

République Algérienne Démocratique et Populaire

Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique

Université Djilali Bounaama - Khemis Miliana



Faculté des Sciences et de la Technologie

Département de la Technologie

Mémoire du Projet de Fin d'Etudes

Pour l'obtention de diplôme

Master

En

« Génie Mécanique »

Option :

« Energétique »

Titre :

Analyse énergétique d'un système combiné : cycle organique de Rankine et un cycle de turbine à gaz

Réalisé par :

Daoudi Younes

Guendouz Ikram

Encadré par :

Dr. Touaibi Rabah

Année Universitaire 2019/2020

Remerciements

Tout d'abord, nous tenons à remercier Allah le Tout-Puissant de nous avoir donné la force et le courage de mener à bien ce modeste travail.

Nous tenons à exprimer nos sincères remerciements à notre encadreur Dr. Touaibi Rabah qui nous a apporté pour faire aboutir ce travail. Il nous a soutenu et guidé dans notre travail et nous a aidé à trouver des solutions pour avancer.

Nous remercions sincèrement tous les enseignants impliqués dans le département de technologie qui ont contribué à notre formation de la licence au Master.

Nous profitons également de l'occasion pour remercier tous ceux qui ont contribué directement ou indirectement à la réalisation de ce travail.

Dédicace

Tous les mots ne sauraient exprimer la gratitude, l'amour, le respect, la reconnaissance, je dédie ce mémoire de Master à :

A ma tendre mère Hafidha qui représente pour moi la source de tendresse et l'exemple de dévouement qui n'a pas cessé de m'encourager. Elle a fait plus qu'une mère puisse faire pour que ses enfants suivent le bon chemin dans leur vie et leurs études.

A mes sœurs Nardjes et Fethia et leur petite fleurs Aya et Meriem

A monsieur Touaibi Rabah qui ne cessé pas de m'encourager et me Conseillée.

A tous les collègues de ma promotion.

A tous mes enseignants depuis mes premières années d'études.

Younes

Je dédie ce modeste travail à ma source de bonheur, ma mère pour leur amour ; leur bonté leur sacrifice ; leurs encouragements perpétuels leur soutien puisse dieu prolonger leur vie dans le bonheur.

- Mon frère Amine
- Ma sœur Hadjira
- Ma princesse Ratille
- A mon fiancé Sido et sa famille
 - A tous mes cousins et oncles
- Tous mes amies "Narimane" "Hadjer"
- A mon binôme "Younes" et sa famille
- Tout les étudiants de la spécialité Master énergétique
- Et à tous ceux qui mont aide de près ou loin pour achever ce travail.

Résumé

Ce travail présente une analyse énergétique et exergetique d'un cycle combiné constitué d'un cycle organique de Rankine (ORC) et un cycle de turbine à gaz (TAG) dont ce dernier est sert à alimenter le cycle ORC par la puissance thermique en utilisant les gaz d'échappement. Cette étude comporte deux parties dont la première partie est consacrée pour l'analyse énergétique du système combiné en étudiant l'effet des températures de fonctionnement sur la performance du système étudié, dans ce contexte trois fluides ont été utilisés. La deuxième partie concerne l'analyse exergetique qui présente la distribution de l'exergie détruite au niveau du système et l'effet de des températures de fonctionnement sur l'efficacité exergetique en tenant compte les trois fluides organiques. Cette étude nous a permis de choisir le meilleur fluide organique adapté à cette installation qui est le fluide R600.

Mots clés : énergie, exergie, cycle organique de Rankine, cycle de turbine à gaz

Abstract:

This work presents an energetic and exergetic analysis of a combined cycle consisting of an organic Rankine cycle (ORC) and a gas turbine cycle (TAG) which is used to supply the ORC cycle with thermal power using the exhaust gas. This study has two parts, the first part of which is devoted to the energy analysis of the combined system by studying the effect of operating temperatures on the performance of the system studied, in this context three fluids were used. The second part concerns the exergetic analysis which presents the distribution of the destroyed exergy at the level of the system and the effect of operating temperatures on the exergy efficiency taking into account the three organic fluids. This study allowed us to choose the best organic fluid suitable for this installation which is the fluid of R600.

Key words: energy, exergy, organic Rankine cycle, gas turbine cycle

ملخص

يقدم هذا العمل تحليلاً نشطاً وحيوياً لدورة مركبة تتكون من دورة رانكين العضوية (ORC) ودورة توربينات الغاز (TAG) التي تستخدم لتزويد دورة ORC بالطاقة الحرارية باستخدام غاز العادم. تتكون هذه الدراسة من جزأين ، الجزء الأول منها مخصص لتحليل الطاقة للنظام المشترك من خلال دراسة تأثير درجات حرارة التشغيل على أداء النظام المدروس ، في هذا السياق تم استخدام ثلاثة سائل. ويتعلق الجزء الثاني بالتحليل النشط الذي يقدم توزيع الطاقة المدمرة على مستوى النظام وتأثير درجات حرارة التشغيل على كفاءة الطاقة مع مراعاة السوائل العضوية الثلاثة. سمحت لنا هذه الدراسة باختيار أفضل سائل عضوي مناسب لهذا التركيب وهو سائل R600.

الكلمات المفتاحية: الطاقة ، الطاقة الخارجية ، دورة رانكين العضوية ، دورة التوربينات الغازية

Nomenclature

Symboles	Signification	Unité
Ex	exergie	[kJ]
Ėx	Flux d'exergie	[kW]
g	gravité	[m/s ²]
h	Enthalpie massique	[kJ/Kg]
I	Flux d'irréversibilité	[kW]
m	Débit massique	[kg/s]
P	Pression	[Bar]
Q̇	Flux de chaleur	[kW]
T	Température	[°C]
Ẇ	Puissance mécanique	[kW]
η	Rendement énergétique ORC	%
η _{sys}	Rendement énergétique système	%
η _{Ex}	rendement exergetique du système	%

Indices	
CC	Chambre de combustion
Cond	Condenseur
Crit	Critique
Echang	Echangeur
dét	détendeur
com	Compresseur
t	Turbine
p	Pompe

net	Nette
ORC	Cycle Organique de Rankine
TAG	Turbine à gaz

Table de matière

Remerciement	I
Dédicace	II
Résumé	III
Nomenclature	IV
Sommaire	V
Liste des Figure	VI
Liste des tableaux	VII

Sommaire

1.1	Généralités sur les cycles thermodynamiques	13
1.2	Définition des cycles thermodynamiques	13
1.3	Différents cycles thermodynamiques :	13
1.4	Les Machines thermiques (applications des cycles thermodynamiques)	13
1.5	Cycle de Rankine :	13
1.5.1	Définition et présentation du cycle de Rankine	13
1.5.2	Le fluide caloporteur :	14
1.5.3	La pompe :	14
1.5.4	La chaudière	14
1.5.5	Le condenseur :	14
1.5.6	Les turbines	14
1.5.7	Principe de fonctionnement :	14
1.6	Turbine à gaz	16
1.6.1	Définition	16
1.6.2	Les éléments d'une turbine à gaz	16
1.6.3	Classification des turbines à gaz	17
1.6.4	Principe de fonctionnement de la turbine à gaz	17
1.6.5	Domaines d'application des turbines à gaz	18
1.7	Fluides frigorigènes	18
1.7.1	Introduction :	18
1.7.2	Définition :	18
1.7.3	Les familles des fluides frigorigènes :	18
1.7.4	Classification des fluides frigorigènes	19

1.7.5	Choix de fluide frigorigène :	20
1.7.6	Propriétés recherchées pour les fluides frigorigènes :	21
1.7.7	Les propriétés thermophysiques des trois fluides organiques :	22
	Chapitre 2 : Analyse énergétique du cycle combiné :	26
2.1	Introduction :	27
2.2	Description du système combiné (ORC-TAG) :	27
2.3	Description de la machine organique de Rankine :	27
2.4	Description de la machine turbine à gaz :	28
2.4.1	Dans le compresseur :	29
2.4.2	Dans la chambre de combustion :	29
2.5	Bilan énergétique du système combiné (ORC-TAG) :	29
2.5.1	Bilan énergétique du cycle ORC :	29
2.5.2	Bilan énergétique du cycle TAG :	31
2.6	Les performances du cycle (ORC) :	32
2.6.1	La puissance mécanique nette :	32
2.6.2	Rendement thermique :	32
2.7	Les performances du cycle TAG :	32
2.7.1	La puissance mécanique nette :	32
2.7.2	Rendement thermique :	32
2.8	Les performances du cycle combiné ORC-TAG :	32
2.8.1	La puissance mécanique nette :	32
2.8.2	Rendement thermique :	33
2.9	Calculs thermodynamiques du cycle combiné (ORC-TAG) :	33
2.9.1	Cas N°1 : cycle de turbine à gaz :	33
2.9.2	Cas N°2 : cycle ORC en utilisant R134a :	34
2.9.3	Cas N°3 : cycle combiné en utilisant les trois fluides :	36
2.10	Etude paramétrique :	36
2.11	L'effet de la température de l'échangeur :	36
	Chapitre 3 : Analyse exergetique du cycle combiné :	39
3.1	Introduction :	40
3.2	Démarche pour l'analyse exergetique du procédé :	40
3.3	Rendements exergetique de chaque composant :	42
3.4	Le rendement exergetique du système :	42
3.5	Bilan exergetique du système combine (TAG-ORC) :	42
3.5.1	Bilan exergetique du cycle TAG :	42
3.5.2	Bilan exergetique du cycle ORC :	44
3.6	Calculs thermodynamiques du cycle combiné (TAG-ORC) :	46
3.6.1	Cas N°1: cycle combine en utilisant R123 :	47
3.6.2	Cas N°2 : cycle combine en utilisant R134a :	48
3.6.3	Cas N°3 : cycle combine en utilisant R600 :	48
3.7	La distribution de l'exergie détruite au niveau du système combiné (TAG-ORC) :	49
3.7.1	Cas du fluide R123 :	49
3.7.2	Cas du fluide R134a :	50
3.7.3	Cas du fluide R600 :	50
3.8	Etude paramétrique :	51
3.9	L'effet de la température d'échangeur :	51
3.9.1	L'effet de la température de la chambre de combustion :	52

Liste des figures

1. 1 les élément de cycle de Rankine	15
1. 2 Les éléments de la turbine à gaz.....	17
2. 1 Schéma de base d'un système combiné (ORC-TAG) 27	
2. 2 Schéma d'une machine organique de Rankine	28
2. 3 Schéma d'une machine turbine à gaz.....	28
2. 4 turbine.....	30
2. 5 Pompage dans la pompe.....	30
2. 6 Echange de chaleur dans l'échangeur(ORC)	30
2. 7 Echange de chaleur dans le condenseur	31
2. 8 Compression dans le compresseur	31
2. 9 Détente dans la turbine.....	31
2. 10 Chambre de combustion.....	32
2. 11 L'effet de taux de compression sure le rendement du cycle TAG	34
2. 12 L'effet de la température d'échangeur sur le rendement du cycle ORC.....	36
2. 13 L'effet de la température d'échangeur sur le rendement du cycle ORC-TAG	37
3. 1 la compression dans le compresseur 42	
3. 2 Echange de chaleur dans la chambre de combustion	43
3. 3 Détente dans la turbine.....	43
3. 4 Pompage dans la pompe.....	44
3. 5 Echange de chaleur dans l'échangeur	45
3. 6 Détente dans la turbine.....	45
3. 7 Echange de chaleur dans le condenseur	46
3. 8 La distribution de l'exergie détruite au niveau du système combiné TAG-ORC en utilisant le R123	50

