

RÉPUBLIQUE ALGÉRIENNE DÉMOCRATIQUE ET POPULAIRE
MINISTÈRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPÉRIEUR ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE
CENTRE UNIVERSITAIRE DE TISSEMSILT
INSTITUT DES SCIENCES ET DE LA TECHNOLOGIE
DÉPARTEMENT DES SCIENCES ET DE LA TECHNOLOGIE

Visa du chef de département des
Sciences et de la Technologie
Signature:.....
Date :.....

RÉGÉNÉRATION DE LA CHALEUR PAR LE PROCÉDÉ THERMO-HYDRAULIQUE DANS UNE INSTALLATION ÉNERGÉTIQUE DE NAVIRE

Mémoire de fin d'études pour l'obtention du diplôme de master en
«*Installation Energétique et Turbomachine*»

Encadreur: ZEBBAR Djallel,
Professeur
Signature:
Date:

Réalisé par : HALILOU AhlemNessrine
Signature:
Date:

Membres du jury

.
ZEBBAR Djallel

MAA (*Président*)
MCA (*Examineur*)
Prof (*Encadreur*)

Tissemsilt - 2019/2020

Remerciements

Au terme de mon travail de recherche sur la régénération de la chaleur qui a été loin d'être un travail purement individuel qui ne saurait exister sans une pléiade de personnes dont l'aide et l'intérêt pour ce travail ont été des facteurs primordiaux dans sa réalisation.

Pour m'avoir encadré, dirigé, orienté et soutenu, je présente en premier lieu mes plus vifs remerciements à Monsieur DjallelZEBBAR, professeur au centre universitaire El Wancharissi de Tissemsilt. Je le remercie également pour sa disponibilité, ses orientations pédagogiques, son écoute et sa franchise.

Mes remerciements vont également à :

- M. Fethi BRAHIM, directeur de l'institut des sciences et de la technologie pour sa disponibilité et ses qualités humaines.

- Mon père CHARF Abdelkader et ma mère pour leur soutien moral et quotidien qu'ils m'ont apporté, surtout dans les moments les plus difficiles dans la conception de ce travail.

Pour leur participation à ce travail, leur disponibilité, leurs aides, leurs orientations, leurs encouragements et la qualité de leurs informations, mes plus vifs remerciements vont à :

- M. OUSSAMA, superintendant à HYPROC (Arzew).

- M. BELLADJINE, professeur à l'université d'Oran (IGCMO).

- M. BAGHDAD M., MCB au centre universitaire El Wancharissi de Tissemsilt.

- M. OUDRANE A., MCB au centre universitaire El Wancharissi de Tissemsilt.

- M. BENLEFKI A., MCB au centre universitaire El Wancharissi de Tissemsilt.

- M. MOSTEFA K., MCB au centre universitaire El Wancharissi de Tissemsilt.

-M. KHERRIS, MCA au centre universitaire El Wancharissi de Tissemsilt que je remercie particulièrement pour sa disponibilité, ses encouragements et la qualité de son aide.

Enfin mes remerciements sont destinés aux membres de jury qui m'ont honoré par leurs avis sur ce modeste travail.

Dédicaces

C'est un grand honneur et un immense plaisir pour moi de dédier mon travail à mes respectés et adorables parents qui m'ont soutenu tout au long de ma scolarité, ainsi qu'à mes magnifiques frères et sœurs.

Je tiens à dédier spécialement ce travail à mon encadreur Mr. ZEBBAR Djallal et à tous mes professeurs du centre universitaire El –

Wancharissi de Tissemsilt

*Je dédie mon travail, surtout, à celui qui a été toujours à mes côtés durant toute ma vie : mon père chéri **CHARF Abdelkader** que j'adore.*

Enfin, je dédie ce mémoire à toutes les personnes qui m'ont encouragé et aidé durant mes études et mes recherches pour son élaboration.

Ahlem Nessorine

Liste des figures

Fig.1.1— Contenu énergétique total dans un moteur à combustion interne.	
Fig.1.2—Bilan thermique pour les moteurs MAN B&M sans et avec WHRS.	
Fig.1.3—Cycles récepteur (R) et moteur (M) du procédé CHV3T décrits dans les diagrammes de Mollier et de Clausius-Clapeyron avec représentation des transferts isobares de travail aux pressions P_b et P_h .	
Fig.1.4—Mise en œuvre dans sa version de base W0 du procédé CHV3T impliquant deux cylindres de transfert pour une application de climatisation.	
Fig.1.5— Cycles récepteur et moteur du procédé CAPILI décrits dans les diagrammes de Mollier et de Clausius-Clapeyron avec représentation des transferts isobares de travail aux pressions P_b et P_h .	
Fig.1.6—Représentation dans le diagramme de Mollier et comparaison du trajet thermodynamique subi par le fluide travail pour un cycle de Rankine, un cycle CAPILI de 1 ^{er} type et de 2 ^{eme} type, fonctionnant soit en mode moteur soit en mode pompe à chaleur.	
Fig.1.7— Schéma de principe d'un cycle CAPILI moteur de 2eme type.	
Fig.1.8— Gestion des cylindres de transfert sur un demi-cycle et évolution schématique de leurs pressions au cours d'un cycle complet (phases $\alpha\beta$, $\beta\gamma$, $\gamma\delta$ et $\delta\alpha$)	
Fig.1.9— Schéma de principe d'un cycle CAPILI moteur de 1 ^{er} type	
Fig.1.10—Schémas de principe des procédés CAPILI-PAC de 2 ^{eme} et 1 ^{er} type et évolutions possibles du fluide de travail G dans le diagramme de Mollier	
Fig.1.11—Illustration des échangeurs de chaleur de la conduite d'aspiration utilisés dans un système de compression de vapeur	
Fig.1.12—Illustration de l'échangeur de chaleur de solution dans un refroidisseur à absorption LiBr-H ₂ O.	
Fig.1.13—Récupérateur dans les réfrigérateurs Brayton	
Fig.1.14—Régénérateur dans un réfrigérateur Stirling	
Fig.1.15—Régénérateur sous d'autres formes de cycles de Stirling	
Fig.2.1- Principe de la trigénération	
Fig.2.2 – Centrale de cogénération à turbine à vapeur	
Fig.2.3 –Installation de cogénération de vapeur avec turbine à condensation et soustraction de vapeur	
Fig.2.4 –Récupération de la chaleur perdue du moteur principal	

Fig.3.1 – Principe du système d'eau de refroidissement central	
Fig.3.2 – Principe du système de refroidissement à eau de mer	
Fig.3.3 –Principe du système d'eau de refroidissement combiné	
Fig.3.4 – Système d'eau de refroidissement de la chemise	
Fig.3.5 – Système d'échappement sur le moteur	
Fig.3.6 – (a)Turbocompresseur, lavage à l'eau côté compresseur, (b) Nettoyage à jet doux du côté turbine et lavage à l'eau du côté compresseur pour turbocompresseurs	
Figure 3.7 – Cycle CAPILI 1 ^{er} type	
Fig.3.8 – Variation du rendement Carnot en fonction de la température de condensation	
Fig.3.9 – Variation du rendement Carnot en fonction de la température de condensation	
Fig.3.10 - Variation du rendement selon la deuxième loi en fonction de la Température de condensation.	
Fig.3.11 - Variation du rendement thermique en fonction de la température de condensation.	
Fig.3.12 - Variation du rendement Carnot en fonction de la température de condensation.	
Fig.3.13 - Variation du rendement selon la deuxième loi en fonction de la température de condensation.	
Fig.3.14 - Variation du rendement thermique en fonction de la température de condensation.	
Fig.3.15 - Variation du rendement Carnot en fonction de la Température de condensation.	
Fig.3.16 - Variation du rendement selon la deuxième loi en fonction de la température de condensation.	
Fig.3.17 - Variation du rendement thermique et du PL en fonction de la température de condensation TL.	
Fig.3.18 - Variation du rendement thermique et du PL en fonction de la température de condensation TL.	
Fig.3.19 - Variation du rendement thermique et du PL en fonction de la température de condensation TL.	
Fig.3.20 - Variation du rendement thermique des trois fluide en fonction de la température de condensation TL.	

Fig.3.21 – Variation du rendement selon la 2 ^{ème} des trois fluides en fonction de la température de condensation TL.	
Fig.3.22 – Variation du rendement selon la 2 ^{ème} des trois fluides en fonction de la température de condensation TL.	
Figure 3.23 – profil de température de condensation	

Liste des tableaux

Tableau 3.1 – Calcul du bilan énergétique externe du moteur principal	
Tableau 3.2 – Calcul de η_{th} , η_c et η_{II} selon la variation de la température de condensation TL de R-600	
Tableau 3.3 – Calcul de η_{th} , η_c et η_{II} selon la variation de la température de condensation TL de R123	
Tableau 3.4 – Calcul de η_{th} , η_c et η_{II} selon la variation de la température de condensation TL de l'o-Xylène	
Tableau 3.5 – Calcul de η_{th} , η_c et η_{II} selon la variation de la température de condensation TL de Toluène	
Tableau 3.6 –	
Tableau 3.7 – Calcul de Q_g, Q_f, m°_f	
Tableau 3.8 – Calcul de Q_f, Q_w et m°_w	
Tableau 3.9 – Calcul de travail mécanique W_m	
Tableau 3.10 – Calcul de surface d'échange d'évaporateur	
Tableau 3.10 – Calcul de surface d'échange du condenseur	

Nomenclature

Symboles Latins

A	Surface d'échange	[m ²]
C _p	Chaleur spécifique	[kJ/kg.K]
C _{pe}	Capacité calorifique de l'eau douce	[kJ/kg.K]
CP _g	Capacité calorifique des gaz d'échappement	[kJ/kg.K]
D	Diamètre	[m]
h _c	Coefficient de fluide chaud	[W/m ² .°C]
h _f	Coefficient de fluide froid	[W/m ² .°C]
L	Longueur	[m]
m ^o _a	Débit massique d'air	[kg/S]
m ^o _f	Débit massique du fluide de travail	[kg/S]
m ^o _g	Débit massique des gaz d'échappement	[kg/S]
MH	Machine hydraulique	
P	Pression	[bar]
P _b	Pression basse	[bar]
PCI	Pouvoir Calorifique inférieur	
P _h	Pression haute	[bar]
Q _b	Quantité de chaleur basse	[kJ/kg]
Q _{carburant.d}	Quantité de chaleur du carburant diesel	[kW]
Q _{carburant.L}	Quantité de chaleur du carburant LPG	[kW]
Q _e	Puissance	[kW]
Q _{eau}	Quantité de chaleur de l'eau douce	[kW]
Q _f	Quantité de chaleur du fluide de travail	[kW]
Q _h	Quantité de chaleur haute	[kJ/kg]
q _h	Quantité de chaleur de l'évaporateur	[kJ/kg]
q _i	Quantité de chaleur du condenseur	[kJ/kg]
Q _{mM}	Quantité de chaleur de la machine motrice	[kJ/kg]
Q _{mR}	Quantité de chaleur de la machine réceptrice	[kJ/kg]
Q _{reste}	Quantité de chaleur des restes	[kW]

Q_w	Quantité de chaleur de l'eau de mer	[kW]
T	Température	[°C], [K]
T_b	Température basse	[°C]
T_{cond}	Température de condensation	[°C]
T_{e1}	Température d'entrée de l'eau douce	[K]
T_{e2}	Température de sortie de l'eau douce	[K]
T_{evap}	Température d'évaporation	[°C]
T_{gm}	Température moyenne des gaz d'échappement	[°C]
T_h	Température haute	[°C]
T_l	Température de condensation	[°C]
T_{mM}	Température de la machine motrice	[°C]
T_{mR}	Température de la machine réceptrice	[°C]
T_{Wm}	Température moyenne de l'eau de mer	[°C]
U	Coefficient de transfert global	[W/m ² .°C]
u	Vitesse	[m.s ⁻¹]
V	Volume	[m ³]
W_m	Travail mécanique	[kW]

Symboles grecques

η_c	Rendement de Carnot	
η_{II}	Rendement selon la deuxième loi	
η_{th}	Rendement thermique	
α	Coefficient d'excès d'air	
ΔE_c	Energie cinétique	[kJ/kg]
ΔE_p	Energie potentiel	[kJ/kg]
ΔP	Différence de pression	[bar]
Δp	Variation de pression	
ΔU	Energie interne	[kJ/kg]
ε	Efficacité	
σ	Constante de Stefan-Boltzmann	[W/m ² . K ⁴]
ΔT	Ecart de température	[°C]

η	Rendement	
λ	Rapport air-carburant	[kg _{air} /kg _{carburant}]
λ_i	Conductivité thermique	[W/m. K]
μ	Viscosité dynamique	[kg/m.s]
ρ	Masse volumique	[kg/m ³]
ν	Viscosité cinématique	[m ² /s]
ϕ	Flux de chaleur	[kW]

Nombres adimensionnels

- Nu Nombre de Nusselt
Pr Nombre de Prandtl
Ra Nombre de Rayleigh
Re Nombre de Reynolds

Abréviation

AD	Adsorption
AIE	l'Agence Internationale de l'Energie
BCA	Bouteille de compression adiabatique
CAPILI	Carnot à Piston Liquide
CCHP	Production combinée de froid, de chaleur et d'électricité
CFC	Chlorofluorocarbure
CFD	Dynamique des Fluides Computationnelle
CHP	Production combinée de chaleur et d'électricité.
CHV3T	Compression Hydraulique de Vapeur Tritherme
COA	Coefficients d'amplification
COP	Coefficients de Performance
DSHT	Transformateur de chaleur à deux étages
EEDI	Indice de conception de l'efficacité énergétique
EGR	Récupération des gaz d'échappement

GNL	Gaz Naturel Liquéfié
GPL	Gaz De Pétrole Liquéfié
HFC	hydrochlorocarbure
HX	Echangeur de chaleur
ICPE	Moteurs à Pistons à Combustion Interne
JWC	Eau de refroidissement de l'enveloppe
L/G	Condensation/évaporation
LT	Liquide de transfert
M	Machine Motrice
MHI	Mitsubishi Heavy Industries Ltd
OHR	Ridge National Laboratory
OMI	Organisation Maritime Internationale
ORC	Cycle Organique Rankine
ORNL	Laboratoire National d'OakRidge
PL	Pression de condensation
PTR	réfrigérateurs à tubes à impulsion
R	Machine Réceptrice
RC	cycle de Rankine
RS	Vanne de réduction de pression de vapeur
SCP	Puissance maximale continue
SCP	
SLHX	les échangeurs de chaleur par aspiration de liquide
SORC	Cycle Organique Supercritique de Rankine
SSHT	Transformateur à un étage
TC	
TR	Tonne de Réfrigération
UAEM	Université Autonome de l'Etat de Morelos
UE	Union Européenne
VD	vanne de détente

W	Travail
WC	colonne d'eau
WHRS	Système de récupération de la chaleur perdue

Formule chimique

$(\text{CH}_2\text{OH})_2$	Ethylène glycol
C_6H_6	Benzène
C_7H_8	Toluène
C_8H_{10}	P-xylène
CCHP	Production combinée de froid, de chaleur et d'électricité
CFC	Chlorofluorocarbone
CO_2	Dioxyde de carbone
Cu	Cuivre
H_2O	Eau
HFC	Hydrofluorocarbure
HFC-134a	Ammoniac
HFO	Hydrofluoroléfine
NH_3	Ammoniac
Ni	Nickel
NO_x	Oxyde d'azote
SO_2	Dioxyde de soufre
SO_x	Oxyde de soufre
Ti	Titane

Sommaire

Liste des figures

Liste des tableaux

Nomenclature

Introduction générale.....

