation (211)

$$P = \frac{RT}{v-b} - \frac{a(T)}{V(V+b)} \dots\dots\dots IV.2$$

SOAVE a introduit les relations suivantes pour exprimer la fonction (T)

$$(T) = a_c(T_R) \dots\dots\dots V.3$$

Avec

$$(T_R) = (1 + (1 - \sqrt{T_R}))^2 \dots\dots\dots IV.4$$

Le coefficient m est calculé en fonction du facteur acentrique :

$$m = 0,480 + 0,176\omega^2 \dots\dots\dots IV.5$$

- **Equation de PENG-ROBINSON**

L'équation de PENG-ROBINSON diffère de l'équation de SOAVE par l'expression du terme d'attraction. Elle a été introduite en vue d'améliorer les résultats obtenus par l'équation de SAOVE, notamment en ce qui concerne le calcul des densités en phase liquide, sans modifier le nombre de paramètres

$$P = \frac{RT}{v-b} - \frac{a}{V^2+2Vb+b^2} \dots\dots\dots IV.6$$

- P : Pression du système
- T : Température

- V: Volume molaire du gaz

Pour un corps pur, les paramètres sont calculés à partir des coordonnées du point critique (mesurables expérimentalement) selon :

$$a = 0,45724 \frac{R^2 T_c^2}{P_c} \alpha \dots\dots\dots V.7$$

$$b = \frac{0,077796 R T_c}{P_c} \dots\dots\dots IV.8$$

Avec

$$\alpha = (1 + (1 - T^{0.5}))^2 \dots\dots\dots V.9$$

La fonction reliant le paramètre au facteur acentrique est

$$m = 0,37464 + 1,54226\omega - 0,269992\omega^2 \dots\dots\dots IV.10$$

IV.3 Interface

Sur l'écran d'accueil, les utilisateurs peuvent accéder rapidement aux simulations qu'ils ont créées en générant de nouveaux cas de composés et en effectuant des régressions de données. Ils peuvent également ouvrir le dossier contenant les échantillons.

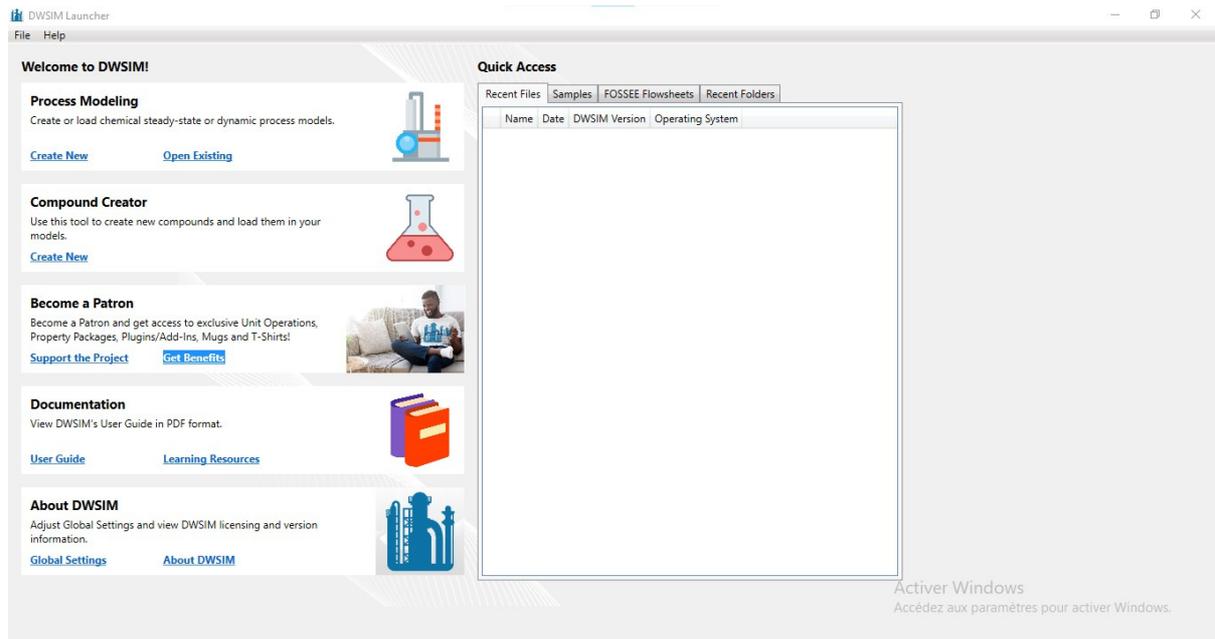


Figure 51 : Interface de logicielle DWSIM.

IV.4 Outils

L'interface de configuration de la simulation consiste en une fenêtre à onglets :

IV.4.1 L'onglet « Compounds »

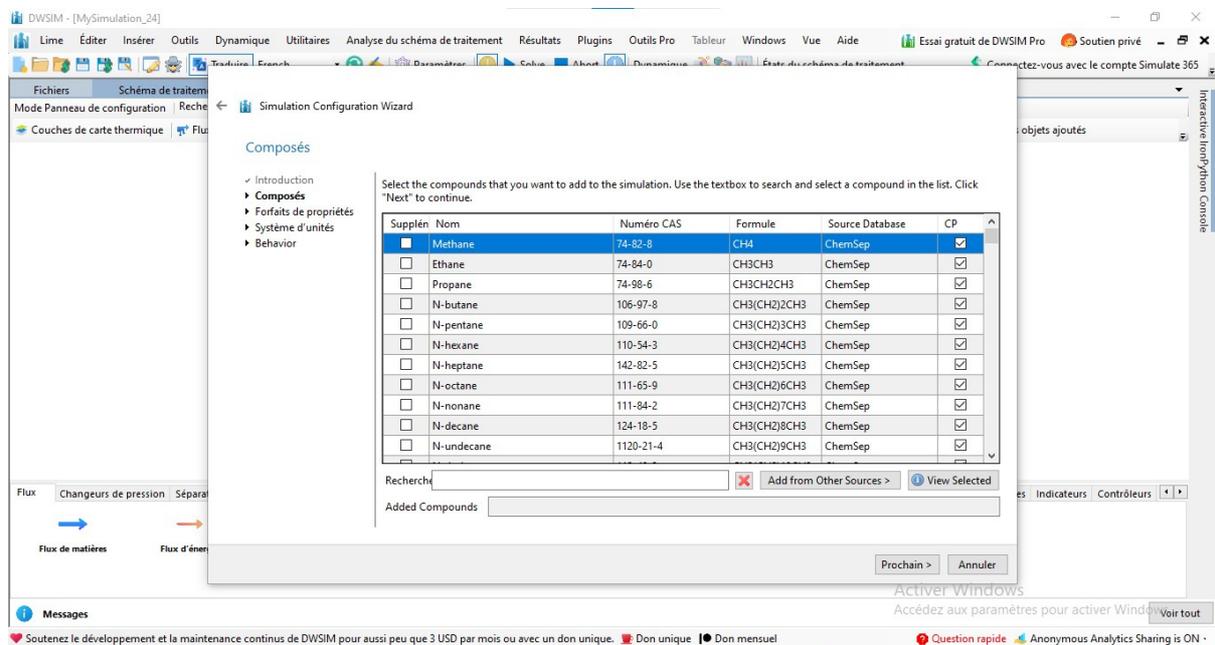


Figure 52 : L'onglet « Compounds »

IV.4.2 Propriétés Packages

Il est composé d'un modèle thermodynamique, une équation d'état ou d'un modèle hybride et des méthodes de calcul des propriétés.

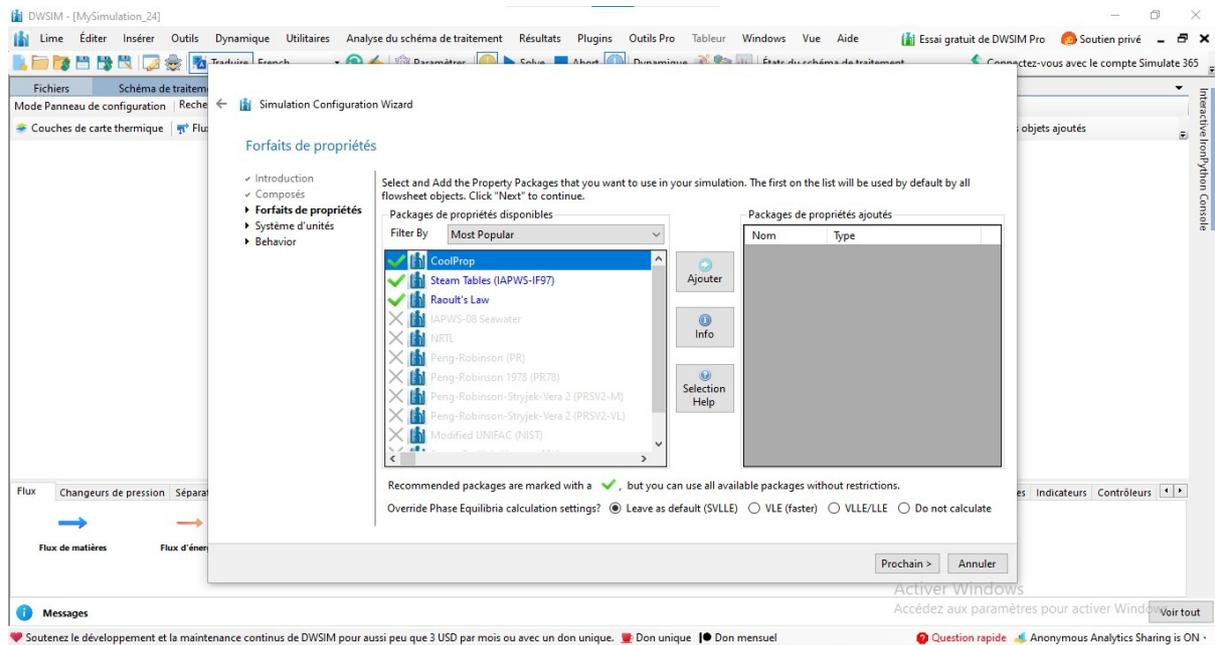


Figure 53 : Propriétés Packages.

IV.4.3 Système unité

Dans le logiciel (DWSIM) on distingue trois systèmes d'unités de base qui sont : SI, CGS et English système.

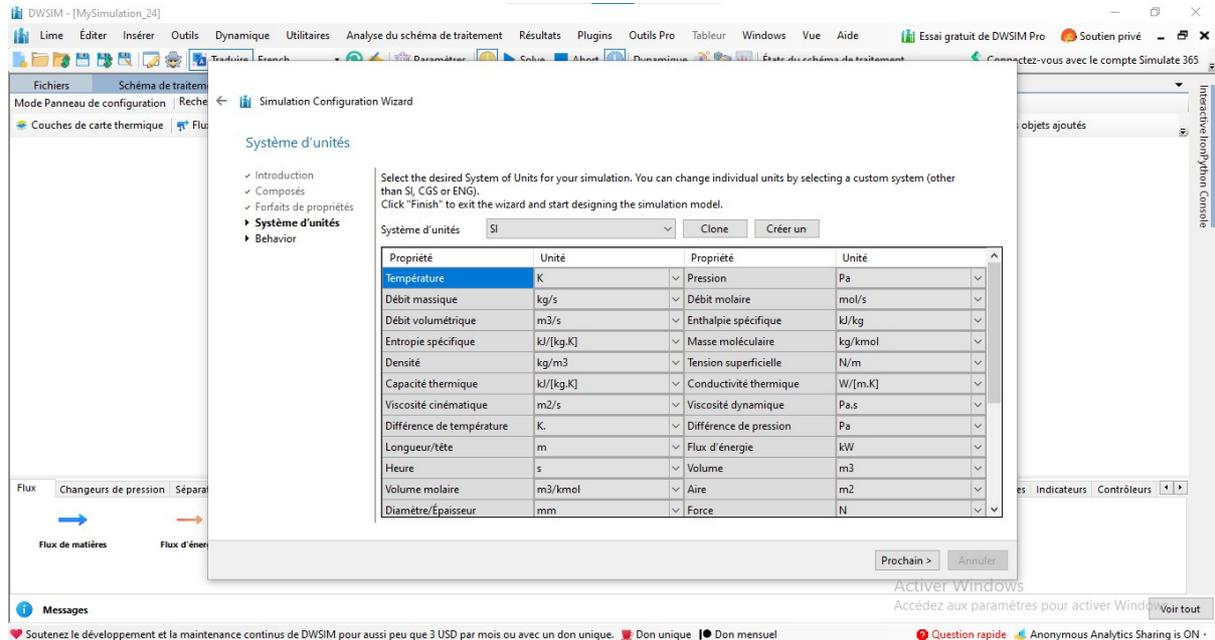


Figure 54 : Système unité.

