

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE
MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE



**UNIVERSITE DE BLIDA 1
FACULTE DE TECHNOLOGIE
DEPARTEMENT DE MECANIQUE**

Projet de Fin d'Etudes
Pour l'obtention du Diplôme de Master en
Spécialité : installations énergétiques et turbomachines

**Titre :
Récupération des pertes de chaleur d'un moteur diesel
stationnaire Par un cycle organique de Rankine (cycle
ORC)**

Promoteur :

Pr. BOUMEDDANE.B

Réalisé par :

BENGEURMIT MANSOUR

SAF SAFI ABDELWAHAB

ZINAI DJAMEL

Promotion: 2022/2023

Remerciements

Au terme de ce travail, nous adressons mes remerciements les plus sincères à mon encadreur

le Professeur Boussad Boumeddane, pour nous avoir permis de bénéficier de son grand savoir dans la matière, pour sa disponibilité, sa pédagogie, ses compétences, sa modestie et son aide précieuse tout au long de ce projet même pendant les moments les plus difficiles.

Je remercie tous les enseignants de département de Mécanique et le personnel administratif et technique, qui ont contribué de près ou de loin à ma formation durant ces cinq années.

Je remercie toutes les personnes qui m'ont soutenu, d'une façon ou d'une autre, m'éprouvons incessamment leur estime et amabilité.

Je termine ces remerciements en saluant vivement les membres du jury pour l'honneur qu'ils me font en acceptant de lire et juger ce travail.

Dédicaces

Nous avons toujours pensé faire ou offrir quelque chose à nos parents en signe de reconnaissance pour tout ce qu'ils n'ont consenti rien que pour nous voir réussir, et voilà, l'occasion est venue.

A ceux qui nous ont donné la vie, symbole de beauté, et de fierté, de sagesse et de patience.

A ceux qui sont la source de notre inspiration et de notre courage, à ceux qui nous doivent de l'amour et de la reconnaissance.

A nos très chères mères et pères. A nos frères et nos Sœurs.

A nos nièces et neveux

A tous les membres de nos familles

A nos amis, et toutes les personnes qui nous ont connus de près ou de loin. Et spéciales dédicaces pour l'équipe de formation de l'université.

A tous mes amis d'université de blida surtout le groupe de génie mécanique énergétique.

Résumé

Au moins 30% de l'énergie produite par les moteurs à combustion interne est dissipée sous forme de chaleur dans les gaz d'échappement. L'intérêt des constructeurs pour les systèmes de récupération de chaleur basés sur le cycle thermodynamique de Rankine est justifié par des réductions de consommation espérées entre 5 et 10%.

L'ambition de cette thèse est de contribuer à lever les principaux verrous liés à la gestion des procédés Rankine pour des applications. Ce manuscrit s'appuie sur trois cas d'étude avec, pour chacun, un procédé pilote destiné à être intégré respectivement sur des à moteur diesel, sur Diesel-électrique. Pour cela, des approches de l'automatique à base de modèle ont été développées.

Une nouvelle loi de commande non-linéaire, permettant l'asservissement de la température et de la pression en sortie d'évaporateur, est proposée. Il est montré expérimentalement que le système peut être maintenu dans des conditions permettant la récupération d'énergie sans discontinuer, même sur des cycles routiers très dynamiques.

La supervision énergétique du cycle de Rankine à bord d'un moteur diesel électrogène est ensuite abordée. Il s'agit de trouver les consignes pour la commande rapprochée qui permettent de maximiser l'efficacité énergétique d'un moteur diesel électrogène équipé d'un système de récupération d'énergie par cycle de Rankine. Il est montré que le gain énergétique apporté par l'optimisation dynamique temps réel proposée est important.

ملخص:

ما لا يقل عن 30% من الطاقة التي تنتجها محركات الاحتراق الداخلي تتبدد على شكل حرارة في غازات العادم. إن اهتمام الشركات المصنعة بأنظمة استعادة الحرارة المعتمدة على دورة رانكين الديناميكية الحرارية له ما يبرره من خلال التخفيضات المتوقعة في الاستهلاك بنسبة تتراوح بين 5 و10%.

طموح هذه الأطروحة هو المساهمة في إزالة العقبات الرئيسية المرتبطة بإدارة عمليات رانكين للتطبيقات. تعتمد هذه المخطوطة على ثلاث دراسات حالة، لكل منها، عملية تجريبية تهدف إلى دمجها على التوالي في محركات الديزل والديزل الكهربائي. ولهذا السبب، تم تطوير أساليب الأتمتة القائمة على النماذج.

تم اقتراح قانون تحكم غير خطي جديد، يسمح بالتحكم في درجة الحرارة والضغط عند مخرج المبخر. وقد تبين تجريبياً أنه يمكن صيانة النظام في ظروف تسمح باستعادة الطاقة دون انقطاع، حتى على دورات الطرق الديناميكية للغاية.

يتم بعد ذلك تناول مراقبة الطاقة لدورة رانكين على متن محرك الديزل المولد للكهرباء. الهدف هو العثور على تعليمات التحكم الدقيق التي تجعل من الممكن تعظيم كفاءة استخدام الطاقة لمحرك ديزل مولد للكهرباء ومزود بنظام استعادة الطاقة بواسطة دورة رانكين. لقد تبين أن كسب الطاقة الذي يوفره التحسين الديناميكي المقترح في الوقت الفعلي كبير.

Summary:

At least 30% of the energy produced by internal combustion engines is dissipated as heat in the exhaust gases. Manufacturers' interest in heat recovery systems based on the Rankine thermodynamic cycle is justified by expected consumption reductions of between 5 and 10%.

The ambition of this thesis is to contribute to removing the main obstacles linked to the management of Rankine processes for applications. This manuscript is based on three case studies with, for each, a pilot process intended to be integrated respectively on diesel engines and diesel-electric. For this, model-based automation approaches have been developed.

A new non-linear control law, allowing the control of the temperature and pressure at the evaporator outlet, is proposed. It is shown experimentally that the system can be maintained in conditions allowing energy recovery without interruption, even on very dynamic road cycles.

The energy supervision of the Rankine cycle on board an electrogenerating diesel engine is then addressed. The aim is to find the instructions for close control which make it possible to maximize the energy efficiency of an electrogenerating diesel engine equipped with an energy recovery system by Rankine cycle. It is shown that the energy gain provided by the proposed real-time dynamic optimization is significant.

Table des matières

Remerciements

Dédicaces

Résumé

LISTE DE FIGURE

LISTE DE TABLEAUX

INTRUDUCTION GENERAL	1
CHAPITRE I : Généralité sur l'énergie et la récupération de l'énergie.....	2
I.1. INTRODUCTION	3
I.2. Energie d'aujourd'hui et de demain	3
I. 3. Consommation énergétique et pertes d'énergie [1] [2]	3
I.3.1. Energie, unités et définitions.....	3
I.3.2. La consommation énergétique dans le monde	4
I.3.3. Energie fatale	5
I.4. Les différentes ressources d'énergie [3].....	6
I.5. Les différents modes de récupérations [4].....	7
I.6. Le cycle organique de Rankine	8
I.7. Les applications du cycle organique de Rankine.....	10
I.8. Gaz d'échappement des moteurs diesel.....	11
CHAPITRE II : Récupération des pertes de chaleur d'un moteur diesel stationnaire Par un cycle organique de Rankine (cycle ORC)	13
II.1. Introduction	14
II.1.1. Organisation de ce mémoire	15
II.2. Récupération d'énergie dans les gaz d'échappement d'un moteur diesel.....	15
II.3. Récupération de chaleur de moteur à combustion interne ICE	16
II.4. Représentation des gaz d'échappement moteurs diesel.....	18
II.5. Représentation de moteur diesel	19
II.5.1. Introduction	19
II.5.2. Historique des moteurs diesel électrogènes.....	19
II.5.3. Classification des moteurs diesel.....	20
II.5.4. Classement selon les dispositions des cylindres	21
II.6. Données techniques moteur diesel	21
II.7. Analyse de moteur diesel Principes de fonctionnements	25
II.7.1. Définition.....	25
II.7.2. Cycle à quatre temps mécaniques.....	25
II.7.3. Représentation de cycle diesel idéal	26
II.8. Cycle Organique de Rankine ORC	27

II.8.1. Principe et réalisation du cycle de Rankine.....	27
II.8.2. Les performances.....	29
II.8.3 Paramètres effectifs du cycle réel.....	31
II.8.4. Les performances du cycle diesel idéal :.....	33
II.9. Principe thermodynamique et cas d'étude	34
II.9.1. Cycle de Rankine.....	34
II.9.2. Réalisation du cycle de Rankine.....	35
II.9.3. Cycle thermodynamique.....	37
II.9.4. Le bilan énergétique du cycle.....	39
II.10. Théorie du Cycle de Rankine	41
II.10.1. Fluide de travail	42
II.10.2. Critères de sélection de fluide de travail	49
II.10.3. Conclusion	53
II.11. Les systèmes Rankine pour la récupération de chaleur dissipée (WHR, Waste Heat Recovery, en anglais).....	53
II.13. Systèmes de Rankine pour la récupération de chaleur.....	57
II.13.1. Architecture matérielle	57
II.14. CONCLUSION	58
CHAPITRE III : Résultats et discussions.....	61
III.1. Introduction.....	62
III.2. Présentation de ENGENREENG EQUATION SOLVER (EES).....	62
III.3. Analyse Le protocole de récupération la chaleur de gaz des échappements à système ORC	62
III.4. Analyse des performances de moteur diesel.....	64
III.5. Analyse la simulation de moteur diesel	65
III.5.1. Les performances de moteur diesel.....	65
III.6. Les diagrammes de ce moteur diesel	67
III.7. Réalisation moteur diesel à cycle ORC	70
III.8. Commentaire sur les résultats de réchauffage cycle ORC.....	70
III.9. Le fluide organique utilise	71
II.10. La diagramme T-S de ce cycle.....	71
III.11. Analyse les performances de cycle ORC.....	72
II.11.1. Commentai sur les résultats de cycle ORC	72
III.12. Conclusion	73
Conclusion générale	74
REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES	76

LISTE DE FIGURE

Figure I. 1: Répartition de la consommation d'énergie dans le monde.....	5
Figure I. 2: Energie consommée.	6
Figure I. 3: Cycle organique de Rankine.....	10
Figure I. 4: Les applications du cycle organique de Rankine.	11
Figure II. 1: Plus de 30% de l'énergie produite par un MCI est rejetée à travers les gaz d'échappement.....	14
Figure II. 2: Principe thermodynamique de la récupération de chaleur dans les gaz d'échappement.	17
Figure II. 3: Schéma du dispositif expérimental.	17
Figure II. 4: Cycle diesel idéal.	27
Figure II. 5: Cycles thermodynamique et réel d'un moteur diesel pv et ts.	27
Figure II. 6: Cycle mixte (réel et théorique) représenté sur un diagramme (P – V).	28
Figure II. 7: Représentation schématique d'un cycle de Rankine.	35
Figure II. 8: Diagramme entropique du cycle de Rankine avec l'eau comme fluide travail .36	36
Figure II. 10: Diagramme T-s du cycle de Rankine réel.....	37
Figure II. 11: Principe thermodynamique du cycle de Rankine.	37
Figure II. 12: Cycle organique de Rankine.	39
Figure II. 13: Diagramme de Rankine simple.....	41
Figure II. 14 : Diagramme Ts de quelques fluides organiques et de l'eau [16].	44
Figure II. 15 : Sélection de fluide de travail recommandée pour les systèmes ORC en fonction du niveau.	50
Figure II. 16: Diagrammes T-s des trois types de fluides existants : humide, sec et isentropique [13].....	54
Figure II. 17: Schéma de principe : système de récupération d'énergie par cycle de Rankine pour une ligne de clappements.....	56
Figure II. 18: Système ORC exploitant la chaleur résiduelle du moteur thermique	57
Figure II. 19: Source de chaleur considérée systèmes de Rankine pour la récupération de chaleur.	58
Figure II. 20: Architecture matérielle d'un cycle de Rankine.....	61
Figure III. 1: Schéma de station de récupération la chaleur de système ORC.	63
Figure III. 2: Cycle (réel et théorique) représenté sur un diagramme (P V).....	64
Figure III. 3: Variation de la température en fonction de l'entropie d'un cycle ORC.....	71

LISTE DE TABLEAUX

Tableau II. 1: La Puissance.....
Tableau II. 2: Donnèes techniques.....
Tableau II. 3: Lubrification.....
Tableau II. 4: Donnèes gènèrales.....
Tableau II. 5: Air recycle 50 Hz 60 Hz.....
Tableau II. 6: Refroidissement 50 Hz 60 Hz.....
Tableau II. 7: Carburant 50 Hz 60 Hz.....
Tableau II. 8: Échappement 50 Hz 60 Hz.....
Tableau II. 9: Les grandeurs énergétiques de cycle desel.....
Tableau II. 10: Liste des fluides potentiels envisagés dans la littérature comme fluides de travail dans les cycles ORC (PC: pression critique et Tc: température critique)
Tableau II. 11: Liste des fluides potentiels envisagés dans la littérature comme fluides de travail dans les cycles ORC (PC : pression critique et Tc : température critique)
Tableau II. 12: Résumé des recherches sur l'utilisation des fluides zotropes comme fluide de travail du cycle ORC.....
Tableau III. 1: simulation de résultats de principe de fonctionnement de moteur diesel	
Tableau III. 2: Analyse les poits de simulation de cycle diesel.....

Contexte

Imaginons une installation industrielle qui utilise cinq moteurs électrogènes pour fournir de l'électricité à ses opérations. Cette installation génère également une quantité importante de chaleur perdue à partir des gaz d'échappement de ces moteurs électrogènes. L'objectif de cette étude de cas est d'explorer la faisabilité et les avantages de l'intégration d'un cycle ORC (Organic Rankine Cycle) pour récupérer cette chaleur perdue et générer de l'électricité supplémentaire tout en améliorant l'efficacité énergétique globale de l'installation.

Étapes de l'étude :

Analyse des Moteurs Électrogènes :

Identifier les caractéristiques des cinq moteurs électrogènes, y compris leur capacité de production électrique, leur consommation de carburant, et la température des gaz d'échappement.

Évaluation de la Chaleur Perdue :

Mesurer la quantité de chaleur perdue par les gaz d'échappement de chaque moteur électrogène. Cela implique la mesure des températures d'entrée et de sortie des gaz d'échappement et des débits de gaz.

Sélection du Cycle ORC :

Choisir un système ORC approprié en fonction de la température des gaz d'échappement. Différents fluides de travail ORC peuvent être sélectionnés en fonction des conditions spécifiques de l'installation.

Conception et Installation du Cycle ORC :

Concevoir et installer le système ORC, y compris l'échangeur de chaleur, le générateur, et le condenseur. S'assurer que le système ORC est correctement intégré avec les moteurs électrogènes pour maximiser la récupération de chaleur.

Opération et Surveillance :

Mettre en service le système ORC et surveiller ses performances. Cela implique de mesurer la production d'électricité supplémentaire, l'efficacité du cycle ORC, et de garantir que le système fonctionne en toute sécurité.

Analyse des Résultats :

Évaluer les avantages obtenus grâce à l'intégration du cycle ORC, y compris la réduction de la consommation de carburant, l'augmentation de la production électrique, et la réduction des émissions de gaz à effet de serre.

Résultats Attendus :

L'intégration d'un cycle ORC avec cinq moteurs électrogènes devrait permettre de réaliser les avantages suivants :

Récupération de Chaleur : Une grande partie de la chaleur perdue des gaz d'échappement des moteurs électrogènes est récupérée et convertie en électricité, ce qui réduit la déperdition d'énergie.

Réduction de la Consommation de Carburant : En utilisant la chaleur récupérée pour générer de l'électricité supplémentaire, la consommation de carburant des moteurs électrogènes devrait diminuer, réduisant ainsi les coûts opérationnels.

Production Électrique Additionnelle : L'installation générera une quantité supplémentaire d'électricité, ce qui peut être utilisé pour alimenter les opérations de l'installation ou vendu sur le réseau.

Réduction des Émissions : En optimisant l'efficacité énergétique, cette solution contribuera à la réduction des émissions de gaz à effet de serre.

Retour sur Investissement : L'investissement initial dans le système ORC devrait être compensé par les économies de carburant et les revenus générés par la production électrique supplémentaire.

En conclusion, l'intégration d'un cycle ORC avec cinq moteurs électrogènes offre une opportunité intéressante d'améliorer l'efficacité énergétique et de réduire l'impact environnemental d'une installation industrielle. Cette étude de cas démontre comment la récupération de la chaleur des gaz d'échappement peut être mise à profit pour maximiser la production d'énergie tout en réduisant les coûts opérationnels et les émissions polluantes.

INTRUCTION GENERAL

La récupération de chaleur des gaz d'échappement à l'aide du cycle ORC (Organic Rankine Cycle) représente une avancée technologique majeure dans le domaine de l'efficacité énergétique et de la réduction des émissions de gaz à effet de serre. Dans un monde confronté à des défis croissants liés à l'épuisement des ressources énergétiques et au changement climatique, cette technologie offre une solution prometteuse pour valoriser la chaleur perdue lors de la combustion de carburants fossiles, tout en contribuant à la transition vers des sources d'énergie plus propres et durables.

Le cycle ORC est un processus thermodynamique qui repose sur le même principe fondamental que le cycle Rankine utilisé dans les centrales électriques à vapeur conventionnelles. Cependant, ce qui distingue le cycle ORC, c'est l'utilisation de fluides organiques à la place de l'eau comme fluide de travail. Les fluides organiques ont des températures d'ébullition beaucoup plus basses que l'eau, ce qui les rend adaptés à la récupération de chaleur à des températures relativement basses, telles que celles des gaz d'échappement des moteurs à combustion interne ou des procédés industriels.

Le principe de base du cycle ORC est de capturer la chaleur des gaz d'échappement en faisant circuler le fluide organique à travers un circuit fermé. Lorsque le fluide entre en contact avec la chaleur des gaz d'échappement, il s'évapore, créant ainsi une pression et une expansion du fluide qui entraînent une turbine. Cette turbine est couplée à un générateur électrique, ce qui permet de convertir l'énergie thermique récupérée en électricité. Une fois que le fluide a cédé sa chaleur et a effectué son travail mécanique, il est refroidi et condensé, prêt à recommencer le cycle.

L'avantage majeur de la technologie ORC réside dans sa capacité à récupérer efficacement la chaleur à des températures relativement basses, ce qui la rend adaptée à une large gamme d'applications. Elle peut être utilisée pour améliorer l'efficacité énergétique des véhicules automobiles, des bâtiments, des installations industrielles et même des centrales électriques. De plus, en réduisant la déperdition de chaleur dans l'environnement, la récupération de chaleur des gaz d'échappement contribue à réduire les émissions de gaz à effet de serre et à limiter l'impact environnemental des processus de combustion.

Dans cette introduction générale, nous explorerons en détail les aspects clés de la récupération de chaleur des gaz d'échappement avec le cycle ORC, en mettant en lumière ses avantages, ses applications et son rôle potentiel dans la transition vers un avenir énergétique plus durable.

CHAPITRE I :

Généralité sur l'énergie et la récupération de l'énergie

I.1. INTRODUCTION

L'énergie a toujours été omniprésente dans la vie de l'Homme et indispensable à sa survie. Elle met en mouvement chaque chose tout comme elle met en mouvement la société. Elle est le moteur de l'humanité.

Cependant, qui dit consommation d'énergie dit également pertes d'énergie. Les sources d'énergie n'étant pas intarissables, toutes ces pertes risquent de mener l'humanité à sa propre perte. C'est pourquoi il faut dès à présent trouver des solutions pour réduire ou mieux, récupérer ces pertes.

Quelle est la nature de ces pertes ? Dans quelle mesure peuvent-elles être récupérées et par quels moyens ?

Il faudra également se poser la question de l'efficacité de ces méthodes de récupération.

A l'heure actuelle, l'Etat, mais également les industriels se doivent d'adopter une politique énergétique efficace. Est-il possible d'avoir également, à notre échelle individuelle, une influence sur la consommation d'énergie mondiale ?

I.2. Energie d'aujourd'hui et de demain

Pour avancer, la société a besoin d'énergie. Mais la consommation d'énergie semble inévitablement liée à des pertes. Quelles sont les limites de ces pertes ? Comment les réduire ?

I. 3. Consommation énergétique et pertes d'énergie [1] [2]

Avant toute chose, l'énergie se doit d'être définie. Il est nécessaire de distinguer les différents types d'énergie et savoir comment on les quantifie. Il est également intéressant d'aborder la consommation énergétique mondiale afin de bien situer le contexte de l'étude.

I.3.1. Energie, unités et définitions

Aujourd'hui plus que jamais, les besoins en énergie de l'humanité sont colossaux et en progression. Ainsi, la consommation d'énergie primaire dans le monde augmente régulièrement.

On parle d'énergie primaire lorsqu'il faut la transformer avant de la consommer, principalement en électricité ou en travail mécanique dans les moteurs.

On définit plusieurs unités d'énergie pour différentes échelles.

Ainsi, l'unité légale de l'énergie est le joule, mais pour le citoyen, on utilisera plutôt le kWh (1 kWh équivaut à 3,6 mégajoules).

A un niveau supérieur, si l'on parle de l'énergie consommée au niveau national ou encore de l'énergie consommée par un individu pendant un an, on utilisera plutôt la tonne équivalent pétrole (tep). Une tep équivaut à environ 42 giga joules, ou encore

11 600 kWh, ce qui correspond au pouvoir calorifique d'une tonne de pétrole.

C'est une unité pratique d'un point de vue économique et industriel : le pétrole étant le combustible le plus utilisé, les économistes choisissent cette unité de référence pour comparer entre elles les différentes sources d'énergie.

En général, à l'international et dans le bilan français on utilise la MTep, au niveau régional la ktep, et au niveau local simplement la tep

On utilisera également beaucoup le Watt dans la suite. Ce n'est pas une unité d'énergie à proprement parler mais plutôt de flux énergétique, ou encore de puissance. Un watt se définit comme étant la puissance d'un système énergétique dans lequel est transférée uniformément une énergie de 1 joule pendant 1 seconde ($1 \text{ W} = 1 \text{ J/s}$). La puissance est donc le quotient de l'énergie par le temps.

Dans la suite, il sera également question d'efficacité énergétique, ou rendement. C'est une grandeur physique sans dimension qui permet de déterminer si un système qui produit ou transforme une énergie en une autre forme est performant.

L'efficacité énergétique d'un système est définie par :

$$e = \frac{W}{W_{\text{fournie}}}$$

Où W est la quantité utile de travail produite par le système, et W_{fournie} est la quantité d'énergie utilisée pour faire fonctionner le système. Ce rapport est inférieur à 1 et s'exprime par extension en pourcentage.

I.3.2. La consommation énergétique dans le monde

En moyenne dans le monde, un individu consomme 1,7 tep par an. La consommation mondiale annuelle d'énergie est de 10 Gtep.

On peut dès lors se demander comment cette énergie est consommée. Le graphique suivant montre que près de 35% de cette énergie consommée est en réalité perdue, soit

3,5 Gtep par an de pertes énergétiques à l'heure actuelle.