Chapitre 01 Etat De L'art

1.1 La régénération de la chaleur

1.1.1 La récupération de la chaleur dans l'industrie

1.1.2 La récupération de la chaleur dans les installations énergétiques stationnaires

1.1.3 La récupération de la chaleur dans les installations énergétiques navales.....

1.1.3.1 Technologies de récupération d'énergie à l'échappement

1.1.3.1.1 Turbo-compound:

1.1.3.1.2 Cycle à vapeur

1.1.3.1.3 Cycle de Rankine

1.1.3.1.4 Thermoélectricité.....

1.1.3.2 Présentation dumoteur MAN B&W à 2 temps avec système WHRS

1.2 Bilan énergétique externe des moteurs à combustion interne

1.3 Transformateurs et échangeurs de chaleur

1.3.1 Les procédés thermo-hydrauliques pour la transformation ou la conversion de l'énergie thermique

1.3.1.1 Les procédés thermo-chimiques

1.3.1.2 Les procédés thermo-hydrauliques

1.3.1.2.1 Procédé thermo-hydraulique tritherme (CHV3T) appliqué à la climatisation solaire.

1.3.1.2.2 Procédé thermo-hydraulique CAPILI.....

1.3.1.2.2.1 Cycles CAPILI moteur

1.3.1.2.2.2 Cycles CAPILI récepteurs

1.3.2 Les différents types d'échangeur de chaleur.....

1.3.2.1 Échangeurs de chaleur récupérateurs

1.3.2.1.1 Systèmes de compression de vapeur

1.3.2.1.2 Système de refroidissement par absorption

1.3.2.1.3 Refroidisseurs cryogéniques Brayton

1.3.2.2 Echangeurs de chaleur régénératifs

1.3.2.2.1 Réfrigérateurs Stirling

1.3.2.2.2 Réfrigérateurs thermo-acoustiques

1.4 Les fluides frigorigènes

Chapitre 2 Description de la trigénération.

2.1 Définitions	
2.1.1 La cogénération	
2.1.2 La trigénération	
2.2.3 La polygénération.....	
2.2 Principes de fonctionnement	
2.3 Les combustibles utilisés	
2.4 Les principales technologies de conversion d'énergie	
2.4.1 Quatre catégories de technologies se distinguent :	
2.4.2 Les variantes à ces technologies	
2.4.3 Autres nouvelles technologies.....	
2.5 Les technologies frigorifiques	
2.5.1 Systèmes frigorifiques à absorption	
2.6 Avantage de la cogénération/trigénération.....	
2.7 Applications de la trigénération	
2.8 La cogénération et la trigénération dans le monde.....	
2.9 Obstacles ou inconvénients	
2.10 Procédé thermo-hydraulique pour la trigénération.....	
2.11 Cogénération et trigénération à bord des navires	
2.11.1 Application de la cogénération à bord des navires à propulsion électrique.....	
2.11.2 Application de la cogénération à bord des navires à propulsion diesel	
2.11.3 Application de la trigénération à bord des navires à propulsion GNL	
2.11.3.1 Equipement pour la trigénération à bord des navires.....	
2.11.3.1.1 Installation de GNL.....	
2.11.3.1.2 Moteurs de propulsion	
2.11.3.2 Sécurité	
2.11.3.4 Refroidisseurs à absorption	
2.12.3.4.1 Avantage des refroidisseurs à absorption marins.....	

Chapitre 3 : Estimation de l'apport énergétique de la machine thermohydraulique dans le complexe énergétique

3.1 Description du système de refroidissement.....	
3.1.1 Circuit d'eau de refroidissement à basse température (LT).....	
3.1.1.1 Les systèmes de refroidissements.....	
3.1.1.2 Contrôle de l'eau et inhibiteurs	
3.1.1.3 Système de refroidissement pour moteurs principaux avec EGR	
3.1.1.4 Température de l'eau de refroidissement	
3.1.1.5 Le vase d'expansion	
3.1.1.6 Pompes de refroidissement.....	
3.1.2 Circuit de refroidissement à haute température	
3.1.2.1 Vidange de l'eau de refroidissement	
3.1.2.2 Procédure de préchauffage du moteur.....	
3.1.2.3 Générateur d'eau douce.....	
3.1.2.4 Les pompes de refroidissement à eau de chemises.....	

3.2 Description du système des gaz d'échappement.....	
3.2.1 Dispositif de turbocompresseur et systèmes de nettoyage.....	
3.2.2 Système d'échappement pour la machine principale	
3.2.2.1 Système de tuyauterie de gaz d'échappement pour moteur principal.....	
3.2.3 Composants du système de gaz d'échappement.....	
3.2.3.1 Compensateur de gaz d'échappement après turbocompresseur.....	
3.2.3.2 Chaudière à gaz d'échappement.....	
3.2.3.3 Silencieux de gaz d'échappement	
3.2.3.4 Pare-étincelles.....	
3.3 Les fluides réfrigérants	
3.3.1 Choix des fluides de travail et impact sur les procédés thermodynamiques	
3.4 Formulation du bilan énergétique externe du moteur principale.....	
Conclusion générale	
Référence bibliographique	
Annexe	

Introduction générale

Introduction générale

L'industrie qui n'est autre que l'ensemble des activités économiques pour la production de biens et de richesses, en transformant les matières premières grâce à l'énergie générée par des matières polluantes (pétrole, charbon...) et, en conséquence, elle constitue le secteur le plus émetteur de gaz à effet de serre, derrière les transports et le secteur résidentiel.

Ainsi, plus de la moitié du pétrole extrait dans le monde est consommé dans les transports terrestre, aérien et maritime lesquels engendrent de grandes quantités de chaleur et d'émissions polluantes, d'où la nécessité de recourir à la récupération de cette chaleur fatale pour réduire les émissions et réduire la facture des charges.

En conséquence, le développement du moteur à combustion interne, utilisé sur les véhicules et les navires constitue la solution la plus appropriée pour convertir jusqu'à 45% de l'énergie présente dans le carburant en énergie mécanique. Le reste de l'énergie étant perdu sous forme de chaleur à l'échappement ou au refroidissement.

La récupération et la valorisation de cette énergie permettent de pallier à la consommation de carburant et de réduire ainsi la pollution. Pour ce faire, plusieurs technologies ont été testées pour la production de froid, de chaleur ou d'électricité par la récupération de l'énergie perdue, notamment, au niveau de l'échappement.

L'utilisation de ces technologies sur les moteurs diesel marins est à l'état embryonnaire, mais elle paraît très intéressante, compte tenu du potentiel des gaz d'échappement (400°C) très fort.

Par ailleurs, plusieurs procédés thermo-hydrauliques ont vu le jour, pour leurs applications dans les domaines de production de chaleur (chauffage), de froid (climatisation) et d'énergie (électricité), notamment dans l'habitat et dans le fonctionnement des moteurs diesel marins, grâce à divers procédés, dont le procédé CAPILI (Carnot à Piston Liquide) utilisant le transfert de travail entre un fluide de travail et son environnement.

Le présent travail a été ainsi axé sur trois chapitres :

Le 1^{er} chapitre est consacré aux différents travaux, études et recherches dédiés à la chaleur perdue ou chaleur fatale, à sa récupération au niveau de l'échappement et à sa valorisation dans différents secteurs, d'où la nécessité de la régénération, grâce à des technologies récentes dont les procédés thermo-hydrauliques, le turbo-compound ou les différents cycles (Rankine, à vapeur). Par ailleurs, il est également fait état des difficultés et contraintes liées à la mise en œuvre de ces procédés, particulièrement sur les navires.

Le chapitre 2 traite le sujet de la régénération de la chaleur par le procédé thermo-hydraulique qui constitue une alternative aux énergies fossiles (charbon, pétrole...) et limite les émissions de gaz

à effet de serre, grâce au recours à la cogénération ou à la trigénération pour produire de la chaleur, de l'électricité et du froid.

Les différentes technologies de conversion d'énergie sont également traitées, notamment les moteurs à combustion interne ou externe, les turbines à gaz, les turbines à vapeur, ainsi que les avantages y afférents et les difficultés rencontrées.

Le troisième chapitre est consacré à l'étude et à l'analyse thermodynamique d'un assemblage innovant de la machine thermo-hydraulique et des systèmes de refroidissement et d'échappement du moteur principal d'un méthanier pour la récupération de la chaleur. On y retrouve aussi l'estimation des différents rendements, du travail mécanique et des surfaces d'échange des évaporateurs et des condenseurs de la machine thermo-hydraulique pour les différents fluides de travail.

Pour effectuer les différents calculs, on a eu recours aux deux logiciels EXCEL et MATHCAD lequel a également été utilisé pour l'établissement des graphes.

Enfin, la conclusion générale synthétise les principaux apports du mémoire.

Chapitre 1

État de l'art

Introduction

La recherche de l'efficacité dans l'utilisation des ressources énergétiques est l'un des aspects sur lequel ont porté différentes études pour la conception de nouveaux procédés relatifs à la régénération de la chaleur, à la cogénération ou à la trigénération. De même que plusieurs procédés et systèmes d'échangeurs de chaleur, de réfrigérations et de chaudières ont été élaborés et testés en vue d'économiser l'énergie et qui continuent, par ailleurs, à être toujours l'objet d'un intérêt croissant de recherches et d'études notamment dans la récupération de la chaleur résiduelle qui devient une nécessité en raison de la conjoncture mondiale actuelle, marquée par une hausse des prix des énergies fossiles non renouvelables, leur raréfaction et l'impact négatif qu'ils ont sur l'environnement et pour leur application aux installations stationnaires, tels les cycles de Rankine, CAPILI et autres, aux installations énergétiques navales, tels les cycles à vapeur, la thermoélectricité et à l'habitat pour les commodités domestiques etc... avec la recherche de nouveaux fluides non polluants et respectueux de l'environnement.

Les différents procédés de récupération de la chaleur fatale et sa régénération seront étudiés dans le chapitre qui suit.

1.1 La régénération de la chaleur

1.1.1 La récupération de la chaleur dans l'industrie

Jotanovic et al [1, 2] se sont intéressés à la récupération de la chaleur perdue dans une usine de Carbonate de Soude.

Pour récupérer cette chaleur résiduelle industrielle, ils ont utilisé une pompe à chaleur à haute température et ont opéré en deux étapes :

- la première consiste en la réduction de la pression par la diminution de la température d'ébullition de la solution, entraînant une évaporation adiabatique de celle-ci sans apport de chaleur.
- La seconde étape de la récupération de chaleur a consisté dans l'utilisation de la chaleur de l'eau chauffée comme source de chaleur à basse température d'une pompe à chaleur à haute température.

Singh et al [3] ont étudié la conservation de l'énergie dans la coulée des métaux en utilisant un dispositif spécial dit récupérateur pour réutiliser la chaleur résiduelle exposée à l'atmosphère, accroissant l'efficacité de la fournaise qui a presque doublé, tandis que la consommation de carburant a diminué de près de 25% avec le récupérateur.

VijayraGhavan et Shriram [4] se sont intéressés à la récupération de la chaleur et à la cogénération dans les centrales électriques où le pourcentage de perte de chaleur dans l'atmosphère était important et nuisible à l'environnement.

Staline et al [5] ont étudié la possibilité de récupérer la chaleur résiduelle rejetée par le système de climatisation 1 TR (équivalent à 3.5 kW) et ont pu récupérer 5040 unités d'électricité par rapport à un climatiseur normal.

Fukushima et al [6] se sont intéressés aux systèmes de chauffage par brûleurs régénératifs, en utilisant un régénérateur céramique en forme de nid d'abeilles. Ils ont ramené la température de l'air préchauffé à un niveau proche de la température de gaz du four ; d'où une récupération de chaleur plus importante qu'avec l'utilisation d'un échangeur de chaleur conventionnel (70 à 90% d'efficacité observée au lieu de 40 à 50% pour l'échangeur de chaleur existant).

Job et al [7] ont présenté des résultats thermodynamiques pour différentes organisations d'installations de compression dans une unité d'oxycombustion en utilisant la chaleur perdue dans cette unité. Leur analyse a démontré que la division des compresseurs en sections inter-refroidis aboutit à une diminution importante de la consommation électrique de ces derniers.

Rey-Chein et Wen-Chiang [8] ont étudié le fuel lourd brûlé à haute température. Ils ont constaté qu'en maintenant les flammes stabilisées en permanence, le niveau d'émission NO_x restait en dessous du niveau autorisé.

1.1.2 La récupération de la chaleur dans les installations énergétiques stationnaires

Noor et al [9] ont examiné des technologies de récupération de la chaleur sur les moteurs automobiles. Leur objectif était l'évaluation des différents procédés disponibles actuellement et leurs applications en tenant compte des facteurs externes, tels que la toxicité et la stabilité du fluide de travail.

Selon eux, le fluide de travail doit remplir les critères d'économie, de non toxicité. Il doit être également non inflammable et non polluant.

Tahani et al [10] se sont intéressés à la récupération de la chaleur résiduelle des moteurs à combustion interne utilisant le Cycle Organique Rankine (ORC) pour optimiser la production d'électricité et l'efficacité thermique. En prenant en compte, d'une part, la pression d'entrée du détendeur et, d'autre part, la température de préchauffage, comme paramètres de conception ; ils ont conclu que la meilleure performance dans les deux cas est obtenue par l'utilisation du R123 comme fluide de travail.

Thu et al [11] ont étudié la performance d'un refroidisseur à adsorption thermique (AD), utilisant l'eau chaude à basse température extraite soit d'un système d'échappement, soit de l'énergie solaire thermique.

Les avantages de ce système AD sont l'absence des pièces mobiles, une maintenance réduite et un fonctionnement sans rejets polluants.

Anh Tuan Hoang [12] décrit les différents systèmes Rankine appliqués aux véhicules et qui doivent tenir compte du profil opérationnel des moteurs pour la conception d'un système combiné moteur-ORC dont :

- Le système ORC haute température des gaz d'échappements ;
- Le système ORC haute température EGR ;
- Le système ORC basse température du liquide de refroidissement ;
- Le système ORC basse température-air comprimé.

Il note une amélioration de la consommation de carburant (10% d'économie) et de l'efficacité thermique (entre 60 et 90%) pour un système ORC double ou multi-boucle et de 10 à 25% pour un système ORC à simple boucle. Par ailleurs, il note que les moteurs diesels dont la puissance est inférieure à 20 kW ne devraient pas être utilisés dans l'intégration d'un système ORC en raison de faible débit des gaz d'échappements et que ce sont les groupes électrogènes stationnaires et les moteurs diesels marins qui sont les meilleurs pour l'application des systèmes ORC.