IV.4.4 Behavior

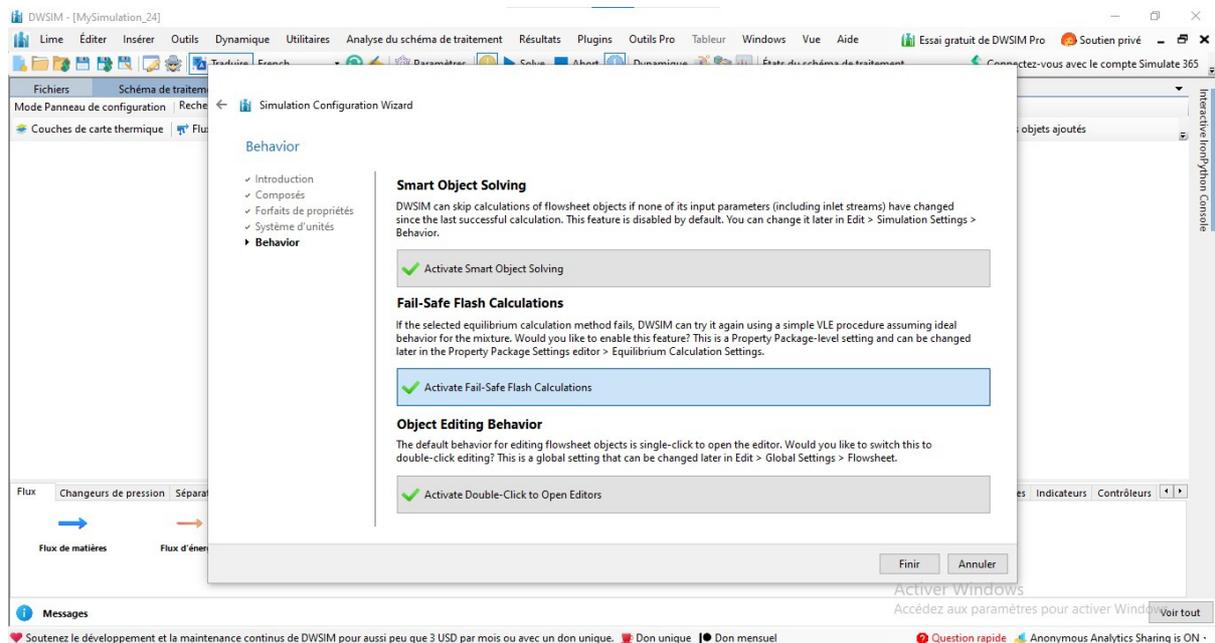


Figure 55 : Behavior

IV.5 Différence entre HYSYS et DWSIM

Le logiciel HYSYS est une application utilisée dans le domaine du génie chimique pour modéliser et simuler divers processus

1. Évaluer les caractéristiques physiques d'un système et anticiper son comportement.
2. Examiner les facteurs qui ont un impact sur l'efficacité des opérations individuelles.
3. Modéliser divers équipements, tels que des pompes, des compresseurs, des réservoirs, des colonnes et des réacteurs.
4. Évaluer les coûts associés aux procédés [30].

IV.6 Simulation de la turbine à vapeur

IV.6.1 Simulation turbine à vapeur simple

Tableau 2 : Les paramètres de la turbine à vapeur[32]

Les éléments	Température	Pression	Efficacité
Pompe	$T_1=297.16 \text{ k}$	$P_1= 50 \text{ kPa}$	$\eta =75\%$
Chaudière	$T_2=297.64 \text{ k}$	$P_2=1.17 \times 10^4 \text{ kPa}$	$\eta=75\%$
Turbine	$T_3=828.85 \text{ k}$	$P_3=1.16 \times 10^4 \text{ kPa}$	$\eta=85\%$
Condenseur	$T_4=354.46 \text{ k}$	$P_4=50 \text{ kPa}$	$\eta= 100\%$

IV.6.2 Ajouter des composants

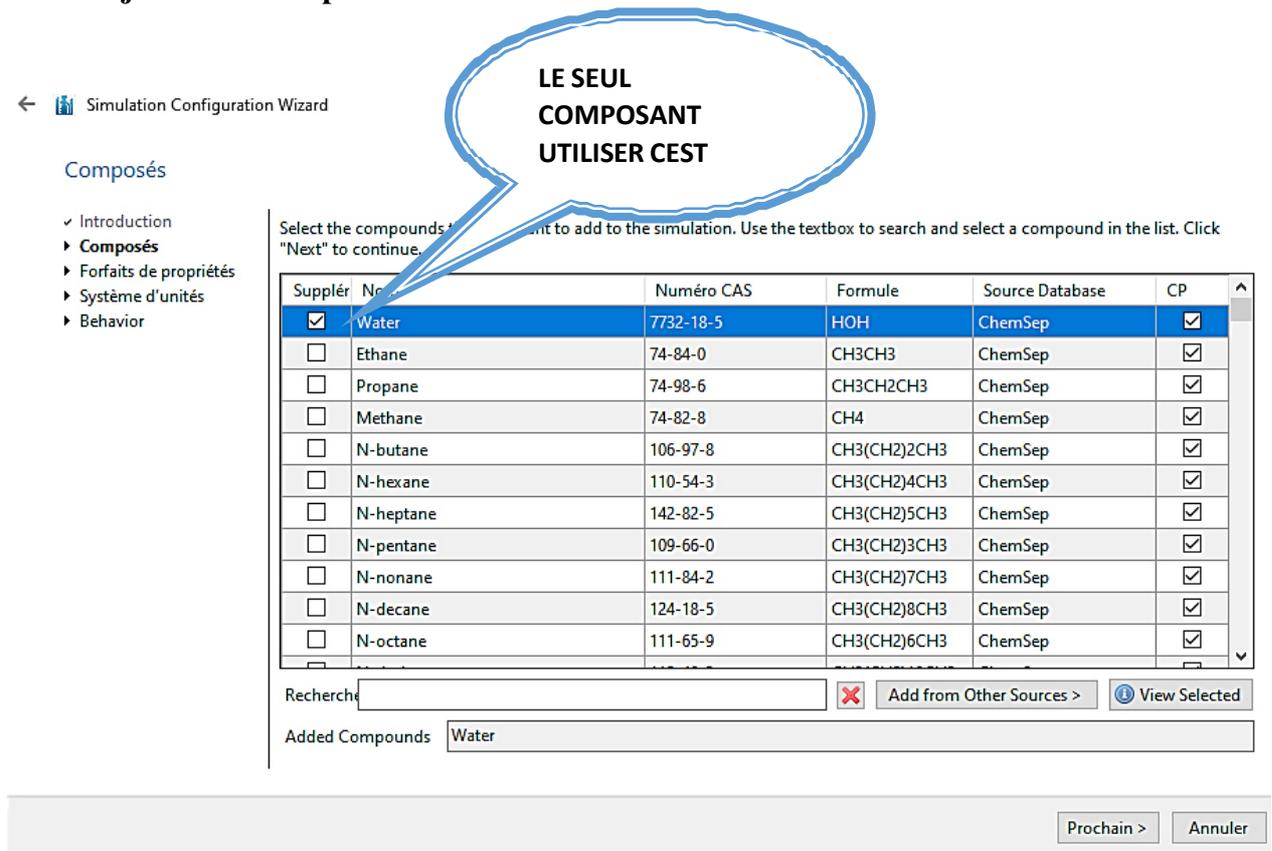


Figure 56 : Ajouter des composants

IV.6.3 Sélectionner le fluide package (modèle thermodynamique)

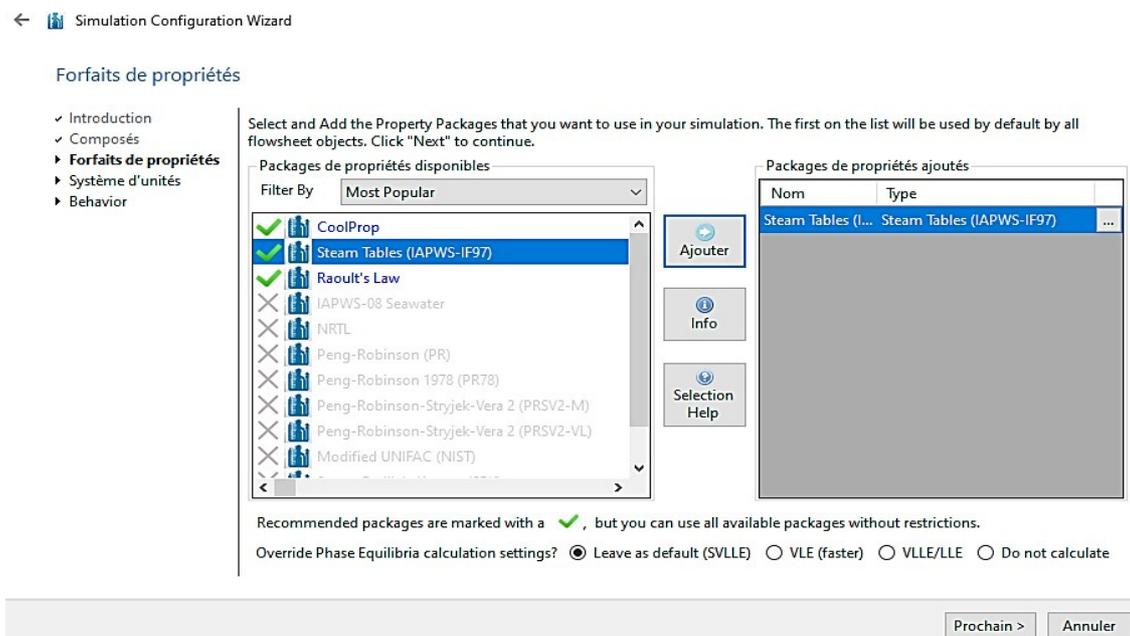


Figure 57 : Sélectionner le fluide package (modèle thermodynamique)

IV.7 Simulation des différents composants de la turbine à vapeur

IV.7.1 Pompe

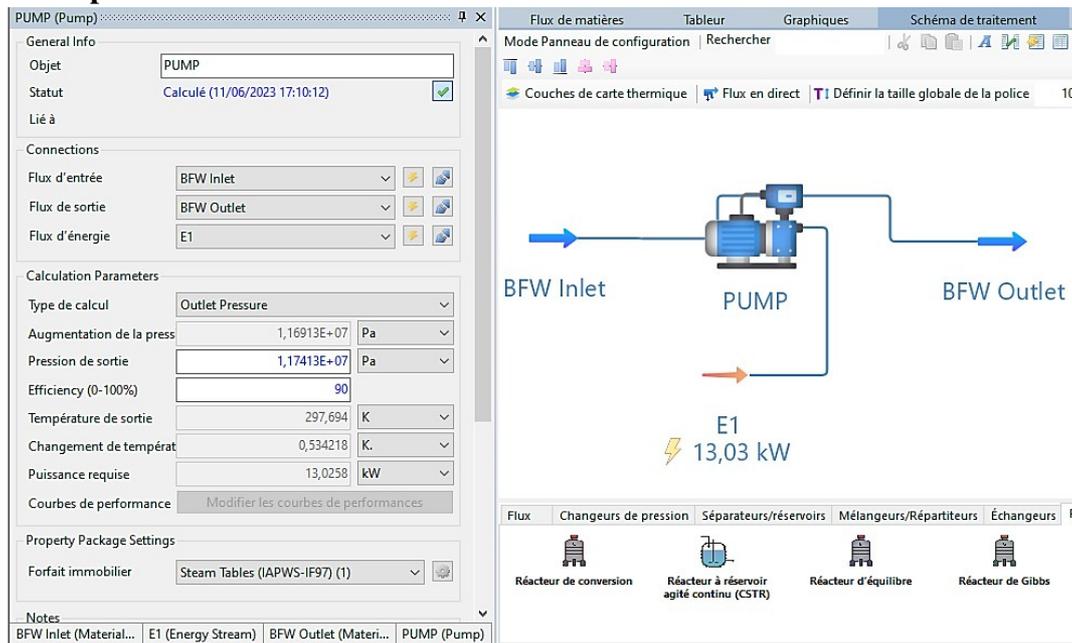


Figure 58 : Pompe.

IV.7.2 Chaudière

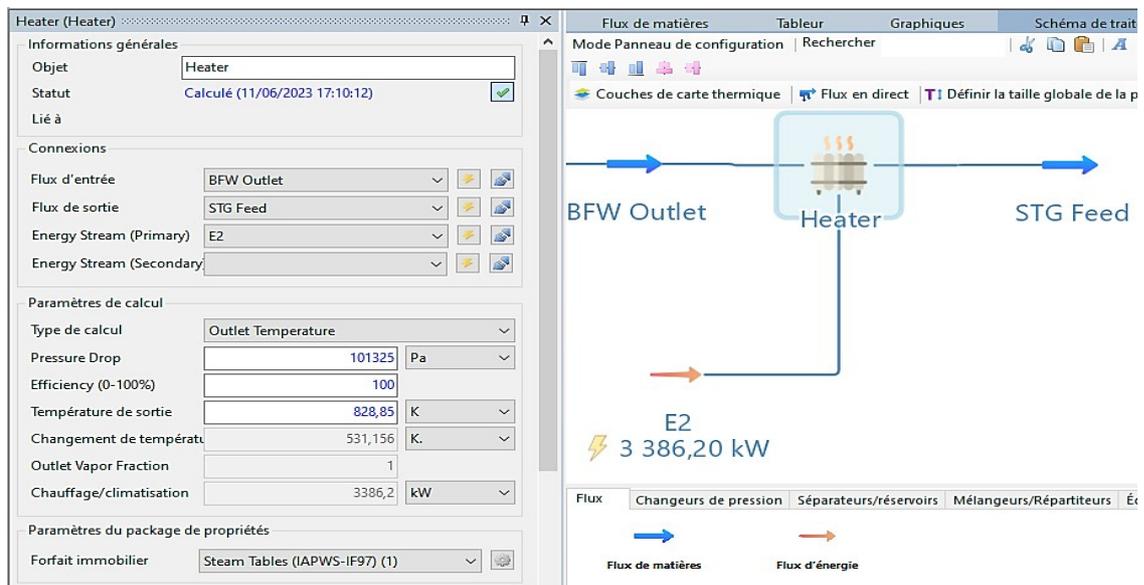


Figure 59 : Chaudière.

IV.7.3 Turbine

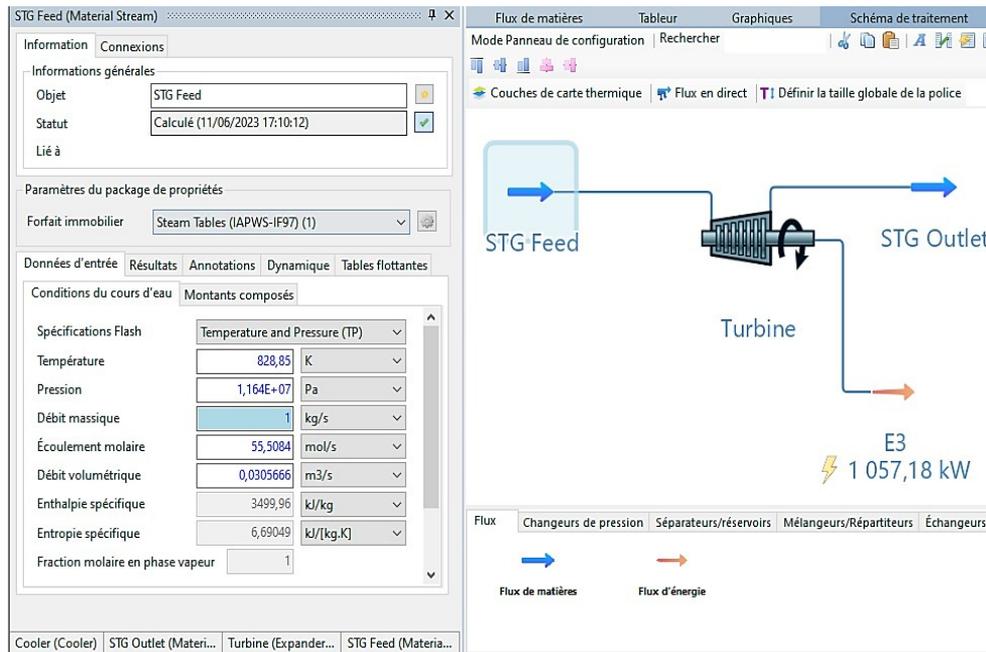


Figure 60 : Turbine.