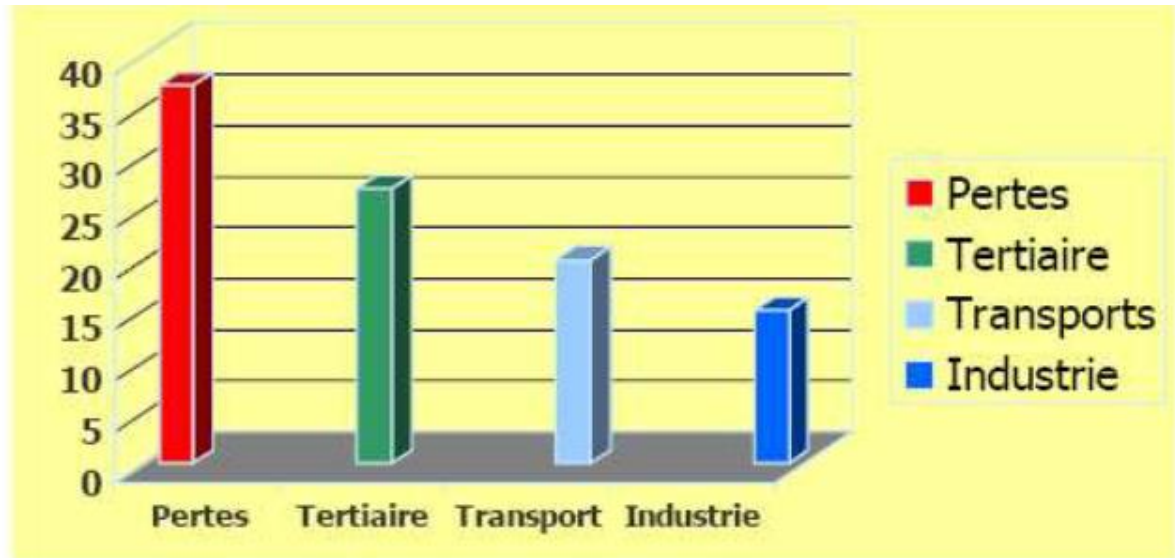


Figure I. 1: Répartition de la consommation d'énergie dans le monde.

I.3.3. Energie fatale

Dans le domaine de la maîtrise de l'énergie et de la rudologie (l'étude des déchets), l'expression "énergie fatale" désigne la quantité d'énergie inéluctablement présente ou piégée dans certains processus, produits ou actions, qui parfois, au moins en partie, peut être récupérées.

Nous allons voir que l'énergie fatale peut être contenue dans la matière même ou dans certains processus.

Tout d'abord, il existe une énergie fatale qui est piégée dans la matière. Ce concept théorique est mis en œuvre lors de l'incinération des déchets ménagers.

Les déchets ménagers représentent en France plus de 25 millions de tonnes par an, dont 40 % sont traités par incinération. Il s'agit d'une source d'énergie fatale qui en l'absence de récupération serait rejetée dans l'atmosphère. La vapeur produite en utilisant la chaleur de combustion des déchets dans les usines d'incinération d'ordures ménagères est récupérée soit pour alimenter les réseaux de chauffage urbain, soit pour fabriquer de l'électricité. Aujourd'hui, on récupère l'énergie dégagée par l'incinération des déchets pour 80 % des tonnages brûlés. L'énergie récupérée, de l'ordre de 800 000 tep par an, correspond à la consommation annuelle

d'énergie d'une ville de plus de 200 000 habitants (soit l'équivalent de Lille et Marseille réunies).

Les techniques de réutilisation ou de recyclage des déchets sont encore plus performantes pour récupérer ou utiliser plus longtemps l'énergie fatale des déchets ménagers.

L'énergie fatale est également mise en jeu dans de nombreux processus et activités de la vie quotidienne. C'est celle sur laquelle nous allons le plus nous attarder. Le fait de chauffer des aliments, une maison, l'eau sanitaire, entre autres, disperse de l'énergie dont la plus grande partie sera perdue sans être utile. Ces pertes peuvent être réduites, voire parfois récupérées.

Ces pertes d'énergies sont pourtant partout autour de nous. La marche, le freinage d'une voiture, d'un train, d'un bateau ou de tout autre véhicule génère de l'énergie, qui peut parfois être emmagasinée et récupérée.

Toutes ces pertes ne peuvent être tolérées au vu des problèmes énergétiques actuels.

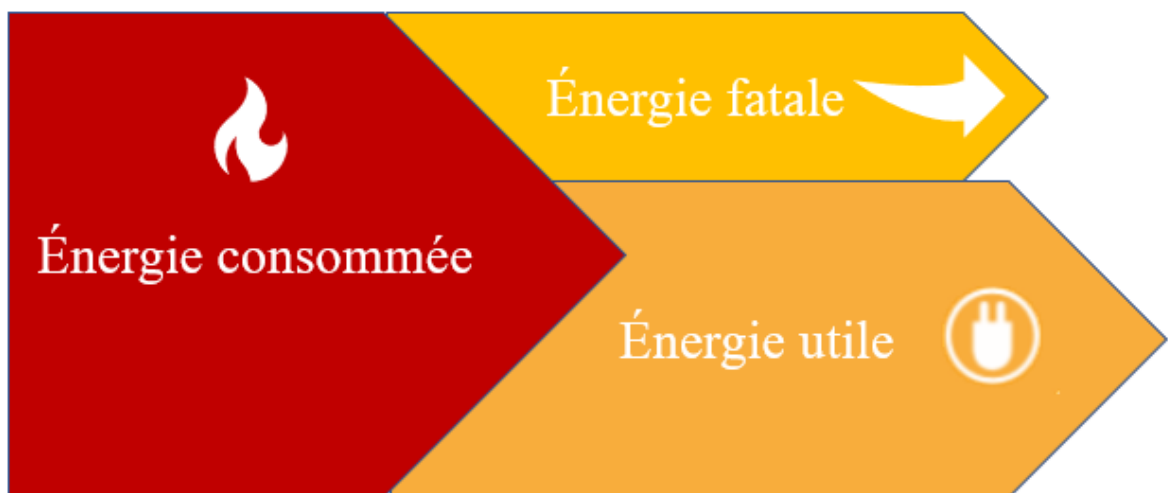


Figure I. 2: Energie consommée.

I.4. Les différentes ressources d'énergie [3]

L'énergie est un facteur essentiel du développement et de l'évolution des sociétés humaines, que cela soit sur le plan de l'amélioration des conditions de vie ou sur le plan du développement des activités industrielles.

L'énergie est ce qui permet de fournir un travail, de faire fonctionner des machines. Il existe pour nous de nombreuses sources d'énergie (pétrole-charbon-gaz, nucléaire, solaire, eau, éolien, biomasse, ...)

1. Différentes formes d'énergies

L'énergie existe sous de multiples formes :

- Énergie mécanique
- Énergie chimique
- Énergie électrique
- Énergie rayonnante
- Énergie éolienne
- Énergie nucléaire

2. Les sources d'énergies

1) Les sources d'énergie sont :

- Soit des matières premières
- Soit des phénomènes naturels employés pour produire de l'énergie.

I.5. Les différents modes de récupérations [4]

- Récupérer sur les dégagements internes :
 - Récupérer les dégagements centraux de chaleur pour la périphérie
 - Stocker de jour la chaleur du condenseur pour l'utiliser la nuit
- Récupérer sur l'air extrait (ventilation) :
 - Récupérer la chaleur de l'air extrait sur l'air neuf par échangeur
 - Récupérer la chaleur de l'air extrait sur l'air neuf par pompe à chaleur
 - Récupérer la chaleur de l'air extrait pour préchauffer l'air de combustion
- Récupérer sur les eaux usées :
 - Récupérer la chaleur sur les eaux usées chaudes pour le chauffage
 - Récupérer la chaleur sur les eaux usées chaudes pour la production d'eau chaude
 - Utiliser les eaux usées chaudes comme source de pompe à chaleur
- Récupérer sur l'eau condensée (réseaux vapeur) :
 - Récupérer la chaleur sur l'eau condensée de réseau urbain
 - Récupérer la chaleur sur installation locale à vapeur
- Récupérer sur le froid (gaz chauds) :

- Récupérer s'il y a production simultanée de froid et usage de chaleur récupérée.
- Récupérer sur le froid (eau de refroidissement condenseur) :
 - Récupérer sur le condenseur pour la ventilation (préchauffage de l'air neuf)
 - Récupérer sur le condenseur pour la production d'eau chaud
 - Utiliser l'eau du condenseur comme source de pompe à chaleur
- Récupérer sur le froid (air de refroidissement condenseur) :
 - Récupérer la chaleur sur l'air du condenseur pour le préchauffage d'air neuf
- Récupérer sur les produits de combustion (fumées) :
 - Récupérer sur les fumées pour préchauffer l'air de ventilation
 - Récupérer sur les fumées pour aider le chauffage
 - Récupérer sur les fumées pour préchauffer l'eau d'un service d'eau chaude
 - Récupérer sur les fumées pour préchauffer l'air de combustion
- Récupérer sur les gaz d'échappement (moteurs) :
 - Récupérer sur les gaz d'échappement
- Récupérer par incinération :
 - Utiliser les déchets combustibles

I.6. Le cycle organique de Rankine

L'épuisement des ressources d'énergie fossiles et les impacts de leur utilisation sur l'environnement (par exemple le changement climatique, la destruction ou l'appauvrissement de la couche d'ozone) encouragent fortement la recherche de moyens de produire de l'électricité à base de ressources renouvelables (géothermie, biomasse et solaire). Par ailleurs, une part importante de l'énergie dissipée par les procédés industriels, se perd sous forme de rejets thermiques, qui non seulement diminuent le rendement de ces procédés mais contribuent aussi aux impacts sur l'environnement par l'usage de ressources fossiles. Or, ces rejets se présentent sous forme de chaleur à basse température qui ne peut pas être utilisée pour la production d'électricité par le cycle traditionnel de Rankine fonctionnant avec la vapeur d'eau. Depuis quelques décennies, le cycle organique de Rankine (Organique Rankine Cycle – ORC), qui a le même principe que le cycle classique de Rankine mais avec un fluide organique, suscite beaucoup d'intérêt dans le domaine de la valorisation de rejets thermiques et de la production

d'électricité à partir des ressources renouvelables d'énergie (ex. géothermie, soleil et biomasse). Dans ce chapitre, une revue bibliographique générale des principaux de cycles thermodynamiques, dont le principe est similaire à celui de l'ORC sont présentés. Il s'agit des cycles de Carnot, de Rankine et de Lorenz. Les cycles réversibles de Carnot et de Lorenz seront utilisés dans la suite de ce mémoire comme cycles de référence pour l'analyse exégétique du cycle organique de Rankine.

Le Cycle de Rankine organique (ORC) est nommé pour son utilisation d'un fluide organique de masse moléculaire élevée avec un liquide-vapeur changement de phase, ou point d'ébullition, se produisant à une température inférieure à celle du changement de phase eau- vapeur. Le fluide permet cycle de Rankine récupération de chaleur à partir de sources à basse température telles que la combustion de la biomasse, chaleur perdue, chaleur géothermique, étangs solaires etc. La chaleur à basse température est convertie en travail utile, qui peut lui-même être converti en électricité

Sigues régissant le fonctionnement eurent lieu au 19eme siècle. Sur le plan scientifique Sadi

Carnot avec ses "Réflexions sur la puissance motrice du feu et sur les machines propres à développer cette puissance" en 1824 et Rudolf Clausius en 1850 définissent le second principe de la thermodynamique. James Prescott Joule définit le premier principe de la thermodynamique en mettant en évidence l'équivalence entre travail et chaleur. On doit également citer Emile Clapeyron, Julius Robert Von Mayer, William Rankine, William

Thomson, Gustave-Adolf Hirn pour leurs travaux qui formalisèrent la thermodynamique macroscopique. Ces avancées scientifiques ouvrirent la voie aux ingénieurs pour améliorer le moteur à vapeur. On rechercha d'abord à concevoir des chaudières fonctionnantes à plus haute pression pour augmenter la température d'évaporation et ainsi le rendement et la puissance.

Puis l'augmentation des pressions nécessita un fractionnement de la détente : d'abord les machines devinrent à double expansion et à la fin du 19ème la triple expansion voire la quadruple expansion étaient devenue la norme pour les grandes installations et les navires. La fin de ce siècle voit l'apparition des premières turbines à vapeur de Charles Parsons qui vont permettre de nouveaux progrès. Celles-ci étant capables de plus grands taux de détente et acceptant de la vapeur surchauffée elles permettent la réalisation de cycles à resurchauffe.

D'autres fluides que l'eau furent essayés. D'es 1825 Thomas Howard construit une machine fonctionnant à l'alcool éthylique constituant le premier cycle organique de Rankine.

Quelques applications de ces cycles verront les jours, entre autres pour la propulsion de navires associant un cycle à éther à un cycle à vapeur d'eau.

Au le début 20ème siècle les moteurs a` apport de chaleur externe sont largement supplantés par les moteurs a` combustion interne pour les applications de faible puissance. Un regain d'intérêt pour ce type de machines à lieu à partir des années 1970 principalement pour des applications a` basses et moyennes température pour des applications de récupération de chaleur fatale ou de production d'`énergies renouvelables telles que la géothermie ou le solaire.

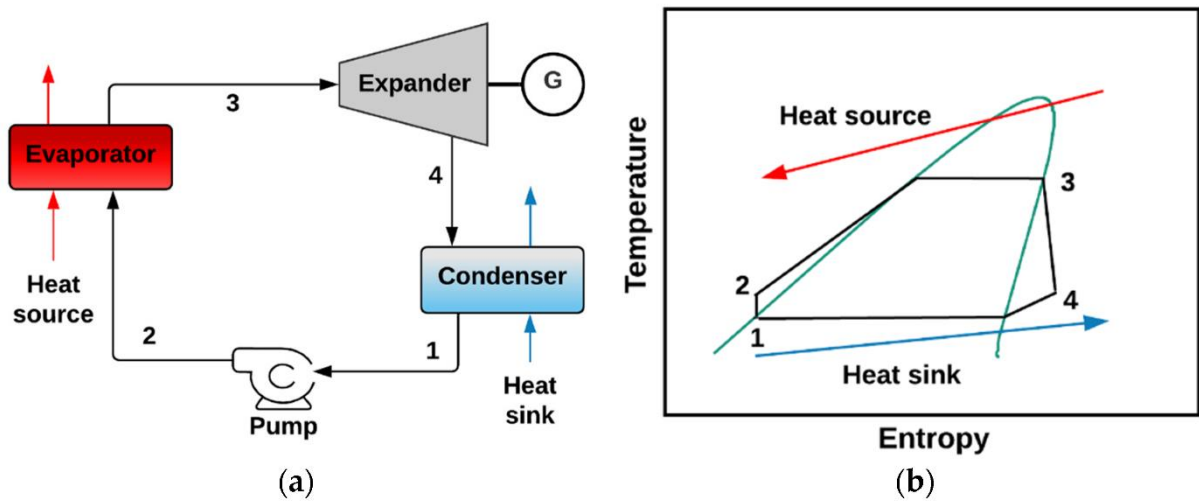


Figure I. 3: Cycle organique de Rankine.

I.7. Les applications du cycle organique de Rankine

- La biomasse
- Géothermie
- Récupération de chaleur fatale
- Energie solaire
- Cogénération

Applications



Figure I. 4: Les applications du cycle organique de Rankine.

I.8. Gaz d'échappement des moteurs diesel

Le gaz d'échappement des moteurs diesel est produit par la combustion (brûlage) du carburant diesel. Ce gaz d'échappement est un mélange complexe de gaz, vapeurs, aérosols et substances particulières. La nature exacte du gaz d'échappement dépend de nombreux facteurs, notamment, le type de moteur, la qualité de l'entretien du moteur, le type de carburant utilisé, type d'huile, la vitesse et la charge imposées au moteur et les systèmes de contrôle des émissions.

Le gaz d'échappement des moteurs diesel peut contenir les éléments suivants :

- Carbone (suie)
- Monoxyde de carbone
- Dioxyde de carbone
- Oxygène
- Vapeur d'eau
- Ammoniac
- Azote
- Oxydes d'azote (p. ex. oxyde d'azote, dioxyde d'azote)
- Oxydes de soufre (p. ex. dioxyde de soufre)
- Alcools
- Aldéhydes
- Cétones
- Hydrocarbures

- Composés aromatiques comme le benzène, le toluène et les hydrocarbures
- Aromatiques polycycliques (HAP)
- Matières particulaires diesel (MPD)

Les matières particulaires diesel (MPD) sont principalement constituées de particules de suie, de carbone, de cendres, d'hydrocarbures aromatiques polycycliques (HAP), de particules d'abrasion métallique, de sulfates et de silicates. Presque toutes les particules émises par les moteurs diesel sont respirables (particules < 10 microns), la majorité des particules ayant un diamètre inférieur à 1,0 micron.

CHAPITRE II :

Récupération des pertes de chaleur d'un moteur diesel stationnaire Par un cycle organique de Rankine (cycle ORC)

II.1. Introduction

Au cours des dernières années, le poids croissant des questions environnementales et énergétiques a conduit à des avancées significatives en matière de réduction de la consommation des véhicules, ainsi que de leurs émissions polluantes. Les moteurs à combustion interne (MCI), toujours majoritaires, sont aujourd'hui beaucoup plus économes en énergie, grâce notamment à l'introduction de nouvelles architectures (suralimentation, injection directe diesel) et au développement de systèmes de contrôle moteur de plus en plus performants. Toutefois, malgré ces progrès technologiques importants, l'efficacité énergétique des MCI reste limitée. Ainsi, même dans les moteurs les plus optimisés, plus de 30% de l'énergie produite par la combustion est toujours dissipée sous forme de chaleur dans les gaz d'échappement.

Bien que seule une partie de cette énergie soit valorisable (l'énergie, en termes thermodynamiques), un potentiel existe pour la réduction de la consommation des véhicules propulsés par les MCI. Des nouvelles solutions sont actuellement à l'étude pour exploiter ce potentiel, dont les turbo-compounds, les générateurs thermoélectriques et les cycles thermodynamiques (de Stirling ou de Rankine).

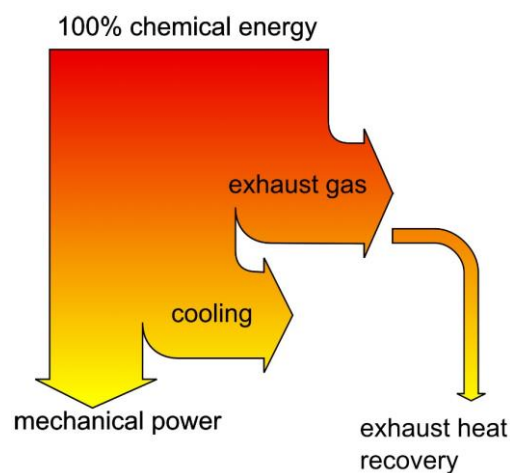


Figure II. 1: Plus de 30% de l'énergie produite par un MCI est rejetée à travers les gaz d'échappement.

II.1.1. Organisation de ce mémoire

Ce mémoire se divise en deux parties de recyclage des gaz :

Partie 1 :

La première partie de cette thèse est consacrée à la exploitation des gaz des échappement du moteur diesel électrogènes stationnaires pour dissipée la chaleur rejeté à les échappement. Les améliorations des moteurs depuis la création du [moteur à combustion interne](#) ont réduit leur consommation à puissance égale, mais leur [rendement](#) est maintenant proche est de l'optimum qu'on peut espérer, environ 35 %. Le reste de l'énergie issue du carburant est perdue sous forme de chaleur : 35 % au niveau des gaz d'échappement et 30 % par le système de refroidissement. La voie la plus facile pour récupérer une partie de cette énergie est d'exploiter la chaleur des gaz d'échappement, avec plus d'ambition que la très modeste récupération réalisée par cycle orc à l'instar du [cycle combiné](#) des grandes centrales électriques

Partie 2 :

La troisième partie est reliée des gaz rejeté a gaz des échappements a cycle organique de Rankine ORC pour récupération de l'énergie .de plus en plus contraignantes en termes de rejets , récupération d'énergie à l'échappement apparaît comme un moyen efficace de récupérer une énergie gratuite, puisque produite dans tous les cas par le moteur : la chaleur. De nombreuses entreprises développent des systèmes basés sur le principe Rankine :

II.2. Récupération d'énergie dans les gaz d'échappement d'un moteur diesel

L'efficacité énergétique des moteurs à combustion interne peut être sensiblement accrue par la récupération de chaleur dans les gaz d'échappement et leur utilisation dans un moteur secondaire. Néanmoins, les estimations réalisées portent la plupart du temps sur des conditions de fonctionnement stationnaires qui ne sont que très rarement rencontrées dans les applications automobiles. L'objet de cette communication est de montrer expérimentalement comment les effets instationnaires liés aux variations de débit et de température de l'échappement affectent le potentiel de récupération. Par une méthode d'essai spécifique, on met en évidence des effets de charge et décharge de chaleur sensible dans les fumées. Un échangeur de récupération est positionné dans l'échappement. On montre qu'en dynamique, le transfert d'énergie dans l'échangeur n'est pas totalement proportionnel avec la consommation de carburant. Pour une même énergie mécanique produite par un moteur diesel, des transferts internes de chaleur avant le point de mesure induisent une variation dans le temps du potentiel de récupération. Ce

phénomène ampute le potentiel de récupération sur une période de fonctionnement dit à froid de plusieurs minutes. A chaud, l'énergie récupérée dans le circuit secondaire présente un déphasage avec la consommation de carburant: il pourrait être associé aux variations rapides des coefficients d'échange au niveau de l'échangeur, qui dépendent des températures et débit de l'échappement moteur. Keywords Exergy, exhaust gas, diesel engine, heat recovery, transient driving

II.3. Récupération de chaleur de moteur à combustion interne ICE

Dans un contexte général d'économie d'énergie, récupérer la chaleur fatale issue des procédés est un enjeu à la fois économique et environnemental. Les tracteurs agricoles constituent un cadre applicatif intéressant de la récupération de cette énergie. D'une part l'augmentation du coût des carburants pèse sur la rentabilité des exploitations agricoles, faisant de la maîtrise de leur consommation un enjeu économique important. D'autre part, ces tracteurs fonctionnent avec des taux de charge très élevés, ce qui assure de bonnes conditions de récupération de chaleur. L'augmentation des performances des machines, via l'optimisation énergétique, apparaît alors comme un moyen intéressant de limiter des consommations en maintenant une puissance et donc une capacité de travail élevée. Le gisement principal d'énergie thermique d'un moteur à combustion réside dans les gaz d'échappement. Pour estimer le potentiel réellement disponible, le concept d'exergie est très souvent utilisé. L'exergie d'un fluide permet de décrire la quantité de travail qu'on peut espérer extraire du fluide en le ramenant à l'équilibre avec son environnement [1]. Rakopoulos et Giacoumis décrivent dans [2] l'apport de la notion d'exergie, dite aussi disponibilité, dans l'optimisation d'un moteur à combustion interne (ICE). Cette grandeur donne aussi la valeur majorante d'énergie récupérable d'une source de chaleur qu'on souhaite transformer en source chaude d'un moteur secondaire. Des mesures réalisées par Bourhis [3] mettent en évidence que ce potentiel est compris entre 4 et 9% de l'énergie fournie par le carburant sur un moteur diesel. Ce potentiel de récupération maximal équivaut à environ 40% de l'énergie mécanique développée par le moteur. L'évaluation de l'exergie des gaz d'échappement permet de déterminer l'énergie récupérable en aval avec un système de récupération. Les systèmes les plus étudiés sont les thermogénérateurs, les turbocompresseurs ou turbocompounds ou les cycles de Rankine. Armstead et Miers examinent dans [4] l'intérêt de chacun de ces systèmes. Surtout, ils soulignent que la source de chaleur pour la récupération a un comportement très dynamique lorsqu'il s'agit d'application automobile, ce qui peut affecter les performances de récupération. La performance de récupération est en général estimée à partir de modèles ([5] [6], [7]). On estime ainsi que les cycles de Rankine organique, l'une des

techniques très prometteuse, devrait permettre d'améliorer le rendement du moteur diesel de 3-5%. Mais tous ces auteurs, ayant proposé des méthodes pour estimer l'augmentation de rendement, soulignent les incertitudes de ces estimations qui ne s'appliquent pas au cas de régimes transitoires. S'intéresser à la récupération de chaleur dans l'échappement revient à traiter les gaz d'échappement comme une source de chaleur (voir Figure 1). Si la littérature est bien documentée sur le contenu énergétique de cette source pour les moteurs en régime stationnaires, peu de travaux sont disponibles sur le comportement des gaz d'échappement dans les conditions transitoires, plus proches de la conduite

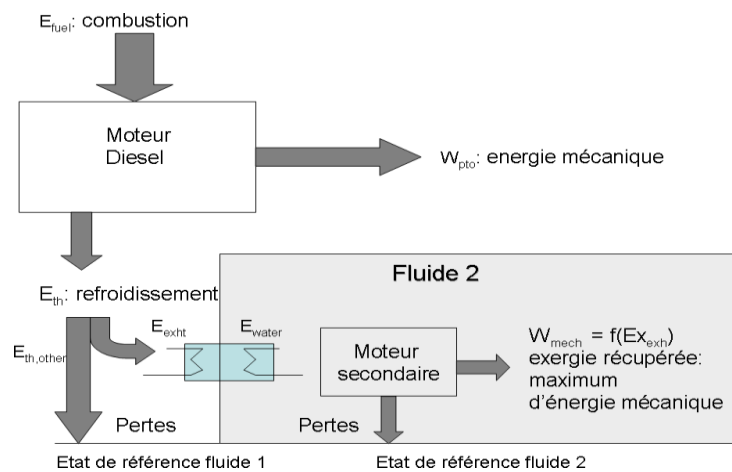


Figure II. 2: Principe thermodynamique de la récupération de chaleur dans les gaz d'échappement.