Enfin, il conclut que l'application ORC doit répondre à quatre critères :

- Réduction de la pollution environnementale;
- L'amélioration du rendement globale;
- Une utilisation flexible;
- Un faible cout.

L'équipement des moteurs à pistons à combustion interne (ICPE) avec des systèmes WHRS est une solution pour augmenter les rendements des moteurs et limiter leurs émissions.

Oleksii Rudenko et al [13] ont analysé les travaux consacrés au développement de WHRS sur un moteur à piston puissant (moteur à essence G3612CAT), lui appliquant un cycle organique supercritique de Rankine (SORC) utilisant le R245fa comme fluide de travail. L'analyse thermodynamique de la nouvelle WHRS a montré que le rendement du moteur peut être amélioré de 19.73%, sans consommation supplémentaire de carburant.

La récupération de la chaleur fatale est un enjeu économique et environnemental.

Pour Lacour et al [14] les tracteurs agricoles constituent un cadre d'application intéressant pour la récupération de cette énergie, car ces engins fonctionnent avec des taux de charge très élevés ; ce qui assure de bonnes conditions de récupération de chaleur avec comme objectif de limiter la consommation de carburant tout en maintenant une puissance de travail élevée.

Les systèmes les plus étudiés sont les thermo-générateurs, les turbocompresseurs ou turbo-compounds ou les cycles de Rankine.

Issue d'un processus de combustion ou d'une réaction chimique, de la chaleur est perdue et rejetée dans l'environnement. Elle dépend, en partie, de la température des gaz de combustion et du débit massique des gaz d'échappement.

La quantité de chaleur résiduelle augmente avec l'inefficacité des équipements et de leurs limites thermodynamique.

AmitTiwari et al [15] le rendement d'un moteur à combustion interne, convertit en travail mécanique est d'environ 30 à 40%. Ce qui signifie environ 60 à 70% de l'énergie est perdue sous forme de gaz d'échappement (30 à 40%) et par le système de refroidissement (30%).

A la sortie du moteur, ces gaz peuvent atteindre des températures allant jusqu'à 450 – 600°C avec un contenu calorifique élevé.

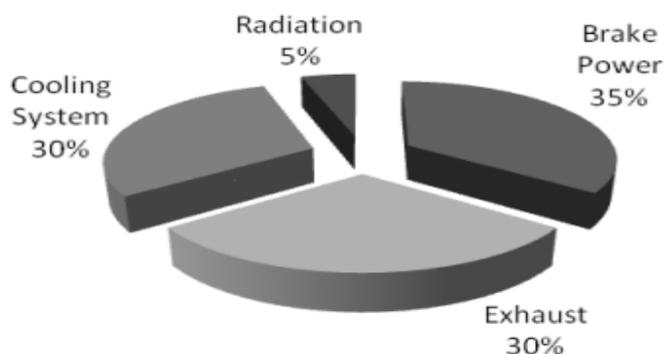


Fig.1.1— Contenu énergétique total dans un moteur à combustion interne [15].

Toujours selon AmitTiwari et al l'énergie du moteur à combustion interne, perdue dans les gaz d'échappement ne peut pas être totalement récupérée. En adoptant certaines mesures, une grande partie de cette chaleur perdue peut être récupérée et être destinée au chauffage des locaux, à la réfrigération ou la production d'électricité.

Le débit massique des gaz d'échappement est proportionnel à la taille du moteur et à la vitesse de rotation élevée. Ainsi, il est plus avantageux de récupérer la chaleur sur les gros moteurs que sur les petits. Cette récupération des gaz et leur conversion en énergie mécanique est possible grâce aux cycles thermodynamiques de Rankine, Stirling, Brayton et aux cycles d'absorption de chaleur.

Doyle et Patel [16] ont mis au point un dispositif basé sur le cycle de Rankine pour récupérer la chaleur sur un moteur de camion.

Sur une distance de 450 Km, l'expérience a montré que la consommation de carburant a été réduite de 12.5%.

1.1.3 La récupération de la chaleur dans les installations énergétiques navales

La raréfaction des sources d'énergie liée à un fort développement de l'économie mondiale engendrant de plus en plus de pollution environnementale nécessite le recours à la recherche et à l'utilisation de nouveaux procédés et systèmes de récupération de la chaleur perdue (30 à 40%) [15] de la chaleur totale fournie sous forme de carburant au moteur à combustion interne.

La récupération de cette chaleur permettra d'économiser des combustibles (notamment fossiles), l'amélioration des rendements des moteurs et la réduction des émissions des gaz à effet de serre.

Les études récentes démontrent la possibilité de récupérer, du moins en partie, cette chaleur perdue afin d'améliorer les performances ou rendements des moteurs.

Dans ce contexte et dans leur étude, Giovanni Benvenuto et al [17] ont examiné et décrit quelques configurations de systèmes de récupération de la chaleur des gaz d'échappement et des systèmes de refroidissement d'un moteur diesel marin à 2 temps, propulsant un pétrolier. Ils ont testé plusieurs schémas pour récupérer cette chaleur en vue de sa régénération pour les besoins du navire en énergie mécanique, électrique ou thermique.

Pour ce faire, ils proposent soit l'utilisation combinée d'une turbine à gaz et d'une turbine à vapeur, soit simplement l'utilisation d'une turbine à vapeur pour la production de l'électricité afin d'évaluer leurs performances dans la récupération et l'utilisation utile de la chaleur perdue.

Cependant, ces moteurs à 2 temps ne pouvant plus subir d'autres améliorations laissent se dissiper environ 50% de l'énergie. Aussi, ils proposent l'utilisation de deux turbines compactes pour la récupération des gaz d'échappement d'où amélioration supérieure à 10% du rendement thermique.

Khaled Senary et al [18] décrit le développement d'un système de récupération de la chaleur des gaz d'échappement et d'un système de refroidissement sur un méthanier, afin d'être conforme aux contraintes imposées par les règlements de l'Organisation Maritime Internationale (OMI), relatifs aux rejets polluants et à effet de serre, en mettant en avant de nouvelles technologies pour la récupération de la chaleur, contribuant à réduire la consommation de carburants, l'amélioration de la propulsion des transporteurs de GNL utilisant WHRS et la réduction des émissions de gaz (EEDI).

Qiang Guo et al [19] proposent un système combiné de turbines à gaz pour récupérer la chaleur et accroître la puissance du moteur principal 9K98ME-C7 d'un porte-conteneurs. L'efficacité thermique est passée de 48.5% à 53.8%.

Par ailleurs, pour réduire les coûts de carburant et les rejets polluants, Mitsubishi Heavy Industries Ltd (MHI) [19] a mis au point un procédé de récupération de la chaleur résiduelle, consistant en la combinaison d'une turbine à vapeur et d'une turbine à gaz par le biais d'un embrayage automatique.

La combinaison de ces deux turbines entraîne un générateur pour la production d'électricité deux à trois fois supérieure à un système conventionnel de génération de turbine à vapeur.

Le rendement a été évalué entre 8 et 10% tout en réduisant les émissions de gaz à effet de serre.

1.1.3.1 Technologies de récupération d'énergie à l'échappement

Le moteur diesel marin perd 25% de l'énergie de carburant sous forme de chaleur dans l'échappement. Bari et al [20] ont utilisé un échangeur de chaleur pour mesurer la quantité récupérable de chaleur à l'échappement sur un moteur Toyota 13B, à 4 cylindres.

Ils ont utilisés l'eau comme source froide de l'échangeur ainsi que deux échangeurs thermiques de chaleur de type coquille et tube où l'eau circule à contre-courant. Leurs résultats ont démontré que 30% de l'énergie du carburant est perdue dans l'échappement au niveau des points de fonctionnement étudiés.

Une puissance de 9.85 kW a été obtenue sur le circuit pour une puissance maximale du moteur thermique de 50 kW.

Ainsi, l'intégration d'un système de récupération de l'énergie perdue permet de diminuer et la consommation de carburant et les émissions polluantes à bord des navires.

Actuellement, seuls quelques navires sont équipés de systèmes de récupération de chaleur pour son utilisation thermique directe (production d'eau chaude).

En raison des caractéristiques et plages des températures différentes, diverses techniques sont proposées en fonction de la chaleur et des besoins quotidiens des navires.

1.1.3.1.1 Turbo-compound

Ichiki et al [21] ont utilisé un turbo-compound pour développer leur système de récupération d'énergie du moteur de propulsion marin principal pour Mitsubishi Heavy Industries (MHI)[21].

Dans le système combiné classique, tous les gaz d'échappement traversent un turbocompresseur et sont conduits dans un économiseur de gaz (préchauffeur) puis dans une turbine à vapeur.

Au nouveau système proposé s'ajoute une turbine de puissance (turbine à gaz) utilisant une partie des gaz d'échappement et un embrayage automatique.

Dans ce système à cycle combiné, la turbine de puissance (turbine à gaz) est couplée à la turbine à vapeur grâce à l'embrayage automatique pour entraîner le générateur.

Lorsque la turbine à vapeur atteint sa pleine charge, la turbine de puissance entre en fonction. Lorsque la vitesse de rotation de la turbine de puissance atteint celle de la turbine à vapeur, l'embrayage automatique couple les deux turbines. Les deux rotations combinées entraînent le générateur.

Dans ce système combiné de génération, les résultats ont montrés qu'il augmente la capacité de production d'électricité deux ou trois fois supérieure par rapport à un système conventionnel de récupération d'énergie à l'échappement ; ce qui permet d'améliorer l'efficacité énergétique du moteur marin de 8 à 10%. [22]

1.1.3.1.2 Cycle à vapeur

Theotokatos et al [23] ont réalisé des recherches pour une évaluation économique et technique de l'application d'une centrale à vapeur avec un cycle simple sur les vraquiers.

Le système est utilisé pour produire de la vapeur saturée pour couvrir les besoins du navire en énergie thermique (système de chauffage) et en puissance électrique.

Le système étudié se compose de trois niveaux : le préchauffeur, l'évaporateur et le surchauffeur.

Un échangeur de chaleur externe est utilisé pour préchauffer l'eau d'alimentation, laquelle est pompée dans le récipient eau/chaleur.

Une autre pompe est utilisée pour faire circuler l'eau à travers la section d'évaporation de la chaudière.

Pour éviter la surchauffe de l'évaporateur, le débit de la pompe doit être supérieur de deux à quatre fois au débit de l'eau d'alimentation.

A l'intérieur des tubes de la section d'évaporation de l'eau saturée est produite et une partie de la vapeur saturée s'évapore.

Le mélange d'eau saturée/vapeur qui sort de la chaudière revient dans le récipient où la vapeur saturée est séparée de l'eau et accumulée dans la partie supérieure du récipient.

Une partie de cette vapeur sert pour couvrir les besoins de chauffage du navire, le reste est destiné à la section de surchauffe de la chaudière pour actionner une turbine à vapeur et générer de l'électricité.

Pour un moteur diesel à 2 temps, les résultats sont intéressants (jusqu'à 3% d'amélioration du rendement du moteur). Pour un moteur diesel à 4 temps, une combinaison avec d'autres systèmes est nécessaire.[22]

1.1.3.1.3 Cycle de Rankine

Le cycle Rankine est la solution la plus connue techniquement parmi les méthodes de récupération d'énergie à l'échappement que ce soit un cycle Rankine à vapeur ou un cycle Rankine organique qui est le seul à être actuellement commercialisé par SIEMENS [24] sur un navire.

Ce système dit module ORC (Cycle Organique Rankine) comprend la turbine avec générateur, le récupérateur combiné avec un condenseur, une pompe d'alimentation, un préchauffeur, un évaporateur et la tuyauterie d'interconnexion.

L'évaporateur produit de la vapeur qui passe dans la turbine ORC, laquelle entraîne le générateur.

En quittant la turbine, la vapeur d'échappement surchauffée est transférée vers le côté liquide du procédé. Ensuite, elle est condensée dans le condenseur.

Le condensat recueilli par le condenseur est pompé par la pompe d'alimentation vers l'évaporateur par le biais du préchauffeur eau.

Les résultats expérimentaux ont montrés un rendement de récupération d'environ 19%.

L'inconvénient de ces méthodes étant l'installation encombrante de nouveaux systèmes, la maintenance...etc.[22]

1.1.3.1.4 Thermoélectricité

L'utilisation de la thermoélectricité pour l'application marine est plus intéressante que sur l'automobile, car l'économie faite sur la réduction de la consommation de carburant est très conséquente dans le domaine maritime et toute réduction de cette consommation génère des économies financières importantes au cours de l'année d'exploitation d'un navire. [22]

Cependant, des difficultés techniques sont rencontrées lors d'installation d'un générateur thermoélectrique à l'échelle réelle du moteur diesel marin.

Plusieurs recherches et configurations sur les échangeurs ont été testées, ainsi Chen et al [25] ont développé un modèle CFD pour un générateur thermoélectrique appliqué sur la chaudière d'un navire et lequel pourrait générer 600 W sur les 300 kW de chaleur dissipée par la chaudière.

Plusieurs autres recherches ont montrés que lors de l'intégration d'un générateur thermoélectrique à l'échappement d'un moteur à combustion interne, deux paramètres sont à prendre en considération :

1. Minimisation des pertes en pression hydrodynamique (< 30 bars) afin d'éviter que l'énergie récupérée par le système installé ne soit inférieure à l'énergie perdue;
2. La conception du générateur thermoélectrique et son intégration sur la ligne d'échappement doivent tenir compte de la zone de l'échappement où il sera installé pour ne pas gêner le fonctionnement des autres systèmes de dépollution (filtres à particules, catalyseurs...) qui ont besoin également d'une forte température pour fonctionner de manière efficace.

Pas assez mature pour son application aux moteurs marins, la technologie thermoélectrique présente un intérêt certain et doit être approfondie.[22]

1.1.3.2 Moteur MAN B&W à 2 temps avec système WHRS

Depuis la crise pétrolière de 1973, la tendance est à l'augmentation globale des rendements des moteurs des navires. Ainsi, l'objectif des armateurs est de réduire la consommation totale de carburant tout en élevant le rendement énergétique du moteur, d'où la nécessité de récupérer la chaleur des gaz d'échappements dissipée par le moteur principal ; c'est-à-dire environ 25% de l'énergie globale du carburant. [26]

Selon les techniciens d'HYPROC, le moteur MAN B&W à 2 temps ME, réglé pour récupérer la chaleur perdue, augmente les possibilités de production de l'électricité avec ces gaz.