IV.7.4 Condenseur

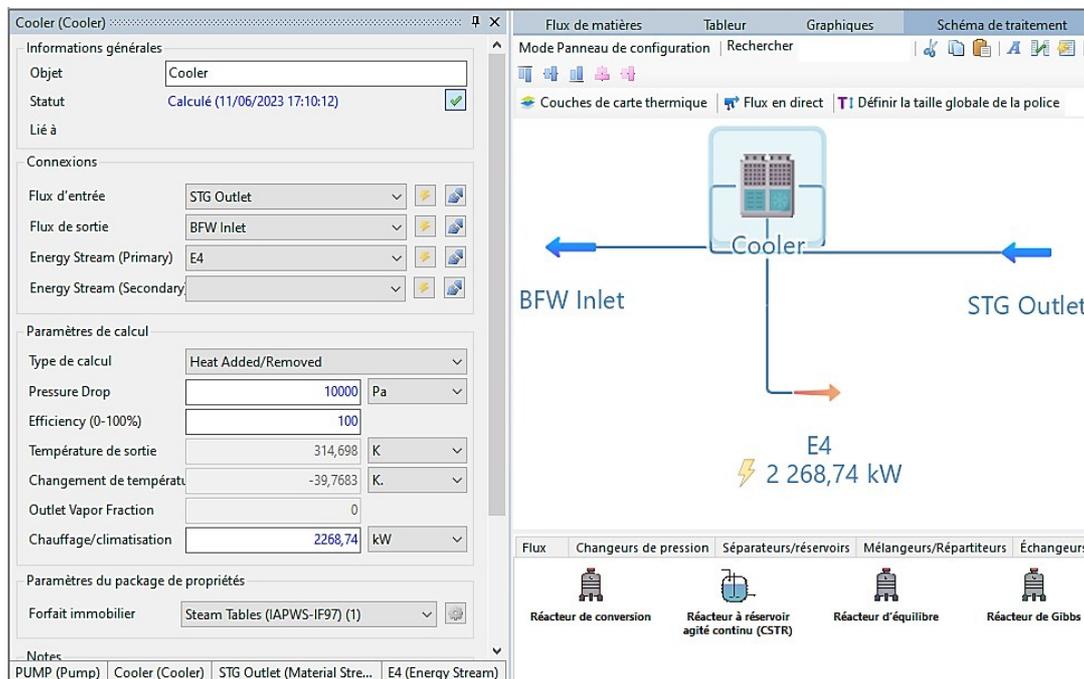


Figure 61 : Condenseur.

IV.8 Exécution de simulation du cycle à vapeur

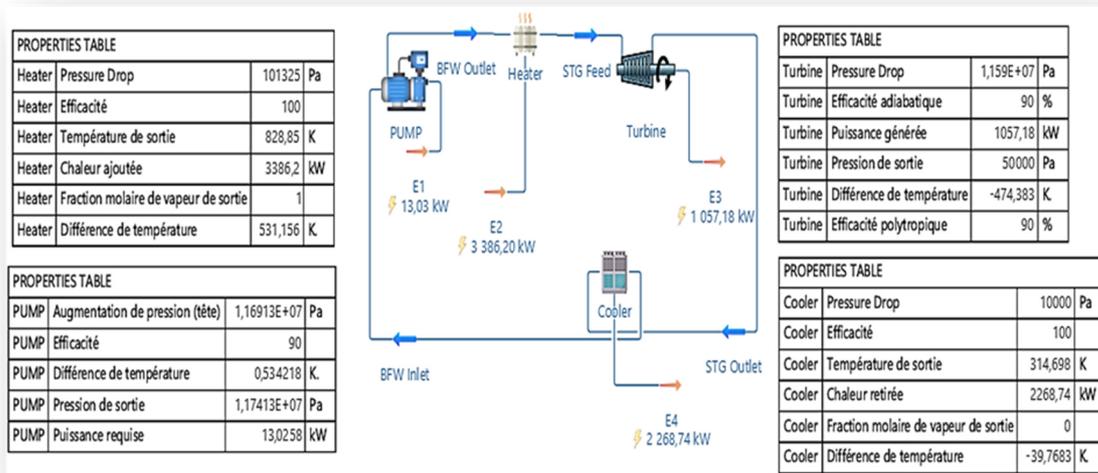


Figure 62 : Exécution de simulation du cycle à vapeur.

IV.9 Etude analytique

IV.9.1 Bilan au tour de la pompe

On a

- Parois adiabatique $Q_P = 0$
- Pas de dénivellation $Z = 0$
- Le travail isentropique de la pompe

$$du = \delta Q + \delta W_P \dots\dots\dots V.11$$

$$W_P = \int V dp \dots\dots\dots IV.12$$

$$W_P = (P_2 - P_1) \dots\dots\dots IV.13$$

Avec

- $x = 0$

On a

$$V_l = 0,001030 \text{ m}^3 / \text{kg}$$

$$h_1 = 340,540 \text{ kJ} / \text{kg}$$

$$(isentropique) = 0,001030 (1,17 \times 10^4 - 50)$$

$$(isentropique) = 11,999 \text{ kJ} / \text{kg}$$

$$(isentropique) = (h_{2s} - h_1) = V_l(P_2 - P_1)h_{2s}$$

$$= V_l(P_2 - P_1) + h_1$$

$$h_{2s} = 11,999 + 340,540$$

$$h_{2s} = 352,53 \text{ kj / kg}$$

- Le travail réel de la pompe

$$\eta_{is} = \frac{W_{is}}{W_{reel}} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} \dots\dots\dots \text{V.14}$$

$$W_{reel} = \frac{W_{is}}{\eta_{is}} \dots\dots\dots \text{V.15}$$

$$W_{reel} = \frac{h_{2s} - h_1}{\eta_{is}} \dots\dots\dots \text{IV.16}$$

$$W_{reel} = \frac{352,53 - 340,540}{0.75}$$

$$W_{reel} = 15,98 \text{ kj/k}$$

- Bilan sur de la chaudière

$$Q_c = h_3 - h_2 \dots\dots\dots \text{V.17}$$

$$\eta_{is} \times (h_2 - h_1) = (h_{2s} - h_1) \dots\dots\dots \text{IV.18}$$

$$h_2 = \frac{h_{2s} - h_1}{\eta_{is}} + h_1 \dots\dots\dots \text{IV.19}$$

$$h_2 = \frac{352,53 - 340,540}{0,75} + 340,540$$

$$h_2 = 356,52 \text{ kj/kg}$$

Avec :

$$h_3 = 3502,0 \text{ kj / kg}$$

$$S_3 = 6,7585$$

$$Q_c = (3502,0 - 356.52)$$

$$Q_c = 3145,48 \text{ kj / kg}$$

- Bilan sur la turbine

Le travail isentropique de la turbine :

$$W_t = (h_3 - h_{4s})$$

$$h_{4s} = h_f + x_4 h_{fg}$$

$$S_4 = S_f + x_4 S_{fg}$$

Avec

$$S_3 = S_4$$

$$S_f = 1,0912 \text{ kj / kg}$$

$$S_{fg} = 6,5019 \text{ kj / kg}$$

$$x_4 = \frac{S_3 - S_f}{S_{fg}}$$

$$x_4 = \frac{6,7585 - 1,0912}{6,5019}$$

$$x_4 = 0.87$$

On a

$$h_f = 340,54 \text{ kj/kg}$$

$$h_{fg} = 2304,7 \text{ kj/kg}$$

$$h_{4s} = 340,54 + (0,87 \times 2304,7)$$

$$h_{4s} = 2345,619 \text{ kj / kg}$$

$$W_{t(isentropique)} = (3502,0 - 2345,619)$$

$$W_{t(isentropique)} = 1156,381 \text{ kj / kg}$$

Le travail réel de la turbine

$$\eta_{is} = \frac{W_{reel}}{W_{IS}} = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4s}} \dots\dots\dots \text{V.20}$$

$$W_{reel} = \eta_{is} \times W_{is} \dots\dots\dots \text{V.21}$$

$$W_{reel} = \eta_{is} \times (h_3 - h_{4s}) \dots\dots\dots V.22$$

$$W_{reel} = 0.85 \times (3502,0 - 2345,619)$$

$$W_{reel} = 982,923 \text{ kj/kg}$$

IV.9.2 Le rendement de la turbine à vapeur

$$\eta_{TV} = \frac{(reel)+W_{T(reel)}}{Q_c} \dots\dots\dots V.23$$

$$\eta_{TV} = \frac{982,923 + 15.98}{3145,48}$$

$$\eta_{TV} = 31\%$$

IV.10 Comparaison le résultat analytique avec le résultat de logiciel

Tableau 3 : Comparaison le résultat analytique avec le résultat de logiciel

cycle	Rendement logiciel	Rendement analytique	l'erreur
Turbine à vapeur	0.33	0.31	0.02

IV.12 Simulation turbine à vapeur avec échangeurs surchauffeur

Tableau 4 : les paramètre de turbine à vapeur avec 3 échangeurs.

Eléments	Température	Pression	Efficacité
Pompe	$T_1 = 279,16k$	$P_1 = 50kPa$	75%
Chaudière	$T_2 = 297,67k$	$P_2 = 1,14 \times 10^4kPa$	75%
Turbine	$T_3 = 828,85k$	$P_3 = 1,14 \times 10^4kPa$	85%
chaudière	$T_4 = 631,38k$	$P_4 = 2,84 \times 10^3kPa$	75%
turbine	$T_5 = 827,75k$	$P_5 = 2,83 \times 10^3kPa$	85%
chaudière	$T_6 = 553,28k$	$P_6 = 320kPa$	75%
turbine	$T_7 = 826,36k$	$P_7 = 320kPa$	85%
condenseur	$T_8 = 626,996k$	$P_8 = 50kPa$	100%

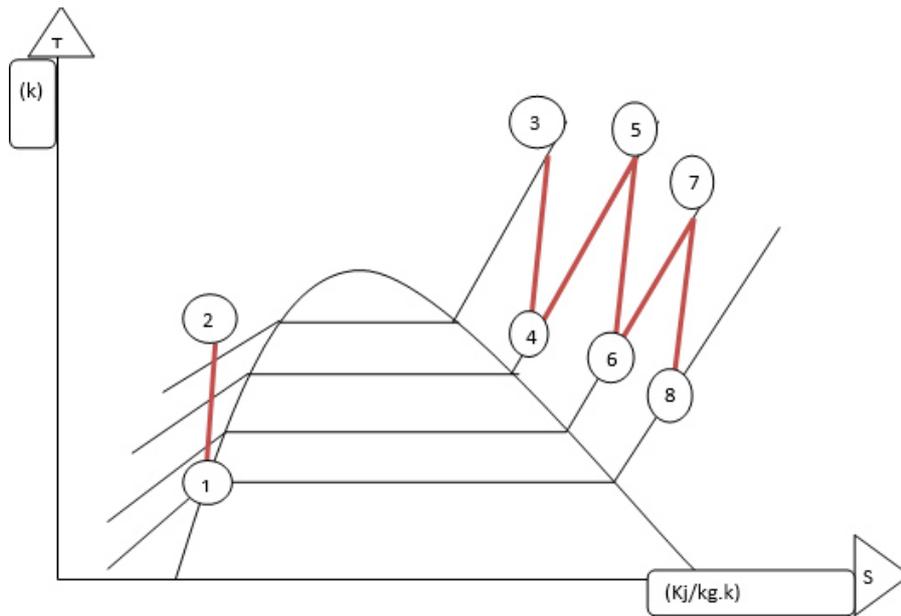


Figure 63 : Diagramme TS.