3. 9 La distribution de l'exergie détruite au niveau du système combiné (TAG-ORC) en utilisant le R134a	50
3. 10 La distribution de l'exergie détruite au niveau du système combiné(TAG-ORC) en utilisant le R600	51
3. 11 La variation du rendement exergetique du cycle combiné (TAG-ORC) en fonction de la température de l'échangeur.	52
3. 12 la variation du rendement exergetique du cycle combiné (TAG-ORC) en fonction de la température de la chambre de la combustion	53

Liste des tableaux

1. 2 Les propriétés thermo-physiques des trois fluides organiques.....	22
2. 1 Les données de base pour le cycle combiné	33
2. 2 Les données de base pour le cycle TAG	33
2. 3 Les performances de cycle TAG	33
2. 4 Les performances de cycle TAG avec la variation de taux de compression(T=950).....	2
2. 5 Les performance de cycle TAG avec la variation de taux de compression(T=800).....	2
2. 6 Les performance de cycle TAG avec la variation de taux de compression(T=1000).....	2
2. 7 Caractéristiques thermodynamiques des points du cycle ORC pour le fluide frigorigène R134a	34
2. 8 Performances du cycle ORC pour le fluide R134a	34
2. 9 Caractéristiques thermodynamiques des points du cycle ORC pour le fluide frigorigène R123	35
2. 10 Performances du cycle ORC pour le fluide R123	35
2. 11 Caractéristiques thermodynamiques des points du cycle ORC pour le fluide frigorigène R600	35
2. 12 Performances du cycle ORC pour le fluide R600	35
2. 13 Performances du cycle pour les trois fluides.....	36

3. 1 Les données de base pour le cycle combiné	47
3. 2 Caractéristiques thermodynamiques des points du cycle pour le fluide frigorigène R12347	
3. 3 Performances du cycle pour le fluide R123	47
3. 4 Caractéristiques thermodynamiques des points du cycle pour le fluide frigorigène R134a	48
3. 5 Performances du cycle pour le fluide R134a	48
3. 6 Caractéristiques thermodynamiques des points du cycle pour le fluide frigorigène R60048	
3. 7 Performances du cycle pour le fluide R600	49

Introduction générale

Introduction générale

Environ 50% de la consommation d'énergie mondiale est gaspillée sous forme de chaleur produite lors des processus de conversion d'énergie. La chaleur perdue peut provenir de diverses sources, y compris les installations industrielles et domestiques. Cette chaleur est introduite dans l'atmosphère sous forme d'échappement, de gaz ou de vapeur. En utilisant des systèmes de récupération de chaleur. Le système de cycle organique de Rankine (ORC) a reçu plus d'attention en tant que système de récupération de chaleur à un déchet à une température de source de chaleur de qualité faible à moyenne par rapport au système conventionnel.

Ce travail présente une nouvelle conception d'un système énergétique pour déterminer la performance d'un cycle combiné constitué d'un cycle organique de Rankine et d'un cycle de turbine à gaz dans le cadre de la récupération d'énergie ; Dans un premier temps une analyse énergétique du système combiné ORC-TAG a été faite pour déterminer les différentes puissances des différents composants constituant le système. Cette étude a été suivie par une étude de le premier cycle (TAG) et faire des Hypothèse sure les taux de compression en suit des Hypothèse sure les température de chambre de combustion après une étude comparative en utilisant de trois fluides organiques afin de choisir le meilleur fluide qui donne une très bonne efficacité énergétique. Dans un second temps une analyse exergetique a été ajouté en se basant les deux principes de la thermodynamique notamment le second principe de la thermodynamique afin de trouver la destruction de l'exergie au niveau de chaque composant constituant du système.

Ce travail s'articule autour de trois chapitres, le premier chapitre présente une généralité sur les différents cycles puissance et le différents fluides organiques utilisés par le cycle Organiques de Rankine ORC. Le deuxième chapitre présente l'analyse énergétique du cycle combiné constitué du cycle organique de Rankine et le cycle de turbine à gaz. Le troisième chapitre est consacré sur l'analyse exergetique du système combiné (ORC-TAG).

Enfin ce travail se termine par une conclusion générale présentant une synthèse des résultats trouvés.

Chapitre 1 : Généralités

Chapitre 1 : Généralités

Chapitre 1 : Généralités

1.1 Généralités sur les cycles thermodynamiques

Lorsqu'un système, à partir d'un certain état initial, passe par un certain nombre de changements d'états ou d'évolutions différentes et retourne finalement à son état initial on dit qu'il subit un cycle, par conséquent, à la fin d'un cycle, chaque variable a la même valeur qu'elle avait au début [1].

Il faut faire une distinction entre un cycle thermodynamique et un cycle mécanique

Exemple : un moteur à combustion interne à quatre temps décrit un cycle mécanique par deux évolutions.

Le fluide qui circule dans la machine de Rankine subit un cycle thermodynamique.

1.2 Définition des cycles thermodynamiques

On appelle cycles thermodynamique tous les processus énergétiques qui mettent en œuvre, à températures variées, plusieurs formes d'énergie, et les convertissent les unes dans les autres tout en échangeant une partie avec l'environnement [2].

1.3 Différents cycles thermodynamiques :

On classe les cycles thermodynamiques d'après la nature de la source d'énergie qui échange l'énergie avec le système [3].

1.4 Les Machines thermiques (applications des cycles thermodynamiques)

Les machines thermiques fonctionnent généralement grâce à un fluide auquel on fait subir des transformations cycliques au cours desquelles il y a échange d'énergie avec le milieu extérieur le système reçoit (algébriquement) du travail et de la chaleur [4].

1.5 Cycle de Rankine :

1.5.1 Définition et présentation du cycle de Rankine

Le cycle de Rankine est à la base des machines utilisant la vapeur d'eau dans les centrales thermiques et nucléaires.

Ces centrales peuvent utiliser des combustibles comme le charbon, le mazout, le gaz naturel, les déchets industriels, les déchets ménagers, la biomasse ou la tourbe [5,6]. Ils sont composés de:

Chapitre 1 : Généralités

1.5.2 Le fluide caloporteur :

Le cycle de Rankine utilise un fluide moteur qui change d'état physique au cours du cycle, où le fluide le plus utilisé est l'eau distillée (pour sa haute inertie thermique) et un fluide organique pour les basses températures (ORC)

1.5.3 La pompe :

Pour pomper le fluide caloporteur à basse pression et à haute pression

1.5.4 La chaudière

Plusieurs types de chaudières (fours) peuvent être utilisés pour brûler les nombreuses variétés de combustibles. On peut mentionner la grille, pour brûler les combustibles solides, les fours entièrement refroidis, pour la combustion en suspension des combustibles solides, liquides et gazeux, ainsi que les fours à lits fluidisés, pour les combustibles solides avec des compositions variables ou des exigences chimiques spécifiques

1.5.5 Le condenseur :

Dans les installations motrices à vapeur modernes, la pression régnant dans le condenseur est généralement déterminée par la température de l'eau de refroidissement et est comprise entre 3,5 et 4 kPa[5].

1.5.6 Les turbines

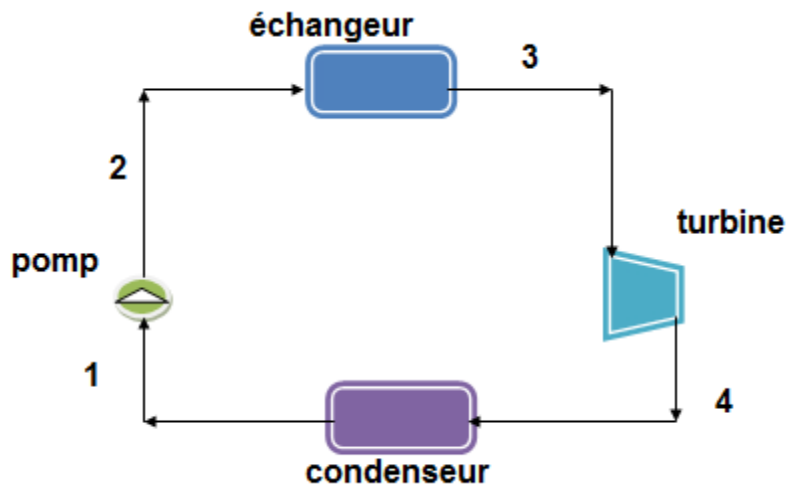
Les turbines à vapeur modernes récupèrent de 82 à 85 % de l'énergie mécanique contenue dans la vapeur sous forme de pression, mais il faut d'abord évaporer l'eau, ce qui demande environ 60 % de toute l'énergie nécessaire, et cette partie n'est pas récupérable dans la turbine. La pression régnant dans les turbines est généralement déterminée par la température de vapeur et la bonne pression est comprise entre 100 et 2500kPa selon Bader et al. Pour le cycle de Rankine organique.L'efficacité globale du cycle de Rankine est donc limitée à environ 40 %, selon le PCS (puissance calorifique supérieure) du combustible.

1.5.7 Principe de fonctionnement :

Le principe de fonctionnement du cycle est basé sur la vaporisation et la condensation alternativement du fluide moteur dans le cycle, il est relativement simple et représenté par les processus suivants[5-7] :

Chapitre 1 : Généralités

- (1→2): Un pompage adiabatique et réversible effectué par la pompe
- (2→3) : un échange de chaleur à pression constante dans la bouilloire
- (3→4): Une détente adiabatique et réversible dans la turbine (ou dans un autre générateur de force motrice comme une machine à vapeur)
- (4→1): Un échange de chaleur à pression constante dans le condenseur



1. Les éléments de cycle de Rankine

Chapitre 1 : Généralités

1.6 Turbine à gaz

1.6.1 Définition

La turbine à gaz est un moteur à combustion interne de tous les points de vue. Elle peut être considérée comme un système autosuffisant. En effet, elle prend et comprime l'air atmosphérique dans son propre compresseur, augmente la puissance énergétique de l'air dans sa chambre de combustion et convertit cette puissance en énergie mécanique utile pendant les processus de détente qui a lieu dans la section turbine. L'énergie mécanique qui en résulte est transmise par l'intermédiaire d'un accouplement à une machine réceptrice, qui produit la puissance utile pour le processus industriel.

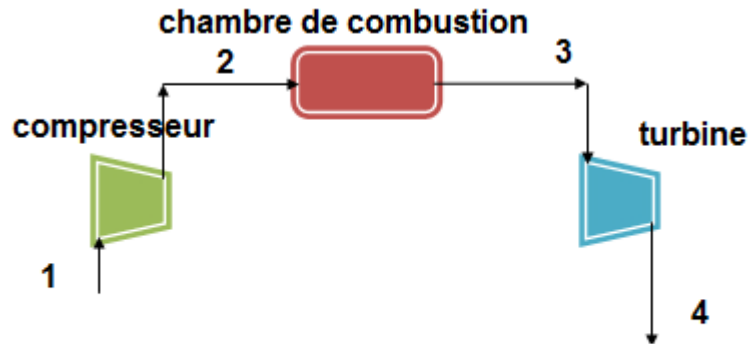
Sous sa forme la plus simple, une turbine à gaz comprend un compresseur axial qui aspire l'air à la pression atmosphérique; une chambre de combustion, où l'air comprimé est réchauffé à pression constante par la combustion d'une certaine quantité de combustible (gaz naturel, gazoil ou kérosène) et enfin une turbine de détente des gaz jusqu' à la pression atmosphérique [6].