Une comparaison des bilans thermiques des moteurs avec ou sans WHRS est démontrée dans la figure.1.2. [26]

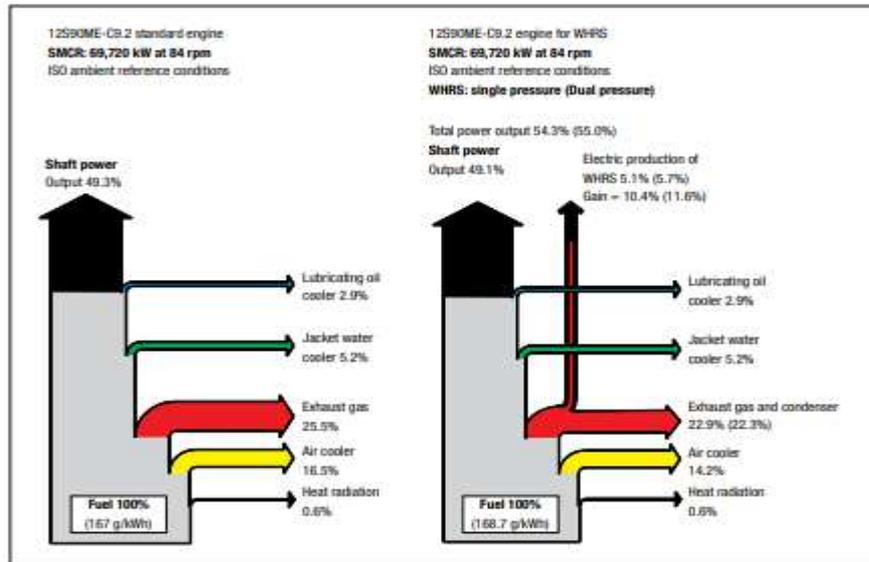


Fig.1.2—Bilan thermique pour les moteurs MAN B&M sans et avec WHRS[26].

Le principe du moteur MAN B&W à réglage WHRS est qu'une partie des gaz d'échappement du turbocompresseur du moteur principal est dérivée par un by-pass réduisant ainsi la quantité d'air d'admission et de gaz d'échappement. Ceci entraîne une augmentation des gaz d'échappement après le turbocompresseur et la dérivation.

Cette augmentation de chaleur entraîne une production maximale de la vapeur d'eau dans la turbine à vapeur et qui peut être utilisée pour la production électrique. Par ailleurs, la partie des gaz d'échappement dérivés peut également être utilisées pour produire de l'électricité.[26]

1.2 Bilan énergétique externe des moteurs à combustion interne

Florian VASILE et al [27]s'intéressent au processus de refroidissement qui a une grande influence sur les performances dynamiques du moteur.

Dans une seconde étape, ils s'intéressent à la détermination de la quantité d'énergie nécessaire à ce refroidissement du moteur.

L'énergie produite par la combustion est partiellement efficace puisqu'une partie non négligeable est évacuée sous forme de chaleur perdue.

La quantité de ces pertes dépend de plusieurs facteurs dont le type du moteur, les conditions de fonctionnement et l'énergie produite.

Le bilan (ou l'équilibre) thermique désigne l'égalité entre l'énergie introduite dans le moteur par la combustion du carburant et les différents flux d'énergies générés entre le moteur et l'environnement.

Zebbar et al.[28]ont, quant à eux, opté pour une étude théorique du principe de construction des bilans énergétiques interne et externe d'un moteur diesel, en vue de connaître la répartition de l'énergie introduite dans la chambre de combustion d'un moteur à combustion interne et leur travail met en évidence la relation complexe entre les bilans interne et externe.

Leur travail est axé sur l'évaluation mathématique de ces bilans, notamment le bilan thermique externe du moteur pour évaluer la consommation d'énergie, les pertes thermiques et leur réduction,

l'efficacité d'utiliser l'énergie générée par les gaz d'échappement et les possibilités d'améliorer les paramètres de fonctionnement de moteur et évaluer les systèmes de refroidissement et de récupération d'énergie.

1.3 Transformateurs et échangeurs de chaleur

Selon les références littéraires, il appert que se fut Actenkrich 1913-1920 qui a posé les principes de base d'un transformateur de chaleur à adsorption et que ce n'est qu'en 1955 que Niebergall W. suggéra quelques applications pratiques.

Ces recherches sur les transformateurs furent abandonnées jusqu'au choc pétrolier de 1973 qui a provoqué une forte augmentation des prix de pétrole et qui a été à l'origine du lancement de beaucoup de travaux de recherche sur le développement des transformateurs de chaleur. En 1981 les Japonais parvinrent à construire le premier transformateur de chaleur industriel (Mashimo K. 1987) utilisant la chaleur perdue pour produire de l'eau chaude.

En 1984, le premier transformateur de chaleur industriel Européen fut installé en Allemagne (Suhr L. 1985) suivie, en 1985, par les Pays-Bas (Bouma J. 1990) puis par un second transformateur de chaleur, en 1991, dans une aciérie (usine HoogovensGroep BV) récupérant la chaleur résiduelle perdue.

Depuis 1981, un très grand nombre de transformateurs de chaleur ont été conçus, installés et opérationnels utilisant comme fluide le Zéolithe/H₂O, notamment au Japon (Mashimo K. 1987 et Berntsson K.M et al 1989). Ensuite des transformateurs à adsorption avec de nouveaux fluides actifs ont été conçus, tels les transformateurs à double effet (transformateur de chaleur à deux étages) qui furent proposés et rapportés par Alefeld G. et al (1985), Bokelman H. (1987) et Felli et al (1991).

Mitsubishi Electric Corporation (Japon) fabriqua le premier transformateur de chaleur à adsorption bi-étagé (à double étage) (Yamanaka G. 1989).

D'autre part, différentes études ont été entreprises pour rechercher de nouveaux fluides actifs et plusieurs couples (deux fluides) prometteurs ont été suggérés par Seher D et al (1983), Bokelman H. (1986) Nowaczyk U. et al (1987), Zhuo C.Z et al (1996), Vincenzo Tufano (1997). [29 – 31]

Kumar et Krichna[32] ont étudié les processus de réfrigération par absorption, fonctionnant selon le principe d'évaporation et de condensation d'un fluide frigorigère combiné à l'adsorption ou à une réaction chimique.

Les avantages sont le respect de l'environnement et l'application dans la climatisation et le refroidissement entrant dans le stockage des aliments.

Très utilisés dans les transports, dans la production agricole et dans les générateurs électriques, les moteurs diesels sont très polluants avec une perte d'environ 60% de l'énergie provenant de la combustion et qui est rejetée dans l'environnement sous forme de chaleur résiduelle.

Rivera et al [33] ont procédé à une comparaison sur les performances d'un transformateur thermique fonctionnant avec de l'eau/Bromure de lithium et de l'eau/CarrolTM qui est un mélange

de bromure de lithium et d'éthylène glycol $[(\text{CH}_2\text{OH})_2]$ et ont noté qu'en raison de sa solubilité, se mélange semble être un meilleur alternatif à utiliser dans les transformateurs à absorption thermique.

Romero et al [34] détaillent la conception et la modélisation thermodynamique du premier transformateur de chaleur à deux étages installé en Amérique Latine.

En utilisant un mélange ternaire d'hydroxydes (sodium, potassium et césium), ils notent qu'il est possible de récupérer plus de 25% de l'énergie des déchets industriels et de valoriser 50% de plus de la source d'énergie.

L'université autonome de l'état de Morelos (UAEM) au Mexique possède le premier transformateur de chaleur Latino-Américain à deux étages (DSHT) dont l'avantage sur le transformateur à un étage (SSHT) est sa capacité de récupérer plus de 30% de chaleur par rapport au dernier.

1.3.1 Les procédés thermo-hydrauliques pour la transformation ou la conversion de l'énergie thermique

1.3.1.1 Les procédés thermo-chimiques

La mise en œuvre d'un procédé à sorption pour le transport de l'énergie thermique sous forme de potentiel chimique se fait entre deux machines dithermes : l'une fonctionnant en mode moteur, la seconde en mode récepteur. L'idée est d'utiliser un fluide hydraulique de transfert (neutre) qui joue le rôle de piston liquide qui permet de récupérer le travail d'expansion isobare des vapeurs. Ce travail d'expansion est ensuite transféré vers la seconde machine ditherme soit : hydrauliquement pour réaliser la compression et la condensation du second fluide de travail, soit converti puis transféré mécaniquement ou électriquement.

La machine motrice M consomme de la chaleur Q_h à une température T_h , fournit du travail W et cède de la chaleur Q_{mM} à une température inférieure T_{mM} .

La machine réceptrice R consomme ce travail W pour permettre le pompage de la chaleur Q_b à une température T_b et cède de la chaleur Q_{mR} à une température inférieure T_{mR} (éventuellement égale à T_{mM}). L'association de ces deux machines dithermes ainsi couplées, constitue un transformateur thermo-hydraulique quadri-thermes.[35]

1.3.1.2 Les procédés thermo-hydrauliques

Les procédés thermo-hydrauliques utilisent les équilibres L/G de condensation/évaporation. Les fonctions ainsi envisagées sont la production utile de chaleur et/ou de froid avec possibilité de produire du travail.

Plusieurs configurations de procédés thermo-hydrauliques sont envisagées, soit seules en mode moteur (production de travail) ou en mode récepteur (pompage de chaleur). L'originalité de ces machines thermo-hydrauliques est la mise en œuvre du piston liquide qui réalise de manière isentropique les phases de compression et de détente.

les échanges de chaleur avec l'extérieur sont réalisés avec changement d'état liquide/vapeur permettant de réduire les irréversibilités thermodynamiques liées aux transferts de chaleur.[35, 36]

Sylvain Mauran et al [37] présente un nouveau concept pour les moteurs et pompes à chaleur. Similaire au cycle de Carnot, l'échange de travail est réalisé par le mouvement d'un liquide de transfert agissant comme piston liquide. Ce liquide de transfert passe soit par un moteur hydraulique pour le mode moteur soit par une pompe hydraulique pour le mode pompe à chaleur. Les rendements du moteur et de la pompe à chaleur (COP) sont élevés et proches des rendements CAPILI correspondants.

Un exemple de trigénération adapté à une maison familiale (refroidissement, chauffage, électricité) utilisant l'énergie thermique solaire à basse température (70°C) et le R1234yf comme fluide de travail est présenté.

Le concept thermo-hydraulique est basée sur deux procédés : le premier sur un procédé polyvalent, dénommé CAPILI (Carnot à Piston Liquide), le second porte sur l'association d'un cycle moteur et d'un cycle récepteur, dit CHV3T (Compression Hydraulique de Vapeur Tritherme). [35]

1.3.1.2.1 Procédé thermo-hydraulique tritherme (CHV3T) appliqué à la climatisation solaire

Lefonctionnement de ce procède nécessite deux machines dithermes, l'une motrice (M) et la seconde réceptrice (R), agissant en sens inverse et consiste dans le travail isobare entre elles.

Le liquide de transfert joue le rôle de piston liquide incompressible, oscillant entre deux cylindres qui sont alternativement connectés à l'évaporateur de l'une des machines et au condenseur de l'autre machine, durant les phases isothermes à P_h et à P_b .

Cette connexion aboutit globalement au système tritherme, mettant en œuvre les transferts internes de travail pour la production utile du froid et/ou de la chaleur. [35, 36]

Schéma (1.3) décrivant les cycles thermodynamiques de type Rankine et Rankine inverse, comportant 4 phases.

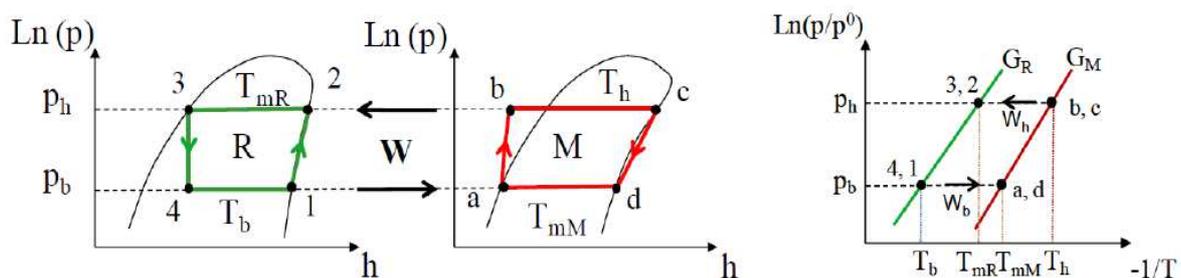


Fig.1.3–Cycles récepteur (R) et moteur (M) du procédé CHV3T décrits dans les diagrammes de Mollier et de Clausius-Clapeyron avec représentation des transferts isobares de travail aux pressions P_b et P_h [35].

1.3.1.2.2 Procédé thermo-hydraulique CAPILI

Au lieu de réaliser le transfert de travail de manière isobare entre la machine motrice et celle réceptrice, le procédé thermo-hydraulique CAPILI produit de l'électricité via une turbine hydraulique couplée à une génératrice. Ce procédé dit convertisseur thermo-hydraulique CAPILI est

un procédé permettant, grâce à un piston liquide, de transformer une énergie thermique en un travail hydraulique dans le cycle moteur puis, par accouplement mécanique, ce travail est transféré au cycle récepteur pour entraîner une pompe électrique qui actionne, à son tour, un second piston liquide pour la production du froid et/ou chaleur dans la machine réceptrice. [35 – 37]

Selon D.Stitou[35], chacune des deux machines utilise un liquide de transfert oscillant entre les deux cylindres dont les pressions de fonctionnement sont différentes et lesquels sont connectés alternativement, le premier à l'évaporateur et le second au condenseur durant les phases isothermes du cycle. L'échange de travail est réalisé par le convertisseur hydraulique/mécanique. Ce procédé ditherme fonctionne soit en mode moteur lorsque le $T_{\text{evap}} > T_{\text{cond}}$ (cogénération ou production d'électricité) soit en mode récepteur lorsque $T_{\text{evap}} < T_{\text{cond}}$ (pompe à chaleur, réfrigération).

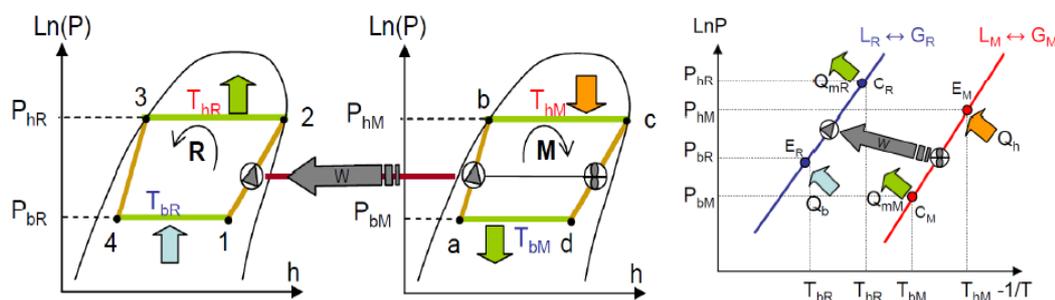


Fig.1.4– Cycles récepteur et moteur du procédé CAPILI décrits dans les diagrammes de Mollier et de Clausius-Clapeyron avec représentation des transferts isobares de travail aux pressions P_b et P_h [35, 38].

Pour reproduire le cycle CAPILI visé par les deux dithermes (M et R), un piston liquide est utilisé afin d'éviter la surchauffe des vapeurs et le sous-refroidissement du fluide de travail avant la détente ou la compression du fluide (nécessaire dans le cycle Rankine) afin d'éviter l'érosion des pales des turbines à vapeur ou la cavitation des pompes.