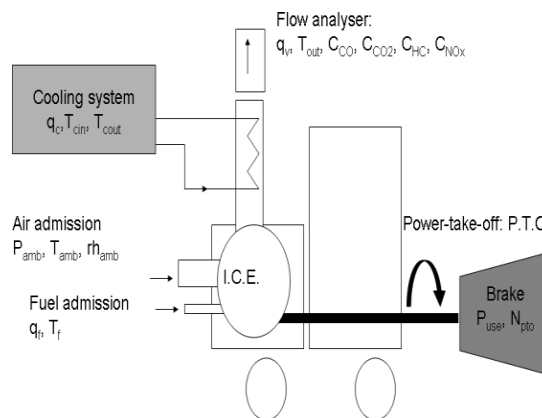


Figure II. 3: Schéma du dispositif expérimental.

Le tracteur est alimenté en carburant diesel (non routier) dont la température et le débit sont mesurés. Un échangeur de récupération est disposé dans le tuyau d'échappement en aval des dispositifs de post-traitement pour la pollution. L'échangeur est constitué d'un tuyau de cuivre de 37.5 cm de longueur et de 0.8 cm de diamètre interne. Il est raccordé à un système de

réfrigérant Julabo FP40-HE, qui délivre un débit de 22 l/min d'eau à une température thermostatée de 20 °C. Un analyseur de gaz est positionné après l'échangeur (*HORIBA OBS2200*). Il permet de mesurer le débit, la température et la composition (NO_x, CO, CO₂, THC) des gaz d'échappement

II.4. Représentation des gaz d'échappement moteurs diesel

Le gaz d'échappement des moteurs diesel est produit par la combustion (brûlage) du carburant diesel. Ce gaz d'échappement est un mélange complexe de gaz, vapeurs, aérosols et substances particulaires. La nature exacte du gaz d'échappement dépend de nombreux facteurs, notamment, le type de moteur, la qualité de l'entretien du moteur, le type de carburant utilisé, type d'huile la vitesse et la charge imposées au moteur et les systèmes de contrôle des émissions.

Le gaz d'échappement des moteurs diesel peut contenir les éléments suivants :

- Carbone (suie)
- Monoxyde de carbone
- Dioxyde de carbone
- Oxygène
- Vapeur d'eau
- Ammoniac
- Azote
- Oxydes d'azote (p. ex. oxyde d'azote, dioxyde d'azote)
- Oxydes de soufre (p. ex. dioxyde de soufre)
- Alcools
- Aldéhydes
- Cétones
- Hydrocarbures
- Composés aromatiques comme le benzène, le toluène et les hydrocarbures aromatiques polycycliques (HAP)
- Matières particulaires diesel (MPD)

Les matières particulaires diesel (MPD) sont principalement constituées de particules de suie, de carbone, de cendres, d'hydrocarbures aromatiques polycycliques (HAP), de particules d'abrasion métallique, de sulfates et de silicates. Presque toutes les particules émises par les

moteurs diesel sont respirables (particules < 10 microns), la majorité des particules ayant un diamètre inférieur à 1,0 micron.

II.5. Représentation de moteur diesel

II.5.1. Introduction

Le moteur diesel s'est principalement développé pour des applications industrielles, dans les quelles il a permis d'utiliser, avec un bon rendement, un carburant rustique et bon marché. La puissance spécifique et la plage de régimes utilisable n'ont pas été des objectifs prioritaires.

Bien que le moteur diesel soit centenaire, il est en constante et forte évolution, à la fois du fait d'une meilleure connaissance des phénomènes impliqués et d'une exigence croissante de performances, de faible consommation et de réduction des émissions de polluants.

Le moteur diesel est reconnu pour présenter l'un des meilleurs rendements énergétiques avec une remarquable flexibilité d'utilisation. Ses performances, qu'il s'agisse de sa puissance, de son rendement ou de ses émissions de polluants, sont particulièrement sensibles à la qualité de la combustion. Celle-ci est essentiellement liée au choix du système de combustion, à la forme de la chambre ou préchambre de combustion ainsi qu'à la façon dont le combustible y est introduit.

II.5.2. Historique des moteurs diesel électrogènes

Le moteur diesel, doit son nom à l'ingénieur RUDOLF DIESEL, qui l'a inventé. Les moteurs diesel furent adoptés presque exclusivement pour des installations fixes.

Après quelques essais sporadiques sur des embarquements fluviaux, la véritable utilisation navale débuta en 1911 pour s'étendre ensuite au, sub-marin et en application routières : autobus, camion, voiture et automobiles.

Le moteur diesel est un moteur alternatif à combustion interne dans lequel l'allumage du mélange s'effectue par simple compression.

Les diesels sont appelés moteurs à auto allumage (par apposition aux moteurs à essence, appelés moteurs à allumage commandé) dans un premier temps l'air passe à une pression très élevée, s'échauffe lorsque la température dans la chambre combustible est suffisante, le combustible est injecté en fine particule qui s'enflamme spontanément au contact de l'air.

Les moteurs diesels qui ont un rendement thermique plus élevé que les moteurs à essence, sont préférés pour les unités de fortes puissances (plus de 3000 ch.) c'est pourquoi ils ont été utilisés pour la production des navires dans ce cas il s'agit de moteurs à simple effet fonctionnant selon le cycle à deux temps de régime très lent (120 à 180 tr/min), ils développent des puissances allant jusqu'à (45000 ch.) sont capables de brûler dans de bonnes conditions par rapport aux groupes à essence. Ces gros moteurs permettent une réduction du tiers de la consommation de tout temps les diesels furent destinés aux véhicules industriels à cause de leur fiabilité, l'inconvénient caractéristique du poids et de l'encombrement retarde de long temps l'application de ces moteurs dans les automobiles. [16]

II.5.3. Classification des moteurs diesel

On peut classer les diesels par différentes façons en fonction de : [3]

- De la disposition des cylindres ;
- De disposition des soupapes ;
 - Arbre à came en tête et soupape en tête.
 - Arbre à came latéral et soupapes culbutées.
 - Arbre à came latéral et soupapes latérales.
- De mode de répartition de carburant ;
 - À injection directe.
 - À injection indirecte.
- De mode de refroidissement ;
 - Refroidissement par eau
 - Refroidissement par air
- De mode d'admission d'air ;
 - À aspiration naturelle.
 - Suralimenté.
 - Suralimenté et refroidisseur d'air d'admission.

II.5.4. Classement selon les dispositions des cylindres

Moteur en ligne : les cylindres, pistons, bielles, et vilebrequin sont montés sur le même plan. La présence de plus de 8 cylindres disposés en ligne n'est pas praticable en automobile du fait de la longueur requise. En outre, un vilebrequin long est sujet à des torsions importantes. Les dispositions à 2 et 3 cylindres sont problématiques en cycle 4-temps.

Moteur en V : les bielles agissent généralement au nombre de deux par maneton. La construction relativement courte du moteur obtenue doit cependant prendre en compte les portées étroites des coussinets de bielle. Les rangées de cylindres forment un angle qui varie de 15° à 135° sur une ligne d'arbre commune (vilebrequin). Les VW V5 et V6 (à 15°), évolutions du VR 6, ont également une culasse commune. Pour obtenir des intervalles égaux entre les combustions avec deux bielles sur un même maneton, l'angle entre les rangées de cylindres doit être, en cycle 4-temps, équivalent à 720° (deux tours de vilebrequin) divisé par le nombre de cylindres ou à un multiple du résultat. Un V 12 sera idéalement à 720° divisé par 12, soit 60°, un V10 à 72°, un V8 à 90°, un V6 à 120°. Les V 6 à 60°, entres autres, ont un maneton par bie

II.6. Données techniques moteur diesel

Les tableaux de données moteur diesel électrogènes stationnaire utilise à ce mémoire

Tableau II. 1: La Puissance

Modèle de groupe - Triphasé	Continue*	Secours*
400/230 V, 50 Hz	135,0 kVA 108,0 kW	150,0 kVA 120,0 kW
480/277 V, 60 Hz	150,0 kVA 120,0 kW	165,0 kVA 132,0 kW

Tableau II. 2: Données techniques

Modèle moteur	Cat® C7.1	
Modèle alternateur	R2273L4	
Tableau de command	EMCP 4.1	
Type de chassis	Acier robust	
Type/caliber du disjuncture	Tripolaire MCCB	
Fréquence	50 Hz	60 Hz
Vitesse moteur	1500	1800
Capacité du réservoir carburant : l (gallons)	349 (92.2)	

Tableau II. 3: Lubrification

Type filtre :	Spin-On, plein dit
Capacité huile totale : l (gallons)	16,5 (4,4)
Carter d'huile : l (gallons)	14,9 (3,9)
Type d'huile :	API CH4 / CI4 15W-40
Type de refroidissement :	Eau

Données techniques moteur

Tableau II. 4: Données générales

Fabricant :	Caterpillar
Modèle :	C7.1
Nombre de cylindres / disposition :	6 / En ligne
Cycle :	4 temps
Admission d'air :	Suraliment
Type de refroidissement :	Eau
Type de régulation de vitesse :	Manique
Classe de régulation de vitesse :	ISO 8528 G2
Taux de compression :	18,2:1
Cylindrée : l (in ³)	7,0 (427,8)
Alésage/course : mm (in)	105,0 (4,1) 135,0 (5,3)
Moment d'inertie : kg/m ² (lb/in ²)	1,40 (4784)
Système électrique moteur:	
-Tension/masse :	12/Natif
-Intensité du chargeur de batteries :	65 Ampères
Poids : kg (lb)	-Net : 725 (1598)
-Brut :	748 (1649)

Tableau II. 5: Air recycle 50 Hz 60 Hz

Typé de filtre à air :	ent en papier	
Debit d'air de combustion :		
m ³ /min (ft ³ /min)	-Secours : 8,1 (286)	11,5 (405)
	-Continue : 7,6 (270)	11,0 (387)
Contre-pression maximum air d'admission :	kPa	
(H ₂ O)	5,0 (20,1)	5,0 (20,1)
Débit d'air de refroidissement radiateur :		
m ³ /min (ft ³ /min)	228,6 (8073)	234,0 (8264)
Contre-pression disponible après radiateur :		
Pa (dans H ₂ O)	125 (0,5)	125 (0,5)

Tableau II. 6: Refroidissement 50 Hz 60 Hz

Capacité du circuit de refroidissement :		
l (gallons)	21,0 (5,5)	21,0 (5,5)
Type de pompe à eau :	Centrifuge	
Chaleur rejetée par le circuit de refroidissement :	kW (BTU/min)	
-Secours :	82,0 (4663)	92,0 (5232)
-Continue :	74,9 (4259)	84,2 (4788)
Puissance rayonnée :	Chaleur rayonnée par le moteur et l'alternateur	
kW (BTU/min)	-Secours : 25,9 (1473)	27,0 (1535)
	-Continue : 21,6 (1228)	24,1 (1371)
Puissance ventilateur du radiateur :		
kW (hp)	5,0 (6,7)	7,0 (9,4)
<p>Systeme de refroidissement conçu pour fonctionner à des températures ambiantes de 50°C (122°F) max. Veuillez contacter votre concessionnaire Cat pour obtenir plus d'informations sur les puissances disponibles selon les conditions du site.</p>		

Tableau II. 7: Carburant 50 Hz 60 Hz

Type de filtre :	Cartouche interchangeable			
Carburant recommandé :	Diesel catégorie A2 ou BSEN590			
Consommation : l/h (gallons/h)				
	110%	100%	75%	50%
	Charge	Charge	Charge	Charge
Continue				
50 Hz	33,4 (8,8)	29,9 (7,9)	22,6 (6,0)	16,2 (4,3)
60 Hz	36,7 (9,7)	33,1 (8,7)	25,5 (6,7)	19,7 (5,2)
Secours				
50 Hz		33,4 (8,8)	24,9 (6,6)	17,6 (4,6)
60 Hz		36,7 (9,7)	27,5 (7,3)	20,7 (5,5)
(pour un gasoil de densité 0,85 conforme à BS2869, classe A2)				

Tableau II. 8: Échappement 50 Hz 60 Hz

Type de silencieux :	Industriel	
Modèle de silencieux et quantité :	EXSY1 (1)	
Pertes de charge silencieux :		
kPa (in Hg)	0,45 (0,133)	0,72 (0,213)
Atténuation sonore par le silencieux : dB	10	10
Contre pression max. permise :		
kPa (in Hg)	6,0 (1,8)	6,0 (1,8)
Débit des gaz d'échappement : m³/min (ft³/min)		
-Secours :	22,7 (800)	29,1 (1026)
-Continue :	20,8 (733)	27,2 (959)
Température de gaz d'échappement: °C (°F)		
-Secours :	576 (1069)	526 (979)
-Continue :	576 (1069)	526 (979)

II.7. Analyse de moteur diesel Principes de fonctionnements

II.7.1. Définition

On désigne par moteur à combustion interne, au sens le plus large, les machines dans lesquelles la combustion s'effectue au sein du fluide moteur.

Dans les moteurs à combustion interne discontinue, la transformation de l'énergie chimique du combustible en travail mécanique résulte de la réalisation périodique dans le cylindre du moteur d'une série d'évolutions dont l'ensemble, qui se répète périodiquement dans le cylindre du moteur, porte le nom du cycle de fonctionnement du moteur.

Autrement dit, un cycle du moteur est l'ensemble des opérations à la fin desquelles éléments mobiles retrouvent leurs positions initiales. Ces opérations comprennent :

- L'admission du mélange (l'air dans le cas d'un moteur Diesel),
- Sa compression,
- Son inflammation,
- La détente des gaz brûlés et leur expulsion.

Un cycle d'un moteur à combustion interne n'est vraiment un cycle en système fermé parce qu'à chaque commencement et fin du cycle, on introduit et on retire de la matière du système.

II.7.2. Cycle à quatre temps mécaniques

Un cycle s'effectue sur 2 tours de vilebrequin, soit 720° . Le cycle mécanique (2 allers et 2 retours c'est à dire 4 courses) se fait en 4 temps alors que le cycle thermodynamique en comporte 5 (la combustion à volume et à pression constante). Seule la détente est motrice (fournit de l'énergie), les autres sont résistants.

Cycle comprend les temps suivants :

1. Premier temps : Admission

- Ouverture de la soupape d'admission au point mort haut (PMH) mise à la pression à l'entrée du cylindre,
- Descente du piston (entraîné par l'inertie du cycle précédent),
- Remplissage du cylindre par le mélange gazeux,
- Fermeture de la soupape d'admission au point mort bas (PMB),

-Cycle : Augmentation du volume à pression constante (droite AB).

2. Deuxième temps : Compression

-Les soupapes d'admission et de d'échappement sont fermées,

-Le piston remonte vers le point PMH d'où une forte élévation de pression due à la diminution de volume accompagnée par une élévation importante de la température (celle-ci doit atteindre, au PMH, au minimum 500°C pour assurer l'inflammation spontanée du mélange au moment d'injection),

-Cycle : Montée en pression (courbe BC).

3. Troisième temps : Combustion – Détente

-Les soupapes d'admission et d'échappement sont fermées,

-Le combustible est injecté dans le cylindre au PMH avant que la pression maximum du cycle soit atteinte,

-Temps de combustion : Au PMH, une combustion primaire à volume constant se déclenche par auto-inflammation permet d'atteindre la pression maximum dans le cylindre et qui sous laquelle se déclenche une deuxième combustion (à pression constante),

-Temps de détente : Le piston propulsé vers le bas par la forte pression fait tourner le vilebrequin (temps moteur),

-Cycle : Montée en pression à volume constant (droite CD), augmentation du volume à pression constante (droite DE), Chute de pression (détente : courbe EF).

4. Quatrième temps : Échappement

-Ouverture de la soupape d'échappement,

-Le piston remonte et chasse vers l'atmosphère les gaz brûlés,

-Cycle : Échappement primaire à volume constant (droite EB), Échappement secondaire à pression constante (droite BA).

II.7.3. Représentation de cycle diesel idéal

Les transformations subies par le fluide au cours du cycle théorique défini par Rudolph Diesel sont les suivantes (voir figure 2.) :

- O → A : admission à pression constante,
- A → B : compression isentropique (sans perte de chaleur),
- B → C : combustion à pression constante,
- C → D : détente isentropique,

– D → A : échappement à volume constant.

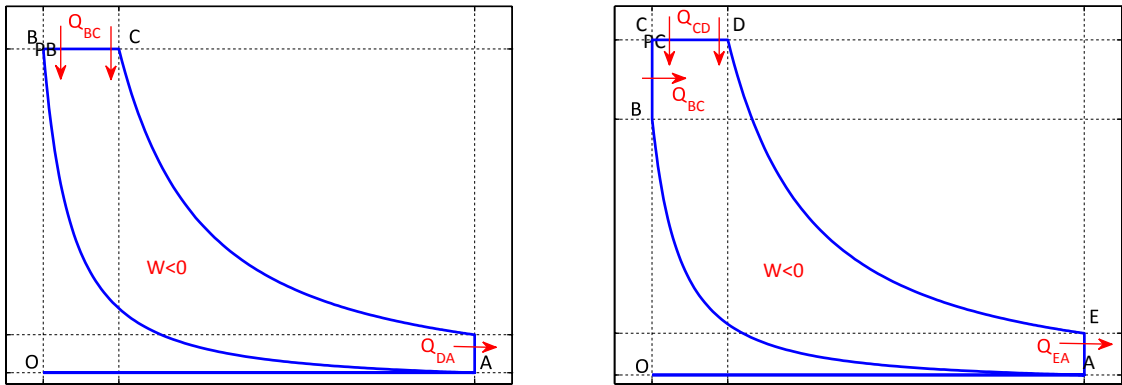


Figure II. 4: Cycle diesel idéal.

II.8. Cycle Organique de Rankine ORC

Le principe d'une **machine ORC** est de **transformer la chaleur émise** par un moteur en **énergie utile** via un fluide de travail. Au contact de la chaleur des gaz d'échappement, le fluide se vaporise, puis la vapeur se détend dans une turbine. La rotation de cette turbine produit alors de l'électricité.

II.8.1. Principe et réalisation du cycle de Rankine

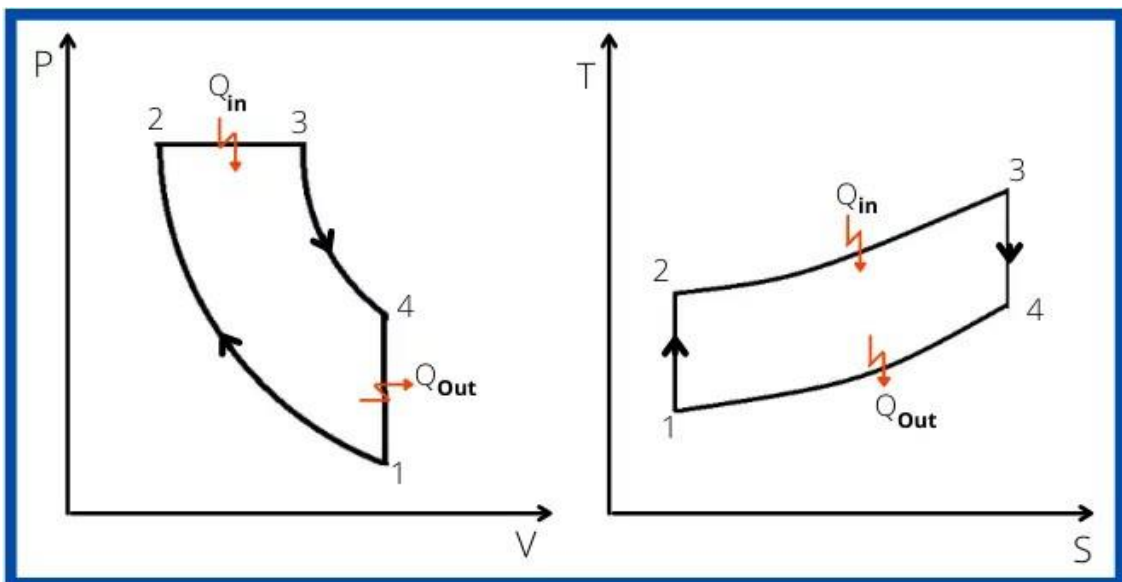


Figure II. 5: Cycles thermodynamique et réel d'un moteur diesel pv et ts.

Les grandeurs énergétiques

Tableau II. 9: Les grandeurs énergétiques de cycle desel.