IV.13 Exécution de simulation du cycle à vapeur

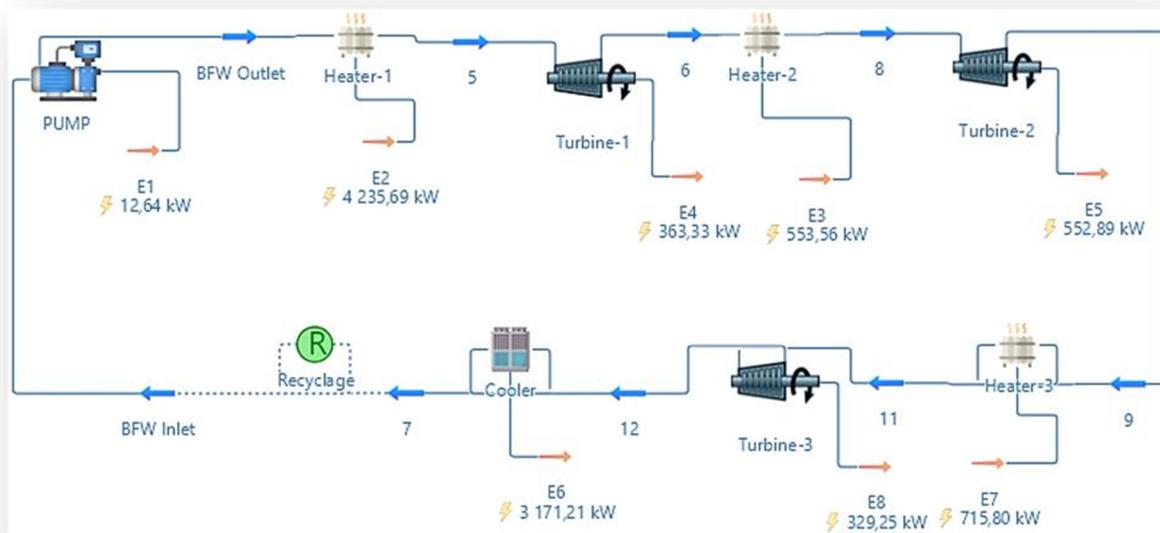


Figure 64 : Exécution de simulation du cycle à vapeur

IV.14 Etude analytique

IV.14.1 Bilan de la pompe

On a déjà

$$W_{P(isentropique)} = 11,999 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{2s} = 352,53 \text{ kJ/kg}$$

$$W_{reel} = 15,98 \text{ kJ/kg}$$

IV.14.2 Bilan au tour de la chaudière 01

On a déjà

$$h_2 = 356,52 \text{ kJ/kg}$$

$$Q_{c1} = 3145,48 \text{ kJ/kg}$$

IV.14.3 Bilan au tour de la turbine 01

$$S_3 = S_4 = 6,7585$$

$$S_{fg} = 1,2942$$

$$S_f = 3,8442$$

$$x_4 = \frac{6,7585 - 3,8442}{1,2942}$$

$$x_4 = 2,25$$

$$h_{fg} = 812,9 \text{ kJ/kg}$$

$$h_f = 1714,00 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{4s} = 17140 + 2,25 \times (812,9)$$

$$h_{4s} = 18969,02 \text{ kJ/kg}$$

$$w_t = (3502,0 - 18969,02)$$

$$w_t = -15467,02$$

$$w_{t(reel)} = \eta_{is} \times w_{is}$$

$$w_{reel} = 0,85 \times (-15467,02)$$

$$w_{reel} = -13146,96 \text{ kJ/kg}$$

IV.14.4 Le bilan au tour de la chaudière 02

$$s_5 = 7,4616$$

$$h_5 = 3574,8 \text{ kJ/kg}$$

$$Q_c = (h_5 - h_4)$$

$$\eta_{is}(h_4 - h_3) = (h_{4s} - h_3)$$

$$h_4 = \frac{(h_{4s} - h_3)}{\eta_{is}} + h_3$$

$$h_4 = \frac{(18969,02 - 3502)}{0.75}$$

$$h_4 = 24124,69 \text{ kj/kg}$$

$$Q_c = (3574,8 - 24124,69)$$

$$Q_c = -20549,89 \text{ kj/kg}$$

IV.14.5 Bilan au tour de la turbine 02

$$S_5 = S_6 = 7,4616$$

$$S_f = 1,6861 \text{ kj/kg}$$

$$S_{fg} = 5,29225 \text{ kj/kg}$$

$$x_6 = \frac{7,4616 - 1,6861}{5,29225}$$

$$x_6 = 1,09$$

$$h_f = 567,31 \text{ kj/kg}$$

$$h_{fg} = 2159,45 \text{ kg/kg}$$

$$h_{2s} = 2921,1105 \text{ kj/kg}$$

IV.14.6 Le travail de la turbine

$$w_t = (h_5 - h_{6s})$$

$$w_t = (3574,8 - 2159,45)$$

$$w_t = 1415,35 \text{ kj/kg}$$

$$w_{reel} = 0,85 \times (h_5 - h_{6s})$$

$$w_{reel} = 1203,04 \text{ kj/kg}$$

IV.14.7 Le bilan au tour de la chaudière 03

$$s_7 = 8,3271$$

$$h_7 = 3486,6 \text{ kj/kj}$$

$$Q_c = (h_7 - h_6)$$

$$h_6 = \frac{2921,1105 - 3574,8}{0.75} + 3574,8$$

$$h_2 = 2703,214 \text{ kj/kg}$$

$$Q_c = (3486,6 - 2703,21)$$

$$Q_c = 783,386 \text{ kj/kg}$$

IV.14.8 Le bilan au tour de la turbine 03

$$S_f = 1,0912$$

$$S_{fg} = 6,5019$$

$$x_8 = \frac{S_7 - S_f}{6,5019}$$

$$x_8 = 1,11$$

$$h_f = 340,54 \text{ kg/kg}$$

$$h_{fg} = 2304,7 \text{ kj/kg}$$

$$h_{8s} = 340,54 + 1,11 \times (2304,7)$$

$$h_{8s} = 2898,757 \text{ kj/kg}$$

$$w_t = (h_7 - h_{8s})$$

$$w_t = 587,843 \text{ kg/kg}$$

$$w_{reel} = 499,66 \text{ kg/kg}$$

IV.14.9 Le rendement de cycle

$$\eta_{TV} = \frac{\sum w_{p(reel)} \sum w_{t(reel)}}{Q_c}$$

$$\eta_{TV} = \frac{-11428,273}{-16620,654}$$

$$\eta_{TV} = 68\%$$

IV.14.10 Conclusion

Le rendement d'une turbine à vapeur avec 3 échangeurs est supérieur que le rendement d'une turbine à vapeur simple par ce que la quantité de vapeur est plus saturée que la TàV simple

IV.14.11 Les courbes de turbine à vapeur

- L'effet de la variation température T3 sur le rendement

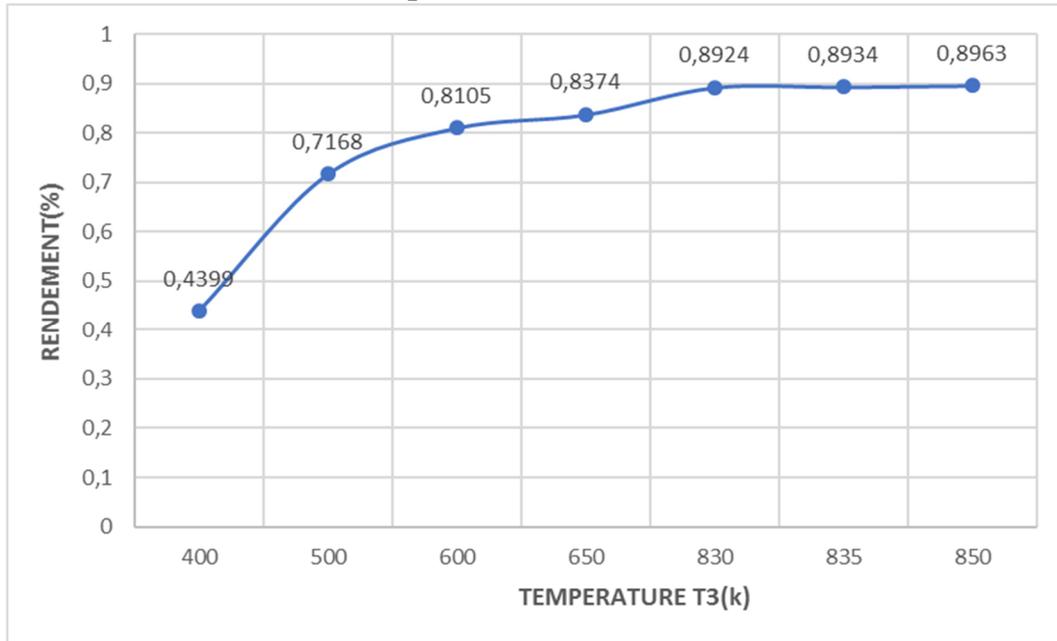


Figure 65 : l'effet de la variation température T2 sur le rendement

D'après la courbe de la figure 65, on remarque l'augmentation de la température T2 implique une amélioration de rendement de la turbine à vapeur.

- L'efficacité énergétique et les pertes d'énergie dans le cycle turbine à gaz dans le diagramme de SANKEY

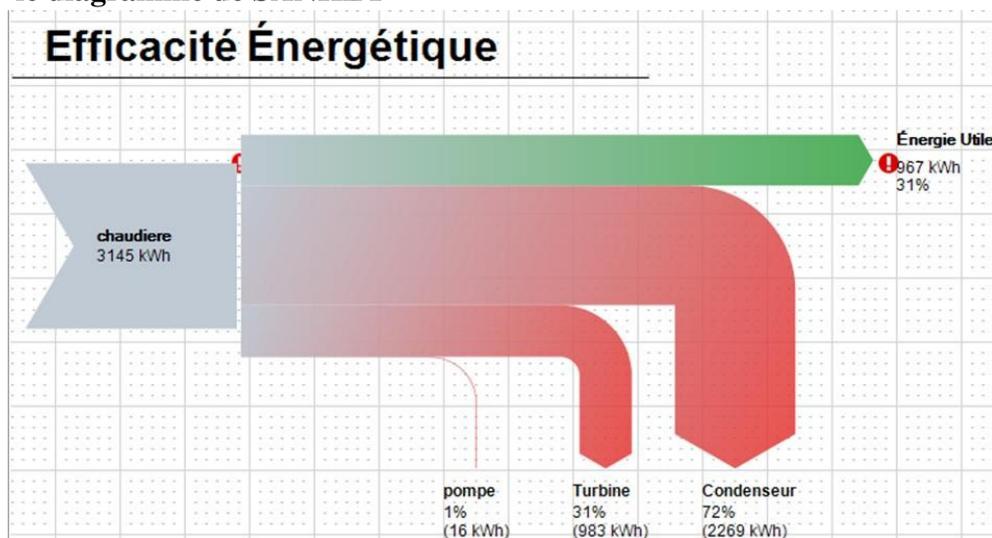


Figure 66 : L'efficacité énergétique et les pertes d'énergie dans le cycle turbine à gaz dans le diagramme de SANKEY

IV.15 la simulation de la turbine à gaz

Tableau 5 : Les paramètres de la pression et de température[32].

Eléments	T d'entrée	T de sortie	P d'entrée	P de sortie	Efficacité
compresseur	290,25K	698,2K	100kPa	1860kPa	0,98
Chambre à combustion	698,2K	1300K	1860kPa	$1,86 \times 10^3 kPa$	0,98
Turbine	1300K	831,499K	$1,86 \times 10^3 kPa$	120kPa	0,75

IV.15.1 Sélectionner le fluide package (modèle thermodynamique)

Les ensembles de propriétés intégrés dans HYSYS fournissent des prévisions précises sur les propriétés thermodynamiques, physiques et de transport des fluides hydrocarbonés, non hydrocarbonés, pétrochimiques et chimiques. La base de données comprend plus de 1500 composants et plus de 16000 coefficients binaires ajustés. Si un composant de la bibliothèque ne peut être trouvé dans la base de données, une sélection complète de méthodes d'estimation est disponible pour créer des composants hypothétiques entièrement définis. Il y a environ 33 ensembles de propriétés dans la base de données HYSYS, dans ce cas, on sélectionne Peng-Robinson.

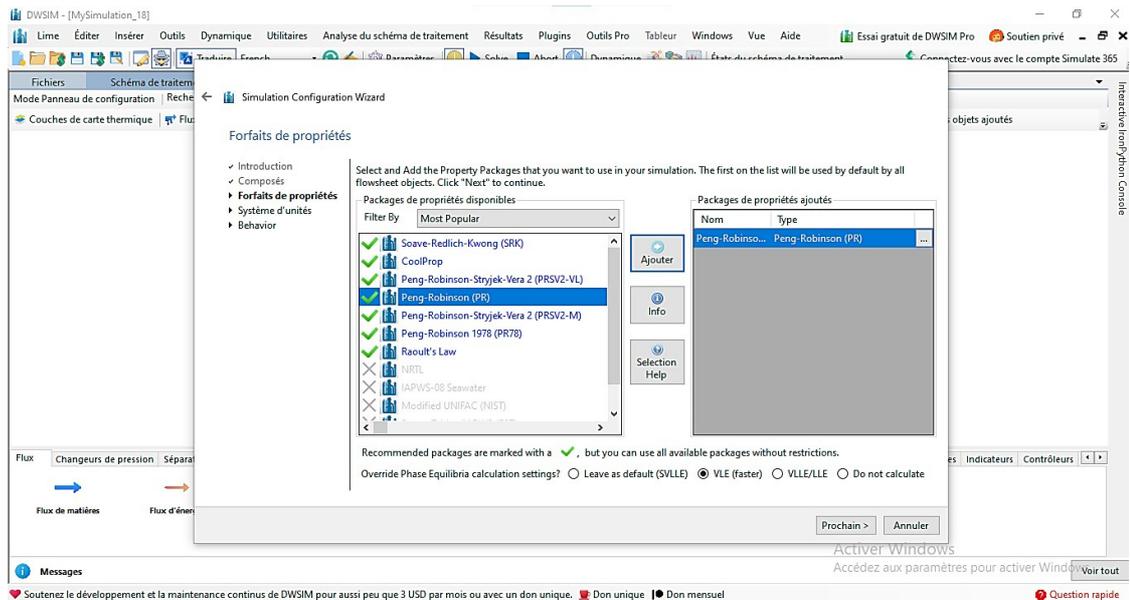


Figure 67 : Sélectionner le fluide package (modèle thermodynamique).

IV.15.2 Ajouter les composants

Maintenant, on sélectionne la composition de fluide adapté.

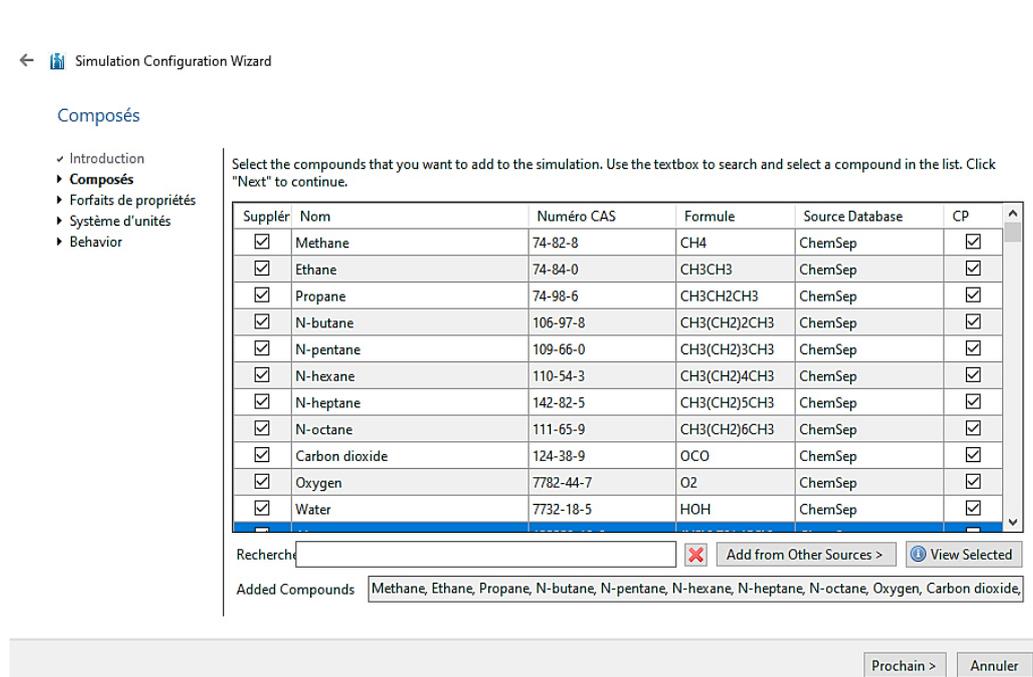


Figure 68 : Ajouter les composants.