Les rendements énergétiques des cycles dithermes sont prometteurs (71 à 91%) en comparaison avec les systèmes actuels et, ce, grâce à l'irréversibilité thermodynamique dans le cycle CAPILI qui, selon D. Stitou présente deux variantes dites 2^{ème} type ou 1^{er} type.

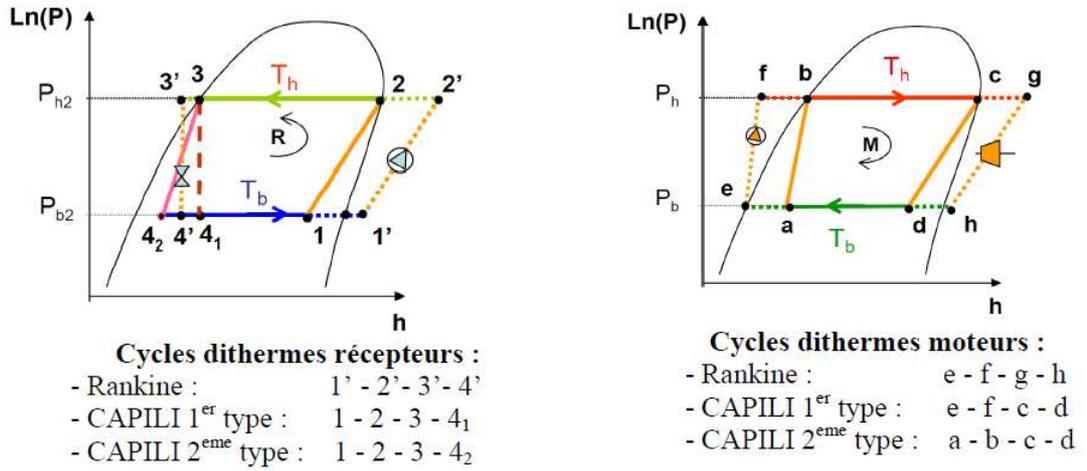


Fig.1.5–Représentation dans le diagramme de Mollier et comparaison du trajet thermodynamique subi par le fluide travail pour un cycle de Rankine, un cycle CAPILI de 1^{er} type et de 2^{eme} type, fonctionnant soit en mode moteur soit en mode pompe à chaleur [35, 37, 38].

Pour le cycle de 2^{eme} type, le fluide de travail produit deux isothermes et deux isentropes : compression (1 – 2 ou a – b) et détente (3 – 4₂ ou c – d) d'un mélange biphasique du fluide de travail.

Pour le 1^{er} type, le fluide subit une détente isenthalpique (3 – 4₁) en cycle récepteur ou une compression adiabatique (e – f) en cycle moteur aboutissant à un liquide sous-refroidi (f) à l'entrée de l'évaporateur. [35]

1.3.1.2.2.1 Cycles CAPILI moteur

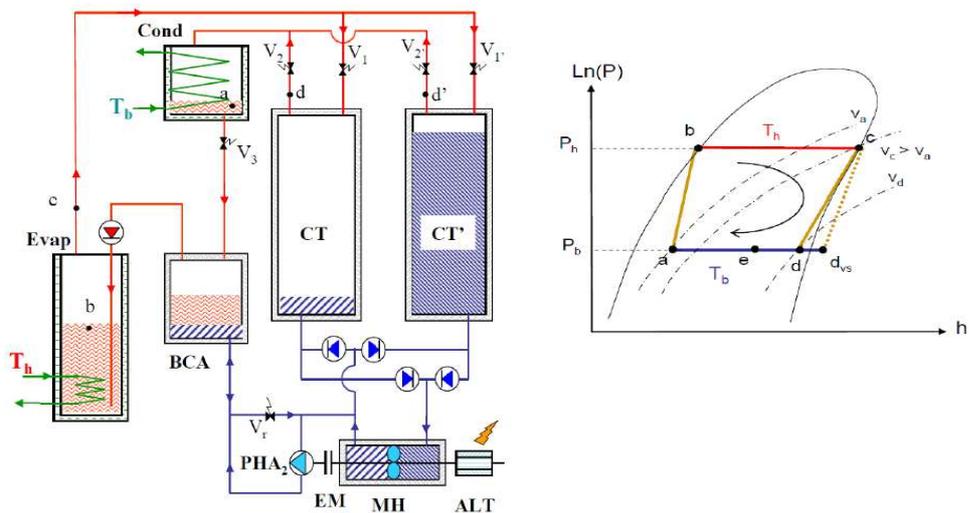


Fig.1.6– Schéma de principe d'un cycle CAPILI moteur de 2^{eme} type [35]

Dans la variante CAPILI de 2^{eme} type, la bouteille de compression adiabatique (BCA), durant la phase $\alpha\beta$ compresse de manière isentropique le fluide biphasique (a–b).

Cette compression refoule un liquide saturé (point b), mais pas sous-refroidi, vers l'évaporateur. L'isentrope de détente de la vapeur saturée, sortant de l'évaporateur (point c) aboutit,

selon le fluide utilisé et les conditions de pression soit à un mélange biphasique (point d) pour un fluide dit « humide » qui correspond parfaitement au cycle de Carnot (CAPILI de 2^{ème} type), soit à une vapeur surchauffée à Pb (point d_{vs}) pour un fluide dit « sec » dû à la surchauffe de la vapeur avant condensation. [35]

Selon D.Stitou [35], cette variante de 2^{ème} type impose une forte contrainte en température, limitant les conditions normales de fonctionnement du cycle. Ainsi, le bilan volumique du LT impose que le volume molaire du fluide de travail, à la sortie de l'évaporateur (point c), soit supérieur ou égale au volume molaire du mélange biphasique (point a) à la sortie du condenseur V_C V_a .

L'égalité de ces volumes molaires engendre le plus grand écart de température possible ($T_h - T_b$) exploitable pour un fluide de travail et engendrant le meilleur rendement de la machine.

Lorsque l'écart de température ($T_h - T_b$) n'est pas maximal, l'étape de condensation du fluide (d – a) se fait en deux étapes successives (d – e puis c – a). Le point e sert à vérifier l'égalité des différences des volumes molaires ($V_d - V_c = V_e - V_a$).

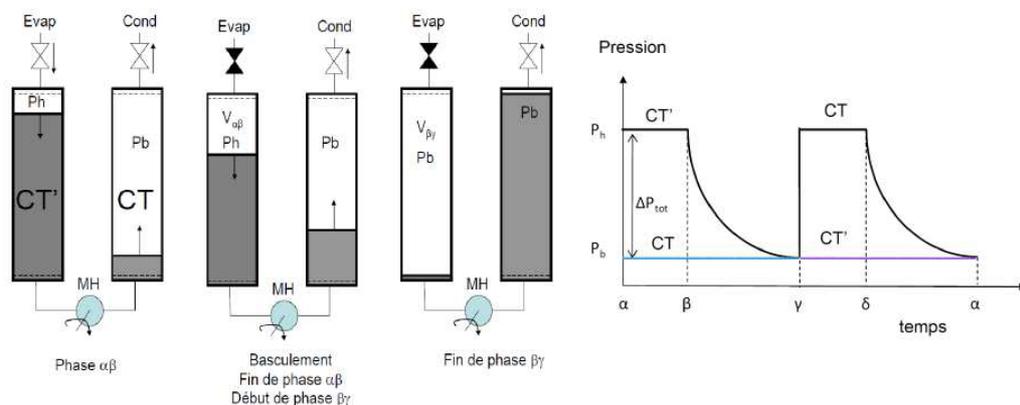


Fig.1.7– Gestion des cylindres de transfert sur un demi-cycle et évolution schématique de leurs pressions au cours d'un cycle complet (phases $\alpha\beta$, $\beta\gamma$, $\gamma\delta$ et $\delta\alpha$) [35, 38].

Le cycle CAPILI en mode moteur comporte deux demi-cycles avec inversement du rôle des cylindres. Chaque demi-cycle fonctionne selon deux phases distinctes.

Phase $\alpha\beta$: caractérisée par une production de travail avec un différentiel de pression ΔP quasi-constant entre les deux cylindres, dont l'un est connecté à l'évaporateur à haute pression P_h et le second au condenseur à basse pression P_b .

Au départ, le niveau de liquide du (LT) est haut dans le cylindre CT' et bas dans le cylindre CT qui sont tous les deux à basse pression P_b .

Au moment $t\alpha$, les vannes de mise en communication gaz $V1', V2'$, $V1$ et $V2$ s'ouvrent, permettant au fluide de travail (G), sous forme de vapeur saturée à haute pression P_h provenant de l'évaporateur de remplir le cylindre CT' et de pousser le liquide de transfert (LT) à un niveau intermédiaire.

En passant par le moteur hydraulique (MH), le LT se détend, engendrant un travail hydraulique permettant la rotation de l'alternateur.

Le liquide de transfert (LT) à basse pression P_b , en aval du moteur hydraulique, remplit progressivement le second cylindre CT jusqu'à un niveau intermédiaire. Ainsi, le fluide de travail (G) à basse pression, contenu dans ce cylindre, est refoulé par le liquide hydraulique vers le condenseur où il est condensé puis pressurisé dans une bouteille de compression adiabatique (BCA) avant de retourner dans l'évaporateur.

Phase $\beta\gamma$: caractérisée par une production de travail avec un différentiel de pression ΔP décroissant. A l'instant $t\beta$, le cylindre CT' est isolé de l'évaporateur et le cylindre CT est en communication avec le condenseur et le liquide de transfert (LT) est en position intermédiaire entre les deux cylindres. La différence de pression maintient l'écoulement du liquide de transfert du cylindre CT' vers CT, jusqu'à idéaliser l'équilibre des pressions entre les deux cylindres.

Au terme de cette étape, le LT occupe le niveau bas dans le cylindre CT' et le niveau haut du cylindre CT. Pendant cette phase, le fluide de travail (G) contenu dans le cylindre CT' se détend isentropiquement et celui contenu dans le cylindre CT est refoulé vers le condenseur et condensé.

Le fonctionnement des phases $\alpha\beta$ et $\beta\gamma$ est essentiellement régi par les niveaux haut, intermédiaire et bas du liquide de transfert LT dans les cylindres. [35, 38]

La configuration de la variante CAPILI de 1er type résout ce problème de manière technique simple par l'installation d'une pompe électrique qui compresse directement le liquide de travail en sortie du condenseur à l'état liquide, légèrement sous-refroidi, en remplacement de la bouteille de compression adiabatique et de la pompe auxiliaire

Le passage du 2^{ème} au 1^{er} cycle n'entraîne qu'une diminution minimale des performances. [35]

Le liquide réfrigérant quittant le condenseur est sous-refroidi par de la vapeur à basse température dans la conduite d'aspiration, augmentant la capacité de refroidissement et parfois le travail spécifique du compresseur. Ce travail spécifique est déterminé par l'efficacité du compresseur combinée à la température d'aspiration du fluide frigorigène.

L'amélioration de l'application du SLHX dépend de cette combinaison qui varie en fonction du fluide de travail et des conditions de fonctionnement, telles que la pression d'évaporation et les températures de fonctionnement (Fig.1.9.a). [39]

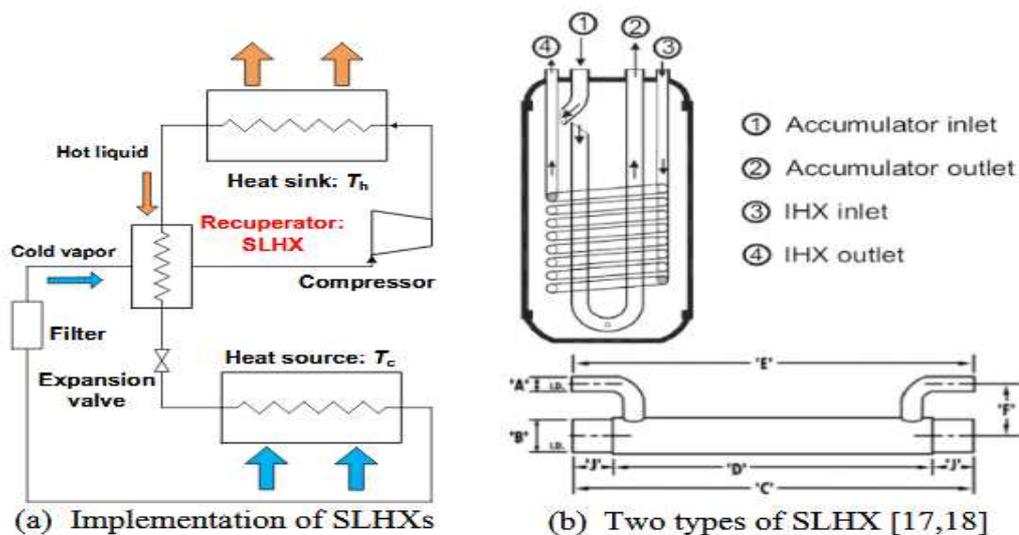


Fig.1.9–Illustration des échangeurs de chaleur de la conduite d'aspiration utilisés dans un système de compression de vapeur[39].

ASHRAE [40] a cité différentes options disponibles pour les SLHX :

- Le liquide et la conduite d'aspiration sont soudés ensemble (le liquide est contenu dans des tubes capillaires généralement soudés à la surface extérieure de la conduite d'aspiration comme le tube capillaire non adiabatique) ;
- Les échangeurs de chaleur à coquille et serpentins ou à calandre et tube;
- Les échangeurs de chaleur à tubes tubulaires ou à tubes concentriques;
- Les échangeurs de chaleur à plaques.

Dans les applications réelles, le premier type de SHLX était le plus courant en raison de sa simplicité surtout dans les réfrigérateurs où les tubes capillaires remplacent les détendeurs.

Le deuxième type de SHLX a été testé pour un refroidisseur d'eau avec réfrigérant R-22 et ont noté une capacité de refroidissement supérieure de 7.5% et un COP supérieur à 3.2% par rapport à un système sans SLHX.

1.3.2.1.2 Système de refroidissement par absorption

Lorsqu'une solution liquide est composée d'un absorbant et d'un réfrigérant, les systèmes de refroidissements/pompe à chaleur à absorption fonctionnent en régime permanent.

A la fin du 19^{ème} siècle, d'autres fluides frigorigènes voient le jour, tels l'anhydride sulfurique (SO₂), l'anhydride carbonique CO₂ en plus de l'ammoniac (NH₃) qui continu à être utilisé dans les machines à absorption ou à compression.

Vers la fin des années 1930, les Américains découvrent les chlorofluorocarbures (CFC) dans l'application s'est fortement répandue dans les techniques du froid industriel et commercial, la climatisation et les réfrigérateurs, notamment domestiques.