Process	Work done	Heat transfer	Change in IE
Process 1-2	$C_v(T_1 - T_2)$	0	$C_v(T_2 - T_1)$
Process 2-3	$P_2(V_3 - V_2)$ $R(T_3 - T_2)$	$C_p(T_3 - T_2)$	$C_v(T_3 - T_2)$
Process 3-4	$C_v(T_3 - T_4)$	0	$C_v(T_4 - T_3)$
Process 4-1	0	$C_v(T_1 - T_4)$	$C_v(T_1 - T_4)$

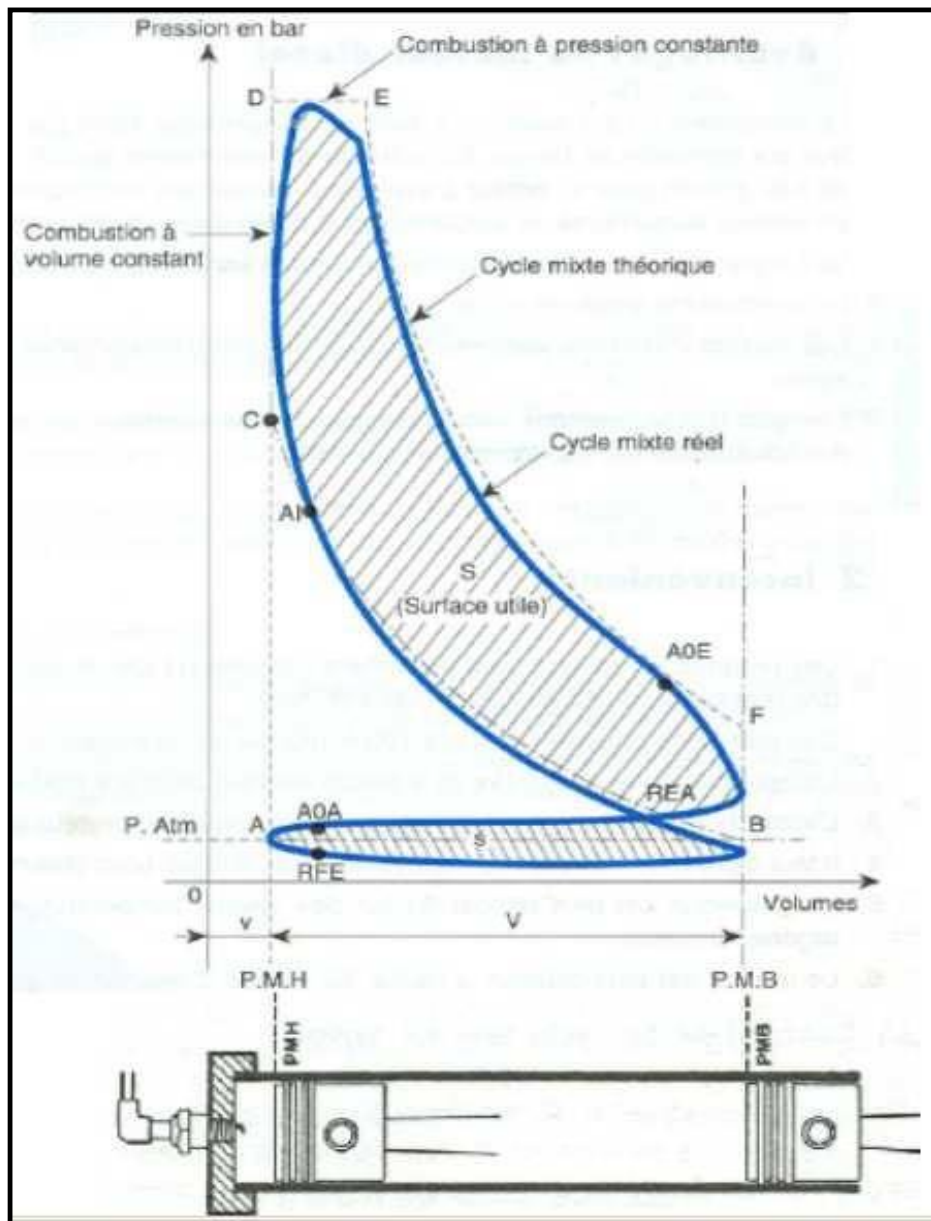


Figure II. 6: Cycle mixte (réel et théorique) représenté sur un diagramme (P – V).

Représentation de cycle diesel a étudié le dépassement de piston a point PMH et PMB

Avec le temp d'ouverture et fermé les soupapes d'admission est soupape des échappements que values la système quatre temp

II.8.2. Les performances

Les caractéristiques fondamentales du cycle sont :

_ Le travail(j)

Le travail se représente en diagramme (P – V) par l'aire de la courbe comprise dans le cycle fermé. Sur la figure II-1, le travail du cycle théorique est représenté par l'aire de la courbe pointillée. Le travail des opérations de transvasement A – B et B – A est représenté par une aire nulle. Pour un cycle réel, on appelle W_i le travail indiqué, représenté par l'aire de la courbe continue sur la figure II-1. Les opérations de transferts de masse entre le cylindre et l'extérieur se traduisent par une aire qui n'est pas nulle mais positive (surface résistante : s) et qui vient donc se déduire de l'aire négative (surface utile : S) du travail principal du cycle.

_Pression moyenne (N/m²)

La pression moyenne du cycle représente le travail spécifique du moteur par unité de volume de cylindrée. C'est une valeur conditionnelle et constante de pression qui produit, pendant une seule course de piston, un travail égal au travail du cycle. La pression moyenne représente aussi un élément de comparaison commode qui permet de comparer le travail des moteurs des différentes dimensions. Elle est représentée par la formule suivante :

$$P_{moy} = \frac{w_{cycl}}{c_y}$$

La cylindrée C_y est le volume de cylindre engendré entre les deux positions extrêmes du piston : point mort haut PMH et point mort bas PMB.

_Rendement

Le rendement du cycle théorique est le rapport entre la valeur absolue du travail du cycle et la quantité de chaleur apportée au cycle (pendant la combustion). Il est représenté par la formule suivante :

$$\eta_{th} = \frac{w_{cycl}}{Q_a}$$

Le rendement de forme du diagramme permet de juger de la qualité du cycle réel, réalisé dans le cylindre du moteur, par rapport au cycle théorique.

_Taux de compression volumétrique

Le taux de compression volumétrique ϵ est défini par le rapport entre le volume totale de cylindre (cylindrée + volume mort) sur le volume de la chambre de combustion. Autrement dit, c'est le rapport entre le volume total aspiré possible (cylindrée + volume mort) et le volume dans lequel on comprime le gaz et se fait la combustion (volume mort V_m). Le taux de compression est représenté par la formule suivante :

$$\epsilon = \frac{v_{cy+vm}}{v_m}$$

Le taux de compression volumétrique influence fortement le rendement du moteur et il doit être choisi en fonction de la respiration du moteur. Le taux de compression réel est à peu près égal au précédent multiplié par 2,3, car la compression des gaz s'accompagne d'une dilatation

_Consommation spécifique (g/KWh)

La consommation spécifique du moteur définit la qualité de la transformation de l'énergie au sein du moteur. Cette grandeur est proportionnelle à l'inverse du rendement. C'est la quantité de combustible, d'un pouvoir calorifique donné, qui doit être dépensée pour la production d'une unité d'énergie, par exemple d'un kWh. La consommation spécifique (donc aussi le rendement) dépend, d'une part, de la forme du cycle thermodynamique décrit dans le moteur, d'autre part, des valeurs extrêmes de la température et de la pression atteintes par le gaz.

$$Q_{sc} = Q_{th} * comb$$

_Puissance effective au litre de cylindrée

C'est la puissance spécifique en kW/litre de cylindrée. Elle permet de comparer, entre eux, des moteurs de cylindrée et de conception différentes.

_Puissance massique ou volumique

C'est la puissance du moteur rapportée à sa masse (kW/kg) ou à sa volume (kW/m³). Dans ce dernier cas, le volume peut comprendre, ou non, le volume nécessaire au démontage du moteur et à son entretien. Ces puissance spécifiques permettent de comparer des moteurs dans le cadre de l'endroit où ils devraient être installés

Paramètres indiqués du cycle réel

Les principaux paramètres indiqués caractérisant le fonctionnement du moteur sont :

- La pression moyenne indiquée P_{mi} ,
- La puissance indiqué P_i ,
- Le couple moteur indiqué C_i ,
- Le rendement indiqué η_i ,
- La consommation spécifique indiquée i_g ,

Les paramètres indiqués caractérisent l'organisation réelle du cycle considéré. Ils tiennent compte seulement des pertes de chaleur ayant lieu dans le cycle réel. Ces pertes sont dues :

- À la transmission de chaleur à travers les parois
- À une combustion incomplète dans les zones riches (dans les moteurs Diesels la combustion est toujours complète),
- À la dissociation des molécules de CO_2 à haute température en absorbant de la chaleur,
- Aux fuites du fluide-moteur.

Les pertes de chaleur dues à la réalisation du cycle réel atteignent de 10 à 30 % de toute la chaleur utilisée dans le cycle thermodynamique identique ce qui indique la possibilité d'améliorer au futur le rendement indiqué des moteurs

II.8.3 Paramètres effectifs du cycle réel

Une partie du travail indiqué effectué par les gaz est perdue sous forme de différentes pertes mécaniques. Ces pertes comportent le travail dépensé pour vaincre les frottements, le travail dépensé pour entraîner les mécanismes auxiliaires (pompe à eau, pompe à huile, ventilateur, générateur, etc.) et le travail perdu à l'échange gazeux dans les phases des transvasements (admission et échappement). Les frottements, notamment entre piston et cylindre constituent la majeure partie de toutes les pertes mécaniques (jusqu'à 70%). Pour passer des paramètres indiqués aux paramètres effectifs du moteur il faut tenir compte de la partie du travail indiqué perdue pour récompenser les pertes mécaniques. Ces pertes sont évaluées par un paramètre que l'on appelle rendement mécanique η_m . Comme η_m est toujours inférieur à un, les paramètres effectifs sont toujours inférieurs à ceux indiqués (sauf la consommation spécifique effective est supérieure de celle indiquée). D'après la définition, tout paramètre effectif peut être déterminé en fonction du paramètre indiqué correspondant :

$$W_e = \eta_m W$$

$$P_e = \eta_m P_i$$

$$P_{me} = \eta_m P_{mi}$$

$$W_e = W_i - W_m$$

$$P_e = P_i - P_m$$

$$P_{me} = P_{mi} - P_{mm}$$

où W_m , P_m et P_{mm} sont respectivement le travail, la puissance et la pression moyenne des pertes mécaniques

- Rendement global

C'est le rapport entre la puissance effective P_e et la puissance calorifique du carburant (P_{cal})

$$\eta_g = \frac{p_e}{p_{cal}}$$

Rendement de combustion (η_{comb}) :

C'est le rapport entre la puissance libérée lors de la combustion (P_{comb}) et la puissance calorifique du carburant (P_{cal}).

$$P_{comb} = \frac{p_{comb}}{p_{cal}}$$

Rendement thermodynamique (P_{th})

C'est le rapport entre la puissance théorique indiquée ($P_{i th}$) et la puissance libérée lors de la combustion (P_{comb}).

$$P_{th} = \frac{p_{th}}{p_{comb}}$$

Rendement de cycle (η_{cycle}) :

Le rapport entre la puissance indiquée (P_i) et la puissance théorique indiquée ($P_{i th}$), aussi c'est l'écart entre le cycle réel par rapport au cycle théorique

$$\eta_{cycle} = \frac{p_i}{p_{i th}}$$

- Rendement indiqué (η_i) :

C'est le rapport entre la puissance indiquée (P_i) et la puissance calorifique du carburant (P_{cal}).

Il se compose de trois rendements : le rendement de combustion (η_{comb}), le rendement thermodynamique (η_{th}) et le rendement de cycle

$$\eta_i = \frac{p_i}{p_{cal}}$$

- Rendement organique ($\eta_{méc}$)

C'est le rapport entre la puissance effective (P_e) et la puissance indiquée (P_i). Le (η_{mec}) prend en considération toutes les pertes mécaniques.

$$\eta_{mec} = \frac{P_e}{P_i}$$

-la puissance théorique

$$P_{th} = w_{th} * N_c$$

-la pression moyenne

$$P_{rth} = \frac{w_{th}}{v_{cu}}$$

-couple moteur

$$C_{mu} = \frac{\text{puissance theorique}}{w_{th}}$$

II.8.4. Les performances du cycle diesel idéal :

La quantité de chaleur théorique

$$- Q_{tn} = m_{cu} * P_{ci} = [j/\text{cycle} * \text{cylindre}]$$

Travaux théoriques

$$- W_{tn} = Q_{sc} - Q_{sf} = [j/\text{cycle} * \text{cylindre}]$$

Travaux théoriques

$$- W_{tn} = W_{comb} + W_{det} = [j/\text{cycle} * \text{cylindre}]$$

Travail indique

$$- W_i = \eta_i * W_{tn} = [j/\text{cycle} * \text{cylindre}]$$

Travaux mécaniques

$$- W_{mec} = \eta_m * W_i = [j/\text{cycle} * \text{cylindre}]$$

Pressions i fictive

$$- P_{ett,u} = \frac{W_{mec} * N_c}{1000}$$

$$- P_{ett,T} = n * P_{ett,u}$$

Couple moteur

$$- C_{m,u} = \frac{P_{ett,u}}{w} = [N * m]$$

$$- C_{m,T} = n * P_{ett,u} = [N * m]$$

Rendement théorique

- $\eta_{tn} = \frac{W_{tn}}{Q_{sc}} = \%$

Rendement indique

- $\eta_i = \frac{W_i}{Q_{sc}} = \%$

Rendement global

- $\eta_g = \frac{W_{mec}}{Q_{tn}} = \%$

la consommation spécifiques

- $C_{sp} = 3.6 * 10^9 * \frac{m_{cv}}{W_{mec}} = [gr/kw * h]$

La constitue de chaleur combustibles

- $Q_{comb} = (1 - \eta_c) * Q_{tn} = [j/cycle * cylindre]$

La constitue de chaleur parois

- $Q_{parois} = \alpha * \eta_c * Q_{tn} = [j/cycle * cylindre]$

La constitue de chaleur mécaniques

- $Q_{mec} = (1 - \eta_m) * W_i = [j/cycle * cylindre]$

II.9. Principe thermodynamique et cas d'étude

Résumé. *le principe thermodynamique du cycle de Rankine et les composants matériels nécessaires à sa mise en œuvre. Les applications pratiques étudiées dans cette thèse sont présentées. Il s'agit d'applications destinées à être intégrées respectivement , à bord de camions de moteur poids-lourds et à bord de trains à propulsion Diesel-électrique.*

II.9.1. Cycle de Rankine

Ce cycle tire son nom du physicien écossais William Rankine. Il s'agit d'un cycle thermodynamique permettant de récupérer une énergie thermique et de la convertir en électricité par un intermédiaire mécanique. Cette conversion, chaleur-électricité, s'effectue par détente de la vapeur d'eau dans une turbine

Dans un cycle de Rankine, l'eau est utilisée comme fluide de travail. Elle va alors suivre une succession d'étapes au cours desquelles son état, sa température et sa pression seront modifiés. Ainsi, l'évaporation le l'eau sous haute pression permet de récupérer la chaleur disponible de la source. En sortie d'évaporateur, la vapeur d'eau atteint sa température la plus haute dans le

cycle. Cette vapeur est ensuite détendue dans une turbine jusqu'à la pression basse. La détente permet de générer l'énergie mécanique qui sera convertie en énergie électrique. La vapeur restante dans le système est ensuite condensée, généralement en utilisant une source froide ayant l'avantage d'être peu onéreuse, l'eau de rivière par exemple. Pour finir, l'eau liquide est compressée par l'intermédiaire d'une pompe qui permet la circulation du fluide dans le cycle.

Il fut inventé par [William John Macquorn Rankine](#) (1820-1872) qui lui donna son nom

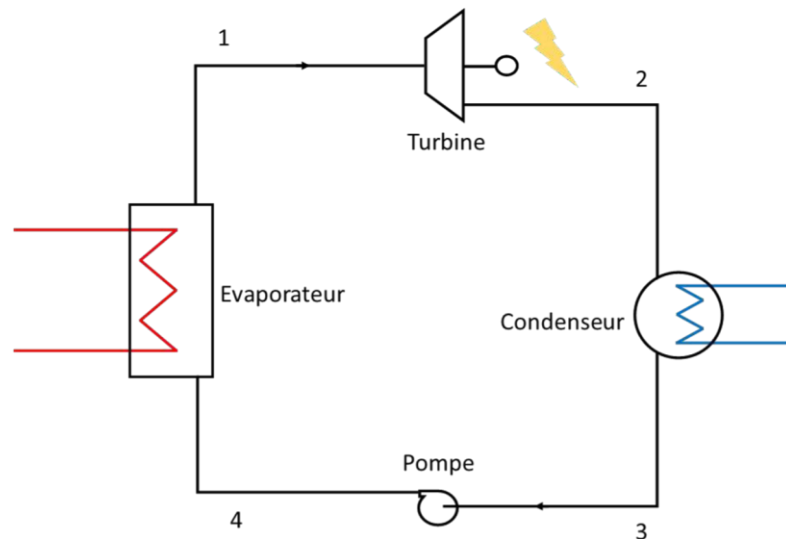


Figure II. 7: Représentation schématique d'un cycle de Rankine.

II.9.2. Réalisation du cycle de Rankine

Le cycle de Rankine est un cycle endoréversible¹, c'est-à-dire que les seules irréversibilités proviennent des échanges, ici de chaleur, avec l'extérieur. Au contraire, les transformations dites fermées sont considérées comme réversibles.

Le cycle, parcouru dans le sens *moteur*, est composé des quatre transformations suivantes :

- 1→2 : Compression [adiabatique](#) et réversible ([isentropique](#)).
- 2→3 : Vaporisation [isobare](#) et irréversible.
- 3→4 : Détente [adiabatique](#) et réversible ([isentropique](#)).
- 4→1 : Liquéfaction [isobare](#) et irréversible.

L'évaporation isobare du fluide peut être divisée en deux étapes successives : chauffe du liquide de façon isobare uniquement puis évaporation isobare et [isotherme](#).

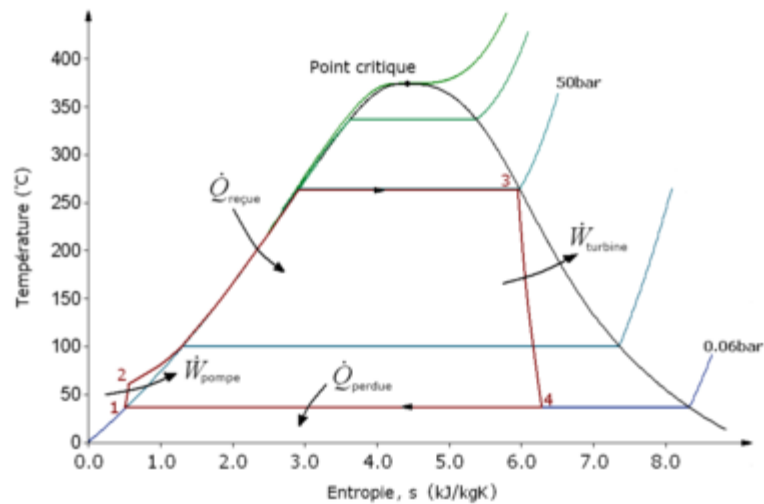


Figure II. 8: Diagramme entropique du cycle de Rankine avec l'eau comme fluide de travail.

Les transformations subies par l'eau sont donc les suivantes :

- 1 – 2 détente de la vapeur d'eau à haute pression vers la pression basse dans la turbine, cette étape permet de générer l'électricité.
- 2 – 3 condensation du mélange liquide–vapeur.
- 3 – 4 Compression de l'eau liquide vers la pression haute.
- 4 – 1 évaporation de l'eau liquide à haute pression, cette étape permet de récupérer la chaleur de la source chaude.

Ces quatre étapes peuvent être représentées sur un diagramme $T-s$ comme le montre la figure

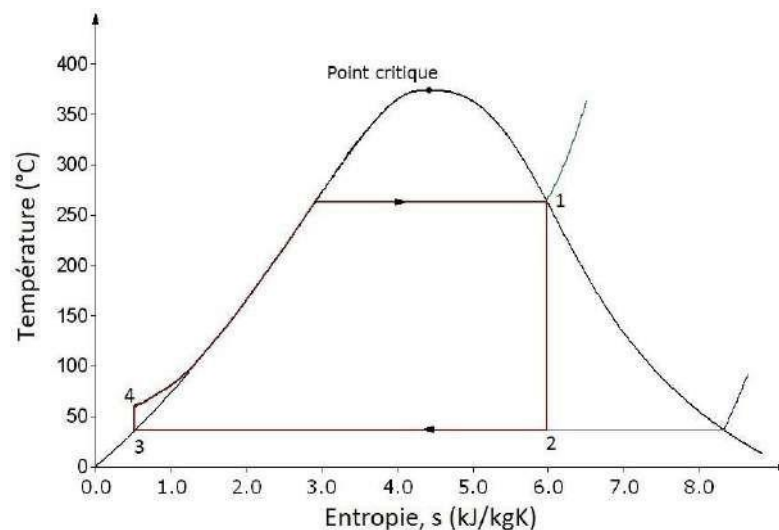


Figure II. 9: Diagramme $T-s$ d'un cycle de Rankine idéal.

La figure I.3 représente un cycle de Rankine dit idéal, en effet la détente au niveau de la turbine et la compression au niveau de la pompe sont supposées isentropiques. Les pertes de charges liées aux frottements dans les canalisations et dans les échangeurs sont aussi sources d'irréversibilités et donc d'écart par rapport au cycle idéal. La figure I.5 schématise ces écarts sans, toutefois, tenir compte des pertes de charge.

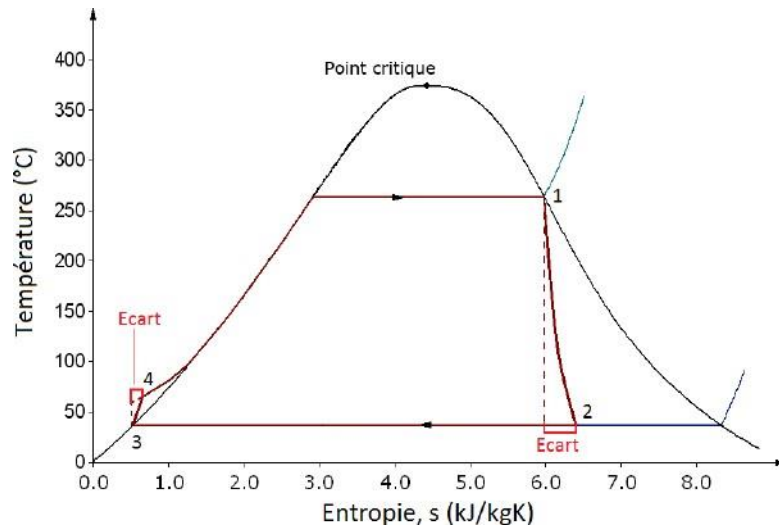


Figure II. 10: Diagramme T-s du cycle de Rankine réel.

II.9.3. Cycle thermodynamique

La Figure 4 présente le principe thermodynamique du cycle de Rankine sous la forme de diagramme $p - h$ (pression-enthalpie) et les composants matériels associés. La courbe bleue, nommée dôme de saturation, délimite les états du fluide : le fluide est à l'état liquide, vapeur ou mixte selon qu'il se trouve à gauche, à droite ou à l'intérieur de ce dôme tandis qu'on parle d'état super-critique lorsqu'il se trouve au-dessus.

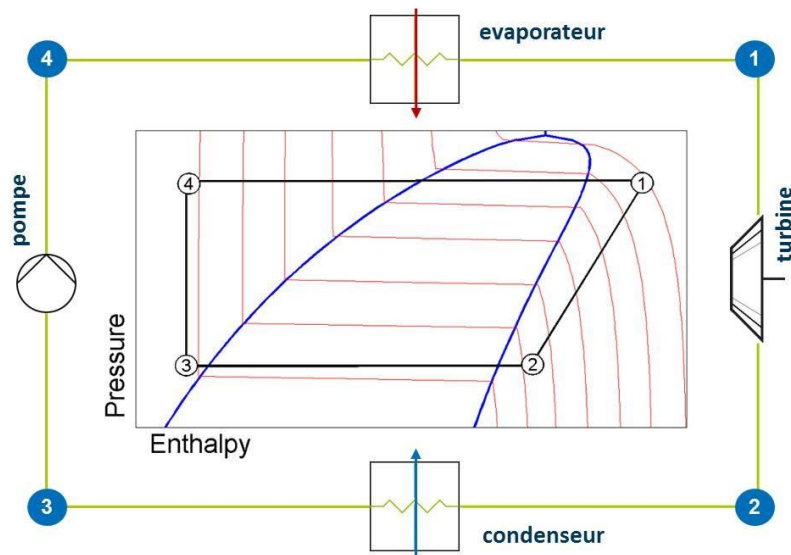


Figure II. 11: Principe thermodynamique du cycle de Rankine.