1.6.2 Les éléments d'une turbine à gaz

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

- Un compresseur, centrifuge ou plus généralement axial, qui a pour rôle de comprimer de l'air ambiant à une pression comprise aujourd'hui entre 10 et 30 bars environ ;
- Une chambre de combustion, dans laquelle un combustible gazeux ou liquide est injecté sous pression, puis brûlé avec l'air comprimé, avec un fort excès d'air afin de limiter la température des gaz d'échappement ;
- Une turbine, généralement axial, dans laquelle sont détendus les gaz qui sortent de la chambre de combustion[9].

Chapitre 1 : Généralités



1. 2 Les éléments de la turbine à gaz

1.6.3 Classification des turbines à gaz

On peut classer les turbines selon différents points :

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

1.6.4 Principe de fonctionnement de la turbine à gaz

Une turbine à gaz fonctionne de la façon suivante :

- elle extrait de l'air du milieu environnant ;
- elle le comprime à une pression plus élevée ;
- elle augmente le niveau d'énergie de l'air comprimé en ajoutant et en brûlant le combustible dans une chambre de combustion ;
- elle achemine de l'air à pression et à température élevées vers la section de la turbine, qui convertit l'énergie thermique en énergie mécanique pour faire tourner l'arbre ; ceci sert, d'un côté, à fournir l'énergie utile à la machine conduite, couplée avec la machine au moyen d'un accouplement et, de l'autre coté à fournir l'énergie nécessaire pour la compression de l'air, qui a lieu dans un compresseur relié directement à la section turbine;
- elle décharge à l'atmosphère les gaz à basse pression et température résultant de la transformation mentionnée ci-dessus [10];

Chapitre 1 : Généralités

1.6.5 Domaines d'application des turbines à gaz

Les domaines d'application des turbines à gaz se divisent en deux catégories[11] :

1.6.5.1 Domaines fixes (utilisation industrielle) :

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

1.6.5.2 Domaines mobiles :

- Pour la traction automobile.
- Pour la traction ferroviaire.
- Pour l'application marine.
- Pour l'aviation (turboréacteur et turbo hélice).
- Avantages et inconvénients des turbines à gaz

1.6.5.3 Avantages

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

1.6.5.4 Inconvénients

- Au-dessous d'environ 3000KW, prix d'installation supérieur de celui d'un groupe diesel ;
- Temps de lancement beaucoup plus long que celui d'un groupe diesel ; à titre indicatif : 30 à 120 s pour une turbine, 8 à 20 s pour un groupe diesel ;
- Rendement inférieur à celui d'un moteur diesel (cycle simple). À titre indicatif : 28 à 33 % pour une turbine de 3000 KW, 32 à 38 % pour un groupe diesel.

1.7 Fluides frigorigène

1.7.1 Introduction :

Ce chapitre présente les différents fluides frigorigènes par installations frigorifiques à compression mécanique de vapeur. Et une présentation des fluides sont soit toxiques, soit inflammables qui peuvent être utilisés par les cycles organiques Rankine.

1.7.2 Définition :

Un fluide frigorigène est un fluide ou un mélange de fluide présentant des particularités physiques permettant d'exploiter un cycle de compression/détente pour transférer de la chaleur. Ils possèdent en particulier une température d'évaporation faible sous pression atmosphérique. Les fluides frigorigènes sont utilisés pour refroidir des dispositifs réfrigérants (réfrigérateur, congélateur, climatiseur...). Dans ces appareils, le fluide frigorigène sert également à transporter l'huile du compresseur [12].

1.7.3 Les familles des fluides frigorigènes :

Les fluides frigorigènes sont des substances ou des mélanges de substances, utilisés dans les circuits de systèmes frigorifiques tels que : des chambres froides, des réfrigérateurs, des vitrines réfrigérées...

Les fluides frigorigènes ont la particularité d'avoir sous la pression atmosphérique, une température d'évaporation très faible. Cette propriété thermodynamique permet de produire du froid et du chaud.

Les fluides peuvent être classés en quatre grandes familles

- les fluides inorganiques purs : eau, ammoniac, CO₂... ;
- les hydrocarbures : butane, isobutane, propane, propylène ;
- les hydrocarbures halogénés : chlorofluorocarbures (CFC),

Hydrofluorocarbures (HFC) et hydro chlorofluorocarbures (HCFC) et les per fluorocarbures (PFC) ;

- autres fluides, utilisés de façon assez rare : éthers oxydes, alcools, composés tri halogénés, fluorés et chromés.

Les CFC, largement utilisés au cours du XX^e siècle, ont été interdits par le Protocole de Montréal en 1987 en raison de leur impact destructeur sur la couche d'ozone. Les HCFC ont eux aussi été interdits en 2015. Ces fluides ont été remplacés par les HFC, qui ne contiennent

pas de chlore toxique pour la couche d'ozone, mais contribuent à l'effet de serre. Ils seront donc eux aussi bannis progressivement grâce à un accord signé en 2016 [13].

1.7.4 Classification des fluides frigorigènes

Les fluides frigorigènes actuellement utilisés peuvent être subdivisés en deux groupes principaux [12-14].

1.7.4.1 Les réfrigérants halogénés :

1.7.4.1.1 Nomenclature des fluides frigorigènes

Les fluides frigorigènes actuellement utilisés, qu'il s'agisse d'un fluide frigorigène dont la fabrication est interdite depuis le 31 décembre 1994, d'un fluide frigorigène de transition ou d'un fluide frigorigène de substitution sont :

- Soit des composés inorganiques purs comme l'ammoniac (NH_3 ou R 717).
- Soit des composés organiques purs comme par exemple le tétrafluoroéthane ($\text{C}_2\text{H}_2\text{F}_4$ ou R134a).
- Soit des mélanges azéotropiques qui se composent de plusieurs fluides

Frigorigènes purs et se comportent comme un fluide frigorigène à un seul composant. C'est à dire que leur vapeur saturée a la même composition que le liquide, d'où il en résulte qu'ils s'évaporent et se condensent à une température constante pour une pression donnée.

- Soit des mélanges zéotropiques (ou non azéotropiques) qui se composent de plusieurs fluides frigorigènes purs qui ne se comportent plus comme un fluide frigorigène à un seul composant, du fait que lors de la vaporisation, il y a enrichissement de la vapeur et par conséquent également changement de composition du liquide à l'ébullition. il en résulte que durant toute la phase de vaporisation, il y a augmentation régulière de la température bien que la pression reste constante. Cette augmentation de température est appelée « glissement de température » (ou « glide » dans la littérature anglaise).

Lors du phénomène de condensation, il y a également changement de composition du liquide d'où là encore « glissement de température » généralement plus faible que celui qui a lieu à l'évaporateur.

1.7.4.1.2 Les mélanges azéotropiques

La série 400 leur est attribuée, les numéros d'identification étant toujours arbitraires (exemple R404A). En ce qui concerne les mélanges azéotropiques et zéotropiques, le numéro

d'identification arbitraire qui leur est attribué correspond en fait au numéro d'enregistrement par l'ASHRAE (American Society of heating, refrigerating and air-conditioning engineers) C'est parmi la catégorie des composés organiques que l'on trouve les fluides frigorigènes les plus courants à savoir[11] :

- Les hydrocarbures halogénés fluorés partiellement substitués ou Chlorofluorocarbure (CFC).
- Les hydrocarbures bis halogénés fluorés et chlorés partiellement substitués ou Hydrochlorofluorocarbures (HCFC).
- Les hydrocarbures mono halogénés simplement fluorés et partiellement Substitués ou hydrofluorocarbures (HFC).

1.7.4.2 Les réfrigérants naturels :

1.7.4.2.1 Composés organiques variés :

Un numéro de la série 600 est attribué aux composés organiques ; les numéros sont attribués de façon successive.

Exemple : Le R600a, isobutane

1.7.4.2.2 Composés non organiques :

Un numéro de la série 700 est attribué aux composés non organiques ; les numéros d'identification sont formés en ajoutant la masse moléculaire relative des composants à la valeur 700.

Exemple : Le R717 correspond à l'ammoniac de masse mole

1.7.5 Choix de fluide frigorigène :

Pour bien choisir un frigorigène en vue d'une application déterminée, on doit considérer

1.7.5.1 Critères thermodynamiques :

- Bonnes propriétés thermodynamiques en général Puissance
 - frigorifique volumétrique élevée
 - Température critique élevée
 - Point de coagulation basse
 - Taux de compression inférieur à 10
- Pression adaptée aux matériels et aux conditions d'utilisations

1.7.5.2 Critères de sécurité :

- Non inflammable
- Non toxique pour l'homme à faible concentration

1.7.5.3 Critères techniques :

- L'action sur les métaux doit être faible ou nul
- Action sur les plastiques et les élastomères (les matériaux de joints) doit être Faible.

1.7.5.4 Critères économiques :

- Le prix
- Incidence du choix du fluide frigorigère sur le prix de l'installation ;

1.7.5.5 Critères d'environnement :

Les fluides de travail doivent respecter les normes environnementales et la sécurité de l'opération. Les critères liés à l'environnement et la sûreté comprennent les points suivants.

- GWP
- ODP

1.7.6 Propriétés recherchées pour les fluides frigorigères :

1.7.6.1 Propriétés basées sur des considérations thermodynamiques et techniques :

Les propriétés recherchées, basées sur considérations thermodynamiques et techniques sont :

- Une température critique élevée car le COP et la puissance frigorigère du cycle augmente avec la température critique du fluide.
- Titre en vapeur après la détente faible[15].

1.7.6.2 Propriétés basées sur des considérations environnementales :

1.7.6.2.1 Les propriétés recherchées sont :

- Non dangereux pour la santé humaine, ni pour l'environnement
- La sécurité (toxicité faible, non inflammable, non explosif)
- ODP = 0, c'est-à-dire, utilisation d'un HFC, d'un HC ou d'un fluide naturel

1.7.7 Les propriétés thermophysiques des trois fluides organiques

Tableau 2. 1 Les propriétés thermophysiques des trois fluides organiques

réfrigérant	R123	R134a	R600
Désignation chimique	HCFC	HFC	HC
Formule chimique	CHCL ₂	CH ₂ F- CF ₃	C ₄ H ₁₀
Masse molaire en (kg/mol.k)	80	102	58,1
Température critique en (°C)	185	100,6	152
Pression critique en (bar)	34.036	39.74	36.709
ODP	0,02	0	0
GWP ₁₀₀	93	1300	3

2 Chapitre 2 : Analyse énergétique du cycle combiné

2.1 Introduction :

Ce chapitre présente une analyse énergétique d'un système combiné constitué d'un cycle ORC et un cycle de turbine à gaz, cette analyse est suivi par une étude sur le cycle de turbine à gaz ensuite une étude sur le cycle ORC ensuite une étude comparative en se basant sur trois fluides de travail ; le R134a, le R123 et le R600 afin de choisir le meilleure fluide adapté pour ce type de système pour améliorer ses performances.