Cependant, dès 1980, l'accent est mis par les scientifiques sur les méfaits des CFC sur l'environnement, particulièrement sur la détérioration de la couche d'ozone et, par ricochet, l'effet de serre. Pour ces raisons, diverses sociétés et entreprises ont entrepris la recherche d'autres substituts dont les hydrofluorocarbures (HFC) plus respectueux de la nature. [41 – 43]

Tzu-Chein Hung [44]note que le cycle ORC est potentiellement réalisable pour récupérer les sources de chaleur contenant une faible enthalpie et que l'efficacité du fonctionnement de l'ORC dépend de deux facteurs : les conditions de travail du cycle et les propriétés thermodynamiques des fluides de travail. L'étude montre que parmi les fluides de travail étudiés : Benzènes (C₆H₆), le Toluène (C₇H₈), le P-xylène (C₈H₁₀), le R113 et le R123 ; le P-xylène et le plus efficace et le Benzènes le moins efficace et que l'irréversibilité dépend du type de source de chaleur.

En générale, le P-xylène a la plus faible irréversibilité dans la récupération d'une chaleur résiduelle à haute température ; tandis que le R113 et le R123 sont plus performants dans la récupération d'une chaleur résiduelle à basse température.

Pour les systèmes avec de la vapeur saturée comme fluide de travail, l'efficacité thermique augmente avec la pression d'entrée plus élevée de la turbine. Ce qui entraîne une plus grande irréversibilité. La chaudière de récupération étant la principale source d'irréversibilité du système. Lorsque la différence de température entre le fluide évaporateur et la source de chaleur est fixe, les systèmes utilisant des fluides frigorigènes sont plus performants (le R123 est meilleur que le R113).

La chaleur des gaz d'échappement d'un moteur diesel est susceptible d'être une source d'énergie supplémentaire avec l'utilisation d'un cycle de Rankine (RC) séparé.

Selon les travaux de Sheikh Nisar Hossein et Saiful Bari [45]des expériences tendant à mesurer la chaleur d'échappement d'un groupe électrogène de 40 kW ont été menées grâce à un échangeur de chaleur à calandre et à tube utilisant de l'eau comme fluide de travail.

Deux autres échangeurs ont été utilisés, l'un pour produire de la vapeur et l'autre de la vapeur surchauffée.

Deux fluides ont été utilisés pour cette étude : l'ammoniac et le HFC-134a

La comparaison des résultats a donné 10%, 9% et 8% de puissance supplémentaire en utilisant respectivement l'eau, l'ammoniac ou le HFC-134a comme fluides de travail.

Conclusion

Dans ce chapitre, on a procédé à la recherche des études qui se sont intéressées à la régénération et à la récupération de la chaleur fatale sous ses différentes formes que ce soit dans l'industrie, dans les installations énergétiques stationnaires ou navales avec l'utilisation de plusieurs cycles et procédés, tels que les cycles de Rankine, les systèmes de refroidissement par adsorption thermique ou les systèmes WHR, notamment pour la récupération des gaz d'échappement et la limitation des émissions de gaz à effet de serre, tels les cycles thermodynamiques de Rankine, Stirling ou autre Brayton.

Il est fait état également dans ce chapitre des différents types d'échangeurs de chaleur nécessaires pour la récupération de la chaleur et de leurs procédés de fonctionnement.

Par ailleurs, une rétrospective a été faite sur les fluides de travail et sur leur impact sur l'environnement, tels les CFC. De même, un aperçu a été donné sur les différents procédés thermo-hydrauliques de récupération et régénération de la chaleur dans la climatisation, ainsi que sur les procédés thermo-hydrauliques CAPILI que ce soit moteur 2^{ème} type ou 1^{er} type ou sur les systèmes par absorption.

La récupération de la chaleur fatale perdue par les différentes installations, moteurs et autres et sa réutilisation dans la production d'électricité et des conditions de commodités ou en vue d'augmenter les rendements des moteurs, des installations stationnaires ou navales, de réduire la consommations des carburants et de limiter les émissions de gaz nocifs à l'environnement devient un impératif primordial pour les industriels, les chercheurs et les gouvernements enclins à trouver des solutions écologiques conformes aux accords de Kyoto et au bien-être de notre planète.

Chapitre 2

Description de la trigénération

Introduction

La révolution industrielle survenue en Angleterre et en Europe durant les années 1880 et aux Etats-Unis durant le 20^{ème} siècle ont été à l'origine de l'apparition des chaudières à charbon et à vapeur et des générateurs de chaleur à turbine qui ont été à l'origine de l'essor de la cogénération. Toutefois, ce n'est qu'après le choc pétrolier de 1973 que celle-ci a connu un engouement de la part des états et des industriels, en vue de réduire les couts de consommation de carburant et de limiter les émissions nocives dans l'environnement.

Actuellement aux Etats-Unis, au Japon, en Chine et dans certains pays d'Europe, certaines industries sont autosuffisantes dans la production de chaleur et d'électricité pour satisfaire leurs besoins en énergie. [46]

La cogénération et la trigénération sont des technologies alternatives et intéressantes pour la production de l'énergie, en remplacement des énergies fossiles couteuses et polluantes et dont les réserves sont limitées et non renouvelables et dont la réduction de leur exploitation devient une nécessité, permettant ainsi de limiter les impacts négatifs sur l'environnement.

La cogénération qui est la production simultanée de deux énergies différentes qui sont la chaleur et l'électricité apparait comme une solution alternative efficace pour produire de l'énergie propre, sans effets secondaires sur la nature et sur la santé publique.

La trigénération qui est un concept nouveau ajoute aux deux énergies initiales (chaleur et électricité) une troisième énergie qui est le froid ; d'où des avantages économiques et environnementaux notamment dans les domaines du bâtiment et des grands complexes industriels où la consommation d'électricité, de chaleur et de froid pour les commodités quotidiennes est très importante.

2.1 Définitions

2.1.1 La cogénération

La cogénération (CHP) est la production simultanée d'énergie thermique (chaleur) et d'énergie mécanique (électricité) grâce à un système qui, en brûlant un combustible primaire (carburant) produit de l'énergie mécanique (convertie en électricité grâce à un alternateur) et de l'énergie thermique (chaleur) grâce à l'utilisation d'un moteur thermique et d'une centrale électrique (générateur) ; permettant, ainsi, de couvrir les besoins en électricité et chaleur à partir d'une seule source de combustible.

La chaleur perdue est récupérée et transformée pour les besoins en chaleur et en électricité, générant des économies en combustible et une réduction de la pollution de l'environnement. En résumé, la cogénération est l'utilisation thermodynamique utile et rentable d'un carburant.

A noter que la cogénération dite « chaude » est la plus courante et consiste à produire de l'électricité et de la chaleur ; tandis que la cogénération dite « froide » consiste à produire du froid à partir de la vapeur. [47 – 49]

2.1.2 La trigénération

Une trigénération (CCHP) est une production combinée et immédiate d'électricité, de chaleur et de froid à partir d'un seul et unique combustible qui, en brûlant, produit une énergie mécanique souvent convertie en électricité, de la chaleur et du froid (chauffage, eau chaude, climatisation).

La chaleur perdue est récupérée et transformée à l'aide de pompes à chaleur et les rendements ont été plus élevés que ceux des centrales traditionnelles et de la cogénération. [47 – 49]

2.2.3 La polygénération

Elle consiste en la production, à partir de ressources renouvelables, de l'électricité, de la chaleur, du froid et de l'eau purifiée (eau potable).

D'autres applications peuvent être obtenues, comme la récupération, le retraitement et l'utilisation du CO₂, des gaz d'échappement des moteurs à combustion interne dans un système de trigénération. [48]

2.2 Principes de fonctionnement

Le concept général est que le mélange d'air et de carburant actionnent, en brûlant, un moteur d'entraînement lequel actionne, à son tour, un générateur électrique pour produire de l'électricité.

Le moteur d'entraînement génère des gaz d'échappement à haute température qui sont captés via une unité de récupération de chaleur.

L'énergie des gaz d'échappement du moteur à haute température ou celle à basse température de l'unité de récupération de chaleur peut être réutilisée dans un système secondaire (moteur et chaudière auxiliaire) pour générer plus d'électricité. Il est à noter que les turbines à gaz sont souvent utilisées comme moteurs d'entraînement (principaux) pour la production d'électricité.

Dans une autre configuration, cette énergie primaire peut être destinée à l'unité de production du froid.

Lorsqu'une seule forme d'énergie est produite, le système est dit de production unique. Si deux formes d'énergie sont produites, le système est dit de cogénération. En cas de production simultanée de trois formes d'énergie, il devient un système de trigénération. [47 – 49]

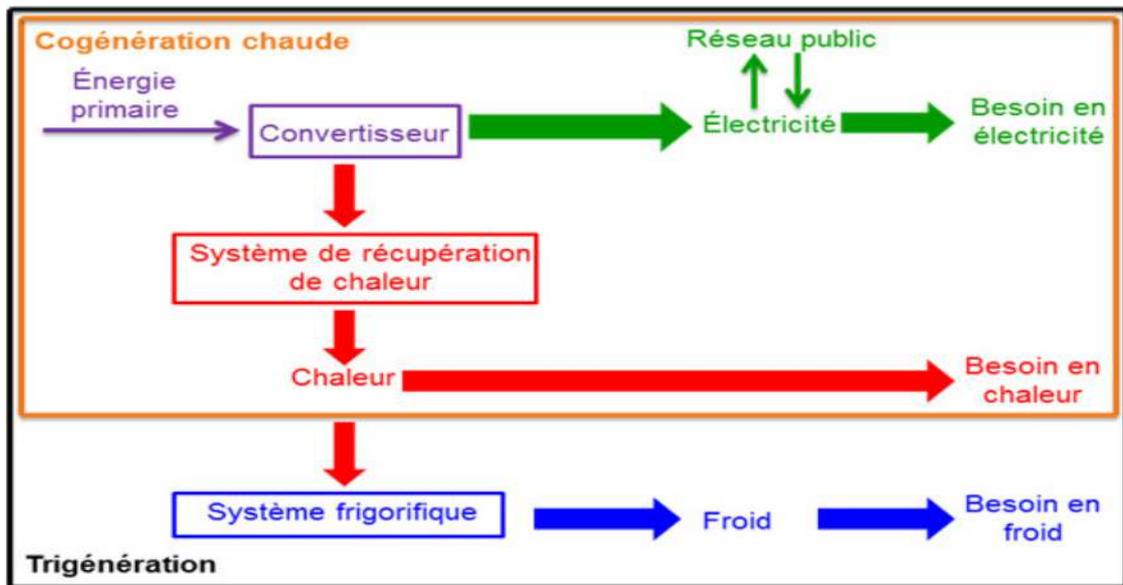


Fig.2.1- Principe de la trigénération [48].

2.3 Les combustibles utilisés

Le gaz naturel est la ressource la plus utilisée pour la cogénération et la trigénération (environ 40% en l'Union Européenne UE entre 2005 et 2013).

Le charbon et la tourbe sont également utilisés dans des proportions moindres car leur combustion produit beaucoup de CO₂ et seront probablement remplacés par des sources d'énergies renouvelables, telles que le solaire ou l'éolien dans le futur.

Leur consommation est passée effectivement de 35% en 2005 à 21% en 2013 dans les pays de l'UE, alors que le pétrole ne représentait que 4% des ressources utilisées pour la cogénération en 2013 en UE. [48]

2.4 Les principales technologies de conversion d'énergie

Différentes technologies sont développées et utilisées pour convertir l'énergie primaire en électricité. Ce sont souvent des machines thermiques, convertissant l'énergie thermique de la combustion en énergie mécanique. Ces technologies sont souvent couplées avec un alternateur pour transformer l'énergie mécanique en électricité.

Ainsi, le rendement électrique est le facteur de conversion de l'énergie primaire consommée en électricité. Le rendement thermique est le facteur de conversion de l'énergie primaire en chaleur et le rendement total est le facteur de conversion de l'énergie primaire consommée en chaleur et en électricité, dans le but de comparer ces technologies. [48]

Quatre catégories de technologies se distinguent :

a) Les moteurs à combustion interne (à gaz ou au diesel) :

Leurs rendements électriques sont importants mais ils ont plusieurs inconvénients dont :

- Une maintenance régulière ;
- Un changement périodique d'huile de lubrification ;
- Une émission importante de gaz à effet de serre ;

- Beaucoup de bruit.

b) Les moteurs à combustion externe (Stirling par exemple) :

Fonctionnant avec divers combustibles et émettant moins de gaz à effet de serre, ils ont cependant un rendement plus faible et un prix très élevé. [36]

c) Les turbines à gaz :

Ce sont des moteurs à combustion interne dont les gaz de combustion sont détendus dans une turbine avec récupération de la chaleur des gaz d'échappement à haute température (plus 500°C).

d) Les turbines à vapeur :

Fonctionnant sur le principe de HIRN, donc en cycle thermodynamique et au moyen d'une combustion externe. Le fluide de travail étant la vapeur, contrairement au cycle de Rankine (ORC) dont le fluide de travail est un fluide organique.

Elles permettent d'utiliser des sources variées d'énergies primaires au niveau de la chaudière (déchets de l'industrie ou de la biomasse). [48, 50]

Les variantes à ces technologies :

a) Les cycles combinés : turbine à gaz et turbine à vapeur dont la chaleur récupérée de la première permet la production de vapeur pour la seconde.

b) Les micro-turbines : qui sont des turbines à combustion, petites et légères, garantissant un rejet de chaleur à une température supérieure à celle des moteurs à combustion interne. Cependant, leur prix est élevé pour un rendement faible (rendement électrique entre 25 et 30%) et leur durée de vie est limitée (environ 80.000 heures).

c) Les micromoteurs à combustion interne : ils sont destinés à des applications de petite taille. Ils ont un rendement électrique légèrement supérieur aux micro-turbines. Leur inconvénient est l'émission de gaz à effet de serre, leur bruit et leur maintenance plus régulière. [48, 50]

2.4.3 Autres nouvelles technologies

a) Les piles à combustible : elles développent un rendement électrique plus important que les turbines ou les moteurs à combustion interne. Elles convertissent directement l'hydrogène utilisé dans la majorité des cas en électricité sans combustion.

- Elles sont moins polluantes et elles ne produisent que de la chaleur et de l'électricité.
- Ses inconvénients sont sa faible durée de vie, sa maintenance et son prix élevé.
- Utilisées pour de petites applications, elles remplacent progressivement les moteurs Stirling.[36]

b) Les centrales géothermiques : dont les études se concentrent sur l'application de cette technique à des installations disposant de ressources à basse température.

c) **La cogénération solaire** : elle concerne la production d'énergie photovoltaïque et d'énergie thermique sur une même surface. Ainsi, le surplus d'énergie solaire non converti en électricité est transformé en chaleur.

- La récupération de cette chaleur permet de l'utiliser pour refroidir les cellules photovoltaïques en l'évacuant.

- Gratuite et inépuisable, elle nécessite un investissement élevé. [48, 50]

2.5 Les technologies frigorifiques

Pour la cogénération ou la trigénération froide, des systèmes à sorption sont utilisés, car moins bruyants et moins polluants que les systèmes frigorifiques électriques classique à compression, mais plus couteux et moins performants.

a) Leur coefficient de performances COP est moins élevé que celui des systèmes à compression.

b) L'absorption et l'adsorption utilisent le même principe que le cycle frigorifique classique à compression, avec comme différence, le fait que c'est l'énergie thermique qui est l'élément moteur du cycle et non l'énergie mécanique.

c) Elles utilisent des générateurs/absorbants ou des générateurs/adsorbants ainsi qu'une pompe à entraînement mécanique pour le fluide de travail au lieu d'un compresseur mécanique.[47,48]

2.5.1 Systèmes frigorifiques à absorption

Plusieurs couples absorbant frigorigènes sont utilisés.