IV.15.3 Créer les réactions chimiques

Dans cette étape, on définit les réactions de combustion du gaz naturel

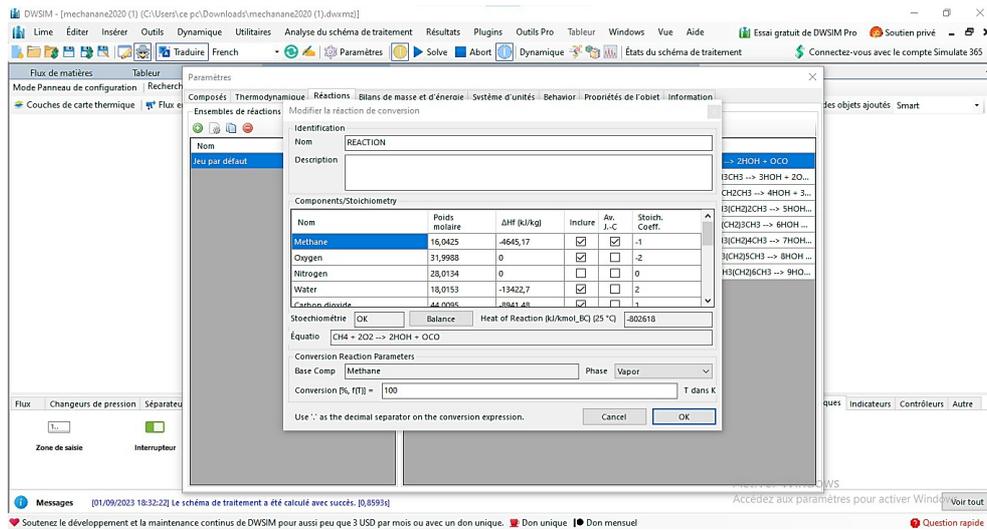


Figure 69 : étapes 1.

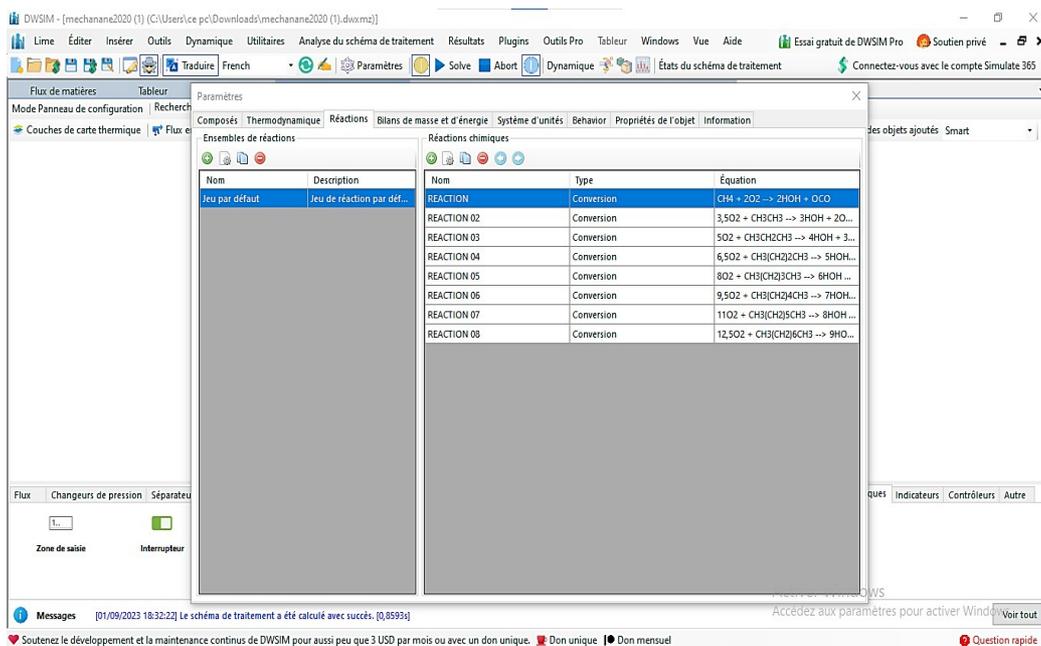


Figure 70 : étapes 2.

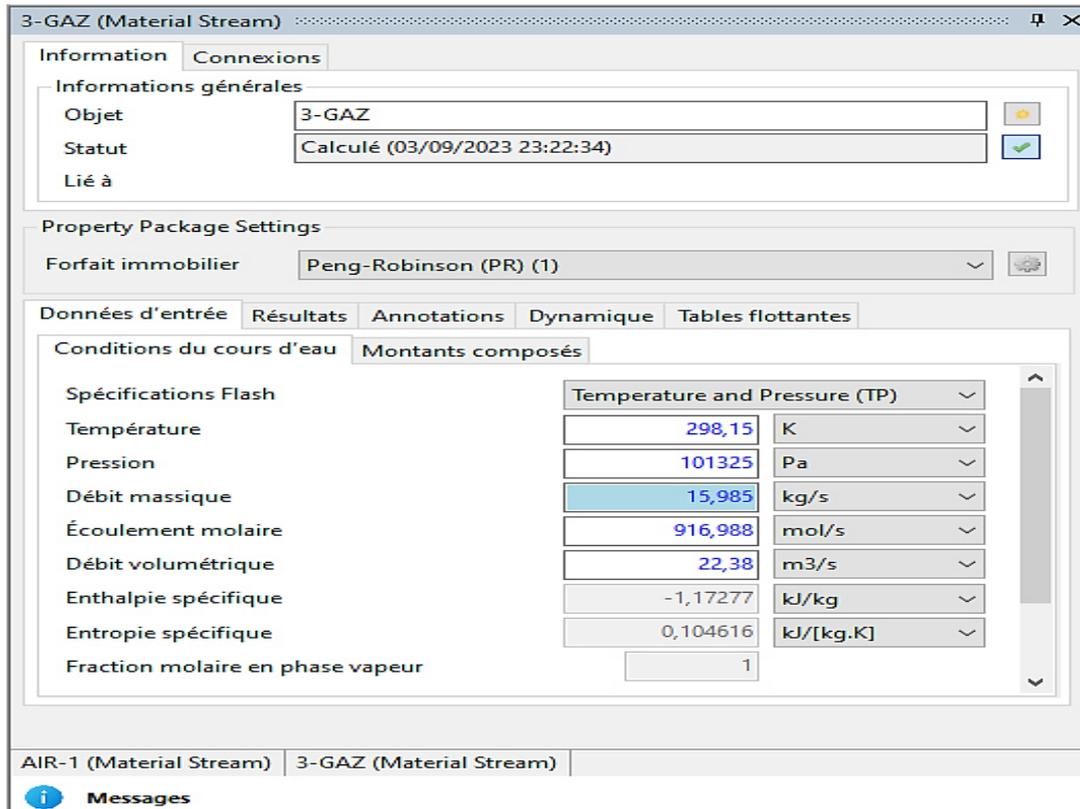


Figure 71 : étapes 3.

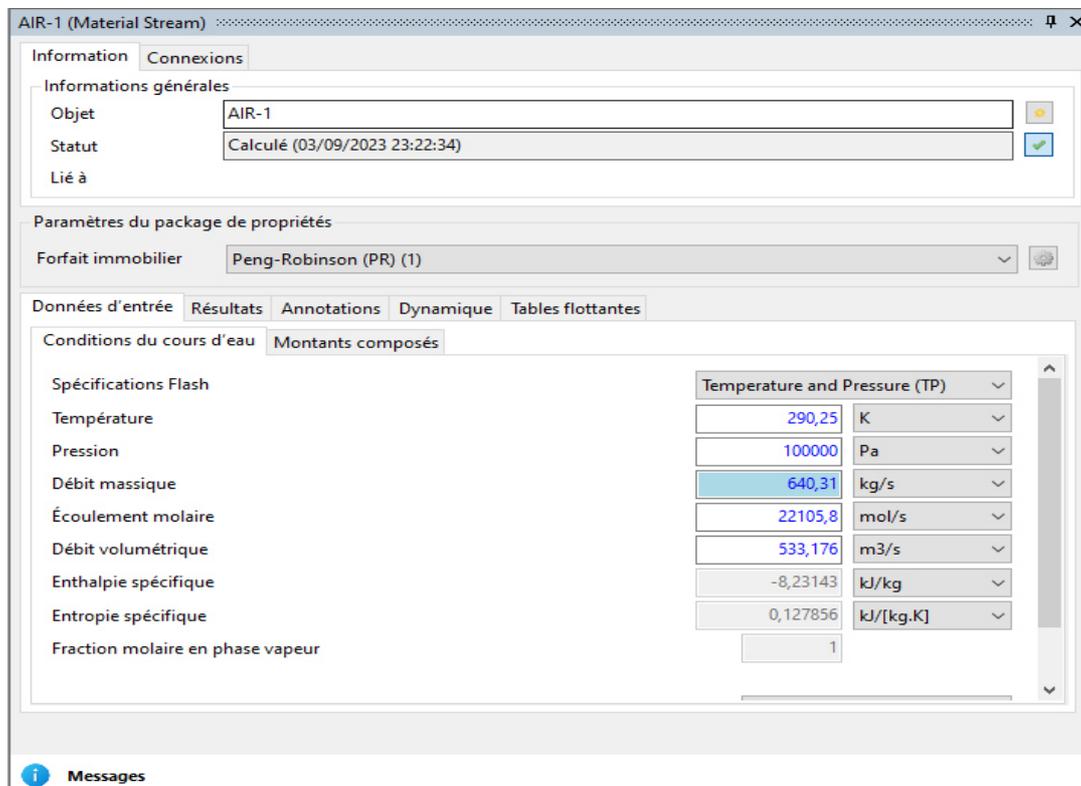


Figure 72 : étapes 4.

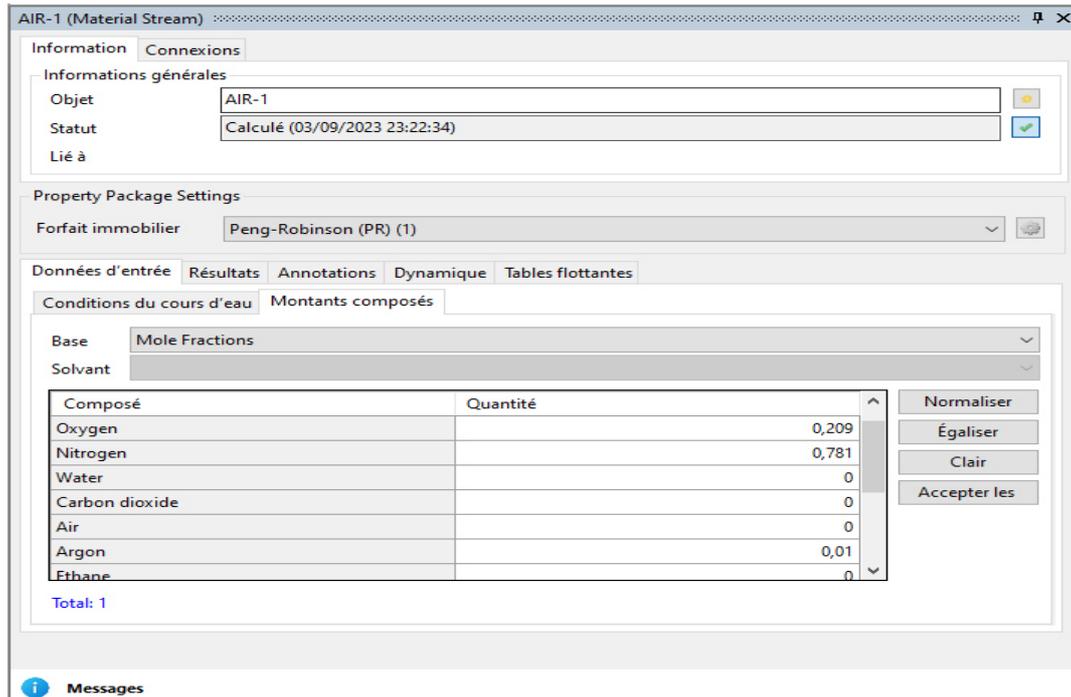


Figure 73 : étapes 5.

IV.16 Simulation des différents composants de TAG

IV.16.1 Compresseur

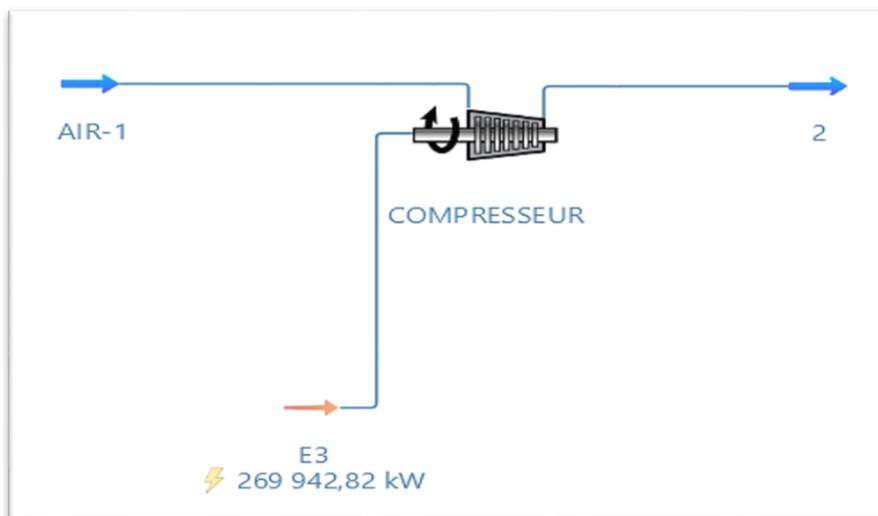


Figure 74 : Compresseur.