2.2 Description du système combiné (ORC-TAG) :

Le schéma de base du cycle combiné ORC-TAG est représenté dans la Figure 3.1. Le système se compose de deux cycles principaux, un cycle organique de Rankine destiné pour la production de l'énergie mécanique qui se compose d'une pompe, échangeur , une turbine et un condenseur commun et un cycle turbine à gaz qui se compose d'un compresseur, chambre de combustion ,une turbine et

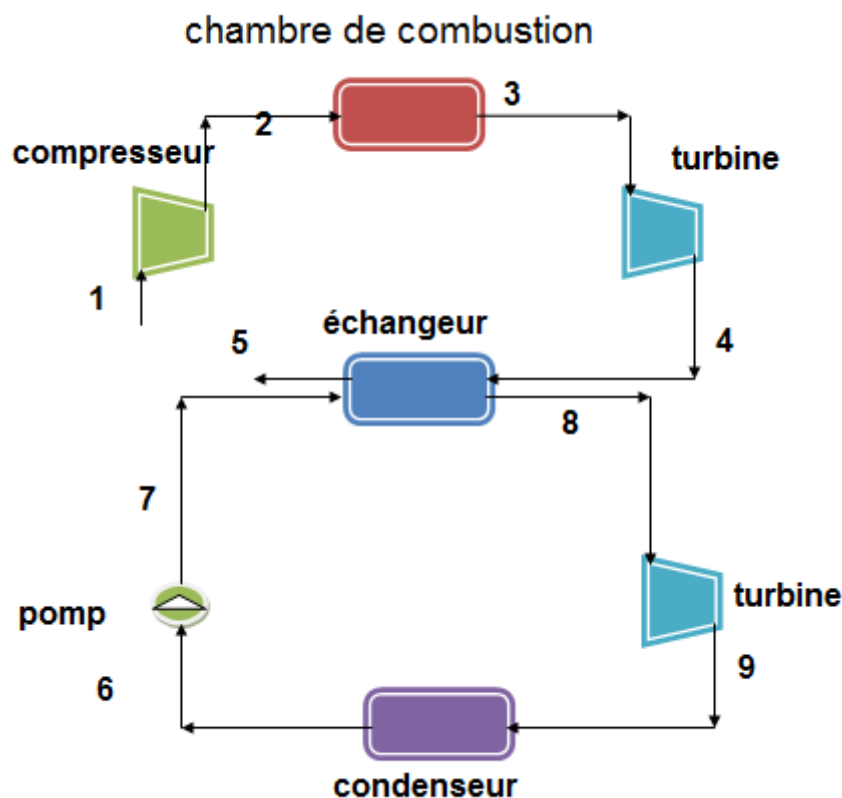


Figure 3. 1 Schéma de base d'un système combiné (ORC-TAG)

2.3 Description de la machine organique de Rankine :

Le cycle organique de Rankine est un simple cycle énergétique de Rankine dans lequel le fluide de travail est principalement un fluide organique au lieu de l'eau. Les fluides

organiques sont les fluides de masse moléculaire élevée avec un degré de température d'ébullition inférieur à celui de l'eau. Pour les systèmes de récupération de chaleur à basse température, le fluide de travail utilisé est principalement un fluide organique.

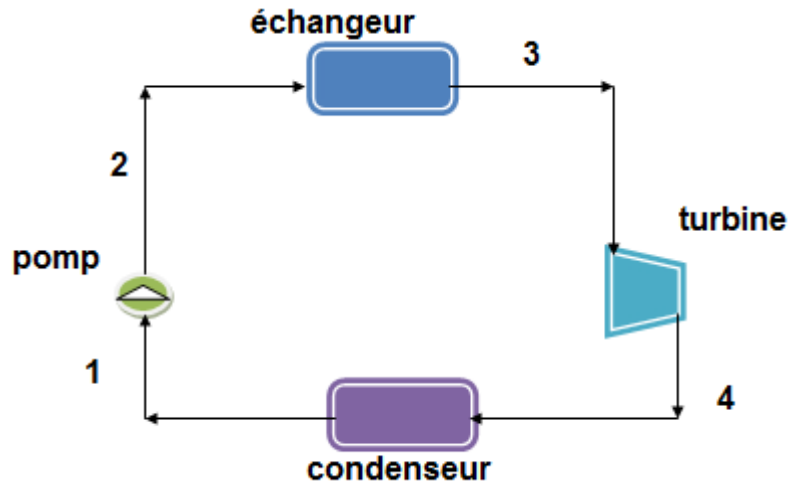


Figure 3. 2 Schéma d'une machine organique de Rankine

2.4 Description de la machine turbine à gaz :

Une turbine à gaz est une machine tournante thermodynamique appartenant à la famille des moteurs à combustion interne dont le rôle est de produire de l'énergie mécanique (rotation d'un arbre) à partir de l'énergie contenue dans un hydrocarbure (carburent, gaz...).

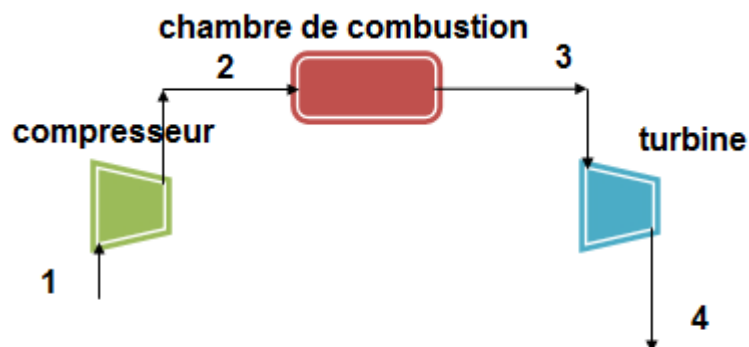


Figure 3. 3 Schéma d'une machine turbine à gaz

Le fonctionnement d'une machine turbine à gaz est un moteur thermique réalisant les différentes phases de son cycle thermodynamique dans une succession d'organes traversés par un fluide moteur gazeux en écoulement continu. C'est une différence fondamentale par

rapport aux moteurs à pistons qui réalisent une succession temporelle des phases dans un même organe (généralement un cylindre). Dans sa forme la plus simple, la turbine à gaz fonctionne selon le cycle dit de Joule comprenant successivement et schématiquement:

- une compression adiabatique qui consomme de l'énergie mécanique,
- un chauffage isobare comme pour un moteur diesel,
- une détente adiabatique jusqu'à la pression ambiante qui produit de l'énergie mécanique
- un refroidissement isobare

2.4.1 Dans le compresseur :

Le fluide frigorigène arrive à l'entrée du compresseur à l'état vapeur, sous basse pression et basse température. La compression permet d'élever sa pression et sa température. En théorie, la compression est adiabatique (ou isentropique) ; mais elle ne l'est

2.4.2 Dans la chambre de combustion :

Est une enceinte capable de résister à de brusques changements de pression et de température, dans laquelle on déclenche volontairement une combustion entre des substances chimiques déterminées. Cette enceinte est conçue pour obtenir, à partir des gaz issus de la combustion, un travail ou une force, avant qu'ils ne soient évacués.

2.5 Bilan énergétique du système combiné (ORC-TAG) :

L'analyse énergétique des cycles combinés ORC-TAG exige l'application du principe de la thermodynamique. En utilisant le premier principe de la thermodynamique pour un système ouvert, l'équation de conservation d'énergie s'écrit comme suit [11-13] :

$$\sum_s \dot{m} h - \sum_e \dot{m} h = \dot{Q} + \dot{W} \quad (2.1)$$

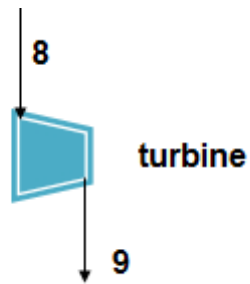
Les équations générales correspondent à ce principe sont citées ci-dessous :

2.5.1 Bilan énergétique du cycle ORC :

2.5.1.1 Turbine :

La puissance mécanique de la turbine :

$$\dot{W}_t = \dot{m}_{\text{orc}}(h_8 - h_9) \quad (2.1)$$

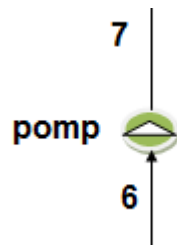


2. 4 turbine

2.5.1.2 Pompe :

La puissance mécanique de la pompe s'écrit comme suit :

$$\dot{W}_p = \dot{m}_{orc}(h_7 - h_6) \quad (2.2)$$



2. 5la pompe

2.5.1.3 Echangeur (ORC) :

Le flux de chaleur échangée entre la source chaude et le fluide travail s'écrit :

$$\dot{Q}_{ev} = \dot{m}_{orc}(h_3 - h_2) \quad (2.4)$$



2. 6 Echange de chaleur dans l'échangeur(ORC)

2.5.1.4 Condenseur (ORC) :

$$\dot{Q}_{con} = \dot{m}_{orc}(h_6 - h_9) \quad (2.5)$$



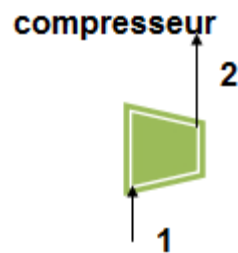
2. 7 Echange de chaleur dans le condenseur

2.5.2 Bilan énergétique du cycle TAG :

2.5.2.1 Compresseur :

Le compresseur a pour but d'aspirer la vapeur sortant de l'évaporateur, et la comprime jusqu'à la pression qui règne dans le condenseur, et la rejette dans celui-ci.

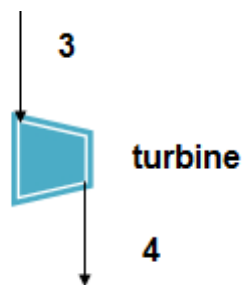
$$\dot{W}_c = \dot{m}_{\text{air}}(h_2 - h_1) \quad (2.6)$$



2. 8 Compression dans le compresseur

2.5.2.2 Turbine :

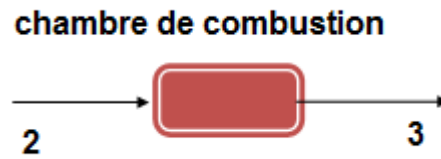
$$\dot{W}_t = \dot{m}_{\text{air}}(h_3 - h_4) \quad (2.7)$$



2. 9 Détente dans la turbine

2.5.2.3 Chambre de combustion :

$$\dot{Q}_{cc} = \dot{m}_{\text{gaz}}(h_3 - h_2) \quad (2.8)$$



2.6 Les performances du cycle(ORC)

Les performances du système ORC sont déterminées par les équations suivantes :

2.6.1 La puissance mécanique nette :

$$W_{net} = \dot{W}_t - \dot{W}_p \quad (2.9)$$

2.6.2 Rendement thermique :

$$\eta = W_{net} / \dot{Q}_{echng} \quad (2.10)$$

2.7 Les performances du cycleTAG

Les performances du système TAG sont déterminées par les équations suivantes :

2.7.1 La puissance mécanique nette :

$$W_{net} = \dot{W}_t - \dot{W}_c \quad (2.11)$$

2.7.2 Rendement thermique :

$$\eta = W_{net} / \dot{Q}_{CC} \quad (2.12)$$

2.8 Les performances du cycle combiné ORC-TAG

Les performances du système (ORC-TAG) sont déterminées par les équations suivantes :

2.8.1 La puissance mécanique nette :

$$W_{net_systeme} = W_{net_TAG} + W_{net_ORC} \quad (2.13)$$

2.8.2 Rendement thermique :

$$\eta = W_{\text{net}}/\dot{Q}_{\text{cc}} \quad (2.14)$$

2.9 Calculs thermodynamiques du cycle combiné (ORC-TAG) :

L'étude et l'analyse ont été faites sur le système combiné ORC TAG Pour voir l'influence d'ORC sur les performances du cycle. Dans chaque cas on a fait une comparaison en utilisant les trois fluides de travail, Le R123 (isentropiques) et le fluide R134a (humides) et le fluide R600 (secs) pour les propriétés thermodynamique on a utilisé le logiciel Coolpack.