Le couple eau-ammoniac dont le COP relativement faible (0.2 - 0.65). Il est adapté aux applications industrielles pour une puissance atteignant plusieurs MW à des températures inférieures à 5°C.

Le couple bromure de lithium-eau est utilisé pour l'air conditionné (température supérieur à 5°C) dans les bâtiments. Son COP est plus élevé (0.7 - 1.2).

Le couple gel de silice-eau est utilisé dans les applications concernant les besoins en eau froide jusqu'à 3°C. Son COP est meilleur que celui du bromure pour de faibles températures d'eau chaude (65 -85 C). [47, 48]

2.6 Avantage de la cogénération/trigénération

La cogénération est avantageuse, en raison de la réutilisation des pertes de chaleur. Son rendement est très élevé et peut atteindre des valeurs supérieures à 90%, en plus de la production électrique (environ 35%).

En comparaison une centrale électrique, fonctionnant au charbon ou fuel à un rendement électrique de 35 à 40%. Il est de 55% pour une centrale électrique à cycle combiné alimenté au gaz naturel.

Vu que les centrales conventionnelles ne récupèrent pas la chaleur et consomment beaucoup de matières premières, la cogénération permet une économie en combustible de 15 à 40% et se traduit également par une diminution des émissions du gaz à effet de serre par rapport à un système produisant séparément de l'électricité et de la chaleur.

La cogénération économise environ 200 millions de tonnes de CO₂ par an en Europe. Par ailleurs, une étude américaine de l'OHR Ridge National Laboratory démontre que la cogénération assure 9% de la production d'électricité des Etats-Unis. Cette augmentation peut atteindre 30% d'ici 2030 ; ce qui permettrait de réduire les émissions de CO₂ de 600 millions de tonnes (équivalent au retrait de 109 millions de voiture de circulation) par rapport à une production classique.

Ces avantages sont démontrés dans la comparaison d'un système de cogénération chaude avec un système séparée, composé d'une centrale électrique et d'une chaudière.

D'autre part, la cogénération permet la décentralisation de la production d'électricité, d'où une réduction des pertes liées au transport d'énergies.

Ceci réduit fortement le cout de l'énergie, en plus de la création d'emplois grâce au développement de la cogénération.

La cogénération assure également une autonomie énergétique indépendante de réseau public, notamment pendant les pics de consommation, en limitant la demande électrique et en fournissant le surplus de la production au réseau public.

La trigénération garantit les mêmes avantages lorsqu'un besoin en froid vient s'ajouter. En outre, si l'on complète un système de cogénération ou de trigénération par un système de stockage, les pertes thermiques diminuent.

Enfin, ces deux systèmes sont des options intéressantes pour lutter contre le réchauffement climatique et respecter ainsi les engagements pris lors de la notification du protocole de Kyoto. [47 – 49]

2.7 Applications de la trigénération

Elle est adaptée particulièrement pour :

- a) Ajouter un besoin en froid à la demande en électricité et en chaleur.
- b) Améliorer l'efficacité énergétique des industries frigorifiques comme les industries agroalimentaire (stockage des aliments et des boissons).
- c) Pour le conditionnement d'air (grand consommateur d'énergie pendant l'été).
- d) L'installation d'un système fonctionnant sur ce principe est très rentable sur des bâtimentsde différentes tailles, notamment sur les aéroports, les hôpitaux, les supermarchés et pour l'usage domestique.
- e) Pour les commodités, la climatisation, le chauffage d'eau sur les navires, grâce à la récupération de la chaleur de l'échappement de leurs moteurs. [48, 49]

2.8 La cogénération et la trigénération dans le monde

Le niveau de développement de ces systèmes a tendance à stagner depuis 2005, notamment en Union Européenne et demeure relativement faible (environ 10% de la production mondiale d'électricité).

Cependant, la répartition est très hétérogène entre les pays. Certains ont beaucoup investi dans cette technologie pour la production d'électricité comme :

- La Finlande : 34.1%, soit 24.32 TWh en 2013 ;
- La Danemark : 50.6%, soit 17.58 TWh en 2013 ;
- La Slovaquie : 77%, soit 22.20 TWh en 2013 ;
- La Russie : 30% en 2008 ;
- Les USA : environ 10% de la production d'électricité ;
- L'Allemagne : 12.4%, soit 78.67 TWh en 2013 ;
- L'Italie : 22%, soit 63 TWh en 2012.

Ces pays ont investi dans cette technologie, malgré que leur production d'électricité est également assurée par des centrales traditionnelles, en raison de leurs besoins plus élevés en électricité et énergie. [48, 49]

Cependant, le développement de ces techniques dépend des choix politiques et des orientations énergétiques des gouvernements.

Certains pays ont opté pour l'électricité d'origine nucléaire comme la France et la Corée du Sud ou pour l'énergie hydraulique comme le Brésil.

Par ailleurs, le développement de la cogénération et de la trigénération pourrait s'étendre à la majorité des pays du monde pour lutter contre le réchauffement climatique.

Les pays émergents comme la Chine, l'Inde ou l'Afrique du Sud pourraient connaître un essor important dans la production d'électricité issue de la cogénération, ainsi selon l'Agence Internationale de l'Énergie (AIE), la Chine pourrait passer de 13% en 2008 à 28% en 2030 ; l'Inde de 5% à 26% et l'Afrique du Sud de 0% à 15% d'ici 2030. [47, 48, 50]

2.9 Obstacles ou inconvénients

- Installations coûteuses ;
- Baisse actuelle des prix des matières premières (pétrole notamment...) d'où un désintéressement pour ces systèmes de cogénération et trigénération ;
- Le développement des énergies renouvelables (hydrogène, solaire et éolien...) atténuent l'intérêt pour ces systèmes. [47 – 49]

2.10 Procédé thermo-hydraulique pour la trigénération

Le terme « thermo-hydraulique » se réfère à un procédé basé sur la conversion thermique impliquant un liquide pour le transfert du travail entre les différents composants ou sous-systèmes avec la recherche de l'amélioration des performances de la chaîne de conversion énergétique.

En 2007, le laboratoire PROMES s'intéressant à la production de froid destinée au secteur résidentiel (procédé CHV3T) et à la production électrique pour l'exploitation de l'énergie thermique des mers (procédé CAPILI), tous deux à partir de procédés thermo-hydrauliques.

Le procédé CHV3T, étudié par MARTINS est un procédé de trigénération à récupération de travail qui est transféré du cycle moteur au cycle récepteur par l'intermédiaire d'un liquide de transfert pour améliorer la chaîne de conversion. [36]

2.11 Cogénération et trigénération à bord des navires

La cogénération et la trigénération (dite énergie totale) semblent être des solutions propres et fiables pour la production de l'électricité et de l'énergie thermique ou chaleur pour leur utilisation pour chauffer ou refroidir certains compartiments et appareils sur les navires, notamment commerciaux. Ces nouveaux procédés permettent une autosuffisance en électricité et en chaleur (eau chaude, chauffage des locaux...) au sein des navires.

Le système de cogénération typique à un navire consiste en un moteur, une turbine à vapeur (ou turbine à combustion) qui actionne un générateur électrique. De même qu'il existe deux techniques de cogénération pour les navires :

- La centrale du cycle de nappage ou décomptage et la centrale du cycle de fond. La première est destinée à la production de l'électricité (énergie mécanique) via les gaz d'échappement et à produire de la chaleur (pour la cuisson, le chauffage...)
- La centrale de fond régénère les gaz d'échappement de moteurs Diesel de très grande taille et à vitesse lente et alimente des turbogénérateurs généralement suffisants pour subvenir à tous les besoins électriques du navire durant les manœuvres. Aly [51] a démontré qu'en utilisant un cycle de puissance entraîné par la chaleur résiduelle du moteur Diesel et contenue dans les systèmes de refroidissement et dans les gaz d'échappement, une augmentation d'environ 15 à 16% de la puissance du moteur et que l'économie en carburant a été du même ordre.

Dans certains cas, l'énergie électrique est utilisée pour la propulsion des navires en plus de l'entraînement des moteurs électriques ; tandis que l'énergie thermique est destinée pour le chauffage de l'air et de l'eau ou pour la production de climatisation.[51, 52]

2.11.1 Application de la cogénération à bord des navires à propulsion électrique

La vapeur produite par le générateur de vapeur se dilate dans la turbine jusqu'à atteindre une pression de saturation supérieure à la température de chauffage. Le système est équipé d'un by-pass qui utilise une vanne de réduction de pression de vapeur (RS) facilitant l'utilisation de la surcharge de vapeur en cas où la demande d'énergie thermique dépasse la production de vapeur destinée à la production d'électricité.[52]

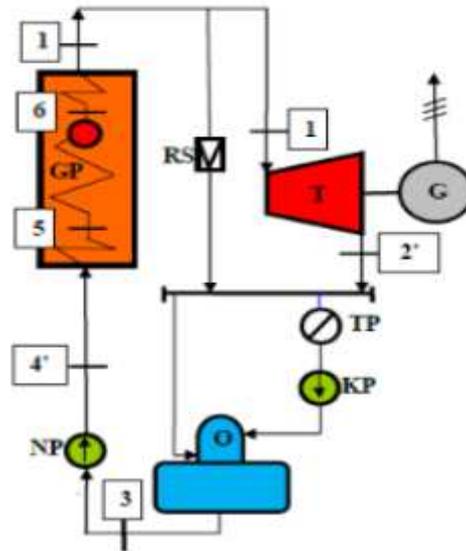


Fig.2.2 – Centrale de cogénération à turbine à vapeur [52].

Dans le cas où la surcharge de vapeur n'est pas utilisée, elle est rejetée dans l'atmosphère. Le déséquilibre entre électricité et chaleur en fonction des besoins réels est résolue par la turbine à condensation qui possède deux carters : l'un à haute pression et l'autre basse pression. La soustraction de la vapeur se produit après l'enveloppe haute pression, de manière qu'il y ait une pression de sortie constante.

Il existe deux modes de fonctionnement : un simple processus de condensation quand il n'y a pas de demande de chaleur et un simple processus de contre pression quand la demande de chaleur est élevée et que la vapeur est insuffisante pour produire de l'électricité dans la turbine basse pression.[52]

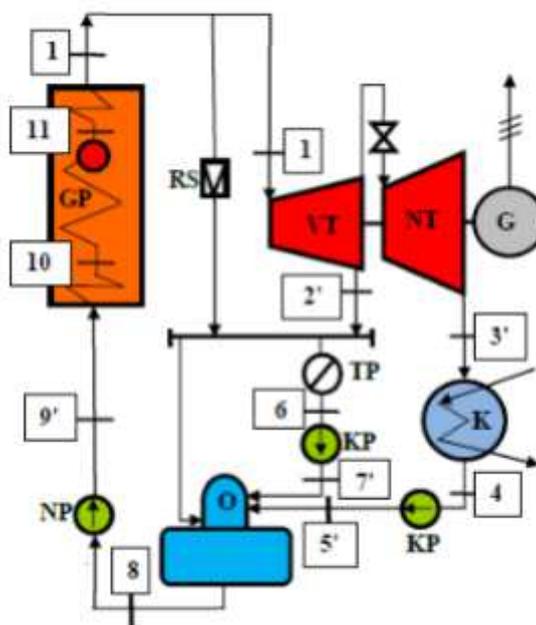


Fig.2.3 –Installation de cogénération de vapeur avec turbine à condensation et soustraction de vapeur [51].

2.11.2 Application de la cogénération à bord des navires à propulsion diesel

Un navire est une usine marine dont les besoins en approvisionnement en énergie électrique doivent être fiables et seuls des moteurs Diesel, des turbines à gaz ou à vapeur peuvent répondre à ces exigences. Pour ce faire et pour la transformation de l'énergie primaire générée par le moteur principal du navire, le moyen le plus simple serait la combinaison d'une turbine à gaz avec une turbine à vapeur. Cependant, pour améliorer les faibles rendements de la turbine à gaz (25 – 35%), alors que les températures des gaz, à la sortie de la turbine sont très élevés (600° C), il y a lieu d'installer un générateur de vapeur qui produit de la vapeur pour la turbine et les autres consommateurs. Cette configuration peut améliorer le rendement jusqu'à 85%.

Sur les grands navires, deux méthodes de récupération de la chaleur sont préconisées : La première utilise la chaleur résiduelle des gaz d'échappement des moteurs Diesel pour produire de la vapeur, alors que la seconde utilise l'eau de refroidissement à haute température des moteurs Diesel dans les équipements d'eau douce.

La méthode de récupération de la chaleur à des fins de chauffage est nouvelle et certaines possibilités sont illustrées dans la Fig.2.4.

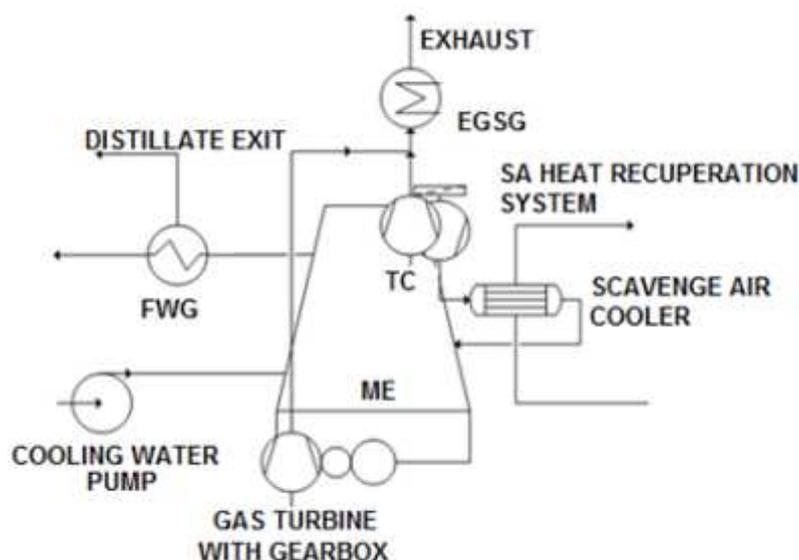


Fig.2.4 –Récupération de la chaleur perdue du moteur principal [51].

L'industrie maritime (navires) a besoin de différentes formes d'énergie pour réduire les coûts du combustible. Aussi, une centrale de trigénération ajoute-t-elle un procédé de réfrigération à la production électrique et thermique et pourrait augmenter le rendement total qui pourrait atteindre les 75%. Cependant, pour la plupart des armateurs, le moteur Diesel reste la solution adéquate et les systèmes combinant les turbines à gaz et à vapeur sur certains navires sont encore au stade expérimental. [52]

2.11.3 Application de la trigénération à bord des navires à propulsion GNL

En ce qui concerne les moteurs thermiques, c'est l'énergie mécanique qui est utilisée pour produire de l'électricité ou pour actionner d'autres systèmes comme la pompe ou l'hélice d'un

navire, alors que la chaleur des gaz d'échappement (environ 400° C) est perdue, tandis que la chaleur de l'eau de refroidissement des chemises et de l'huile est rejetée dans l'atmosphère ou dans l'eau de mer.