Le fluide est mis sous pression par une pompe puis est vaporisé sous l'effet de la chaleur à travers l'évaporateur. L'énergie cinétique de la vapeur sous pression est alors récupérée par une machine de détente (turbine, machine à piston...). Le fluide doit alors être recondensé pour retourner à la pompe.

Le cycle de Rankine se distingue du cycle théorique de Carnot par la substitution des deux transformations isothermes par deux transformations isobares qui rendent possible sa réalisation technique. Le cycle de Rankine idéal est ainsi composé des quatre transformations suivantes :

3 → 4 : Compression adiabatique (sans échange de chaleur) et réversible (isentropique, c'est-à-dire sans frottements ni fuites, ...).

4 → 1 : Vaporisation isobare (sans chute de pression). L'évaporateur peut être divisé en trois zones : le préchauffage où le fluide est à l'état liquide, l'évaporation (à l'intérieur du dôme de saturation) et la surchauffe¹.

1 → 2 : Détente adiabatique et réversible.

2 → 3 : Liquéfaction isobare.

Les caractéristiques du fluide utilisé ont un impact majeur sur le rendement du cycle et le choix des composants matériels. L'eau d'alimentation refoulée par la pompe (1) ensuite elle

¹

est réchauffée dans un économiseur (2) transformée en vapeur saturée dans un évaporateur (3) et surchauffée par la suite dans une surchauffeur (4) passe à travers une vanne de réglage et après avoir tourné la turbine (5) , elle est condensée dans le condenseur (6). Le cycle recommence avec la reprise de la vapeur condensée par la pompe. L'installation est composée de quatre éléments essentiels :

- évaporateur
- La turbine
- Le condenseur
- La pompe

La **figure 11** montre la disposition générale d'une centrale thermique d'ORC Le cycle de Rankine fonctionne de la manière suivante :

Un fluide de travail est chauffé puis vaporisé grâce à une source de chaleur. La vapeur produite est ensuite détendue dans une turbine pour produire de l'énergie mécanique puis de l'électricité grâce à un alternateur générateur d'électricité qui convertira cette énergie mécanique en énergie électrique. La vapeur détendue est ensuite condensée pour fermer le cycle thermodynamique et fonctionner ainsi en circuit fermé.

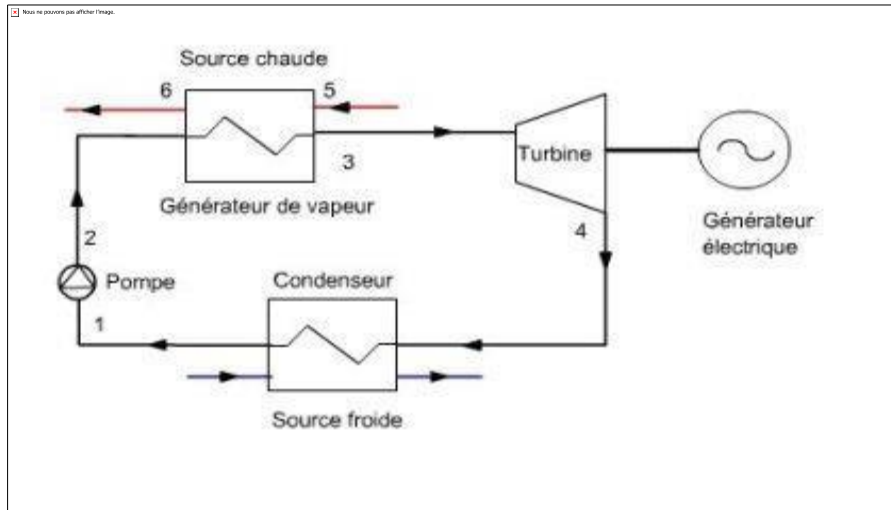


Figure II. 12: Cycle organique de Rankine.

II.9.4. Le bilan énergétique du cycle

Travail consommé par la pompe :

$$w_p = h_2 - h_1 = v (P_2 - P_1)$$

Il est à noter que $(w_p = v (P_2 - P_1))$ résulte de l'hypothèse que le fluide est incompressible.

La chaleur fournie par l'évaporateur :

$$q_H = h_3 - h_2$$

Le travail produit par la turbine :

$$w_t = h_4 - h_3$$

La chaleur évacuée (condensateur):

$$q_l = h_1 - h_4$$

Le travail net du cycle :

$$w_{net} = w_t + w_p = -(q_H + q_L)$$

Le rendement thermique du cycle de Rankine :

$$\eta_{th_R} = -w / (q_H + q_L)$$

Le rendement isentropique de la pompe η_P :

$$\eta_P = (h_{2is} - h_1) / (h_2 - h_1)$$

Le rendement isentropique de turbine η_T :

$$\eta_T = (w_t) / (w_{tis}) = (h_3 - h_4) / (h_3 - h_{4is})$$

1-2 : Diagramme T-S :

Le diagramme T-s permet de visualiser l'évolution de l'eau au cours du cycle. il représente mieux les irréversibilités dans les échangeurs de chaleur et dans la turbine Figure 1.7. Les différentes phases du cycle peuvent être décrites comme suit :

1-2 : Compression du liquide dans la pompe. Les points 2 et 1 coïncident presque sur le diagramme de T-s : si le fluide n'est pas compressible et si la pompe est isentropique, il n'y a pas d'augmentation de l'entropie et la température reste constante.

2-3 : Préchauffage liquide. Dans le cycle idéal, cette transformation est isobare. La température et l'entropie sont augmentées.

3-4 : Vaporisation: Le liquide a atteint sa température de saturation et commence à bouillir. La température est constante, l'entropie augmente ;

4-5 : Surchauffe: La vapeur est surchauffée dans la chaudière. La température et l'entropie augmentent.

5-6 : Détente: Dans le cycle idéal, la détente est isentropique (c.-à-d. que la ligne 5-6 est verticale). Dans le cycle réel, des irréversibilités sont générées et augmentent l'entropie.

6-1 : Condensation: à la fin de la détente, la vapeur commence à se condenser, jusqu'à ce qu'il ne reste plus que du liquide. La température est constante, l'entropie diminue.

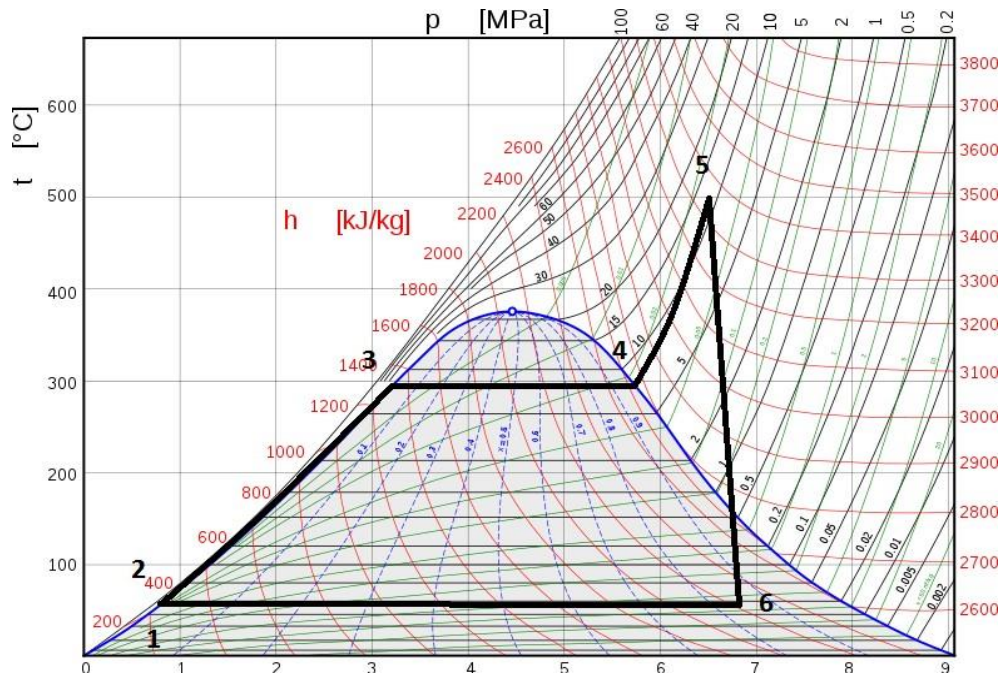


Figure II. 13: Diagramme de Rankine simple.

II.10. Théorie du Cycle de Rankine

Compression isentropique (compression dans les pompes centrifuges) – Le condensat liquide est comprimé de manière adiabatique de l'état 1 à l'état 2 par des pompes centrifuges (généralement par des pompes à condensat, puis par des pompes d'alimentation). Le condensat liquide est pompé du condenseur dans la chaudière à pression supérieure. Dans ce processus, les environnements travaillent sur le fluide, en augmentant son enthalpie ($h = u + pv$) et en le comprimant (augmentant sa pression). Par contre, l'entropie reste inchangée. Le travail requis pour le compresseur est donné par

$$W_{\text{Pompes}} = H_2 - H_1.$$

Addition de chaleur isobare (dans un échangeur de chaleur – chaudière) – Dans cette phase (entre les états 2 et 3), il se produit un transfert de chaleur à pression constante vers le condensat liquide depuis une source externe, car la chambre est ouverte pour permettre des entrées et des sorties. L'eau d'alimentation (circuit secondaire) est chauffée du point d'ébullition ($2 \rightarrow 3a$) de ce fluide puis évaporée dans la chaudière ($3a \rightarrow 3$). La chaleur nette ajoutée est donnée par $Q_{\text{add}} = H_3 - H_2$

Expansion isentropique (expansion dans une turbine à vapeur) – La vapeur de la chaudière se dilate de manière adiabatique de l'état 3 à l'état 4 dans une turbine à vapeur pour produire du travail, puis est rejetée dans le condenseur (partiellement condensée). La vapeur fonctionne sur les abords (aubes de la turbine) et perd une quantité d'enthalpie égale au travail qui quitte le système. Le travail effectué par turbine est donné par

$$W_T = H_4 - H_3 . \text{ Encore une fois, l'entropie reste inchangé}$$

Rejet de chaleur isobare (dans un échangeur de chaleur) – Dans cette phase, le cycle se termine par un processus à pression constante dans lequel la chaleur est rejetée par la vapeur partiellement condensée. Il y a transfert de chaleur de la vapeur à l'eau de refroidissement circulant dans un circuit de refroidissement. La vapeur se condense et la température de l'eau de refroidissement augmente. La chaleur nette rejetée est donnée par

$$Q_{re} = H_4 - H_1$$

Rendement thermique

$$\eta_{th} = \frac{w}{Q_h}$$

$$\eta_{th} = \frac{w_t - w_p}{Q_{in}} = \frac{(h_1 - h_2) - (h_4 - h_3)}{(h_1 - h_4)} = \frac{(h_2 - h_3)}{(h_1 - h_4)} \cdot 1$$

II.10.1. Fluide de travail

On distingue principalement deux catégories de fluide pour les applications du cycle de Rankine sous-critique (qui ne passe pas au-dessus du dôme de saturation).

La première catégorie désigne les fluides dit humides, qui comprend notamment l'eau et l'éthanol. Il sont appelés ainsi en raison de l'allure de leurs courbes isentropiques dans la zone vapeur, comme illustré en Figure 1.2(a). Ainsi, l'état de vapeur n'est pas forcément conservé par le processus de détente. Par opposition, les fluides organiques² — semblables aux fluides utilisés dans les systèmes de climatisation — qui comprennent les alcanes, les alcanes fluorés, les éthers et les éthers fluorés (Saleh et al. (2007)), sont dits secs (Figure 1.2(b)).

2

L'eau se distingue également des fluides organiques par des valeurs beaucoup plus élevées concernant : la température de saturation (ou d'ébullition), la chaleur latente (énergie nécessaire à son évaporation) et la pression critique (pression seuil de l'état critique).

Ces différences impactent fortement le rendement du cycle, mais aussi le choix des composants matériels, le comportement dynamique du système ou les impératifs de sécurité (par exemple, l'utilisation de l'eau implique des températures de vapeur très élevées). Ainsi, la Section 1.2 classe les applications concrètes étudiées dans ce manuscrit selon ce choix et nous utiliserons régulièrement la distinction entre « Rankine à eau » et « Rankine organique »

Il n'existe pas de fluides existants capables de répondre à toutes les conditions présentées, il est donc nécessaire de sélectionner le fluide opératoire approprié en fonction de l'application. Une distinction importante parmi les fluides réels concerne la pente de la ligne de vapeur saturée dans le diagramme Ts, donc les conditions thermodynamiques en fin de détente de la vapeur saturée (Fig. 2.3) fluides secs, caractérisés par une pente positive de la courbe mentionnée, qui implique de trouver toujours de la vapeur surchauffée à la fin de la détente, avec la nécessité conséquente de désurchauffer avant condensation (cela est réalisable par le dispositif condenseur) ; fluides isentropiques, présentant une pente presque

Le choix du fluide de travail est fortement influencé par les caractéristiques thermodynamiques de la source de chaleur disponible, notamment par son niveau de température. La principale distinction entre les applications qui exécutent le cycle de Rankine est la suivante : pour un niveau de température élevé de la source de chaleur pour les applications à basse température, inférieures à 320°C (géothermie, combustion de combustibles de mauvaise qualité et récupération de chaleur perdue), le choix se porte sur les fluides organiques.

Il existe plusieurs fluides organiques à choisir pour ce type de centrales électriques. Wang et al. [16] proposent un critère de choix basé sur la température de la source de chaleur. Ce critère a été déterminé par l'analyse de la relation entre les propriétés des fluides opératoires et l'efficacité thermique, les conditions de fonctionnement optimales et la destruction d'exergie au moyen d'un modèle d'efficacité thermique d'un système ORC idéal. Les résultats sont résumés dans la figure II.4 dans laquelle opératoire ; les meilleurs fluides en termes d'efficacité sont liés au niveau de température de l'eau disponible source de chaleur.

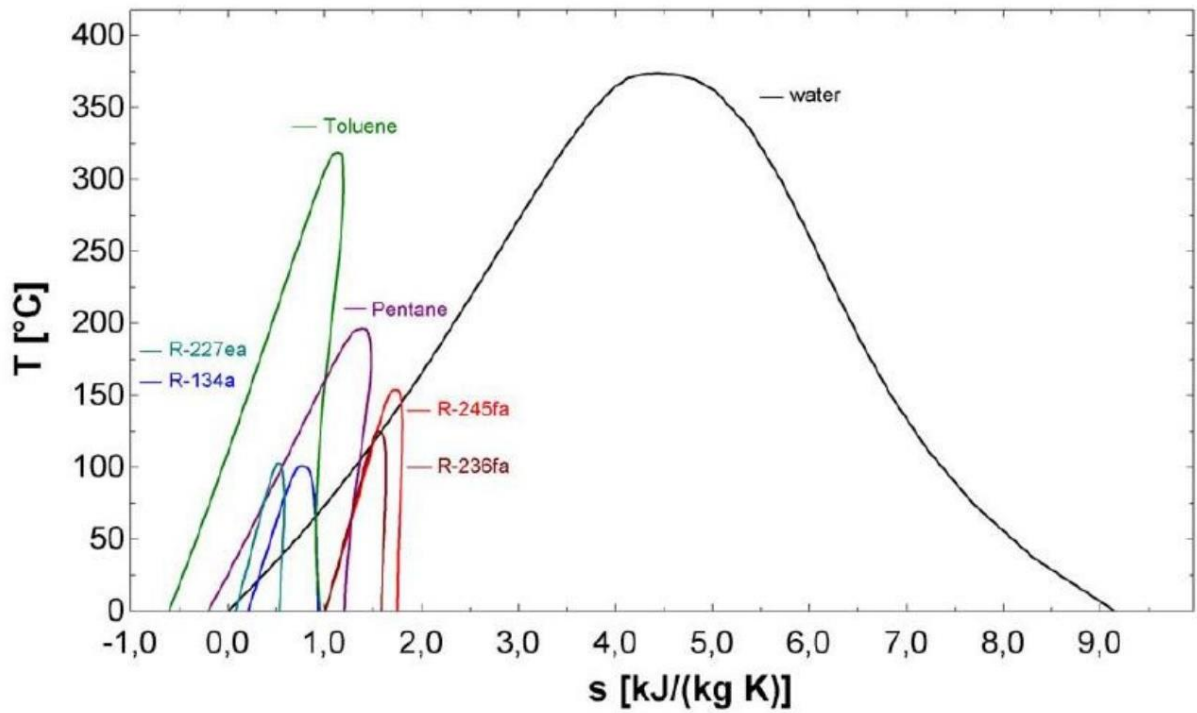


Figure II. 14 : Diagramme Ts de quelques fluides organiques et de l'eau [16].

Heat source T level [K]					
320-365	365-395	395-420	420-445	445-465	465-500
Critical T [K]					
R134a (346) R32 (351)	R22 (369) R290 (367) R134a (374) R227ea (375)	R152a(386) R124(395) CF ₃ I(396) R236fa(398)	R600a(408) R142b(410) R236ea(412)	R600(425) R245fa(427) R245ca(448)	R123(457) R601a(448) R601(470) R141b(478)

Figure II. 15 : Sélection de fluide de travail recommandée pour les systèmes ORC en fonction du niveau.

Sur le tableau II.10, on retrouve la liste des fluides qui sont des candidats potentiels pour être utilisés comme fluide de travail dans les cycles organiques de Rankine.

Tableau II. 10: Liste des fluides potentiels envisagés dans la littérature comme fluides de travail dans les cycles ORC (Pc: pression critique et Tc: température critique)

Catégorie et nom		Pc (bar)	Tc (°C)
Hydrocarbures (HCs)			
Ethane	R-170	48,7	32
Propène	R-1270	45,3	91
Propane	R-290	41,8	96
Cyclopropane	HC-270	54,8	124
Propyne	-	56,3	129
Isobutane	R-600a	36,4	135
Isobutène	-	39,7	144
N-butane	R-600	37,9	152
Neopentane	-	31,6	160
Isopentane	R-601a	33,7	187
N-pentane	R-601	33,6	196
Isohexane	-	30,4	225
N-hexane	-	30,6	235
N-heptane	-	27,3	267
Cyclohexane	-	40,7	280
N-octane	-	25	296
N-nonane	-	22,7	321
N-decane	-	21,0	345
N-dodecane	-	17,9	382
Benzène	-	48,8	298
Toluène	-	41,3	319
p-Xylène	-	34,8	342
Ethylbenzène	-	36,1	344
N-propylbenzène	-	32	365
N-butylbenzène	-	28,9	388
Perfluorocarbures(PCFs)			
Carbon-tetrafluorure	R-14	36,8	-46
Hexafluoroéthane	R-116	30,5	20
Octafluoropropane	R-218	26,8	73
Perfluoro-N-pentane	PF-5050	20,2	149
Decafluorobutane	R-3-1-10	23,2	113
Dodecafluoropentane	R-4-1-12	20,5	147
Chlorofluorocarbures (CFCs)			
Trichlorofluorométhane	R-11	43,7	197
Dichlorodifluorométhane	R-12	39,5	111

Trichlorotrifluoroethane R-113		33,8	213
Dichlorotetrafluoroethane R-114		32,4	145
Chloropentafluoroethane R-115		30,8	79
Hydrofluorocarbons(HFCs)			
Trifluoromethane R-23		48,3	26
Difluoromethane R-32		57,4	78
Fluoromethane R-41		59	44
Pentafluoromethane R-125		36,3	66
1,1,1,2-Tetrafluoroethane R-134a		40,6	101
1,1,1-Trifluoroethane R-143a		37,6	73
1,1-Difluoroethane R-152a		44,5	112
1,1,1,2,3,3,3-Hepta- R-227ea		28,7	101
Fluoropropane			
1,1,1,3,3,3-Hexa- R-236fa		31,9	124
Fluoropropane			
1,1,1,2,3,3-Hexa- R-236ea		34,1	139
Fluoropropane			
1,1,1,3,3-Penta- R-245fa		36,1	153
Fluoropropane			
1,1,2,2,3-Penta- R-245ca		38,9	174
fluoropropane			
Octafluorocyclobutane RC-318		27,8	114
1,1,1,2,2,3,3,4-Octa R-338mccq		27,2	159
fluorobutane			
1,1,1,3,3-Pentafluorobutane R-365mfc		32,7	187

Tableau II. 11: Liste des fluides potentiels envisagés dans la littérature comme fluides de travail dans les cycles ORC (PC : pression critique et Tc : température critique)

Hydrofluoroolefins(HFOs)			
2,3,3,3-Tetra HFO-1234yf		33,8	94,7
Fluoropropene			
Hydrochlorofluoroarbons(HCFCs)			
Dichlorofluoromethane	R-21	51,8	178
Chlororodifluoromethane	R-22	49,9	96
1,1-Dichloro- 2,2,2-trifluoroethane	R-123	36,-	183
2-Chloro- 1,1,1,2-tetrafluoroethane	R-124	36,2	122
1,1-Dichloro-1-fluoroethane	R-141b	42,1	204
1-Chloro-1,1-difluoroethane	R-142b	40,6	137
Siloxanes			
Hexamethyldisiloxane	MM	19,1	245
Octamethyltrisiloxane	MDM	14,4	291
Decamethyltetrasiloxane	MD2M	12,2	326
Dodecamethylpentasiloxane	MD3M	9,3	354
Octamethylcyclotetrasiloxane	D4	13,1	312
Decamethylcyclopentasiloxane	D5	11,6	346
Dodecamethylcycloexasiloxane	D6	9,6	371
Alcohols			
Methanol	-	81,0	240
Ethanol	-	40,6	241
Fluorinated ether			
Pentafluorodimethylether	RE125	33,6	81
Bis-difluoromethyi-ether	RE134	42,3	147
2-Difluorodimethoxy- 1,1,1-trifluoroethane	RE245	34,2	170
Pentafluoromethoxyethane	RE24mc	28,9	134
Heptafluoropropyl- methyl-ether	RE347mcc	24,8	165
Ethers			
Dimethyl-ether	RE170	53,7	127
Diethyl-ether	R610	36,4	193
Inorganics			
Ammonia	R717	113,3	132
Water	R718	220,6	374
Carbon dioxide	R744	73,8	31

Tableau II. 12: Résumé des recherches sur l'utilisation des fluides zéotropes comme fluide de travail du cycle ORC

Réf	Fluides étudiés	Remarques
Wang et al . 2010 [23]	M1(R245fa pur), M2(R245fa/R152a, 0.9/0.1), M3(245fa/R152a,0.7/0.3) sont Expérimentalement testés avec un cycle Solaire de Rankin à basse température	Rendement du collecteur et rendement Thermique du cycle avec les mélanges zéotropes sont supérieurs qu'avec le Fluide pur
Baik et al .2012 [24]	Comparaison de la puissance optimale du cycle transcritique de Rankine utilisant les mélanges binaires avec le cycle sous- Critique de Rankine utilisant R134a et R245fa	La puissance optimale du cycle transcritique utilisant le mélange R125\R245fa est 11 % plus grande par rapport à celle du cycle sous-critique avec R134a
Chys et al .2012 [25]	Quelques fluides purs souvent utilisés sont Considérés comme les composés potentiels Pour créer des mélanges binaires et ternaires. La sélection de mélange est discutée. Les Concentrations molaires optimales sont suggérées dans l'article	L'utilisation des mélanges zéotropes appropriés comme fluide de travail donne des effets positifs sur la performance du cycle ORC. L'addition d'un troisième composé à un mélange binaire donne un effet faible
Heberle et al .2012 [26]	Isobutane/isopentane et R227ea/R245fa de différentes compositions sont utilisés comme fluide de travail du cycle sous-critique de Rankine	le changement de phase non- isotherme des mélanges amène à une augmentation du rendement en comparaison avec les fluides purs

II.10.2. Critères de sélection de fluide de travail

Le fluide de travail joue un rôle très important au sein des cycles organiques de Rankine. En effet, il se trouve être le vecteur de la conversion d'énergie thermique en énergie électrique. Par conséquent, il convient de définir de façon appropriée les critères de sélection de ce fluide de travail. De nombreux auteurs se sont intéressés à cette question afin des lister les caractéristiques optimales à prendre en compte lors du choix d'un fluide de travail au sein d'un ORC. Les principaux critères définis au sein de ces travaux sont présentés ci-dessous :

- Performances thermodynamiques : le fluide de travail utilisé au sein d'une installation donnée doit permettre à ce cycle ORC d'atteindre les valeurs de rendement de conversion les plus élevées ainsi que la production d'énergie la plus importante possible au regard des températures et pressions limites de ce cycle imposées par les sources de chaleur. Cependant, chaque fluide possède des propriétés thermodynamiques différentes (point critique, chaleur latente, chaleur spécifique, densité, viscosité, etc.) ; il convient donc d'effectuer un travail amont de simulation numérique lors du dimensionnement d'une installation expérimentale afin de tenir compte de ces différences d'un fluide à l'autre et ainsi de sélectionner le fluide permettant d'obtenir les meilleures performances pour l'application donnée.
- Courbe de saturation : tel que présenté avec la description des différentes étapes suivies par le fluide de travail au sein d'un cycle ORC, le fluide à haute pression passe de l'état liquide à l'état vapeur avant d'entrer au sein de l'organe de détente. Au cours de cette étape à pression haute fixée, le fluide est chauffé à l'état liquide jusqu'à atteindre sa température de saturation, puis s'évaporer à la température fixe de saturation (évaporation diphasique), pour enfin arriver à l'état de vapeur seule et être potentiellement surchauffée (surchauffe monophasique). Cette dernière phase de surchauffe monophasique n'est pas nécessaire au fonctionnement du cycle ORC et va principalement dépendre du type de fluide de travail utilisé. En effet, il est possible de faire une distinction de ces fluides en trois catégories différentes pouvant entraîner le besoin de surchauffer la vapeur au sortir de la phase d'évaporation. Ces trois types de fluides sont représentés au sein de la Figure II.3.