2. 1 Les données de base pour le cycle combiné

Température de l'échangeur (°C)	200
Température du condenseur (°C)	40
Rendement isentropique de turbine et la pompe	0.8
Débit massique de TAG (kg/s)	1
Débit massique ORC (kg/s)	1.15
Taux de compression TAG	7

2.9.1 Cas N°1 : cycle de turbine à gaz :

Pour ce cas on fait deux hypothèses :

1^{er} Hypothèse on calcul les performances du cycle TAG et après on varie le taux de compression de 2 à10.

2.9.1.1 Les caractéristiques thermodynamiques des points de cycle de turbine à gaz

2. 2 Les données de base pour le cycle TAG

Point	P[bar]	T[°C]	h[kJ/kg]
1	1	15	517.06
2	7	227	785.76
3	7	950	1535.8086
4	1	474	1102.3857
5	Atm	200	704.9282

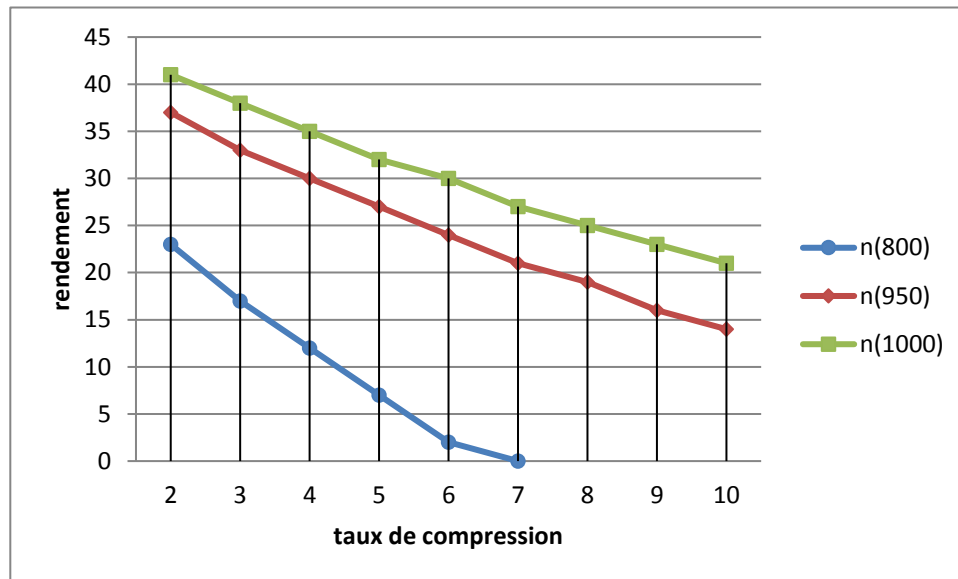
2.9.1.2 Les performances du cycle TAG

2. 3 Les performances de cycle TAG

Point	Valeur	unité
W_t	433.4229	kW
W_C	268.7	kW
W_{net}	164.7229	kW
Q_{cc}	750.0426	kW
η	21	%

2.9.1.3 Variation du taux de compression :

On fait varier le taux de compression de 2 à 10 des trois températures (800/950/1000) et on calcule les performances du cycle.



2. 11 L'effet de taux de compression sur le rendement du cycle TAG

2.9.2 Cas N°2 : cycle ORC en utilisant R134a :

1^{er} Pour ce cas on utilise le fluide R134a comme un fluide de travail (humide)

2.9.2.1 Les caractéristiques thermodynamiques des points du cycle Pour le R134a :

2. 4 Caractéristiques thermodynamiques des points du cycle ORC pour le fluide frigorigène R134a

Point	P [bar]	T [°C]	h [kJ/Kg]
6	10.16	40	256.16
7	39.74	41.7	258.73
8	39.74	100	409.1
9	10.16	40	389.2878

2.9.2.2 Les performances du cycle pour le fluide le R134a :

2. 5 Performances du cycle ORC pour le fluide R134a

	Valeur	unité
W_t	22.784	KW
W_p	2.9555	KW
W_{net}	19.8285	KW
Q_{echng}	172.925	KW
η	11	%

2^{ème} On fait les mêmes calculs que l'exemple précédent fluide R123 (fluide isentropique).

2.9.2.3 Les caractéristiques thermodynamiques des points du cycle pour le R123 :

2. 6 Caractéristiques thermodynamiques des points du cycle ORC pour le fluide frigorigène R123

Point	P [bar]	T [°C]	h [kJ/Kg]
6	1.55	40	281.98
7	34.036	42	284.2
8	34.036	179	452.68
9	1.55	40	424.7567

2.9.2.4 Les performances du cycle pour le fluide R123 :

2. 7 Performances du cycle ORC pour le fluide R123

	Valeur	unité
W_t	54.22	KW
W_p	2.622	KW
W_{net}	51.6	KW
Q_{echng}	243.777	KW
η	21	%

3^{ème} On fait les mêmes calculs que l'exemple précédent fluide sèche R600.

2.9.2.5 Les caractéristiques thermodynamiques des points du cycle pour le R600

2. 8 Caractéristiques thermodynamiques des points du cycle ORC pour le fluide frigorigène R600

Point	P [bar]	T [°C]	h [kJ/Kg]
6	3.751	40	296.01
7	36.709	42	301.924
8	36.709	150	725.15
9	3.751	40	643.221

2.9.2.6 Les performances du cycle pour le fluide R600 :

2. 9 Performances du cycle ORC pour le fluide R600

	Valeur	unité
W_t	94.2183	KW
W_p	6.8011	KW
W_{net}	87.4172	KW
Q_{echng}	486.7099	KW
η	17	%

2.9.3 Cas N°3 : cycle combiné en utilisant les trois fluides :

En va utiliser les trois fluides pour comparer le rendement et de trouver le meilleur fluide pour notre système

2.9.3.1 Les performances du cycle combiné

2. 10 Performances du cycle pour les trois fluides

Fluide	R134a	R123	R600
W_{net}	184.5514	216.3229	252.1401
Q_{cc}	750.0426	750.0426	750.0426
η	24%	28%	33%

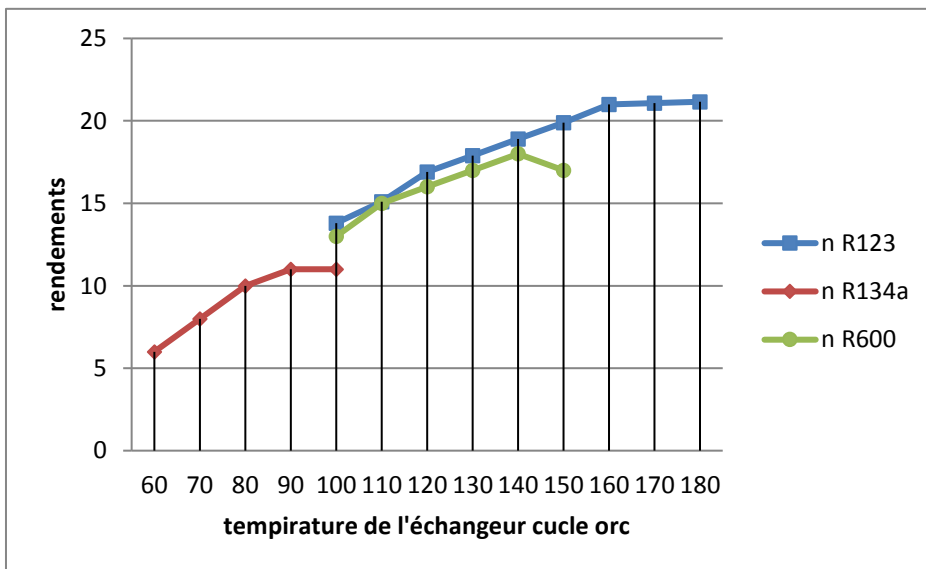
2.10 Etude paramétrique :

Les résultats de cette section se concentreront sur l'effet de la température de l'échangeur de chaleur sur les performances du cycle ORC et sur le cycle combiné ORC-TAG en utilisant le fluide R600.

2.11 L'effet de la température de l'échangeur

Dans cette partie, nous étudions l'effet de la température de l'échangeur de chaleur sur les performances du cycle ORC et sur le cycle combiné ORC-TAG en tenant compte le fluide organique R600. Pour se faite, toute les paramètres de fonctionnement sont fixés dont le cycle TAG et dans le cycle ORC et on varier la température de l'échangeur

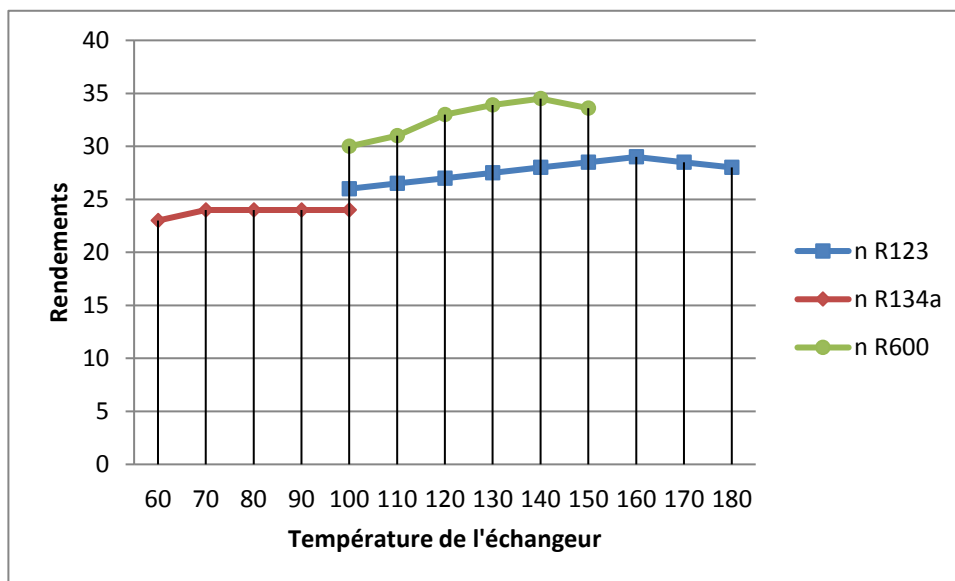
La figure 2-12 montre la variation de l'efficacité énergétique du cycle ORC en fonction de la température de l'échangeur



2. 12 L'effet de la température d'échangeur sur le rendement du cycle ORC

Les résultats montrent que la température d'échangeur de chaleur a un effet positif sur l'efficacité énergétique du cycle ORC et sur les performances du cycle combiné ORC-TAG, l'efficacité énergétique augmente considérablement. On peut voir que l'efficacité énergétique du cycle ORC passe de 13% à 18% comme maximum résultat.