Tableau 6 : Les composants d'air [21].

	d'air
Le débit (kg/s)	640,31425

La chaleur spécifique (kj/kg.k)	1,0769
---------------------------------	--------

IV.16.2 Mixeur

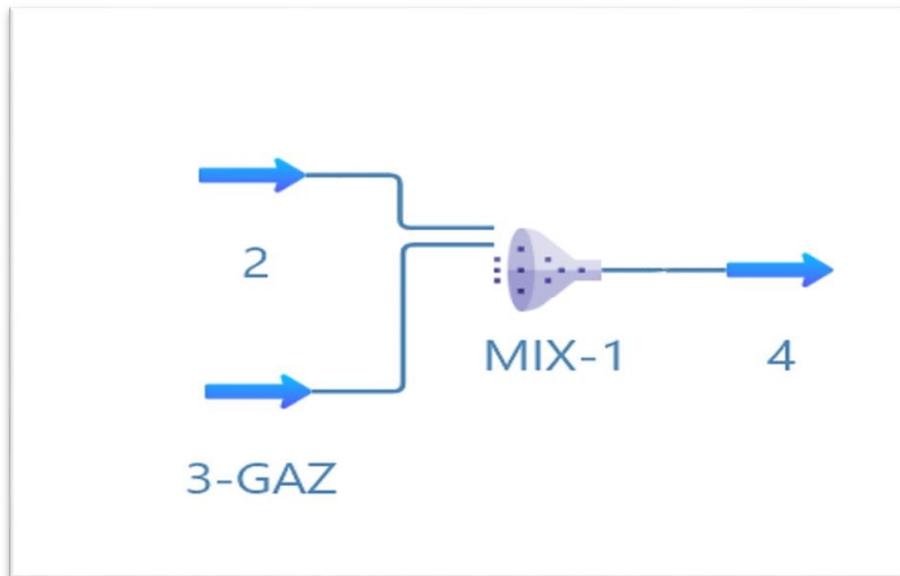


Tableau 7:Mixeur.

On définit la composition de gaz naturel

Tableau 8 : composition du gaz naturel[21].

Gaz	Composition chimique	Fraction molaire (%)
Méthane	CH_4	85,23747929
Ethane	C_2H_6	7,174970323
Propane	C_3H_8	1,922277078
i-butane	C_4H_{10}	1,000144215
Pentane	C_5H_{12}	0,331069881
Hexanes	C_6H_{14}	0,247146649
Heptane	C_7H_{16}	0,172424773
Octane	C_8H_{18}	0,065520519

nitrogène	N_2	2,056698792
Dioxyde de carbone	CO_2	1,792268482
Total		100 %

Tableau 9 : condition d'entrée du gaz naturel[21].

Nom	Gaz naturel
Température (K)	298.325k
Pression (kPa)	101.325 Pa

Tableau 10 : Les composants de gaz.

	Gaz
Le débit (kg/s)	15,985
La chaleur spécifique (kj/kg.k)	2,13578

IV.16.3 Chambre à combustion

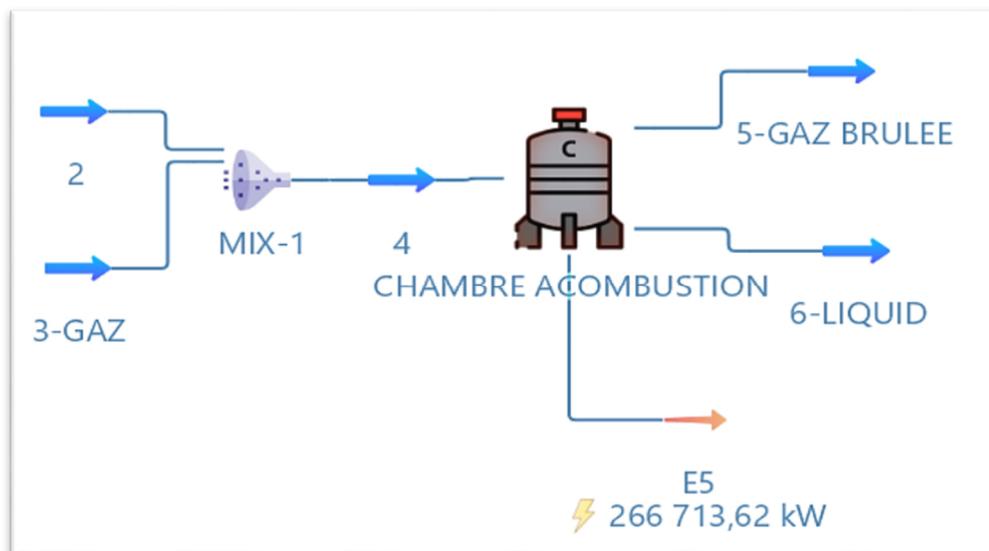


Figure 75 : Chambre à combustion .

IV.16.4 TAG

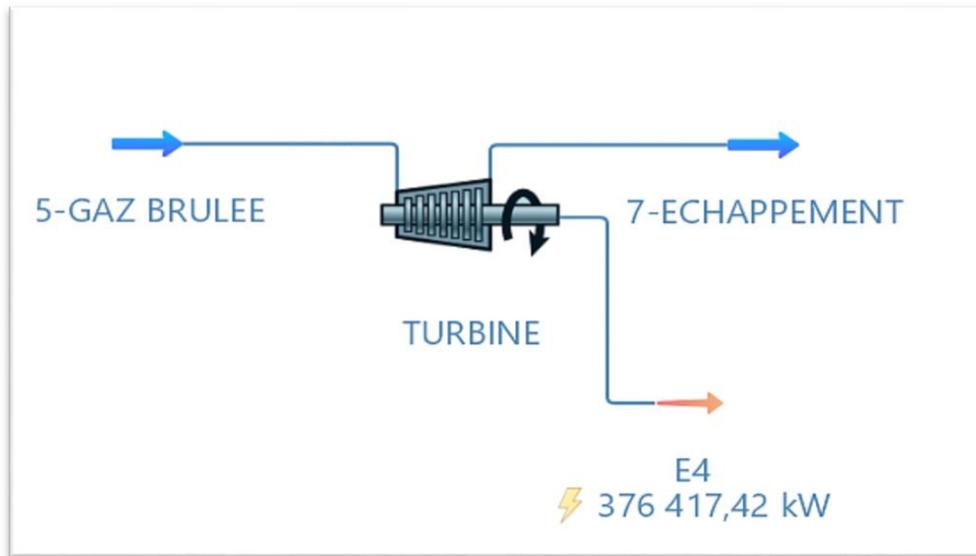


Figure 76 : TAG.

IV.17 Exécution de simulation du cycle à gaz

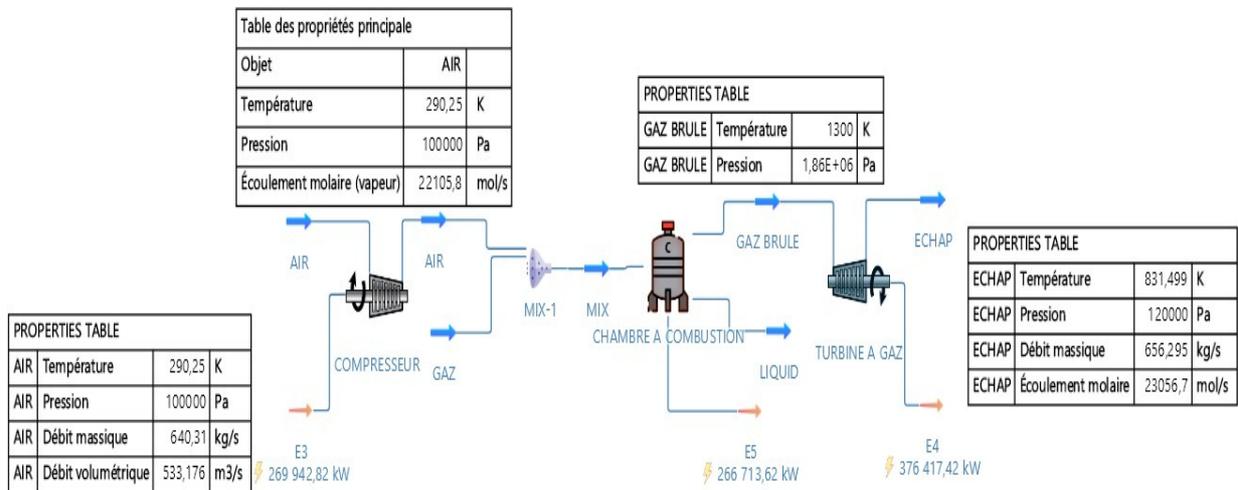


Figure 77 : Exécution de simulation du cycle à gaz.

IV.18 Étude analytique

IV.18.1 Bilan sur le compresseur

Le travail de compresseur

$$W_{c(reel)} = c p_a (T_2 - T_1)$$

$$W_{c(reel)} = 1,005(698,2 - 290,25)$$

$$(reel) = 439,32 \text{ kJ/kg}$$

La puissance de compresseur

$$W_c = W_{c(reel)} \times \dot{m}_{air}$$

$$\dot{W}_c = 439,32 \times 640,31$$

$$\dot{W}_c = 281300,989 \text{ kW}$$

Le travail isentropique

$$W_{c(is)} = \eta_{isc} \times W_{c(reel)}$$

$$W_{c(is)} = 0,90 \times 439,32$$

$$W_{c(is)} = 395,388 \text{ kJ/kg}$$

IV.18.2 Le bilan sur la chambre à combustion

$$Q_{CC} = \dot{m} (T_3 - T_2)$$

$$Q_{CC} = (\dot{m}_a + \dot{m}_c) C_p T_3 - \dot{m}_a C_p T_2$$

$$Q_{CC} = (1 + f_{cc})_g (T_3 - T_2)$$

$$f_{cc} = \frac{\dot{m}_c}{\dot{m}_a}$$

$$f_{cc} = \frac{15,98}{640,31}$$

$$Q_{CC} = (1 + 0,024) \times 2,13578(1300 - 698,2)$$

$$Q_{CC} = 1316,1599 \text{ kJ/kg}$$

IV.18.3 Le bilan au tour de turbine

Le travail de la turbine

$$W_t = C(T_3 - T_4)$$

$$W_t = 2,1357(1300 - 831,499)$$

$$W_t = 1000,57 \text{ kJ/kg}$$

La puissance de la turbine

$$W_t = (\dot{m}_a + \dot{m}_c) \times W_t$$

$$W_t = (640,31 + 15,98) \times 1000,57$$

$$W_t = 656634,06 \text{ kw}$$

IV.18.4 Le rendement de la turbine à gaz

$$\eta_{TG} = \frac{w_t - w_c}{Q_{CC}}$$

$$\eta_{TG} = \frac{1000,57 - 439,32}{1316,1599}$$

$$\eta_{TG} = 42\%$$

IV.19 Comparaison le résultat analytique avec le résultat de logiciel

Tableau 11 : Comparaison le résultat analytique avec le résultat de logiciel.

Cycle	Rendement logicielle	Rendement analytique	l'erreur
Turbine à gaz	0.39	0.42	0.03

IV.20 Simulation avec double compresseur

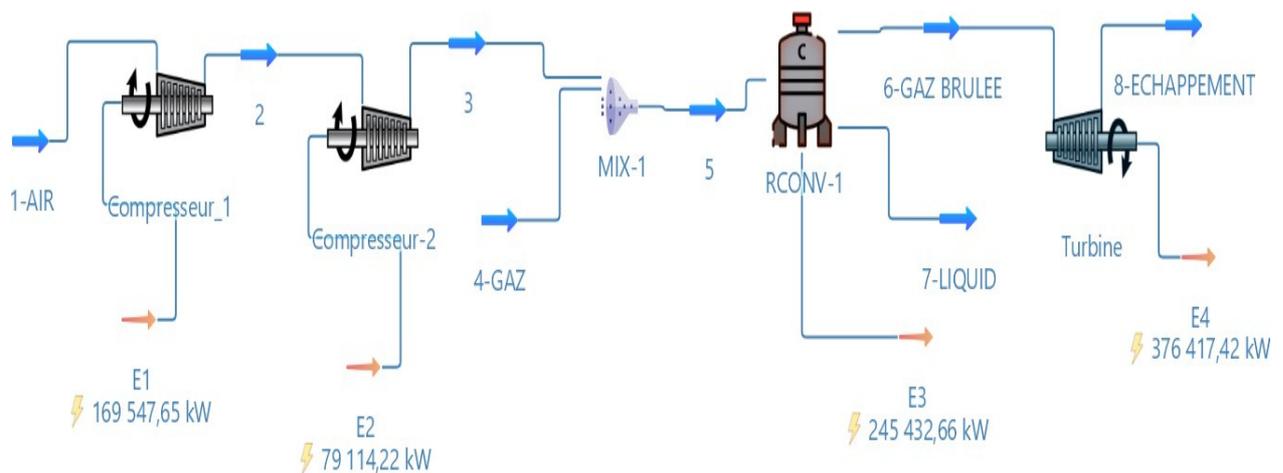


Figure 78 : Simulation avec double compresseur.