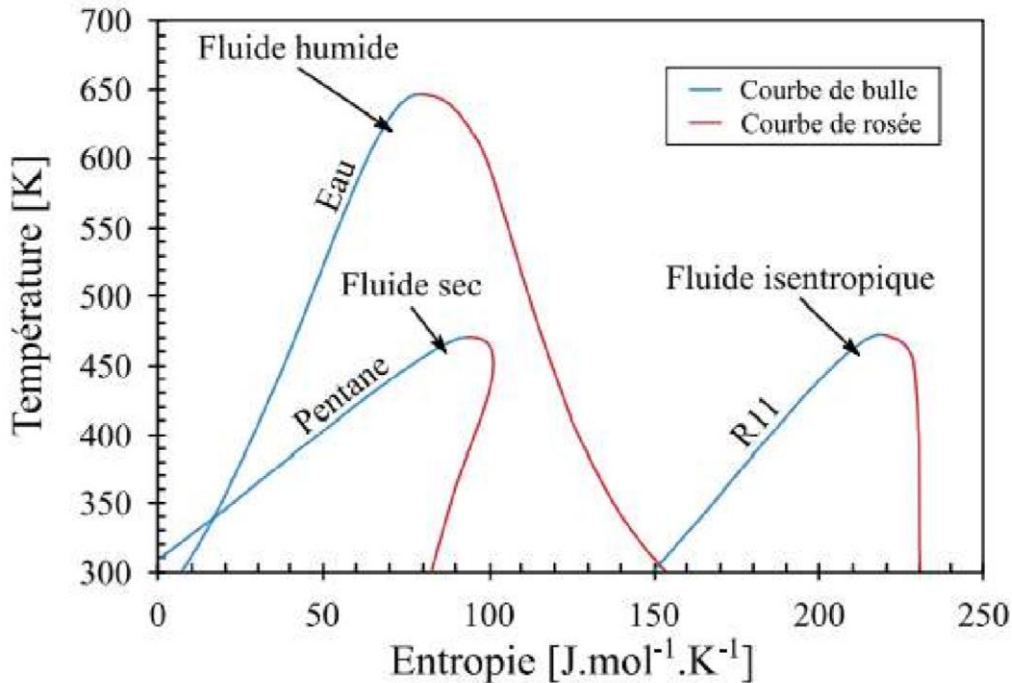


Figure II. 16: Diagrammes T-s des trois types de fluides existants : humide, sec et isentropique [13]

On peut donc distinguer les fluides de travail selon leur qualification : humide, sec ou isentropique. En effet, comme représentés au sein de la Figure II.3, ces trois types de fluides possèdent une évolution différente de leur courbe de rosée, avec respectivement une pente négative, positive et nulle. Cette variation de courbe de rosée est une notion importante à prendre en compte lors de la détente du fluide de travail. Dans le cas d'un fluide humide, si la vapeur n'est pas surchauffée et que la détente s'effectue directement depuis le point de rosée situé sur la courbe de saturation, il y a un très grand risque que la pression basse atteinte en fin de détente entraîne un état diphasique du fluide. Cet état diphasique peut représenter un risque pour l'organe de détente en lui-même, du fait de l'apparition de gouttes de liquide à haute vitesse qui peuvent venir endommager les composants mécaniques de cet organe. De ce fait, dans le cas d'un fluide de travail humide, une surchauffe significative sera nécessaire, tandis que pour un fluide sec ou isentropique elle ne le sera pas.

- Masse volumique : à débit massique équivalent, un fluide de travail possédant une masse volumique liquide plus élevée entraînera un débit volumique plus faible et donc une consommation électrique moindre pour la pompe de circulation. De plus, en phase vapeur lors des étapes diphasiques d'évaporation et de condensation, du fait d'un débit volumique plus faible, les pertes de charge au sein des échangeurs de chaleur seront réduites.

- Chaleur latente : dans le cas où la puissance transférée entre la source chaude et le fluide de travail est fixée, une chaleur latente importante du fluide de travail entraînera une diminution de son débit. De ce fait, on obtiendra les mêmes avantages pour l'installation ORC que ceux observés dans le cas d'une masse volumique élevée.
- Propriétés de transport : au cours des étapes de transfert thermique et plus particulièrement lors des échanges avec la source chaude, plus la viscosité sera faible et plus la conductivité thermique sera élevée, meilleur sera l'échange sera meilleur. De ce fait, les surfaces nécessaires des échangeurs de chaleur seront plus faibles, entraînant un coût plus faible de ces composants ainsi que des pertes de charges moins élevées. De plus, une faible viscosité entraînera également une diminution des pertes de charges lors de la circulation du fluide de travail.
- Pression haute : la pression haute ou pression d'évaporation du cycle ORC devra être dans une gamme de valeurs acceptable suivant l'application. En effet, plus cette pression sera élevée, plus le dimensionnement des organes (échangeur chaud, organe de détente) en sera influencé ; de fait, les matériaux, dimensions et organes de sécurité nécessaires engendreront des coûts supplémentaires importants.
- Pression basse : la pression basse ou pression de condensation devra quant à elle être autant que possible supérieure à la pression atmosphérique ambiante afin d'éviter des risques d'infiltrations d'air au sein du cycle ORC. La présence d'incondensables vient influencer directement les performances du fluide de travail.
- Stabilité physico-chimique : au-delà de certains niveaux de température, tout fluide organique ainsi que certains fluides naturels présentent un risque de dégradation. Il convient donc de bien prendre en compte ce facteur, propre à chaque fluide afin de sélectionner celui adéquat au niveau de température de la source chaude. De plus, lors de durées de fonctionnement prolongées d'un fluide, celui-ci peut également subir des dégradations, il convient donc de vérifier sa bonne tenue au cours du temps. Enfin, ce fluide est en contact permanent avec différents types de matériaux (possiblement des joints d'étanchéité) et possiblement avec un fluide de lubrification pour la pompe ou l'organe de détente, dont il faudra vérifier la bonne compatibilité avec ce fluide.

- **Point de solidification** : dans le cas de forte variation de la température ambiante et plus particulièrement dans le cas où cette température peut atteindre de très faibles valeurs, il convient de vérifier que le fluide de travail possède un point de solidification supérieur à la plus basse température ambiante atteignable pour éviter tout risque de détérioration au sein de l'installation dans le cas où le fluide de travail viendrait à passer à l'état solide.
- **Sécurité** : les installations ORC fonctionnent en circuit fermé avec un fluide de travail ; par conséquent, ce circuit doit être parfaitement isolé et hermétique. Cependant, il est possible que des fuites surviennent en fonctionnement ou lors du chargement et déchargement du fluide de travail. De ce fait, il convient de prendre en compte les risques de toxicité liés au fluide utilisé ainsi que les risques d'inflammabilité et d'explosivité. L'American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers a défini des valeurs de référence pour un très grand nombre de fluides utilisés au sein de cycles thermodynamiques, permettant de connaître au préalable les éventuels risques existants.
- **Prix et disponibilité** : tout comme pour les organes composant l'installation ORC, le fluide de travail peut s'avérer plus ou moins coûteux. Lors du dimensionnement technico-économique d'un cycle, il convient de prendre en compte ces aspects et notamment celui de la disponibilité du fluide, pour ne pas risquer d'entraîner un arrêt long et coûteux de l'installation dans le cas d'un changement de fluide de travail imprévu.
- **Risques environnementaux** : deux paramètres environnementaux et fortement réglementés sont à prendre en compte lors du choix d'un fluide de travail. Il s'agit du potentiel de destruction de la couche d'ozone (ODP, de l'anglais Ozone Depletion Potential) et le potentiel de réchauffement climatique (GWP, de l'anglais Global Warming Potential) des fluides de travail. Du fait de réglementations strictes européennes et mondiales, il convient de choisir un fluide de travail avec une valeur d'ODP nulle et une valeur de GWP la plus faible possible.

Tel que répertorié au sein de la liste relative aux critères de sélection d'un fluide de travail approprié à une installation ORC, leur nombre est important. Et ceci d'autant plus que cette liste n'est pas exhaustive et que l'on pourrait également mentionner d'autres paramètres thermodynamiques propres au fluide de travail, par exemple ses propriétés critiques ou encore sa chaleur latente. De ce fait, on comprend aisément que le fluide de travail idéal pour une installation ORC et une source de chaleur donnée n'existe pas et qu'il faudra le choisir en faisant

des compromis entre certains des critères mentionnés plus haut. Cependant, deux critères particuliers sont à prendre en compte quelle que soit l'installation et quel que soit le fluide de travail. Il s'agit des paramètres liés aux risques environnementaux, à savoir leurs valeurs d'ODP et de GWP.

II.10.3. Conclusion

La sélection du fluide de travail joue un rôle crucial dans une installation ORC. Son choix est déterminé par le niveau de température de la source ainsi que d'autres critères (exemple : critères environnementaux, économiques etc.). En fait, les propriétés des fluides ont un impact considérable sur les performances, les conditions de fonctionnement des systèmes ORC ainsi que sur l'environnement. Néanmoins, il n'y a pas de fluide *'idéal'* et un compromis doit être fait pour atteindre le fluide le plus adéquat à la source et aux conditions de fonctionnement.

II.11. Les systèmes Rankine pour la récupération de chaleur dissipée (WHR, Waste Heat Recovery, en anglais)

D'électricité dans la plupart des centrales thermiques de par le monde.

Une pompe fait circuler un fluide caloporteur dans un circuit fermé. Le fluide est chauffé jusqu'à sa vaporisation par un échangeur thermique (évaporateur) ou une série d'échangeurs alimenté(s) par une source chaude, par exemple, les gaz de combustion issus d'une chaudière. La détente du fluide vaporisé permet de produire de l'énergie mécanique et, in fine, à travers un générateur, de l'électricité. Le fluide sortant de la machine de détente est ensuite refroidi dans un condenseur dans lequel circule un fluide de refroidissement.

Typiquement, les systèmes de récupération d'énergie par cycle de Rankine pour des applications de transport peuvent être schématisés comme sur la Figure 2. Les différences principales avec les applications stationnaires résident dans le comportement fortement transitoire de la source chaude (constituée par les gaz d'échappement et éventuellement par d'autres fluides chauds du MCI) et dans la capacité limitée de refroidissement à bord. Les deux dépendent des conditions de roulage du véhicule.

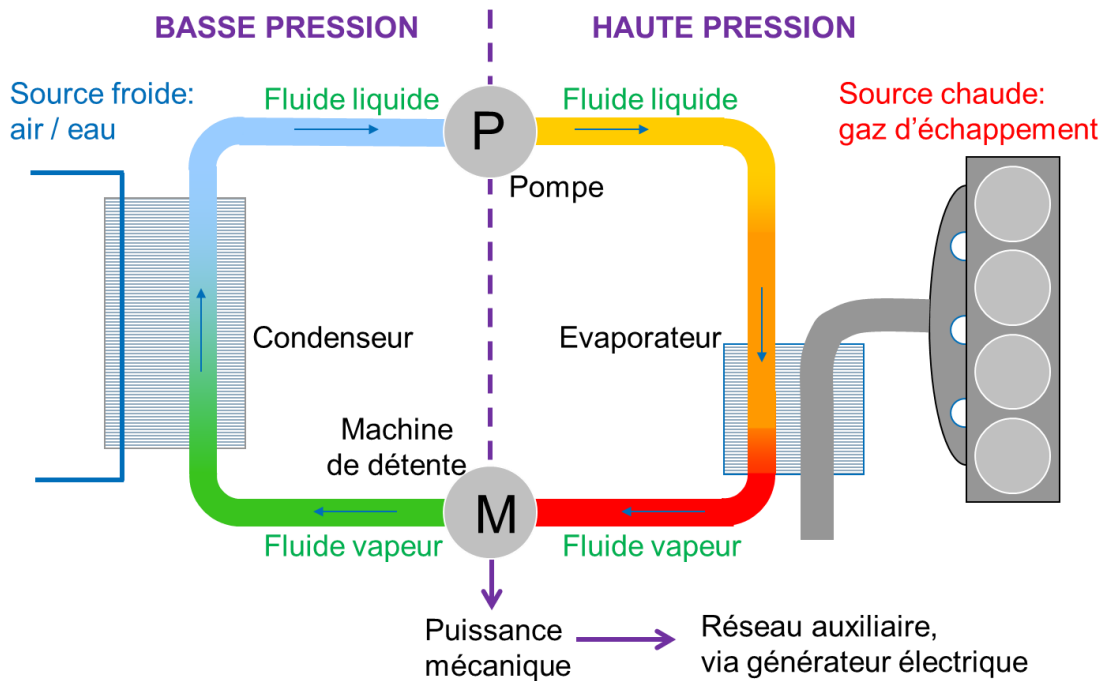


Figure II. 17: Schéma de principe : système de récupération d'énergie par cycle de Rankine pour ligne des clappements.

Pour être viables, ces systèmes doivent être légers et compacts. Ainsi, les processus de préchauffage, vaporisation et surchauffe du fluide ont généralement lieu dans un seul et même échangeur thermique, l'évaporateur. L'évaporateur, dont la source chaude est généralement constituée des gaz prélevés sur la ligne d'échappement, en aval du système de dépollution (post-traitement), doit être conçu pour interférer le moins possible avec le fonctionnement du moteur (et notamment provoquer le moins de perte de charge possible). Au niveau du condenseur, la capacité de refroidissement sera nécessairement limitée comparée à celle d'une centrale électrique. La machine de détente peut être cinétique (turbine) ou volumétrique (par exemple, machine à pistons ou détendeur à spirale). C'est sans doute le composant le plus délicat à concevoir, étant donnée l'efficacité qu'il doit garantir sur une large gamme de conditions opératoires.

Dans la plupart des cas, les systèmes de Rankine pour les applications routières sont conçus pour produire de l'électricité via une génératrice connectée au réseau auxiliaire et/ou à un système de stockage d'énergie, bien que le travail mécanique puisse être directement fourni à la chaîne de propulsion via une transmission, comme dans [Howell \(2011\)](#).

Pour des applications stationnaires, l'eau est le fluide de travail de prédilection lorsque des grandes puissances (> 1 MW) sont en jeu, tandis que pour des puissances moindres (celles des

unités de cogénération, par exemple), il convient de travailler avec des fluides organiques à masse moléculaire élevée (Bao et Zhao (2013)), tels que les hydrofluorocarbures (HFC) ou les hydrochlorofluorocarbures (HCFC). Ces fluides, dont les températures d'ébullition sont plus faibles que pour l'eau, à cause de leurs hautes masses moléculaires, sont les plus prometteurs pour la récupération d'énergie des gaz d'échappement des moteurs Diesel. L'eau reste toutefois intéressante à utiliser pour la récupération d'énergie pour les moteurs essence, dont les gaz d'échappement présentent des températures nettement plus élevées.

II.12 : Le protocole de récupération la chaleur de système ORC

-Récupération de la chaleur perdue (Fig. II.12)

La chaleur résiduelle est la chaleur rejetée par des processus qui impliquent des réactions de combustion, thermiques et chimiques, généralement présentes à des températures moyennes et basses dans les applications industrielles et lors du fonctionnement des moteurs thermiques. L'idée de base est d'exploiter cette source qui représente une alimentation gratuite pour la centrale. La chaleur résiduelle de faible qualité peut être récupérée par les systèmes ORC afin de générer de l'énergie électrique supplémentaire, utile par exemple pour une réutilisation dans le processus ou pour la vendre sur le marché de l'électricité. Les applications typiques sont la récupération de la chaleur résiduelle des processus industriels tels que les usines de production de ciment, d'acier et de verre, et des ICE (moteurs à combustion interne). En particulier, l'installation d'un système ORC en aval des moteurs, pour former ainsi un cycle combiné, conduit à une augmentation de l'efficacité électrique avec des avantages conséquents sur la consommation de carburant du moteur et la production d'énergie électrique. Le type d'adéquation entre l'ORC et le processus qui fournit la chaleur résiduelle dépend de l'application particulière, à évaluer au cas par cas.

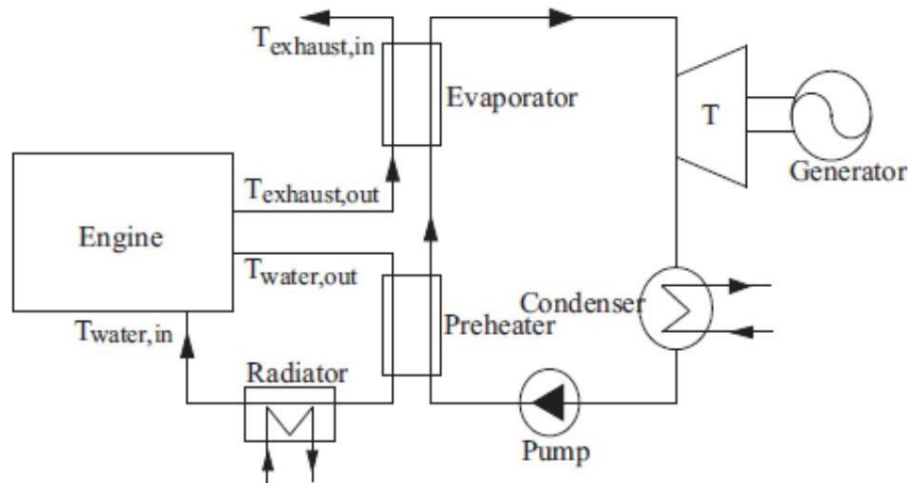


Figure II. 18: Système ORC exploitant la chaleur résiduelle du moteur thermique.

Centrales électriques à biomasse

La combustion de carburant biomasse permet d'atteindre des niveaux de température élevés pour les gaz d'échappement, dans certains cas suffisants pour alimenter un RC à vapeur traditionnel. Le problème critique est le LHV (Low Heating Value) du combustible, qui est nettement inférieur à celui des combustibles fossiles et implique des coûts de transport élevés et une zone de croissance de la biomasse. Pour cette raison, les applications appropriées sont les petites centrales CHP (Combined Heat and Power), pour des tailles de 1 ÷ 2 MWel, plus orientées vers la technologie ORC. Ces applications présentent généralement un fluide intermédiaire, l'huile thermique, pour éviter une connexion directe entre le fluide de travail organique et les gaz d'échappement chauds, pour des raisons de sécurité. L'huile thermique permet en effet de faire fonctionner le cycle de Rankine sans la supervision d'opérateurs de chaudière agréés, ce qui rend cette technologie attrayante pour un large éventail d'applications locales. L'adoption de ce fluide intermédiaire est pratique pour ses propriétés thermodynamiques et son inertie thermique qui permettent de fonctionner à basse pression dans l'échangeur de chaleur pétrolegaz. De plus, le meilleur rendement de l'huile thermique se situe généralement à environ 100°C, ce qui correspond bien à la température de la source de chaleur considérée.

II.13. Systèmes de Rankine pour la récupération de chaleur

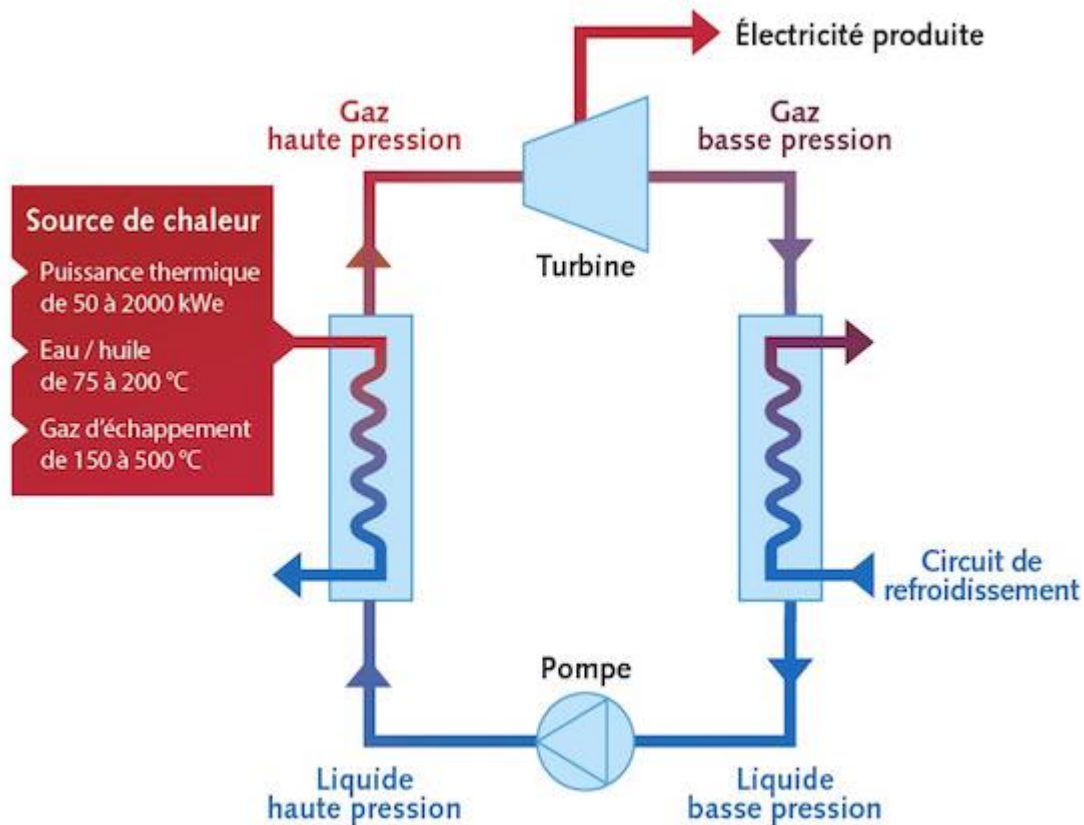


Figure II. 19: Source de chaleur considérée systèmes de rankine pour la récupération de chaleur.