La figure 2-12 montre la variation de l'efficacité énergétique du système combiné en fonction de la température d'échangeur de chaleur



2. 13 L'effet de la température d'échangeur sur le rendement du cycle ORC-TAG

Les résultats montrent que l'efficacité énergétique du système combiné augmente considérablement sur la plage de température considérée et atteint une valeur maximale de 34,5%. La meilleure performance pour le système combiné est offerte en utilisant le fluide organique R600. Puisque l'efficacité du système est augmentée de 30% à 34,5% sur la gamme de température d'échangeur de chaleur de 100 °C à 150 °C.

3 Chapitre 3 :Analyse exergetique du cycle combiné

3.1 Introduction :

Ce chapitre présente une analyse exergetique du système combiné TAG-ORC, dont le but de déterminer la destruction de l'exergie au niveau de chaque composant du système et pour voir aussi l'effet des températures de fonctionnement sur le rendement Exergetique. L'analyse Exergetique a été faite en utilisant les trois fluides organique ; le R134a, le R123 et le R600.

3.2 Démarche pour l'analyse exergetique du procédé :

Tout système réel fonctionne en respectant le premier principe qui régit le bilan d'énergie et le second principe régissant le bilan entropique. Ce dernier permet d'énoncer que toutes les formes d'énergies ne sont pas équivalentes. Il est donc impossible de convertir une forme d'énergie intégralement en une autre. Le second principe permet de déterminer les limites de la conversion de l'énergie, à travers l'entropie, l'irréversibilité et la dégradation d'énergie. Par définition, l'énergie est constituée d'une partie noble, mécanisable et convertible, appelée exergie. L'autre est la partie non convertible et est appelée anergie. La somme des deux donnant l'énergie. Pour une analyse thermodynamique, il est courant d'émettre des équivalences entre entropie et exergie. Si un processus thermodynamique réversible est considéré comme idéal, la production d'entropie est nulle, puisqu'elle n'engendre aucune perte d'exergie[16].

Dans l'analyse exergetique, aucun travail ne peut être produit par un système au point mort sont identifiées par l'indice 0, on suppose que les variables thermodynamiques d'un système la température T0 et la pression P0 de l'environnement (correspondant à l'état mort) sont à 25°C et 1atm, respectivement. Cependant, ces valeurs relatives à l'environnement de référence peuvent être spécifiées différemment selon l'application le premier et le second principe peuvent donc être exprimés en fonction de l'exergie et de l'énergie, à savoir :

La somme d'exergie et d'anergie mise en jeu est constante (Premier principe); L'anergie ne peut être transformée en exergie ; l'exergie quant à elle, peut être transformée en anergie dans un processus irréversible (Deuxième principe). La formule générale traduisant le bilan exergetique appliqué en régime permanent à un volume de contrôle est donnée par l'équation suivante :

$$\dot{E}X_D = \left[\sum \dot{Q} \left(1 - \frac{T_0}{T} \right) \right]_e - \left[\sum \dot{Q} \left(1 - \frac{T_0}{T} \right) \right]_s + \left[\sum (\dot{W}_e - \dot{W}_s) \right] + \left[\sum (\dot{E}X_e - \dot{E}X_s) \right] \quad (3.1)$$

$\left[\sum \dot{Q} \left(1 - \frac{T_0}{T} \right) \right]$:Correspond à l'exergie fournie par la source de chaleur à la température T est positif quand elle entre dans le système.

\dot{W} :Le travail mécanique.

$\dot{E}X_e - \dot{E}X_s$:Correspond à la somme des exergétiques entrant et sortant du volume de contrôle.

$\dot{E}X_D$:Correspond à l'exergie détruite par le système en raison des irréversibilités.

EX : est l'exergie spécifique et peut être exprimée en termes de quatre constituants : L'exergie physique (EX_{PH}), l'exergie cinétique (EX_{KN}) l'exergie potentielle (EX_{PT}) Et l'exergie chimique (EX_{CH})

$$EX = EX_{PH} + EX_{KN} + EX_{PT} + EX_{CH} \quad (3.2)$$

$$EX_{PH} = h - h_0 - T_0(S - S_0) \quad (3.3)$$

$$EX_{KN} = \frac{v^2}{2} \quad (3.4)$$

$$EX_{PT} = gz \quad (3.5)$$

$$EX_{CH} = 0 \quad (4.6)$$

Le débit de la destruction d'exergie (ou débit de l'irréversibilité), I est calculé par l'équation suivante :

$$\dot{E}X_D = T_0 * S_g \quad (3.7)$$

Où S_g est le flux d'entropie créée.

On a

$$\sum \dot{m}_s s_s - \sum \dot{m}_e s_e = \sum \frac{\dot{Q}}{T} + \dot{S}_g \quad (3.8)$$

On suppose:

$$\sum \frac{\dot{Q}}{T} = 0 \quad (3.9)$$

$$\text{Donc : } \dot{S}_g = \sum \dot{m}_s s_s - \sum \dot{m}_e s_e \quad (3.10)$$

$$\dot{E}X_D = T_0 * (\sum \dot{m}_s s_s - \sum \dot{m}_e s_e) \quad (3.11)$$

3.3 Rendements exergétique de chaque composant :

Le rendement exergétique est le rapport entre l'exergie sortante et l'exergie entrante. Ce dernier est globalement défini par :

$$\eta_{EX} = \frac{EX_U}{EX_{COM}} \quad (3.12)$$

Ou :

EX_U : L'exergie utile

EX_{COM} :L'exergie consommé

3.4 Le rendement exergétique du système :

Le rendement global exergétique du système combiné [15] :

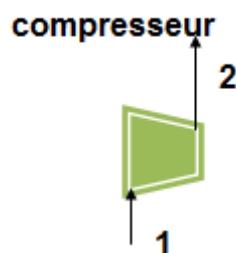
$$\eta_{EXSYS} = \frac{W_{net.systeme}}{EX_{CDC}} \quad (3.13)$$

3.5 Bilan exergétique du système combine (TAG-ORC) :

3.5.1 Bilan exergétique du cycle TAG :

3.5.1.1 Compresseur :

L'exergie consommée dans le compresseur est en effet la puissance mécanique demandée par le compresseur :



3. 1 la compression dans le compresseur

$$\dot{W}_{COMP} = \dot{m}_{air}(h_2 - h_1) \quad (3.14)$$

L'exergie reçue par le fluide de travail

$$\dot{EX}_{COMP} = \dot{m}_{air}[h_2 - h_1 - T_0(S_2 - S_1)] \quad (3.15)$$

L'exergie détruite dans le compresseur :

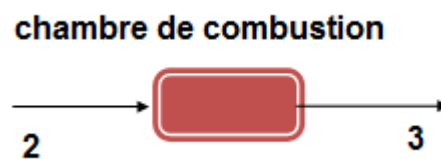
$$\dot{E}x_{D_{comp}} = T_0 \dot{m}_{air} (s_2 - s_1) \quad (3.16)$$

Le rendement exergétique de compresseur :

$$\eta_{EXCOMP} = \frac{\dot{E}x_{COMP}}{\dot{W}_{COMP}} \quad (3.17)$$

3.5.1.2 Chambre de combustion

L'exergie consommé est la différence entre l'entrée et la sortie de l'échangeur des flux d'exergie transportés par le fluide de travail:



3. 2 Echange de chaleur dans la chambre de combustion

$$\dot{E}x_{CC.TAG} = \dot{m}_{air} [h_3 - h_2 - T_0 (s_3 - s_2)] \quad (3.18)$$

L'exergie détruite dans la chambre de combustion :

$$\dot{E}x_{D_{cc}} = T_0 * \dot{m}_{gaz} (s_3 - s_2) - T_0 \left(\frac{\dot{Q}_{CC.TAG}}{\hat{T}_{CC.TAG}} \right) \quad (3.19)$$

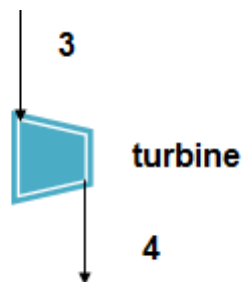
$$\hat{T}_{CC.TAG} = T_{CC.TAG} + \Delta T \quad (3.20)$$

Le rendement exergétique d'évaporateur :

$$\eta_{EXCC} = 1 - \frac{\dot{E}x_{D.cc}}{\dot{E}x_{CC}} \quad (3.21)$$

3.5.1.3 La turbine

L'exergie utile est la puissance mécanique fournie par la turbine :



3. 3 Détente dans la turbine

$$\dot{W}_{T.TAG} = \dot{m}_{air}(h_3 - h_4) \quad (3.22)$$

L'exergie consommé :

$$\dot{E}X_T = \dot{m}_{air}[h_3 - h_4 - T_0(S_3 - S_4)] \quad (3.23)$$

L'exergie détruite dans la turbine :

$$\dot{E}X_{DT} = T_0 \dot{m}_{air}(s_4 - s_3) \quad (3.24)$$

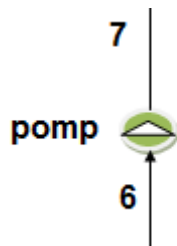
Le rendement exergétique de la turbine :

$$\eta_{EX.T} = \frac{\dot{W}_T}{\dot{E}X_T} \quad (3.25)$$

3.5.2 Bilan exergétique du cycle ORC:

3.5.2.1 Pompe

L'exergie consommée dans la pompe est en effet la puissance mécanique demandée par la pompe :



3. 4 Pompage dans la pompe

$$\dot{W}_P = \dot{m}_{orc}(h_7 - h_6) \quad (3.26)$$

L'exergie reçue par le fluide de travail :

$$\dot{E}X_P = \dot{m}_{orc}[h_7 - h_6 - T_0(s_7 - s_6)] \quad (3.17)$$

L'exergie détruite dans la pompe :

$$\dot{E}X_{DP} = T_0 \dot{m}_{ORC}(s_7 - s_6) \quad (3.28)$$

Le rendement exergétique de la pompe :

$$\eta_{EX.P} = \frac{\dot{E}X_P}{\dot{W}_P} \quad (3.29)$$

3.5.2.2 Echangeur :

L'exergie consommée est la différence entre l'entrée et la sortie de l'échangeur des

flux d'exergie transportés par le fluide de travail:



3. 5 Echange de chaleur dans l'échangeur

$$\dot{EX}_{ECHNG.ORC} = \dot{m}_{ORC} [h_8 - h_7 - T_0(s_8 - s_7)] \quad (3.30)$$

L'exergie détruite dans l'échangeur :

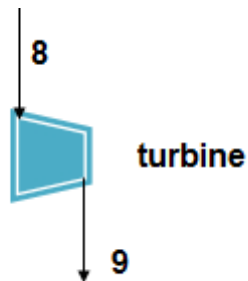
$$\dot{EX}_{D.ECHNG.ORC} = T_0 * \dot{m}_{ORC}(s_8 - s_7) - T_0 \left(\frac{\dot{Q}_{ECHNG.ORC}}{T_{ECHNG.ORC}} \right) \quad (3.31)$$

Le rendement exergétique d'échangeur :

$$\eta_{EX.ECHNG.ORC} = 1 - \frac{\dot{EX}_{D.ECHNG.ORC}}{\dot{EX}_{ECHNG.ORC}} \quad (3.32)$$

3.5.2.3 La turbine

L'exergie utile est la puissance mécanique fournie par la turbine :



3. 6 Détente dans la turbine

$$\dot{W}_{T.ORC} = \dot{m}_{ORC}(h_8 - h_9)$$

L'exergie consommé :

$$\dot{EX}_{T.ORC} = \dot{m}_{ORC} [h_8 - h_9 - T_0(S_8 - S_9)] \quad (3.33)$$

L'exergie détruite dans la turbine :

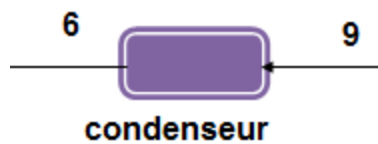
$$\dot{E}X_{D.T.ORG} = T_0 \dot{m}_{ORG} (s_9 - s_8) \quad (3.2)$$

Le rendement exergétique de la turbine :

$$\eta_{EX.T.ORG} = \frac{W_{T.ORG}}{\dot{E}X_{T.ORG}} \quad (3.35)$$

3.5.2.4 Condenseur

L'exergie consommée est la différence entre l'entrée et la sortie de l'échangeur des flux d'exergie transportés par le fluide de travail.