IV.21 Etude analytique

IV.21.1 Compresseur 1

Le travail

$$W_{C1(reel)} = C_p a \times (T_2 - T_1)$$

$$(reel) = 1.005 \times (550.360 - 290.25)$$

$${}_{(reel)} = 1.005 \times 260.056$$

$${}_{(reel)} = 261.35 \text{KJ/Kg}$$

La puissance

$$\dot{w}_C = {}_{(reel)} \times \dot{m}_{air} \dot{w}_C =$$

$$261.35 \times 640.31$$

$$\dot{w}_C = 167345.018 \text{KW}$$

Le travail isentropique

$$W_{C \text{ is}} = \eta_{isc} \times W_{C(reel)}$$

$$W_{C \text{ is}} = 0.98 \times 261.35$$

$$W_{C \text{ is}} = 256.123 \text{KJ/Kg}$$

IV.21.2 Compresseur 2

Le travail

$${}_{(reel)} = C_p a \times (T_2 - T_1)$$

$${}_{(reel)} = 1.005 \times (667.29 - 550.306)$$

$$W_{C2(reel)} = 117.568 \text{KJ/Kg}$$

La puissance :

$$\dot{w}_C = {}_{(reel)} \times \dot{m}_{air} \dot{w}_C =$$

$$117.568 \times 640.31$$

$$\dot{w}_C = 75279.96 \text{KW}$$

Le travail isentropique :

$$W_{C \text{ is}} = \eta_{isc} \times W_{C(reel)}$$

$$W_{C\ is} = 115.21\text{KJ/Kg}$$

Nous avons déjà calculé

$$Q_c = 1316.1599\text{KJ/Kg}$$

Et :

$$W_t = 1000.57\text{KJ/Kg}$$

Et on a :

$$W_c = W_{C1(reel)} + W_{C2(reel)}$$

$$W_c = 376.56\text{KJ/Kg}$$

IV.21.3 Donc le rendement de la turbine à gaz

$$\eta_{TG} = \frac{W_t - W_c}{Q_c}$$

$$\eta_{TG} = \frac{1000.57 - 376.56}{1316.1599}$$

$$\eta_{TG} = 0.47 = 47\%$$

Tableau 12 : Comparaison le résultat analytique avec le résultat de logiciel.

Cycle	Rendement logicielle	Rendement analytique	L'erreur
Turbine à gaz	0.48	0.47	0.01

IV.22 Comparaison entre la turbine à vapeur et la turbine a gaz

Tableau 13 : Comparaison entre la turbine à vapeur et la turbine à gaz.

	Turbine à vapeur	Turbine à gaz	comparaison
Rendement logicielle	33%	39%	$\eta_{TG} > \eta_{TV}$
Rendement analytique	31%	42%	$\eta_{TG} > \eta_{TV}$

IV.22 Les courbes de turbine à gaz

- Rendement de la turbine à gaz en fonction de rapport de pression.

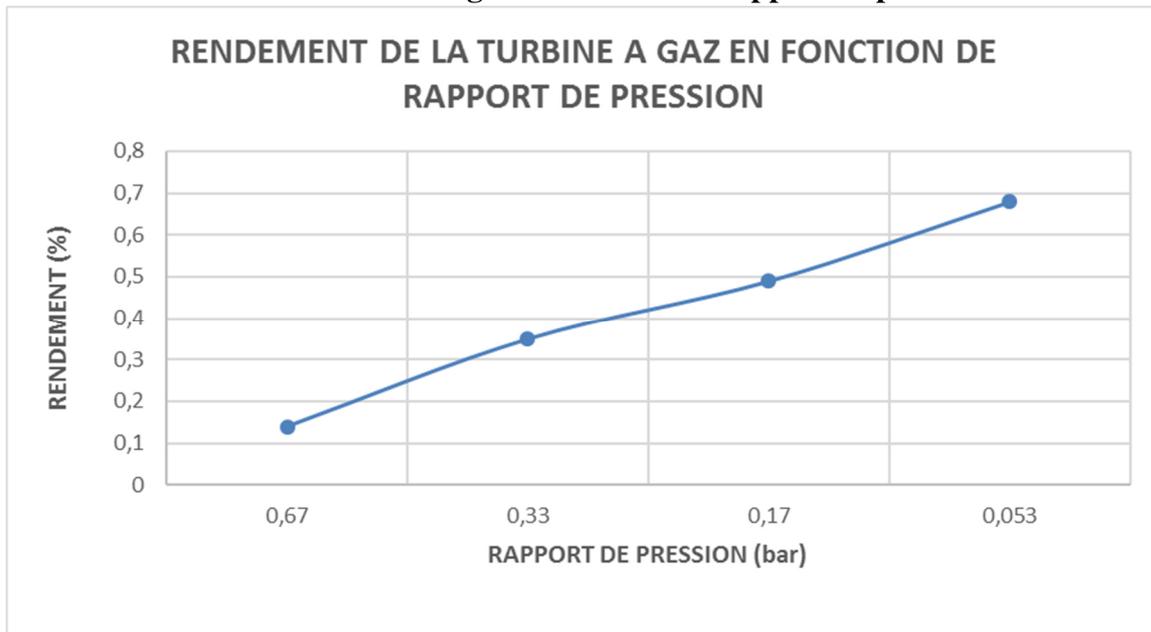


Figure 79 : Rendement de la turbine à gaz en fonction de rapport de pression .

$$\lambda = \frac{P_2}{P_1}$$

Plus élevé signifie qu'une turbine à gaz est plus efficace, car elle peut produire plus d'énergie à partir d'une quantité donnée de gaz. On constate que la puissance d'une turbine à gaz augmente avec le rapport de pression. Plus les roues des turbines sont complexes plus leurs profils d'aubes sont efficace. Cependant, le fabricant se penche sur des roues grande et complexes ce qui induit un rapport de pression élevé et une puissance importante

- Puissance générée en fonction d'efficacité adiabatique.

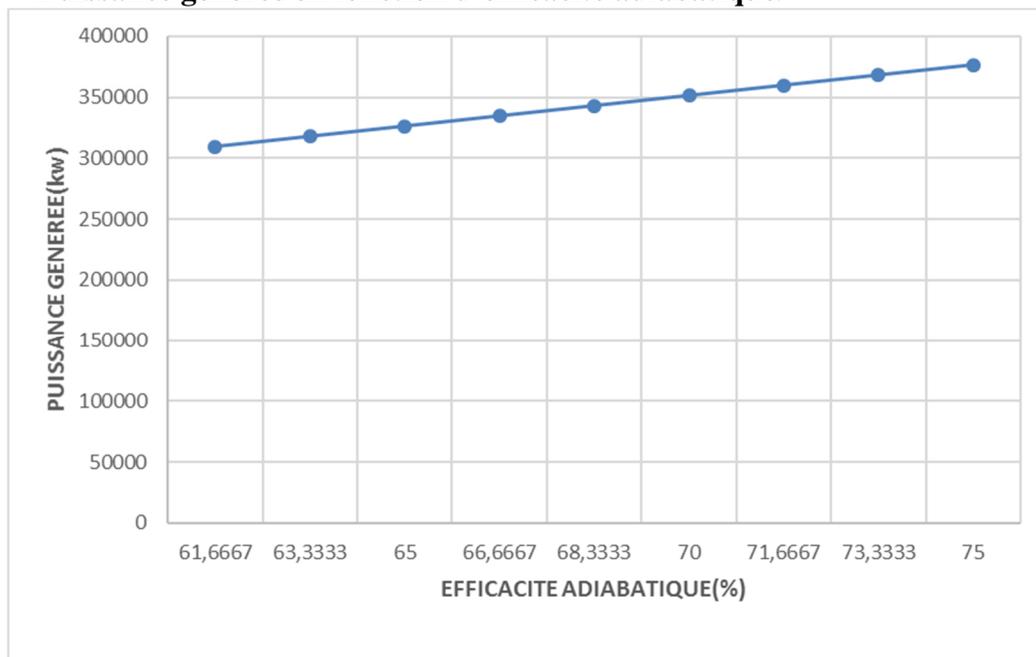


Figure 80 : Puissance générée en fonction d' efficacité adiabatique.

L'efficacité de la turbine à gaz c'est la quantité de chaleur fournie au fluide dans la CC qui est convertie directement au travail mécanique dans la turbine. Cette efficacité augmente considérablement en fonction de puissance de la TU jusqu'à atteindre un maximum puis diminue. Cela est due à la température de CC, le rapport de pression et la vitesse de rotation

- **Le rendement en fonction de coefficient adiabatique**

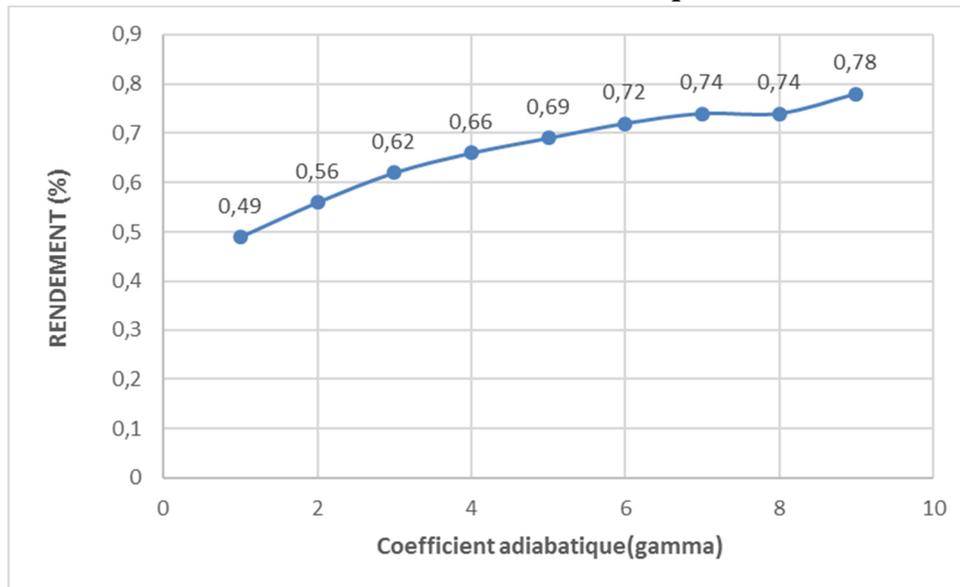


Figure 81 : rendement en fonction de coefficient adiabatique (γ).

On remarque qu'il y a une influence positive de l'augmentation de coefficient adiabatique sur le rendement de TAG. Le coefficient adiabatique est lié directement au rapport des chaleurs spécifiques, plus l'énergie du fluide est importante plus le rendement est significatif

- **Le rendement en fonction de la température ambiante**

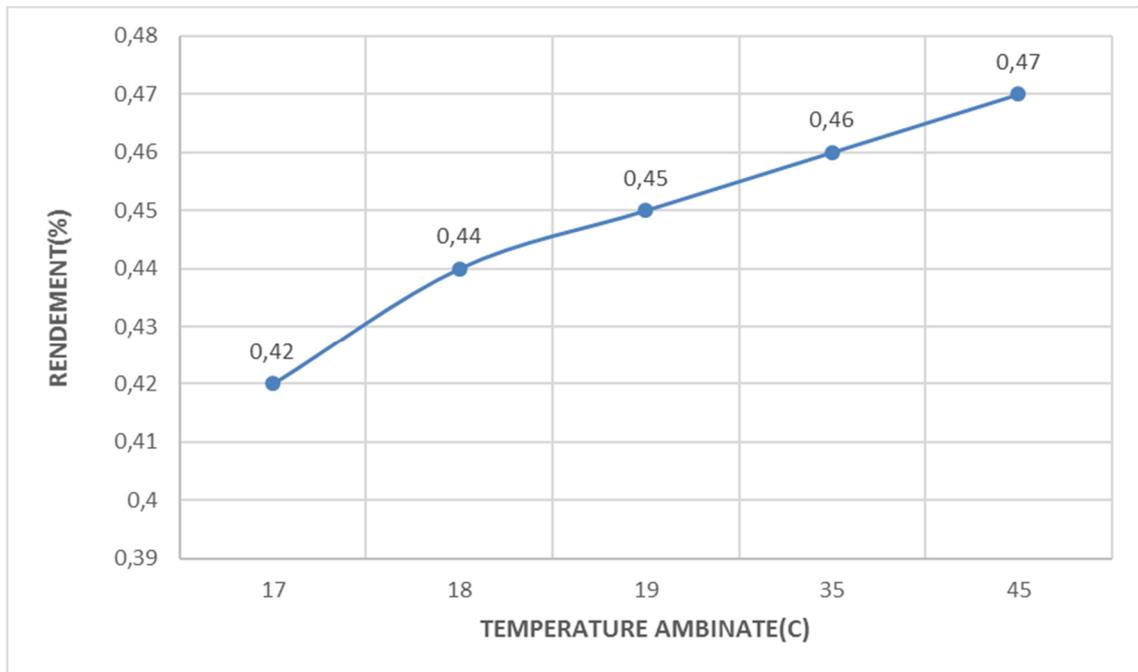


Figure 82 : le rendement en fonction de la température ambiante (°c).