La source de chaleur à utiliser les gaz de échappement à températures de 150°C à 500°C avec la températures de L'eau de refroidirent a temp de 80°C à 120°C pour réchauffé le cycle ORC

II.13.1. Architecture matérielle

La réalisation pratique du cycle de Rankine nécessite des composants supplémentaires comme le montre la Figure 1.3. Une branche de by-pass de la machine de détente (expanseur) est souvent installée pour opérer le démarrage et l'arrêt du système en sécurité : elle devient indispensable lorsque la machine de détente doit être exclusivement traversée par du fluide sous forme vapeur (sous peine de l'endommager). De même, un by-pass autour de l'évaporateur permet d'assurer la sécurité du système en limitant la mise sous pression du système due au débit de chaleur des gaz d'échappement.

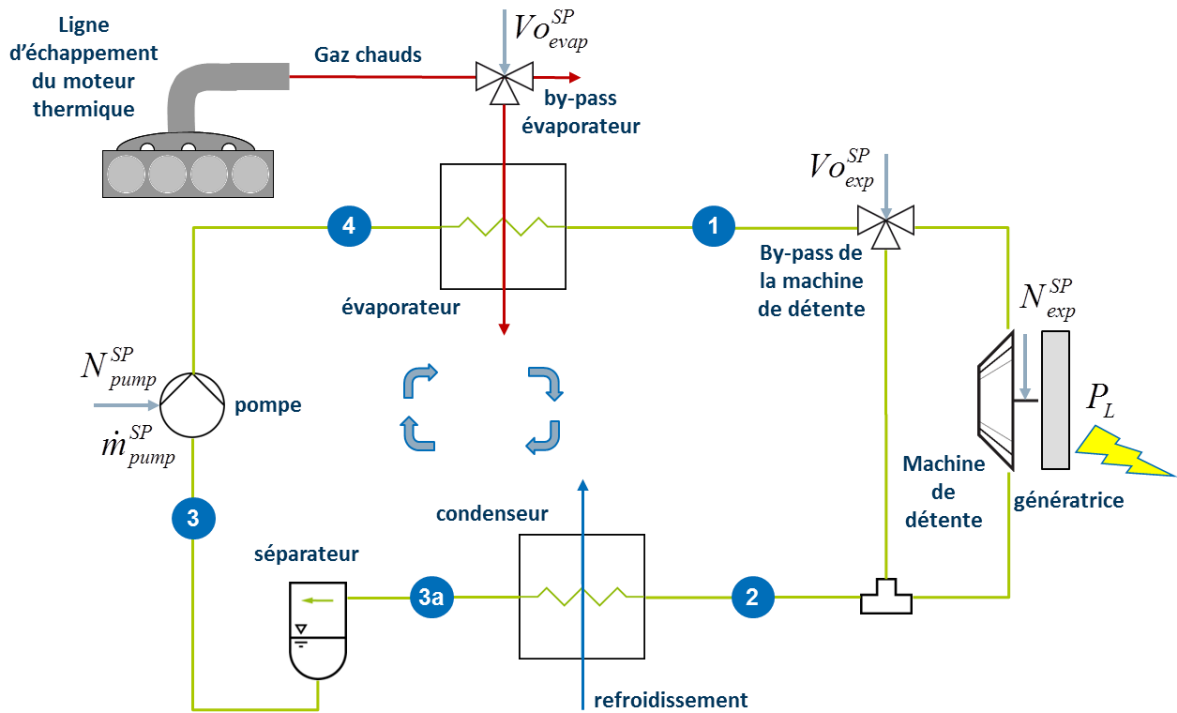


Figure II. 20: Architecture matérielle d'un cycle de Rankine.

Des systèmes plus complexes (Ringler et al. (2009)) sont parfois proposés pour optimiser la récupération d'énergie. Par exemple, la chaleur résiduelle en sortie du moteur électrogène de détente peut être valorisée par un processus de régénération, à travers un échangeur supplémentaire. Mais le coût, la complexité et les problèmes d'encombrement pénalisent ces options. C'est pourquoi nous nous concentrerons ici sur des systèmes ayant la structure présentée en Figure 1.3.

II.14. CONCLUSION

Cette étude paramétrique présente l'impact des principaux paramètres de fonctionnement d'un cycle de Rankine en tant que système de récupération de chaleur des gaz d'échappement d'un moteur diesel d'automobile, sur les performances du système de Rankine ainsi que sur les performances du moteur. Sur la base des résultats présentés, il est conclu que : - Les paramètres du fluide de travail (pression, température, débit), du cycle de Rankine doivent être ajustés en fonction des paramètres des gaz d'échappement afin d'obtenir la puissance maximale du cycle. - Pour les différents cas étudiés, les valeurs optimales des paramètres du fluide de travail sont différentes. Ainsi, l'augmentation de la température et du débit des gaz d'échappement, entraînée par l'augmentation de la vitesse et de la charge du moteur, conduit également à une augmentation du débit et de pression du fluide de travail

La viabilité des systèmes de Rankine pour le transport routier et ferroviaire passe par des performances satisfaisantes sur un large panel de conditions opératoires (transitoires). Pour atteindre de telles performances, les conditions suivantes sont requises :

- un système de commande performant et robuste,
- un système de gestion énergétique efficace,
- des composants matériels qui autorisent les deux points précédents.

Concernant le système de commande, nous avons développé une stratégie basée sur l'inversion d'un modèle réduit non-linéaire de la partie haute pression et l'avons déclinée sur les deux applications que nous avons étudiées.

Dans le cas d'un cycle de Rankine organique (ORC) avec turbine cinétique, nous avons validé cette stratégie sur banc d'essais avec d'excellents résultats expérimentaux. Nous avons levé un verrou important pour cette architecture puisque, à notre connaissance, ces résultats sont les premiers dans la littérature à faire la preuve expérimentale qu'un ORC peut être maintenu dans des conditions permettant la récupération d'énergie sans discontinuer, même sur des cycles routiers très dynamiques.

Dans le cas d'un cycle de Rankine à eau avec machine de détente volumétrique, les résultats obtenus sur un simulateur réaliste sont similaires, en termes de maintien de la production. Cette seconde architecture est prometteuse car elle autorise en outre un contrôle de la pression qui pourrait permettre une optimisation plus poussée du cycle, mais qui demande encore à être validée expérimentalement.

Concernant l'optimisation énergétique du système de récupération d'énergie thermique à bord d'un véhicule, nous avons étudié les choix optimaux des consignes du système de commande et l'intégration du Rankine dans la gestion énergétique globale du véhicule.

Pour l'étude d'un système de Rankine à bord d'un train Diesel-électrique, nous avons proposé une stratégie implémentable en temps-réel. La comparaison des résultats obtenus par rapport à la solution optimale (obtenue hors ligne) montre la pertinence de l'approche. Il est aussi montré que les gains potentiels de l'approche sont importants par rapport à une optimisation quasi-statique (qui est la stratégie généralement rencontrée dans la littérature).

L'étude d'un véhicule hybride-électrique (avec stockage d'énergie dans une batterie) montre que la répartition optimale de puissance entre moteur électrique et thermique ne peut pas être découplée de la production du cycle de Rankine. La recherche d'une stratégie efficace

est alors complexe en raison des nombreuses dynamiques et des degrés de liberté à prendre en compte. Dans ce contexte, des résultats préliminaires sur la recherche d'une solution hors ligne ont été proposés. Des développements supplémentaires, qui prennent notamment en considération un système de refroidissement plus réaliste, seraient nécessaires

CHAPITRE III :
Résultats et discussions

III.1. Introduction

Ce chapitre présente une synthèse des résultats énergétiques pour La récupération de la chaleur des gaz d'échappement d'un 5 moteur diesel électrogène stationnaire a relie à système ORC récupère la chaleur rajoute à line des échappements a réchauffe cycle ORC pour réduire un bon température est bon rendement pour produit électricité

. L'outil de calcul EES a été utilisé pour ces analyses les résultats de moteur diésel et de récupération de chaleur de gaz des échappements a systèmes ORC

III.2. Présentation de ENGENREENG EQUATION SOLVER (EES)

EES est un logiciel conçu pour résoudre n équations non linéaires pour n inconnues. Le programme peut simplifier les grands problèmes, tels que minimiser le risque d'erreurs de calcul. Cependant, il est surtout utile pour les problèmes nécessitant une solution itérative ou pour les problèmes paramétriques, où l'on fait varier une propriété pour évaluer l'effet sur l'efficacité du cycle, la puissance produite, le nombre d'heures de fonctionnement, etc. Nous utiliserons également EES pour résoudre des problèmes plus complexes et ouverts. Qui ne peuvent pas être facilement résolus à la main.

EES est un acronyme pour Engineering Equation Solver. La fonction de base fournie par EES est la résolution d'un ensemble d'équations algébriques. EES peut également résoudre des équations différentielles, les équations avec des variables complexes, l'optimisation, la régression linéaire et non linéaire, générer des graphiques de qualité publication, simplifier les analyses d'incertitude et fournir des animations.

EES peut être utilisé pour de nombreuses applications d'ingénierie. Il convient parfaitement à l'enseignement des cours de génie mécanique et à la pratique de l'ingénierie

III.3. Analyse Le protocole de récupération la chaleur de gaz des échappements à système ORC

J'ai installé Cinque moteur diésel en série pour compris une bonne puissance

C'est une configuration intéressante qui peut potentiellement maximiser la récupération de chaleur et l'efficacité énergétiques global de votre installation

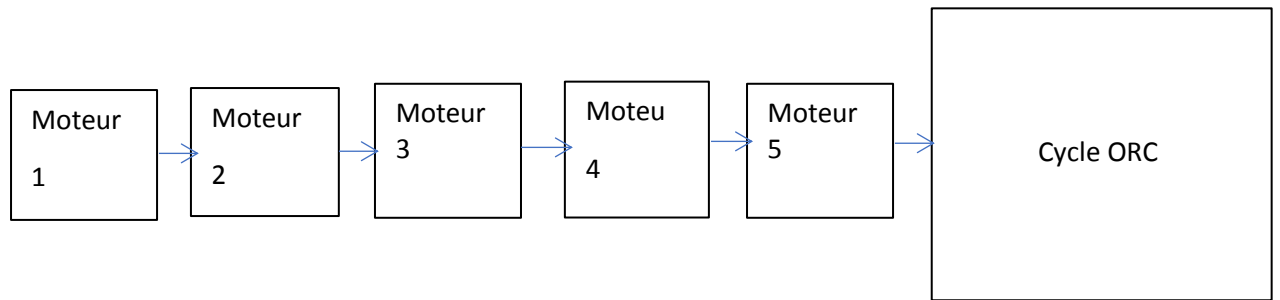


Figure III. 1: Schéma de station de récupération la chaleur de système ORC.

III.4. Analyse des performances de moteur diésel

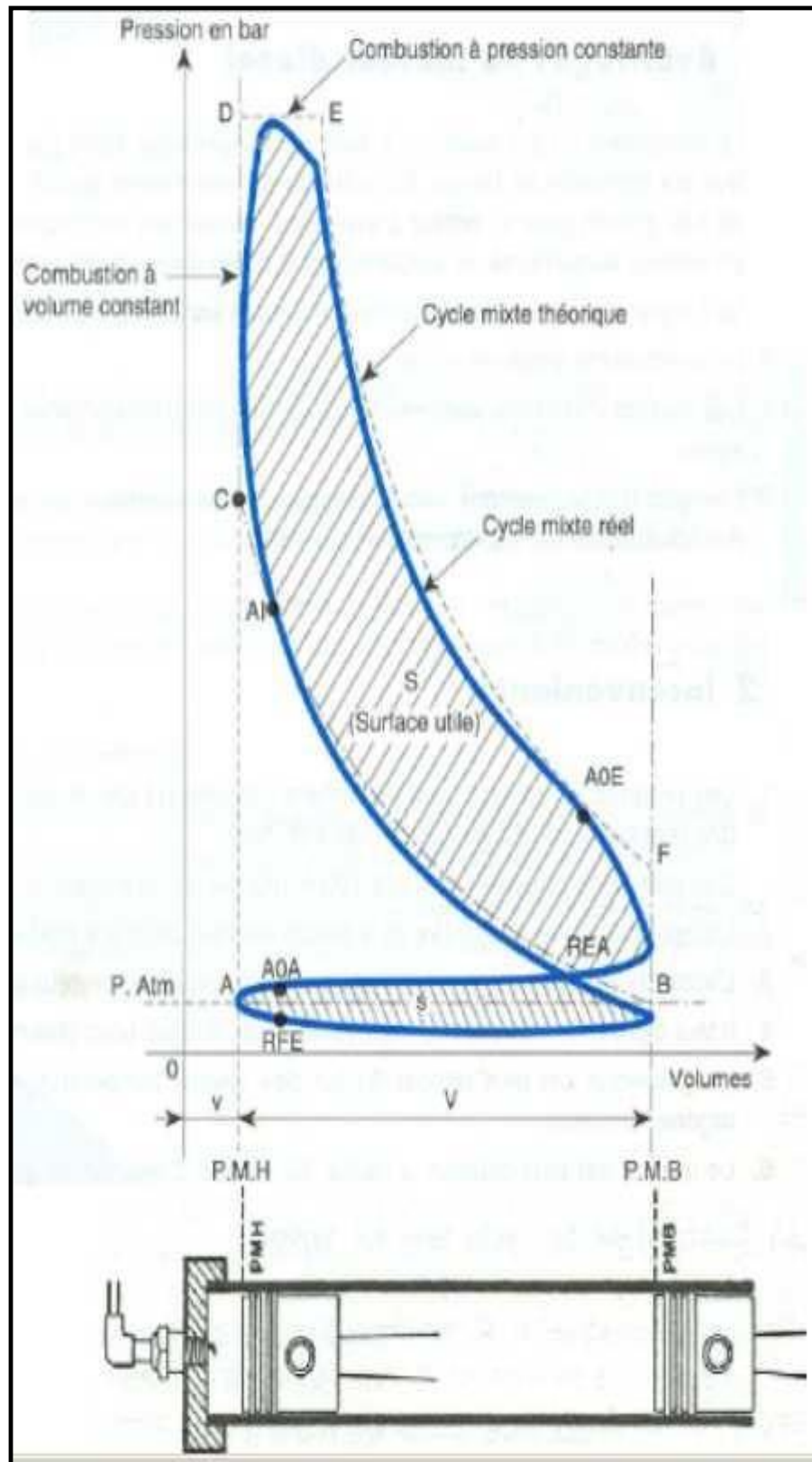


Figure III. 2: Cycle (réel et théorique) représenté sur un diagramme (P V).

III.5. Analyse la simulation de moteur diésel

-le résultats de Cette simulation de cycle thermodynamiques de moteur diésel a les grandeurs énergétiques A ce point de pression et la température.

Tableau III. 1: simulation de résultats de principe de fonctionnement de moteur diesel

Points	T[k]	P[bar]
1	280	0,9
2	795,8	46,55
3	1368	80
4	2670	80
5	1307	4,201
6	908	1

-En considère la température de premier temps d'admission est constant et à pression constants

-La deuxième temps de commission a une élévation importante de la température pour assurer l'inflammation spontanée du mélange au moment d'injection), est une augmentation de pression maximal a chambre de combustion

-la troisième et la quatrième temps c'est la combustion elles est primaire à volume constant se déclenche par auto-inflammation permet d'atteindre la pression maximum dans le cylindre est une température maximale.

-la cinquième temps c'est la détente donc la température est diminuée et la pression diminuée

-la dernier temps c'est les échappements on trouve à pression constante et la température moyenne

III.5.1. Les performances de moteur diesel

La quantité de chaleur théorique

$$- Q_{tn} = m_{cu} * P_{ci} = 3659 \text{ [j/cycle*cylindre]}$$

La quantité de chaleur a les clappements

$$- Q_{ech} = m_t * c_v (t_6 - t_1)$$

$$- Q_{sf} = Q_{ech} = 1134 \text{ [j/cycle*cylindre]}$$

Travaux théoriques

$$- W_{tn} = Q_{sc} - Q_{sf} = 1646 \text{ [j/cycle*cylindre]}$$

Travail combustible

- $W_{comb} = W_{12} = 549.4 \text{ [j/cycle*cyindre]}$

Travail detants

- $W_{det} = W_{45} + W_{56} = -2186 \text{ [j/cycle*cyindre]}$

Travaux théoriques

- $W_{tn} = W_{comb} + W_{det} = 1646 \text{ [j/cycle*cyindre]}$

Travail indique

- $W_i = \eta_i * W_{tn} = 1564 \text{ [j/cycle*cyindre]}$

Travaux mécaniques

- $W_{mec} = \eta_m * W_i = 1486 \text{ [j/cycle*cyindre]}$

Pressions i fictive

- $P_{ett,u} = \frac{W_{mec} * N_c}{1000} = 3.142$

- $P_{ett,T} = n * P_{ett,u}$

Couple moteur

- $C_{m,u} = \frac{P_{ett,u}}{\omega} = 117.6 \text{ [N*m]}$

- $C_{m,T} = n * P_{ett,u} = 705.4 \text{ [N*m]}$

Rendement théorique

- $\eta_{tn} = \frac{W_{tn}}{Q_{sc}} = 0.5921 = 59\%$

Rendement indique

- $\eta_i = \frac{W_i}{Q_{sc}} = 0.5625 = 56\%$

Rendement global

- $\eta_g = \frac{W_{mec}}{Q_{tn}} = 0.4061 = 40.6\%$

La consommation spécifiques

- $C_{sp} = 3.6 * 10^9 * \frac{m_{cv}}{W_{mec}} = 211 \text{ [gr/kw*h]}$

La constitue de chaleur combustible

- $Q_{comb} = (1 - \eta_c) * Q_{tn} = 182.9 \text{ [j/cycle*cyindre]}$

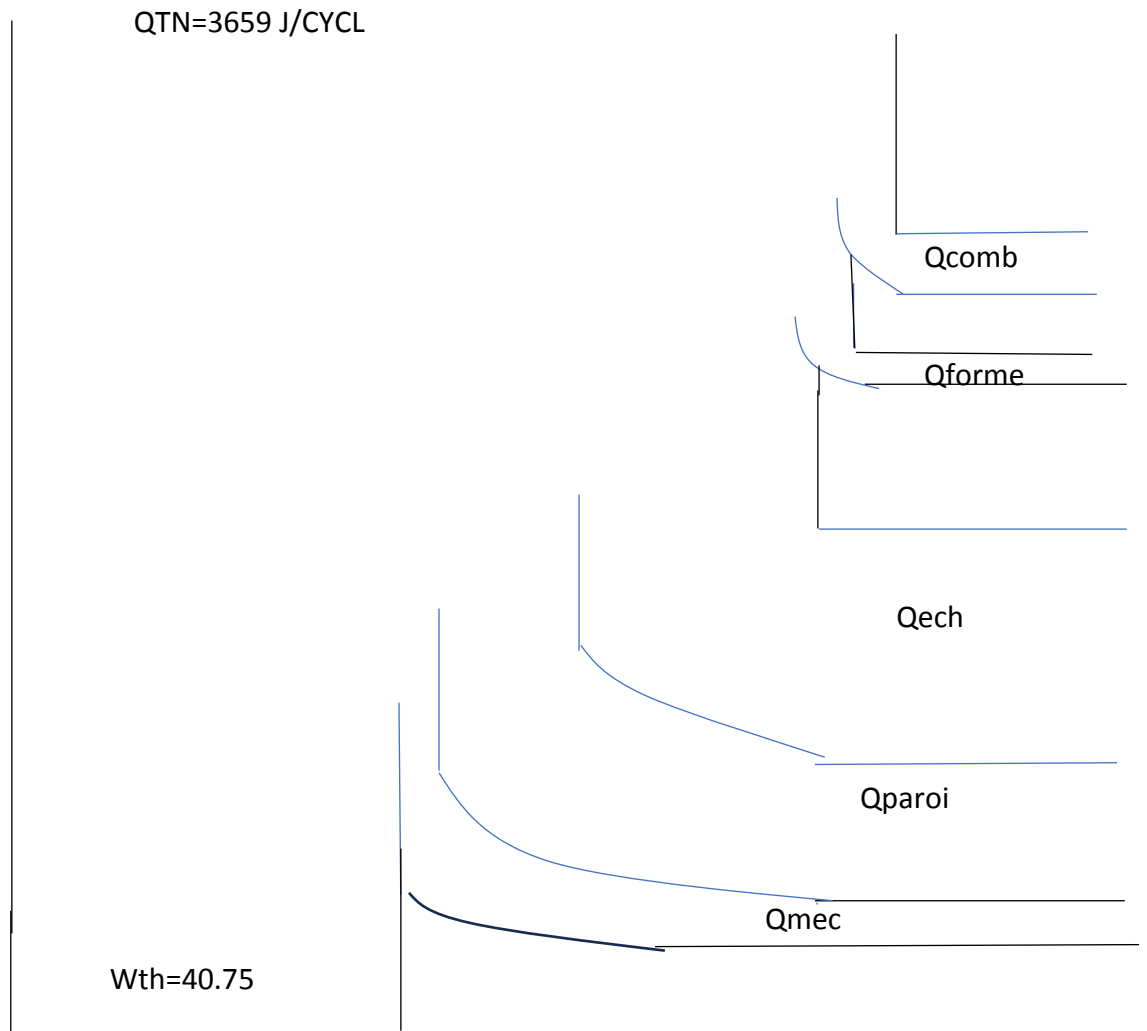
La constitue de chaleur parois

$$- Q_{\text{parois}} = \alpha \cdot \eta_c \cdot Q_{\text{tn}} = 695.1 [\text{j/cycle} \cdot \text{cylindre}]$$

La constitue de chaleur mécaniques = $Q_{\text{mec}} = (1 - \eta_m) \cdot W_i = 78.21 [\text{j/cycle} \cdot \text{cylindre}]$