3.7 Echange de chaleur dans le condenseur

$$\dot{E}X_{COND.ORG} = \dot{m}_{orc} [h_9 - h_6 - T_0 (s_9 - s_6)] \quad (3.36)$$

L'exergie détruite dans le condenseur :

$$\dot{E}X_{D.COND.ORG} = T_0 \dot{m}_{orc} (s_6 - s_9) + T_0 \left(\frac{\dot{Q}_{COND.ORG}}{\dot{T}_{COND.ORG}} \right) \quad (3.37)$$

$$\dot{T}_{COND.ORG} = T_{COND.ORG} + \Delta T$$

Le rendement exergétique :

$$\eta_{EX.COND.ORG} = 1 - \frac{\dot{E}X_{D.COND.ORG}}{\dot{E}X_{COND.ORG}} \quad (3.38)$$

3.6 Calculs thermodynamiques du cycle combiné (TAG-ORC):

Dans chaque cas on a fait une comparaison en utilisant les trois fluides de travail. Le R123 (isentropiques) et le fluide R134a (humides) et le fluide R600 (secs) pour les propriétés thermodynamique on a utilisé le logiciel Coolpack.

3. 1 Les données de base pour le cycle combiné

Température de la chambre de combustion (c°)	950
Température de l'échangeur (c°)	200
Température du condenseur (c°)	40
T_0 (c°)	25
Débit massique ORC (kg/s)	1.15
Débit massique TAG (kg/s)	1
Ecart de température aux niveaux de la source thermique ΔT (c°)	10

3.6.1 Cas N°1: cycle combine en utilisant R123:

Les caractéristiques thermodynamiques des points du cycle pour le R123:

3. 2 Caractéristiques thermodynamiques des points du cycle pour le fluide frigorigène R123

Fluide de travail R123				
point	P(bar)	T(c°)	H(kj/kg)	S(kj/kg.k)
1	1	15	517.06	3.9102
2	7	227	785.76	3.9102
3	7	950	1535.8086	4.8945
4	1	474	1102.3857	4.8945
5	Atm	200	704.9282	4.4134
6	1.55	40	238.42	1.1307
7	34.036	42	240.7	1.1307
8	34.036	179	452.68	1.6651
9	1.55	40	405.5245	1.6651

3.6.1.1 Les performances du cycle pour le fluide le R123:

3. 3 Performances du cycle pour le fluide R123

$\dot{E}X$ (KW)	$\dot{E}X_D$ (KW)	η_{EX} %	
compresseur	268.7	0	1
Chambre de combustion	456.57	60.52	86
Turbine (TAG)	433.4229	0	1
Echangeur	60.54	22.48	62
pompe	2.622	0	1
Turbine (ORC)	54.22	0	1
condenseur	8.93	5.76	35
$\eta_{EX.SYS} = 47\%$			

3.6.2 Cas N°2 : cycle combine en utilisant R134a:

Les caractéristiques thermodynamiques des points du cycle pour le R134a :

On fait les mêmes calcule que l'exemple précédent du fluide humide R134a

3. 4 Caractéristiques thermodynamiques des points du cycle pour le fluide frigorigène R134a

Fluide de travail R134a				
point	P(bar)	T(c°)	H(kj/kg)	S(kj/kg.k)
1	1	15	517.06	3.9102
2	7	227	785.76	3.9102
3	7	950	1535.8086	4.8945
4	1	474	1102.3857	4.8945
5	Atm	200	704.9282	4.4134
6	10.16	40	256.16	1.1896
7	39.74	41.7	258.73	1.1896
8	39.74	100	409.1	1.6147
9	10.16	40	389.2878	1.6147

3.6.2.1 Les performances du cycle pour le fluide le R134a:

3. 5 Performances du cycle pour le fluide R134a

$\dot{E}X$ (KW)	$\dot{E}X_D$ (KW)	η_{EX} %	
compresseur	268.7	0	1
Chambre de combustion	456.57	60.52	86
Turbine (TAG)	433.4229	0	1
Echangeur	27.17	7.58	72
pompe	2.95	0	1
Turbine (ORC)	22.78	0	1
condenseur	7.34	4.8	34
$\eta_{EX.SYS} = 40\%$			

3.6.3 Cas N°3 : cycle combine en utilisant R600:

Les caractéristiques thermodynamiques des points du cycle pour le R600:

On fait les mêmes calcule que l'exemple précédent du fluide sèche qui est R600.

3. 6 Caractéristiques thermodynamiques des points du cycle pour le fluide frigorigène R600

Fluide de travail R600

point	P(bar)	T(c°)	H(kj/kg)	S(kj/kg.k)
1	1	15	517.06	3.9102
2	7	227	785.76	3.9102
3	7	950	1535.8086	4.8945
4	1	474	1102.3857	4.8945
5	1	200	704.9282	4.4134
6	3.751	40	296.01	1.3262
7	36.709	42	301.924	1.3262
8	36.709	150	725.15	2.435
9	3.751	40	643.221	2.435

3.6.3.1 Les performances du cycle pour le fluide le R600:

3. 7 Performances du cycle pour le fluide R600

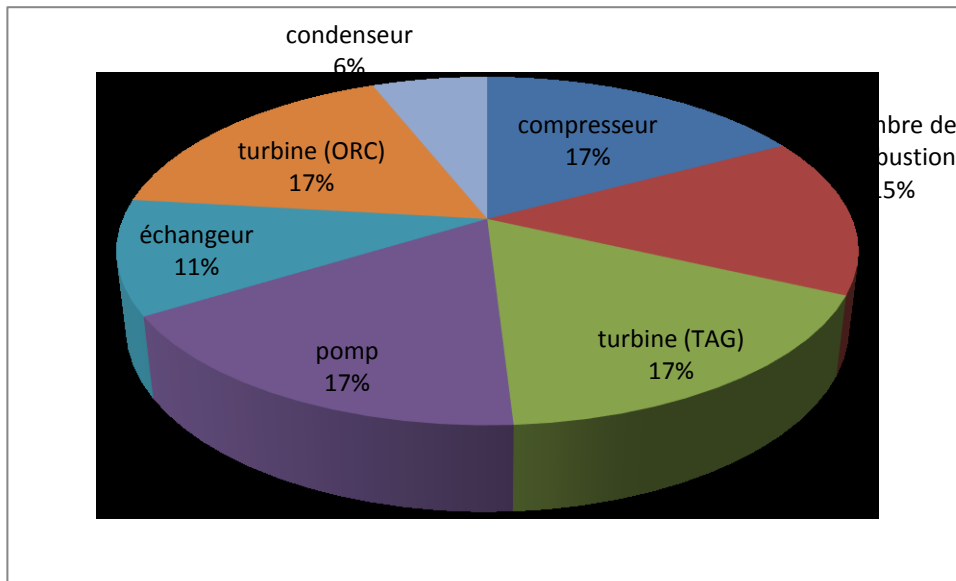
$\dot{E}X$ (KW)	$\dot{E}X_D$ (KW)	η_{EX} %	
compresseur	268.7	0	1
Chambre de combustion	456.57	60.52	86
Turbine (TAG)	433.4229	0	1
Echangeur	106.53	37.24	65
pompe	6.8011	0	1
Turbine (ORC)	94.2183	0	1
condenseur	19.11	12.52	34
$\eta_{EX.SYS} = 55\%$			

3.7 La distribution de l'exergie détruite au niveau du système combiné (TAG-ORC):

Dans cette partie, nous étudierons d'abord la distribution de l'exergie détruite dans le système combiné (TAG-ORC) en utilisant les trois fluides organiques (R123, R134a et R600).

3.7.1 Cas du fluide R123:

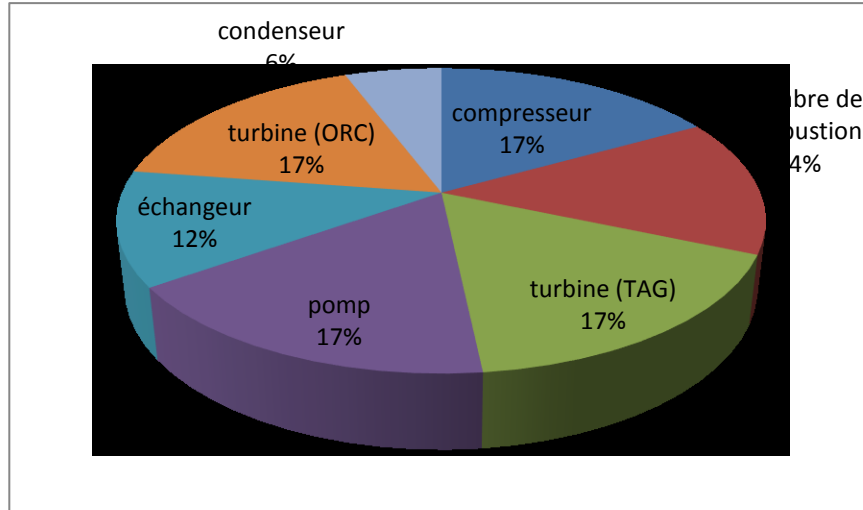
La figure 4.8 montre la distribution de l'exergie détruite dans le système combiné (TAG-ORC) pour le cas du fluide R123.



3. 8 La distribution de l'exergie détruite au niveau du système combiné TAG-ORC en utilisant le R123

3.7.2 Cas du fluide R134a:

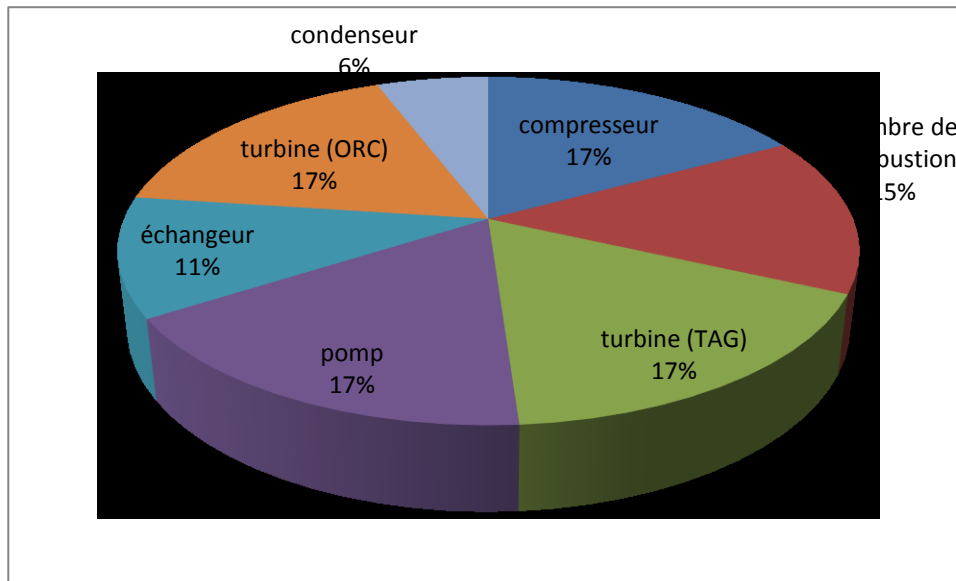
La figure 4.9 montre la distribution de l'exergie détruite dans le système combiné (TAG-ORC) pour le cas du fluide R134a.