Généralement on ne peut pas contrôler directement la température de la turbine, car la puissance de la turbine à gaz est modifiée pour remédier à la fluctuation de la température ambiante. De plus lorsque la température ambiante croît, l'air entrant dans la turbine diminue, car l'air chaud est moins dense que l'air froid, ce dernier influence directement sur la puissance de la turbine, alors elle produira moins de puissance

- L'efficacité énergétique et les pertes d'énergie dans le cycle turbine à gaz dans le diagramme de SANKEY

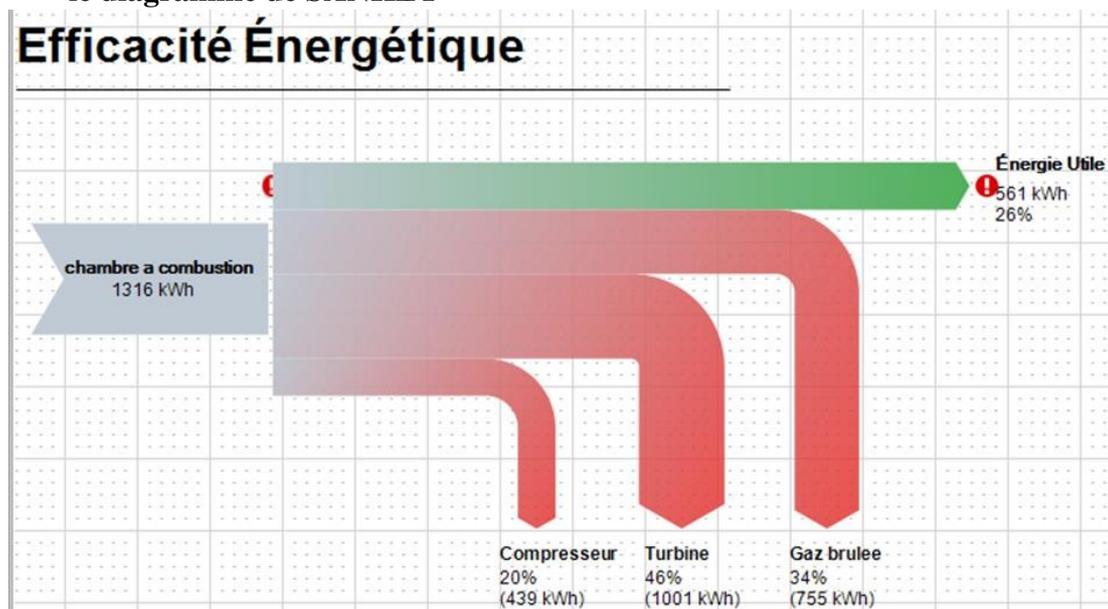


Figure 83 : L'efficacité énergétique et les pertes d'énergie dans le cycle turbine à gaz dans le diagramme de SANKEY

IV.23 Simulation cycle combine

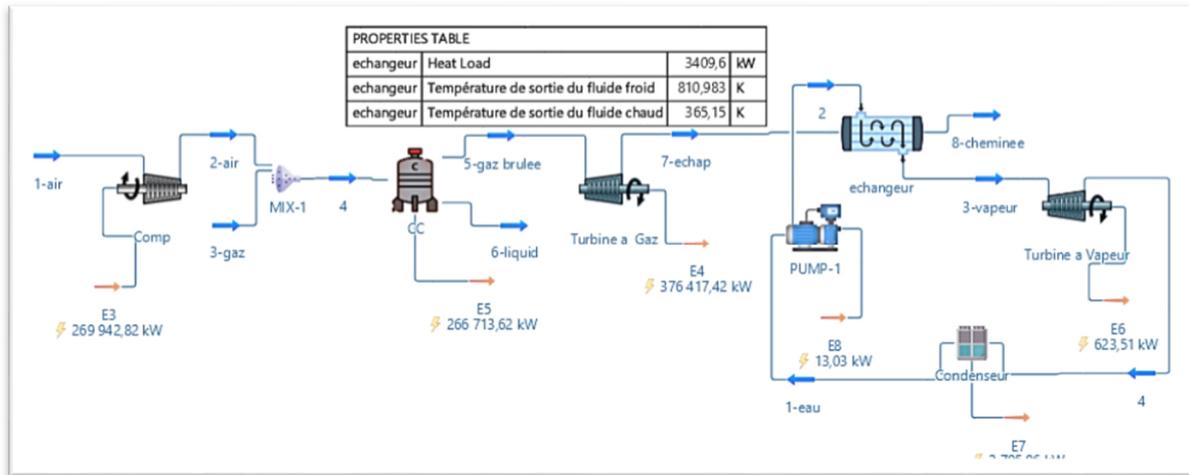


Figure 84 : Simulation cycle combine .

IV.24 Etude analytique

IV.25.1 Le rendement de cycle combine

$$s = \frac{Q_V}{Q_P + Q_V} = \frac{Q_g}{Q_p + Q_v} \frac{Q_V}{Q_g}$$

$$\eta_{cc} = \frac{\tau_g + \tau_v}{Q_g}$$

$$\eta_{cc} = \eta_g + \varepsilon(1 - \eta_g)\eta_v$$

$$\eta_{cc} = 0.42 + 0.98(1 - 0.42)0.31$$

$$\eta_{cc} = 0.59 = 59\%$$

Comparaison le résultat analytique avec le résultat de logiciel

Tableau 14 :Comparaison le résultat analytique avec le résultat de logiciel

Cycle combine	Rendement logicielle	Rendement analytique	L'erreur
	0.58	0.59	0.01

IV.25 Simulation cycle combine avec 3 échangeurs

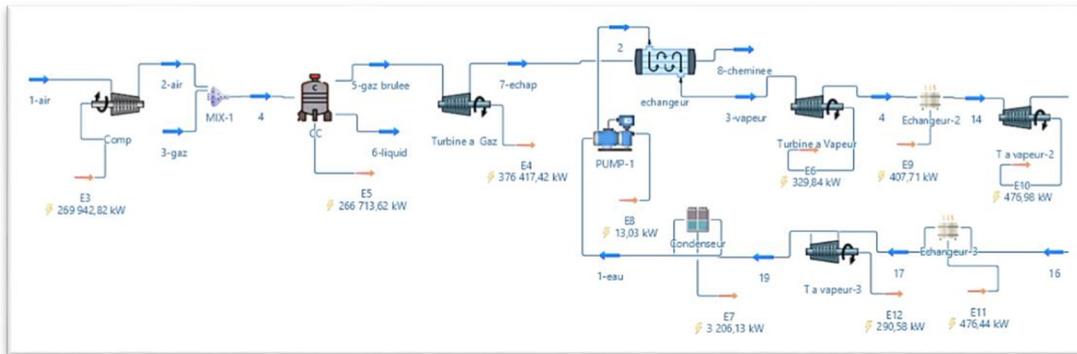


Figure 85 : Simulation cycle combine avec 3 échangeurs .

IV.26.1 Rendement de cycle combine

$$\varepsilon = \frac{Q_V}{Q_P + Q_V} = \frac{Q_g}{Q_P + Q_V} \times \frac{Q_V}{Q_g}$$

$$\eta_{cc} = \frac{r_g + r_v}{Q_g}$$

$$\eta_{cc} = \eta_g + \varepsilon(1 - \eta_g)\eta_v$$

$$\eta_{cc} = 0.42 + 0.98(1 - 0.42) \times 0.63$$

$$\eta_{cc} = 0.77 = 77\%$$

Conclusion générale

Conclusion générale

Suite à la demande croissante de la demande en électricité, le cycle combiné est une technologie de pointe qui offre de nombreux avantages mieux que le cycle classique.

Dans les années à venir, l'utilisation des cycles combinés devrait augmenter de manière significative. Cela est dû à plusieurs facteurs, notamment : la nécessité de réduire l'émission de gaz à effet de serre, l'évolution de la demande mondiale d'électricité, les cycles combinés sont une technologie clé pour la transition énergétique. Ils permettent de produire de l'électricité de manière plus efficace et plus propre, ce qui est essentiel pour lutter contre le changement climatique.

Cette étude nous donner un aperçu sur différents paramètres influant l'efficacité des cycles combinés, à savoir le débit d'air à l'entrée du compresseur, la température dans la CC et le rapport de pression dans TAG.

Pour augmenter le rendement de ce cycle il faut augmenter la température à l'entrée de TU ou bien la pression à l'échappement de la chambre à combustion, cela influe directement sur la puissance de la turbine, ainsi que le rapport de pression, plus le rapport de pression atteint les valeurs maximales plus l'efficacité de la turbine à gaz augmente.

Cependant, la qualité de la vapeur à l'entrée de la turbine à vapeur influe considérablement sur le rendement de cette dernière, ainsi que la réduction de la pression de sortie au niveau du condenseur. La pression et la température à l'entrée de la turbine influent directement sur les rendement d'une façon proportionnelle jusqu'à atteindre des températures métallurgiques voisinant 620°C.

- [1] W. MECHARBI, « étude comparative de l'aouto consommation de cycle turbine à gaz avec cogénération et turbine à vapeur pour l'unité GNL 6P de complexe GL1/K", mémoire ,Ecole national polthechnique ».
- [2] M. M. SEREIR BOMEDIENE, « MOHAMMED «étude des cycles de puissance a deux phases» mémoire fin d'étude, université abdel hamid ben badis mostaganem No Title ».
- [3] présenté par : M. K. SIHEM, « Mémoire de Magister, « CONSTRUCTION D'UNE ONTOLOGIE APARTIR DE BASES DE DONNEES POUR L'AIDE A LA MAINTENANCE INDUSTRIELLE APPLICATION : TURBINE A VAPEUR » ».
- [4] A. Beribeche, « <<calcul optimal des soutirages dans une turbine a vapeur d'un cycle hybride >>mémoire fin d'étude, » n° université mohamed khider biskra.
- [5] l'encyclopédie libre "Turbine". Dans Wikipedia, « No Title ».
- [6] S. C. LAEYE M.A., « Modélisation ET régulation d'une turbine à vapeur dans une centrale thermique, ESP Thiès, » 2005.
- [7] U. K. M. O. présenter par : A, MECHFRI et M, CH, MEHIRI, « Mémoire de licence, « étude et analyse de la turbine à vapeur » », vol. 2016-201.
- [8] M. A. Boles. YUNUS A. CENGEL, « THERMODYNAMICS AN Engineering Approach », 555,566 », p. 555,566.
- [9] J.-P. T. Eric t, Goncalvès da Silva, « Cycles thermodynamiques des machines thermiques », p. page 110..
- [10] A. T. SAIDI Hana, « « étude et simulation d'un cycle combine gaz-vapeur » université akli mohand oulhadj ».
- [11] I. I. NESRAOU, « « ANALYSE ET SIMULATION DE REFROIDISSEMENT DES AUBES D'UNE TURBINE A GAZ » Mémoire d'ingénieur, université ouargla, ».
- [12] W. BERKAS, KH. ABBACI, « « les turbine gaz»,TP, Université Annaba »,.
- [13] H. ADA. BOUDJEMA, HAMEL, « « Etude économique d'un renouvellement de la chambre de combustion d'une turbine a gaz MS5002C », Mémoire fin d'étude, Université mouloud mammeri de tizi ouzou, ».

- [14] S. B. H, Mosli, et D.Ben seddik, « Etude de turbine à gaz MS5002b », PFE master professionnel, Université Kasdi Merbah Ouaregla »,.
- [15] S. BENDJEDIDI, « “Pompe centrifuge”, Rapport de stage, Université de Batna, ».
- [16] A. Z. A.MOUSSAUI, « Etude thermodynamique et maintenance d’une turbine à gaz MS5002C », mémoire de fin d’étude de master en mécanique des unités pétrochimiques, Université de Boumerdes , ».
- [17] C. DRISSI, « Calcul énergétique de l’installation combinée de Borj-Chegua pour production d’électricité », mémoire master, université de Biskra, ».
- [18] A. A. P. Charles KEMPER, « les centrales électriques à cycle combiné. ».
- [19] KADDACHE Karima - NALUWEMBE Sana - Siraj Musanje, « Étude comparative des performances des trois centrales thermiques de production de l’énergie électrique ; dont cycle à vapeur , cycle à gaz et cycle combiné. 2016/2017. ».
- [20] « Renaud Gicquel, Systèmes Energétiques, tome 2, Presse de l’Ecole des Mines Paris. ».
- [21] « données par la centrale de caps djenat ».
- [22] « amélioration des performances de la centrale thermique de cap djinet par installation d’une turbine a gaz » universite Mouloud Mammeri tizi-ouzou ».
- [23] Y. F. M.Laddada, « Etude de la transformation du groupe N°1 de la centrale de Cap djenat en cycle combiné, Université Mouloud Mameri , Tizi Ouzou »,.
- [24] M.-N. Dumont, « simulation et aide au dimensionnement des chaudières de récupération universitede leige ».
- [25] M. D. E. F. I. N. D. Etude, « Évaluation de la qualité d’alésages obtenus par fraisage Kermiche younes ».
- [26] Y. F. M.Laddada, « Étude de la transformation du groupe N°1 de la centrale de Cap djenat en cycle combiné, Université Mouloud Mameri , Tizi Ouzou, 2015-2016. ».
- [27] A.Tamimount, « Effet de la variation des paramètres économiques sur la rentabilité des turbines a gaz et des cycles combinés .Université M’hamed Bouguerra , Boumerdes, ».
- [28] A. Zakarya, « (Etude d’un système de cogénération pour la production d’eau chaude

.Dimensionnement d'un réseau de tuyauterie) mémoire de fin d'étude. ».

[29] M. Emil Légier, « fabrication de l'alcool de betterave, 1er édition, Limited, . », 2017.

[30] « OtavioCavalett, Antonio Bonomi, Marco A.P.Lima, Marceio Pereira da Cunba, Virtual Biorefinery: An Optimization Strategy for Renewable Carbon Valorization, 1er edition, Springer », 2015.

[31] « <http://dwsim.inforside.com.br>. ».

[32] « Donnes par la centrale caps djinet , boumardes ».

Résumé :

Le but de ce travail est l'études énergétique et simulation d'un cycles combinés gaz-vapeur pour la production d'électricité, qui lie les performances des deux turbine les principes de la turbine à gaz et la turbine à vapeur. Les cycles combinés sont devenus la technologie de production d'électricité la plus courante dans le monde.

On a mis en exergue plusieurs paramètre dans notre étude, l'essentiel de cette étude a était réaliser via le logiciel DWSIM, ou on a fait varier les paramètres qui influent directement sur l'efficacité des deux turbines et le cycle combiné en particulier, à savoir le débit d'air, la température ambiante, la pression et la température à l'entrée des deux turbines.

Mots clés : turbine à gaz, turbine à vapeur, cycle combiné, efficacité énergétique.

Abstract:

The aim of this work is the energy study and simulation of combined gas-steam cycles for the production of electricity, which binds the performance of the two turbines to the principles of the gas turbine and the steam turbine. Combined cycles have become the most common electricity generation technology in the world.

Several parameters were highlighted in our study. The main part of this study was carried out through the DWSIM software, or the parameters that directly influence the efficiency of the two turbines and the combined cycle in particular, namely air flow, ambient temperature, pressure, and temperature at the entrance of both turbines.

Keywords: gas turbine, steam turbines, combined cycle, energy efficiency

ملخص

أصبحت الدورات المشتركة. إلنتاج الكمبرياء، والتي تربط بين أداء التزوين من مبادئ نور بيئات الغاز ونور بيئات البخار
نمنا بتسليط الضوء على العديد من المتغيرات ني دراسنا، حيث تم إجراء. تكنولوجيا إنتاج الكمبرياء الأكثر شوعا ني العالم
حيث نمنا بتغير المتغيرات الني تؤثر مباشرة على كفاءة كل، DWSIM الجزء الأساسي من هذه الدراسة باستخدام برنامج
من النور بيئات والدورة المشتركة على وجه الخصوص، مثل تدفق الهواء، ودرجة الحرارة المحيطة، والضغط، ودرجة
الكلمات الرئيسية: نوريته الغاز، نوريته البخار، دورة مشتركة، الكفاءة الطاقية. الحرارة عند مدخل النور بيئات