III.6. Les diagrammes de ce moteur diesel

Analyse le diagramme de sankey



$$Q_{\text{comb}} = 182.9 \text{ J/CYCLE.CYLN}$$

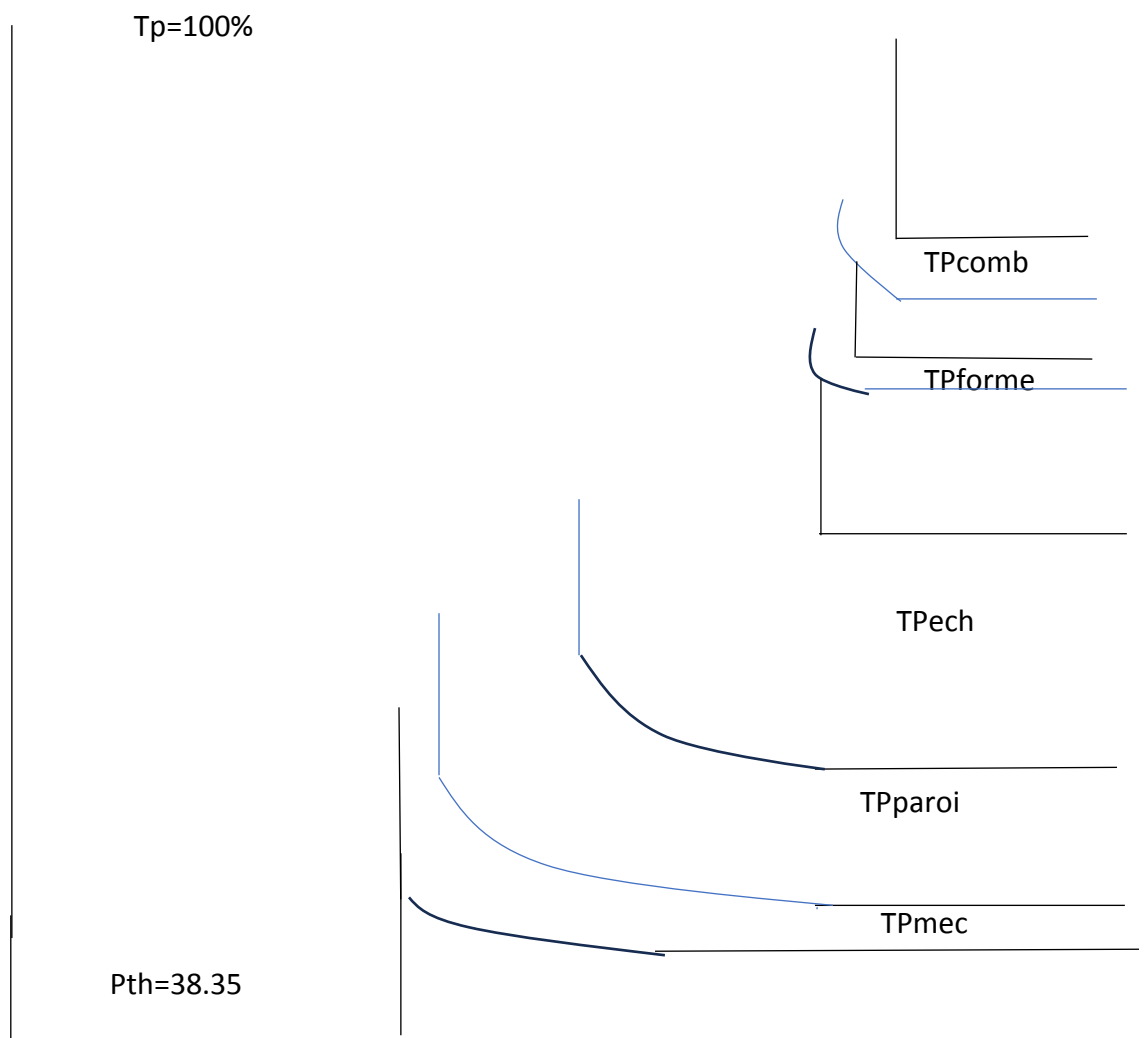
$$Q_{\text{forme}} = 82.32 \text{ J/CYCLE.CYLN}$$

$$Q_{\text{ech}} = 1134 \text{ J/CYCLE.CYLN}$$

$$Q_{\text{paroi}} = 52136 \text{ J/CYCLE.CYLN}$$

$$Q_{\text{mec}} = 78.21 \text{ J/CYCLE.CYLN}$$

Diagramme de sankey



$TP_{comb} = 5\%$

$TP_{forme} = 2.250\%$

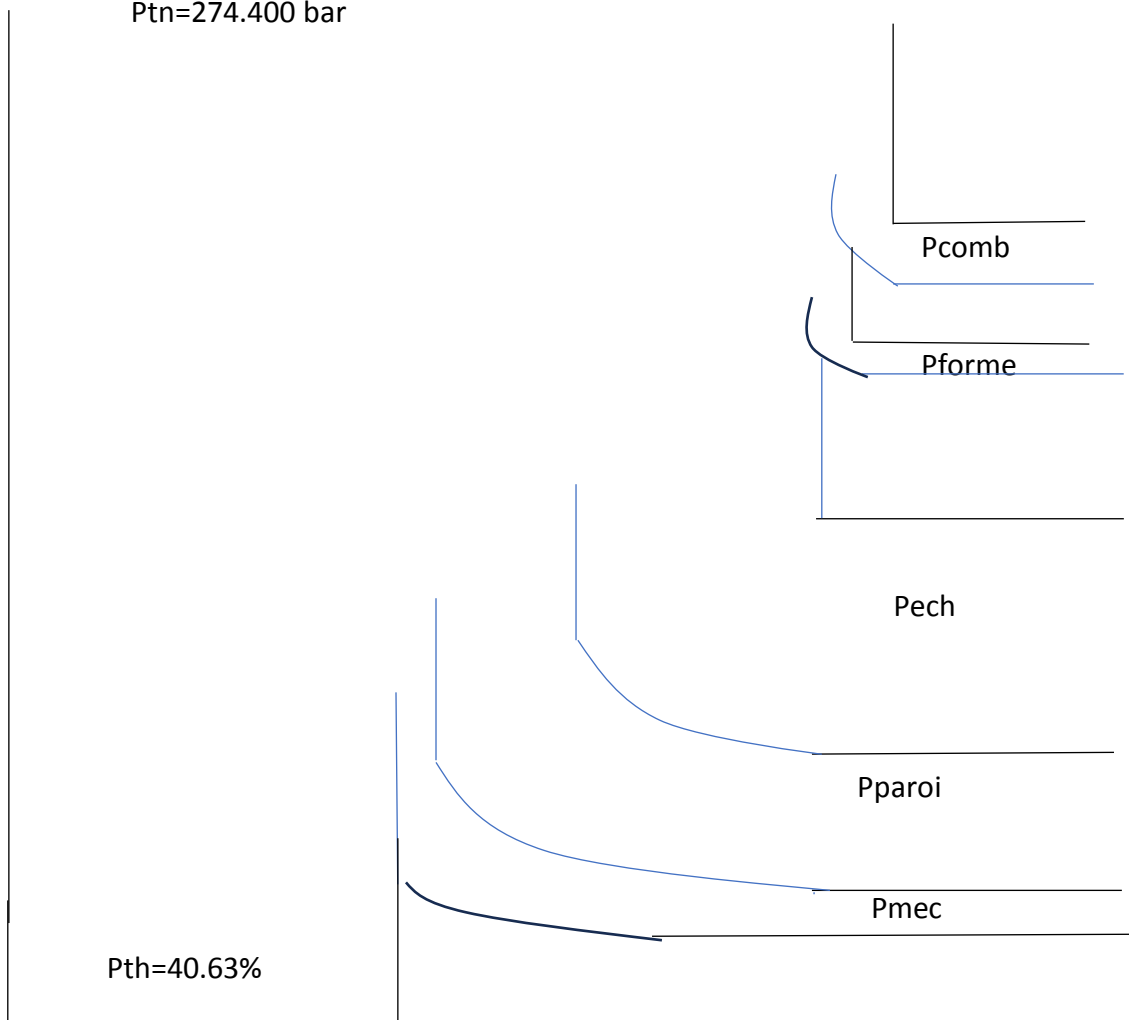
$TP_{ech} = 32.12\%$

$TP_{paroi} = 20.13\%$

$TP_{mec} = 2.138\%$

Diagramme de sankey

$P_{tn}=274.400 \text{ bar}$



$P_{comb}=13.720 \text{ bar}$

$P_{forme}=6.174 \text{ bar}$

$P_{ech}=85.057 \text{ bar}$

$P_{paroi}=52.136 \text{ bar}$

$P_{mec}=5.866 \text{ bar}$

Diagramme de sankey

III.7. Réalisation moteur diesel à cycle ORC

Selon le type de moteur à combustion considéré — Diesel — il est montré que le fluide offrant le meilleur potentiel de rendement est différent, caractérisé par des températures de gaz d'échappement élevées, l'eau est considérée comme le meilleur candidat (Ringler et al. (2009)). Pour le Diesel, où la température des gaz est moindre, les fluides dit organiques apportent de meilleurs rendements en raison de températures d'ébullition plus basses (Wang et al. (2011a)).

-La modèle de simulation a été utilisé un central électrogène a partir de 5 moteur diesel en série pour faire un station électrogène relie a cycle ORC utilisation de ce line des échappements de 5 moteur diesel relie en série pour obtenir de meilleurs rendements en raison de températures et pour un bonne débit analyse les poits de simulation de cycle :

Tableau III. 2: Analyse les poits de simulation de cycle diesel.

Les points	T orc	P orc	H orc	S orc	Tis orc	His orc	Sis orc
1	249,8	0,1	177,7	0,915			
2	250,8	30	179,8	0,9158	250,5	179,6	0,915
3	324,1	30	254,3	1,175			
4	426,6	30	375,8	1,497			
5	249,8	0,1	328,5	1,518	249,8	323,2	1,497

III.8. Commentaire sur les résultats de réchauffage cycle ORC

On considère la température est la prissions de fluides de travail dans les cycles ORC on points 1 est points 2 Elles constants avents entriez à la préchauffage par ce que elles réchauffe par circuit de refroidissement de moteur.

La température et la pression de fluide utilise on points 3 à la sortie de préchauffage de circuit de refroidissement de moteur elle est augmente parce que elle récupère la chaleur de l'eau de refroidissement

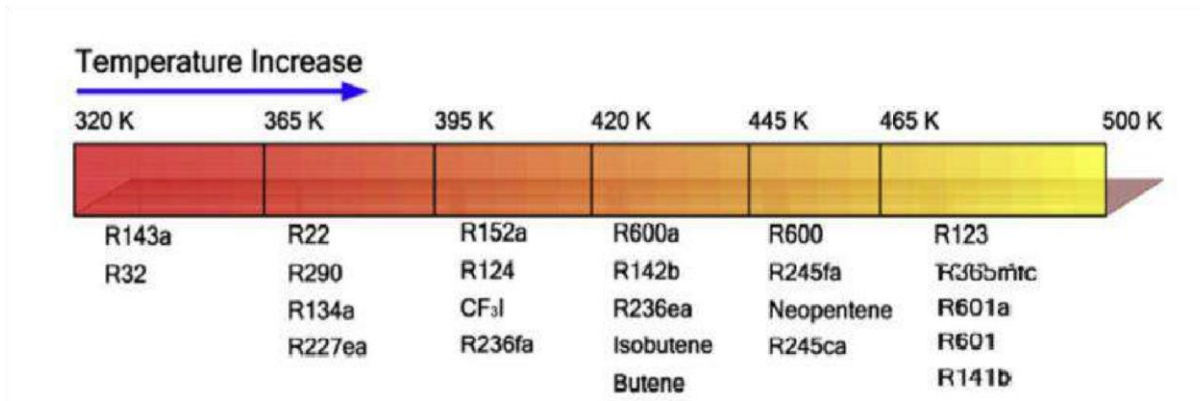
A la sortie de évaporateur on points 4 la température est la pression elle est trop élevée

A condition optimale parce qu'elle réchauffer le fluide a les gaz des échappements de moteur de ce température de $+527^{\circ}\text{c}$; 800°k

Ensuit elle est condense ce fluide réchauffer a la sortie de turbine on points 5 est diminue la température de fluide a les condition élémentaires.

III.9. Le fluide organique utilise

Le fluide utilise à ce système de rechauffage le cycle ORC a ce temperatur maximale à 426.6°k



Elle utilise le fluide R123 parce qu'il peut résister à la température nécessaire à cette condition.

III.10. Le diagramme T-S de ce cycle

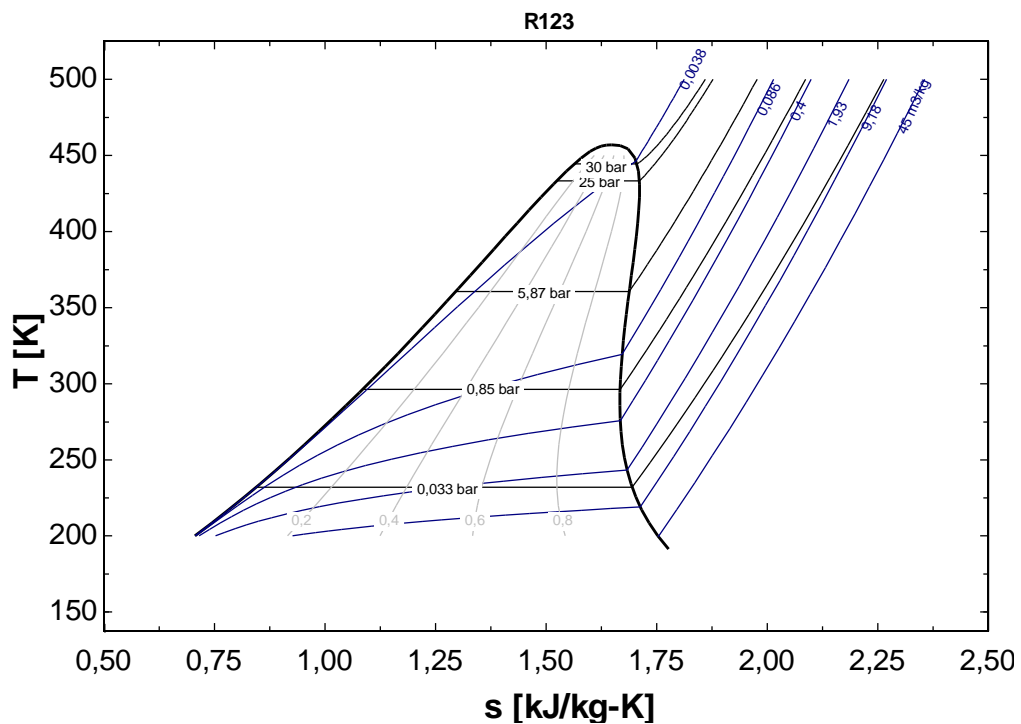


Figure III. 3: Variation de la température en fonction de l'entropie d'un cycle ORC.

La simulation de cycle ORC à l'utilisation de fluide R123 il peut résister à une température maximale de 400 à 500 degrés, et nous concluons on cette simulation de cycle ORC à été un bon résultat de débit et excellence rendement

III.11. Analyse les performances de cycle ORC

Analyse cycle ORC pour récupération de chaleur des échappements

- Les grandeurs énergétiques de cycle récupération

Pompe :

- $W_p = m' \cdot (H_2 - H_1) = 7.349 \text{ [j/cycle} \cdot \text{cylindre]}$

Turbine :

- $W_t = m' \cdot (H_4 - H_5) = 165.7 \text{ [j/cycle} \cdot \text{cylindre]}$

Condenseur :

- $Q_{\text{cond}} = m' \cdot (H_5 - H_1) = 527.6 \text{ [j/cycle} \cdot \text{cylindre]}$

Evaporateur +préchauffage :

- $Q_{\text{evap}} = m' \cdot (H_4 - H_3) = 425.3 \text{ [j/cycle} \cdot \text{cylindre]}$
- $Q_{\text{prech}} = m' \cdot (H_3 - H_2) = 260.7 \text{ [j/cycle} \cdot \text{cylindre]}$
- $Q_{\text{ech}} = 5 \cdot P_{\text{prech}}$
- $Q_{\text{evap}} = 5 \cdot P_{\text{devap}}$

Efficacité :

- $W_{\text{net}} = W_t - W_p = 158.3 \text{ [j/cycle} \cdot \text{cylindre]}$
- $W_{\text{net1}} = Q_{\text{sc}} - Q_{\text{sf}} = 158.3 \text{ [j/cycle} \cdot \text{cylindre]}$
- $W_{\text{orc}} = W_{\text{net}}$
- $\eta_{\text{th}} = \frac{W_{\text{net}}}{Q_{\text{evap}} + Q_{\text{prech}}} = 0.2308$

II.11.1. Commentai sur les résultats de cycle ORC

Le gain d'efficacité, par rapport au cycle de Rankine, est estimée entre 10%et50%en fonction de l'application. A cette simulation à nous avons compris un bon rendement De 23% de rendement théorique, plus de ça la température de la source de chaleur est augment, plus la valeur de rendement élevée la température démunie, et vice versa chaque fois qu'il diminue le rendement la température est augment

III.12. Conclusion

Cette étude présente une définition du cycle organique de Rankine (ORC) et de ses utilisations, en plus de la thermodynamique du cycle et de la sélection du fluide de travail optimal pour ce cycle. Aspects tels que les propriétés dynamiques et le niveau de sécurité et la sécurité du fluide de travail et l'étude de leur impact sur le fonctionnement du cycle organique de Rankine. Nous avons également étudié les critères les plus importants à suivre pour choisir le fluide de travail optimal, car déterminer le fluide de travail optimal n'est pas une mince affaire. Il existe de nombreux critères différents à traiter, et ces critères sont principalement liés aux fluides de travail ; Propriétés thermodynamiques et transfert de chaleur d'une part et aspects sécuritaires et environnementaux d'autre part. a utilise 5groupe électrogènes pour réchauffe système décomposés a été sélectionné sur la base des critères précédemment étudiés, puis une amélioration et une simulation des composés proposés par EES ont été réalisées, comparées et classées en fonction de la quantité d'énergie produite.

Conclusion générale

La simulation de récupération de chaleur d'un moteur diesel par un cycle ORC (Organic Rankine Cycle) est une étape essentielle dans le processus de conception et d'évaluation de cette technologie prometteuse. Cette approche permet de mieux comprendre le potentiel de récupération d'énergie et les performances attendues dans des conditions réelles. À la lumière des résultats obtenus, une conclusion peut être formulée pour résumer les principales observations et implications de cette simulation.

La récupération de chaleur à partir d'un moteur diesel par le biais d'un cycle organique de Rankine (ORC) représente une avancée significative dans la maximisation de l'efficacité énergétique des systèmes de propulsion et des processus industriels. Cette technologie offre une solution prometteuse pour capturer la chaleur perdue des gaz d'échappement et la convertir en énergie utile, contribuant ainsi à réduire la consommation de carburant, les émissions de gaz à effet de serre et les coûts énergétiques. Dans cette conclusion, nous récapitulerons les principaux points concernant la récupération de chaleur par un cycle ORC à partir d'un moteur diesel.

Optimisation de l'efficacité énergétique : La récupération de chaleur par un cycle ORC permet d'optimiser l'efficacité énergétique globale d'un moteur diesel en récupérant la chaleur des gaz d'échappement, généralement perdue dans l'environnement. Cette récupération réduit la charge thermique imposée au moteur, ce qui se traduit par une réduction de la consommation de carburant et une augmentation de l'efficacité opérationnelle.

Réduction des Émissions : En capturant une partie de la chaleur des gaz d'échappement, le cycle ORC contribue à réduire les émissions de gaz à effet de serre et de polluants atmosphériques. Cette réduction a un impact positif sur la qualité de l'air et soutient les efforts de lutte contre le changement climatique.

Applications Polyvalentes : La technologie ORC peut être adaptée à diverses applications, des véhicules automobiles aux usines industrielles en passant par la production d'électricité. Cette polyvalence en fait une solution attrayante pour de nombreux secteurs, offrant la possibilité d'améliorer l'efficacité énergétique dans une variété de contextes.

Retour sur Investissement : Bien que la mise en place d'un système de récupération de chaleur par un cycle ORC puisse représenter un investissement initial, les économies réalisées sur la

consommation de carburant et les avantages environnementaux peuvent conduire à un retour sur investissement significatif à long terme.

Innovation continue : La recherche et le développement dans le domaine de la récupération de chaleur par un cycle ORC continuent de progresser, avec l'introduction de nouveaux fluides de travail, de systèmes de conception plus efficace et de meilleures pratiques d'ingénierie. Cette innovation constante renforce davantage l'attrait de cette technologie.

En conclusion, la récupération de chaleur à partir d'un moteur diesel grâce au cycle ORC représente une approche efficace pour maximiser l'utilisation de l'énergie thermique, réduire les émissions et améliorer l'efficacité globale des systèmes énergétiques. Cette technologie joue un rôle clé dans la transition vers une énergie plus durable et une réduction de l'impact environnemental, tout en offrant des avantages économiques substantiels. Son adoption continue et son perfectionnement sont essentiels pour relever les défis énergétiques et environnementaux du XXI^e siècle

REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

Sites internet :

Par ordre d'apparition

[1] Tamain, L'énergie : un problème majeur pour demain, [Enligne].

http://eer2006.in2p3.fr/cours/Tamain_B.pdf

[2] Wikipedia, the free encyclopedia. Énergie, [En ligne].

http://fr.wikipedia.org/wiki/%C3%89nergie_fatale

[3] Cour préparé par A.MAAFA, [En ligne].

https://fac.umc.edu.dz/fstech/cours/ST/Energie%20et%20environnement_Maafa.pdf

[4]

https://media.xpair.com/auxidev/L23_RecupEner.pdf

A. Alleyne, B. Rasmussen, M. Keir, et B. Eldredge. Advances in energy systems modeling and control. In *IEEE American Control Conference (ACC)*, 2007.

A. Boretti. Recovery of exhaust and coolant heat with R245fa organic rankine cycles in a hybrid passenger car with a naturally aspirated gasoline engine. *Journal of Applied Thermal Engineering*, 36(0) :73 – 77, 2012.

Aström, K.J. et Murray, R.M. 2006. Feedback Systems: An introduction for scientist and Engineers. 2006. pp. 301-321.

D. Bertsekas. *Dynamic programming and optimal control 3rd edition, volume I.* Belmont, MA : Athena Scientific, 2005.

Declaye, S. 2009. Design, optimization and modeling of an organic Rankine cycle for waste heat recovery. 2009. Travail de Fin d'Etudes, Université de Liège.

Donghong, W., et al. 2007. Dynamic modeling and simulation of an Organic Rankine Cycle (ORC) system for waste heat recovery. 2007. *Applied Thermal Engineering*, 28, 1216–1224.

G. Besançon. *Nonlinear observers and applications.* Springer Verlag, 2007. In *6th IFAC Symposium on Advances in Automotive Control*, pages 270 – 275, 2004.

J. Åslund et E. Frisk. An observer for non-linear differential-algebraic systems. *Automatica*, 42(6) :959–965, 2006.

- J. Bao et L. Zhao.** A review of working fluid and expander selections for organic rankine cycle. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 24(0) :325 – 342, 2013. R. Bellman. *Dynamic programming*. Princeton Univ. Press, 1957.
- J. Betts.** *Practical methods for optimal control and estimation using nonlinear programming*, volume 19. SIAM, 2010.
- J. Bonilla, L. Yebra, et S. Dormido.** Chattering in dynamic mathematical two-phase flow models. *Applied Mathematical Modelling*, 36(5) :2067–2081, 2012.
- K.J. Åström et R.D. Bell.** Drum-boiler dynamics. *Automatica*, 36(3) :363 – 378, 2000.
- Lebrun, J. 2007.** Thermodynamique Appliquee et Introduction aux Machines Thermiques.2007. Université de Liège, Faculté des Sciences Appliquées.
- Lemort, V., et al. 2009.** Testing and modeling a scroll expander integrated into an Organic Rankine Cycle. 2009. *Applied Thermal Engineering*, 29, 3094-3102.
- Litt, F.X. 1999.** Analyse Numérique, Première partie. 1999. Université de Liège, Faculté des Sciences Appliquées.
- M. Back, S. Terwen, et V. Krebs.** Predictive powertrain control for hybrid electric vehicles.
- M. O. Bamgbopa et E. Uzgoren.** Quasi-dynamic model for an organic rankine cycle. *Energy Conversion and Management*, 72(0) :117 – 124, 2013.
- S. Declaye.** *Design, optimization and modeling of an organic Rankine cycle for waste heat recovery*. PhD thesis, University Of Liège, 2009.
Sciences Appliquée.
- T. Andresen.** *Mathematical modeling of CO2 based heat pumping systems*. PhD thesis, Norwegian University of Science and Technology, 2009.