3. 9 La distribution de l'exergie détruite au niveau du système combiné (TAG-ORC) en utilisant le R134a

3.7.3 Cas du fluide R600 :

La figure 4.10 montre la distribution de l'exergie détruite dans le système combiné (TAG-ORC) pour le cas du fluide R600.



3. 10 La distribution de l'exergie détruite au niveau du système combiné(TAG-ORC) en utilisant le R600

Les résultats des figures 4.8 ,4.9,4.10 montrent que la plus grande exergie détruite se trouve dans le condenseur d'un pourcentage de (R123 :35%) (R134a : 34 %) et (R600 : 34%) et au niveau de l'échangeur avec un Pourcentage de (R123 : 62 %), (R134a : 72 %) et (R600 : 65%)

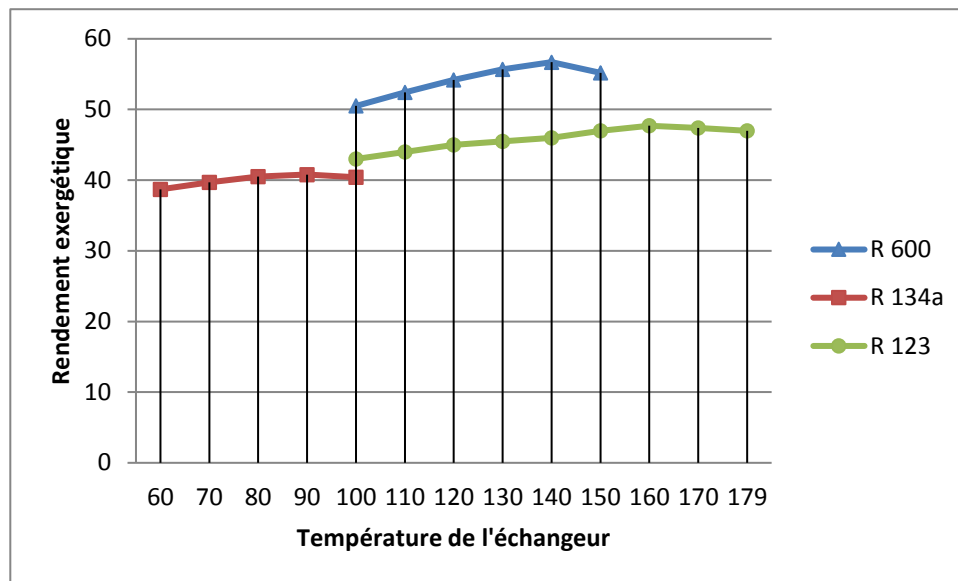
3.8 Etude paramétrique:

Dans cette partie, nous étudierons l'effet des températures de fonctionnement de l'échangeur (T_{echng}) et l'effet des températures de chambre de combustion (T_{cc}) sur l'efficacité exergétique du cycle combiné (TAG-ORC). L'étude paramétrique sera réalisée sur trois fluides organiques R134a, R123 et R600.

3.9 L'effet de la température d'échangeur

Dans cette partie, nous étudions l'effet de la température d'échangeur sur le rendement exergétique cycle combiné (TAG-ORC) en tenant compte des trois fluides organiques sélectionnés. Pour se faire, on va fixertous les paramètres et changé la température de la sortie de l'échangeur.

La Figure 4.11.montre la variation du rendement exergétique du cycle combiné (TAG-ORC) en fonction de la température de l'échangeur.



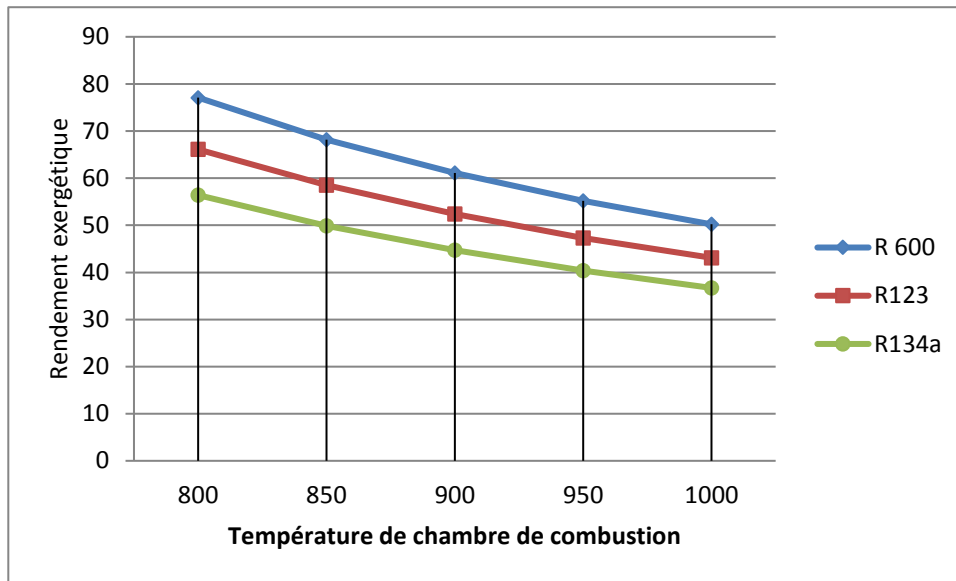
3. 11 La variation du rendement exergetique du cycle combiné (TAG-ORC) en fonction de la température de l'échangeur.

Les résultats montrent que le rendement exergetique du système combiné augmenté significativement avec l'augmentation de la température d'évaporation coté ORC dans le cas des trois fluides organiques, mais le rendement exergetique pour le cas du fluide R600 est très élevé par rapport aux autres fluides. La maximale atteinte une valeur maximale de 56.7% pour la température 140°C.

3.9.1 L'effet de la température de la chambre de combustion

Dans cette partie, nous étudions l'effet de la température de la chambre de combustion TAG sur le rendement exergetique de cycle combiné (TAG-ORC) en prenant en compte les trois fluides organiques sélectionnés. Pour se faire, on va varier la température de sortie de la chambre de combustion.

La figure 4.12 représente la variation du rendement exergetique du cycle combiné (TAG-ORC) en fonction de la température de la chambre de combustion



3. 12 la variation du rendement exergétique du cycle combiné (TAG-ORC) en fonction de la température de la chambre de la combustion

L'efficacité exergétique du système est effectuée négative à la suite de l'augmentation de la température de la chambre du combustion, la plus grande valeur du rendement exergétique proche de 77.1 % a été obtenue par le fluide R600 a la plus grande valeur de température de la chambre de combustion de 800°C.

Conclusion générale

Les machines à cycle organique de Rankine (ORC) sont utilisées pour transformer les sources de chaleur à basse et moyenne température en électricité. Ce type des machines a pour rôle d'améliorer l'efficacité énergétique des procédés industriels, par la valorisation de chaleur (à partir de 90°C) et pour la production d'électricité à partir de différentes sources de chaleur (géothermie, solaire à concentration, biomasse).

Dans cette étude, un cycle TAG a été utilisé pour alimenter un cycle ORC en utilisant l'énergie afin d'améliorer ses performances ; ce nouveau système comprenant un cycle combiné TAG-ORC.

Ce travail présentait une analyse énergétique et exergetique d'un système TAG-ORC combiné afin d'améliorer ses performances en fonction de différents fluides organiques notamment le R134a, R600 et R123 dont l'analyse énergétique nous a permis de déterminer les différentes puissances de chaque composant du système combiné et la performance du cycle, en particulier le coefficient de performance et l'efficacité Energétique. Cette étude nous a permis aussi de choisir le meilleur fluide organique adapté à cette installation qui est le fluide R 123.

L'analyse exergetique du système combiné TAG-ORC nous a permis de déterminer la destruction de l'exergie au niveau de chaque composant constituant le système et l'efficacité exergetique du système combiné. Les résultats de la destruction de l'exergie montrent que la grande partie de l'exergie détruite se trouve au niveau des turbines et la pompe et le compresseur pour les trois cas étudiés. L'étude paramétrique nous a permis aussi de voir l'effet de la température de fonctionnement notamment la température au niveau de l'échangeur ORC et la température au niveau de la chambre de combustion sur l'efficacité exergetique. Les résultats montrent que le rendement exergetique augmente avec l'augmentation de la température de l'échangeur ORC et diminue avec l'augmentation de la température de la chambre de combustion.

Il serait intéressant de poursuivre ce travail en se basant sur les axes de recherche suivants :

- Etude d'un cycle Organique de Rankine alimenté par l'énergie de la biomasse.
- Etude d'un cycle Organique de Rankine alimenté par l'énergie solaire.

Références bibliographiques

- [1] Richard E. Sonntag , Gordon J. Van Wylen , Pierre Desrochers « Thermodynamique Appliquée » .
- [2] R. Bidard, J. Bonnin , « Energétique et Turbomachine» Editions Eyrolles Paris 1979
- [3] Ferrand, Patrick, « Thermodynamique » , 7 Septembre 2006
- [4] Perez, José,Philippe. Patrick Laffont « Travaux Dirigés de Thermodynamique».
- [5] V. Kirillin , V. Sytchev , A. Sheindlin , « Thermodynamique Technique », Moscou 1981
- [6] R T.F. Bertrand, G. Papadakis, G. Lambrinos, A. Frangoudakis « fluid selection for alow temperature solar organic Rankine cycle » .
- [7] Engg1050. Power Cycles I. The University of Queensland :s.n., 2005.
- [8] Herzallah « Étude thermodynamique et Maintenance » .
- [9] S.Belkhamza, S. AbdEsselam,«Contribution à l'étude et au calcul des cycles thermodynamiques des turbines à gaz»,2008.
- [10] S.Bendjedidi, «Pompe centrifuge»,2012.
- [11]T. Ben amor, y. Rezig «Calcul énergétique d'une turbine à gaz à cycle combiné».
- [12] Zoubeyr Mimoune «Etude et Modélisation des Fluides Frigorifiques».
- [13] Bentama Batoul , «Etude thermodynamique des mélanges des fluides frigorigènes et leur utilisation dans les machines tritherme»,master 2015.
- [14] Salhi Khelifa, « Etude thermodynamique des propriétés thermo physiques des fluides frigorigènes purs et mélanges» ,master 2009.
- [15] Francis Meunier, Paul Rivet, «Terrier Froid Industriel», Marie-France,2005.
- [16] Frantz Sinama , «Etude de la production d'électricité à partir de l'énergie thermique des mers à l'île de la réunion : modélisation et optimisation du procédé»,master 2011.

Références bibliographiques