L'objectif de la cogénération et de la trigénération est la récupération de cette importante quantité de chaleur (énergie) perdue.

Pour la trigénération à bord des navires fonctionnant au gaz naturel, des systèmes d'économie d'énergie sont installés : Le système est équipé d'un réservoir de GNL à basse pression et d'un groupe Vaporisateur équipé d'un échangeur thermique capable de récupérer le froid produit par l'expansion du GNL. Cependant, durant les périodes d'attente au port, seul le générateur d'électricité fonctionne, générant de la chaleur (échappement du moteur et eau chaude des chemises). Cette chaleur est utilisée pour actionner une machine de refroidissement pour cycle d'absorption pour la production de l'eau froide à 7° C pour la climatisation.

En hiver, l'eau chaude du générateur est utilisée pour le chauffage, d'où une économie de combustible.[53]

2.11.3.1 Equipement pour la trigénération à bord des navires

2.11.3.1.1 Installation de GNL

Le gaz sous sa forme liquide est déchargé dans un réservoir à double paroi à bord du navire. Il est ensuite converti en un état gazeux pour être injecté dans le moteur. Un vaporisateur est utilisé pour gazéifier le GNL, en absorbant la chaleur. Ce même vaporisateur peut produire du froid grâce à un échangeur thermique intégré.

Le réservoir gaz fonctionne à basse pression (5 bars) et est équipé d'un régulateur de pression à sa sortie pour s'adapter à la pression d'entrée des moteurs.

2.11.3.1.2 Moteurs de propulsion

Selon GenemexEnergia, les moteurs les plus efficaces et les plus robustes actuellement sont ceux produits par la société Rolls Royce grâce à ses filiales Bergen pour la haute puissance et MTU pour la basse puissance. Un système multi point à injection est conçu pour améliorer le comportement mécanique du moteur afin de l'adapter aux performances des moteurs diesel modernes et de permettre l'utilisation d'hélices à pas fixe pour la propulsion car plus économiques et plus simples que les hélices à pas variables ou les systèmes de propulsion électrique.[53]

2.11.3.2 Sécurité

Le concept de sécurité est optimisé puisque les conduites de gaz sont à double parois. De même que le réservoir à gaz qui est également à double parois.

La classification des moteurs à gaz marins est conforme à la norme ISO 3460-1 pour une température maximale à l'air libre de 45°C et une température de l'eau de mer de 45°C.

Pour l'environnement, les moteurs à gaz émettent 92% NO_x, 22% de gaz à effet de serre et 0% de SO_x et de poussière par rapport aux moteurs diesel.[53]

2.11.3.4 Refroidisseurs à absorption

Les refroidisseurs à absorption conçus pour la marine utilisent le circuit de refroidissement du moteur à 90°C et des gaz d'échappement à 400°C comme source d'énergie en remplacement de l'énergie électrique.

Avec cette méthode, le refroidisseur est capable de produire de l'eau froide à 7°C avec un rendement frigorifique (COP) égal à 1.04 c'est-à-dire que pour 1 kWh thermique récupéré dans le moteur, on obtient 1 kWh réfrigérateur. Ainsi, pour 2000 kWe (électrique), on obtient 2000 kWf (froid) en utilisant uniquement l'énergie thermique perdue.

GenemexEnergia note que le système moteur/électricité/chaleur/absorption ou trigénération, notamment pour la climatisation est beaucoup plus économique et propre que la climatisation électrique conventionnel utilisant un groupe électrogène et qu'avec la trigénération sus-citée, la consommation du carburant est réduite ainsi que les émissions nocives car la chaleur résiduelle du moteur est récupérée et utilisée.[53]

2.12.3.4.1 Avantage des refroidisseurs à absorption marins

- Production de l'air conditionné à partir de la chaleur du moteur;
- Conçu spécialement pour supporter les balancements et tangages du navire;
- Production de l'eau froide à 7°C avec possibilité d'atteindre -60°;
- Utilisation du Cuivre (Cu), du Nickel (Ni) et Titane (Ti) pour les échangeurs de chaleur permettant d'utiliser l'eau de mer comme réfrigérant;
- Economie de 0.01 l de diesel par kWhf utilisé;
- Economie de 27.9 g de CO₂ par kWhf utilisé;
- Très peu d'entretien;
- Endurance : plus de 8500 h/an.[53]

Conclusion

En thermodynamique, le terme trigénération désigne un concept de production d'énergie mécanique et/ou électrique par l'utilisation de la chaleur générée par les moteurs, en vue de sa transformation par absorption pour obtenir 3 énergies : mécanique-énergétique + chaleur + froid. Ce concept sert à maximiser l'énergie contenue dans le combustible, notamment dans l'industrie et dans la marine.

Dans cette dernière optique (secteur marin), la trigénération est surtout utilisée à bord des navires fonctionnant au gaz naturel et utilisant le cycle d'absorption pour produire en plus de la chaleur et de l'électricité, de l'eau froide pour la climatisation.

Bien sécurisé et respectueux de l'environnement, cette méthode paraît adéquate pour une vulgarisation future sur les différents navires.

Chapitre 3

**Estimation de l'apport énergétique
de la machine thermohydraulique dans le
complexe énergétique**

Introduction

Dans ce chapitre, l'étude a porté sur le système de refroidissement central du moteur principal dont le moteur MAN B&W, ainsi que sur les circuits de refroidissement à basse température, à eau de mer ou eau douce combinée aux inhibiteurs de corrosion, de même que sur les systèmes de refroidissement (pompes, vase d'expansion et différents autres composants).

Le chapitre a également porté sur le choix des fluides réfrigérants, les critères de leur sélection, sur leur impact sur l'environnement et sur leurs propriétés thermodynamiques.

L'étude a également porté sur la formulation du bilan énergétique du moteur principal quant à la chaleur dissipée dans le système de refroidissement, au débit massique des gaz d'échappement, au débit massique d'air et à la quantité de chaleur dissipée de du carburant (Diesel – LPG).

Notre travail a également porté sur le choix de trois fluides (R123, o-Xylène et Toluène) dans l'évaluation du rendement du cycle thermodynamique dans le procédé CAPILI, comme il a porté sur les échangeurs frigorifiques de chaleur dont le condenseur et l'évaporateur ainsi que sur leurs dimensionnements.

3.1 Description du système de refroidissement

3.1.1 Circuit d'eau de refroidissement à basse température (LT)

Ce circuit fournit de l'eau de refroidissement pour l'huile lubrifiante, l'eau de chemise et les refroidisseurs d'air de récupération.

3.1.1.1 Les systèmes de refroidissements

Plusieurs configurations de systèmes de refroidissement existent, notamment :

- Le système de refroidissement central est le plus courant, surtout pour les moteurs MAN B&W.

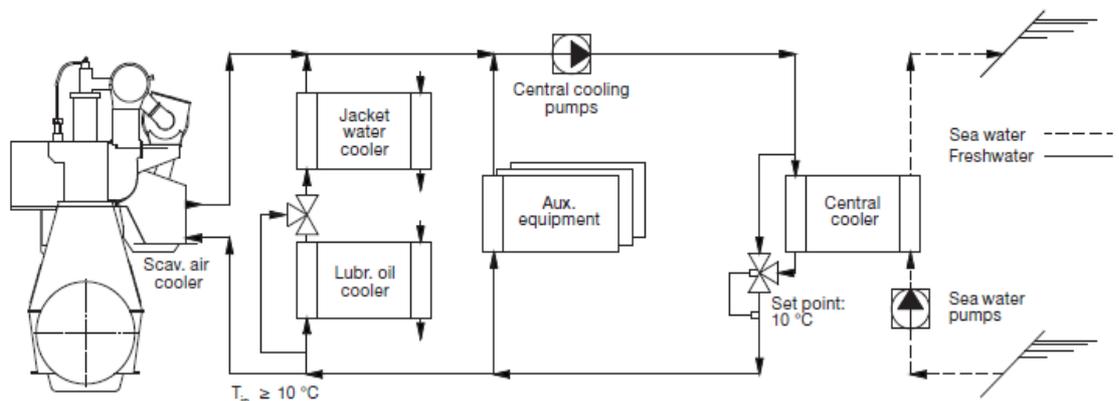


Fig.3.1 – Principe du système d'eau de refroidissement central [54].

- Le système de refroidissement à eau de mer.

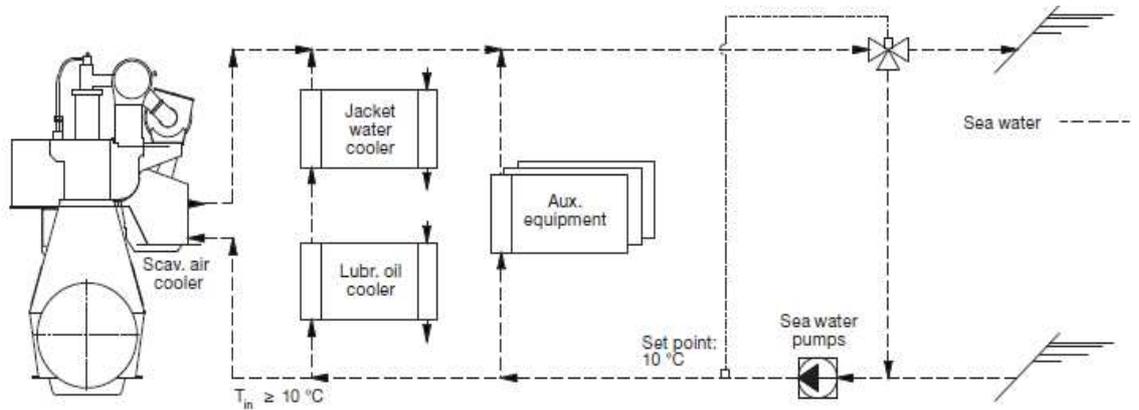


Fig.3.2 – Principe du système de refroidissement à eau de mer [54].

- c. Le système de refroidissement à eau douce combiné avec le refroidisseur d'air de récupération refroidi à l'eau de mer.

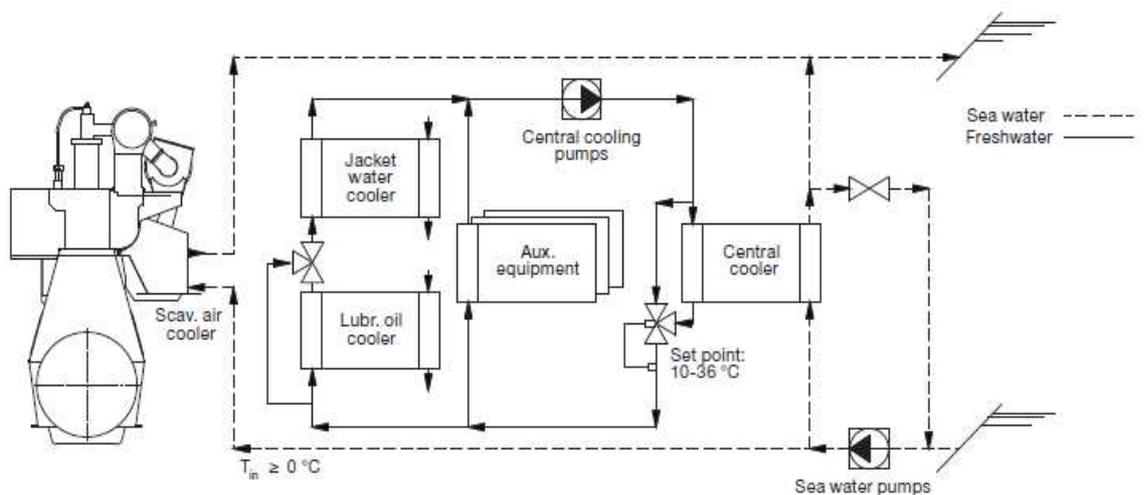


Fig.3.3 –Principe du système d'eau de refroidissement combiné [54].

3.1.1.2 Contrôle de l'eau et inhibiteurs

Des inhibiteurs de corrosion sont recommandés pour les circuits de refroidissement du moteur MAN B&W. Ces inhibiteurs sont à base de nitrite-borate. Il est également recommandé de :

- Prélever, une fois par semaine, un échantillon d'eau de refroidissement pour vérifier son état;
- Prélever, tous les 3 mois, un échantillon pour analyse en laboratoire;
- Une fois par an, vider, rincer et remplir de liquide de refroidissement.

3.1.1.3 Système de refroidissement pour moteurs principaux avec EGR

Pour les moteurs principaux avec récupération des gaz d'échappement (EGR), le système de refroidissement central utilise des fluides de refroidissement à eau douce.

L'eau de refroidissement du système centrale à eau douce est utilisée pour refroidir le refroidisseur d'eau à chemise, tandis que l'échangeur de chaleur du système central de refroidissement est refroidi à l'eau de mer.

3.1.1.4 Température de l'eau de refroidissement

Pour la température de l'eau de refroidissement ; celle-ci est tributaire des capacités des pompes à eau de mer, du refroidisseur central et des pompes à eau douce qui sont basés sur une température de sortie de l'eau douce à 54°C maximum après son passage dans le refroidisseur d'huile de lubrification du moteur principal.

La température d'entrée est de 36 °C et elle augmente de 18° C maximum avant de ressortir.

Pour une fiabilité optimale du circuit de refroidissement, des orifices ou vannes réglables sont installés afin qu'ils assurent une bonne répartition du débit d'eau entre les différentes parties du moteur. De même, qu'ils maintiennent une pression différentielle identique à celle du refroidisseur centrale et au débit de la pompe.

3.1.1.5 Le vase d'expansion

Le vase d'expansion est conçu pour être ouvert à l'atmosphère ; les tuyaux d'aération sont situés en dessous du niveau d'eau : c'est-à-dire en dessous du minimum (alarme lorsque le niveau est au plus bas, en dessous du minimum requis).

Le volume du vase d'expansion correspond à 10% de la quantité totale d'eau de refroidissement centrale dans le système.

Enfin le vase d'expansion permet également l'élimination de l'air (bulles) qui peut se trouver dans le circuit.

3.1.1.6 Pompes de refroidissement

Pour les pompes de refroidissement à eau de mer, celles-ci doivent être de type centrifuge à 2 bars, fonctionnant à une température normale de 32°C et à une température maximum de 50°C.

Le refroidisseur central doit être conçu dans un matériau résistant à l'eau de mer. A sa sortie du refroidisseur central, l'eau est à la température de 36°C, tandis qu'à l'entrée l'eau de mer est à 32°C.[54]

3.1.2 Circuit de refroidissement à haute température

Appelé également circuit d'eau de refroidissement de l'enveloppe (JWC), il sert à refroidir les chemises de cylindres, les couvercles des cylindres et les soupapes d'échappement du moteur principal. Il sert aussi à chauffer les tuyaux de vidange du mazout.

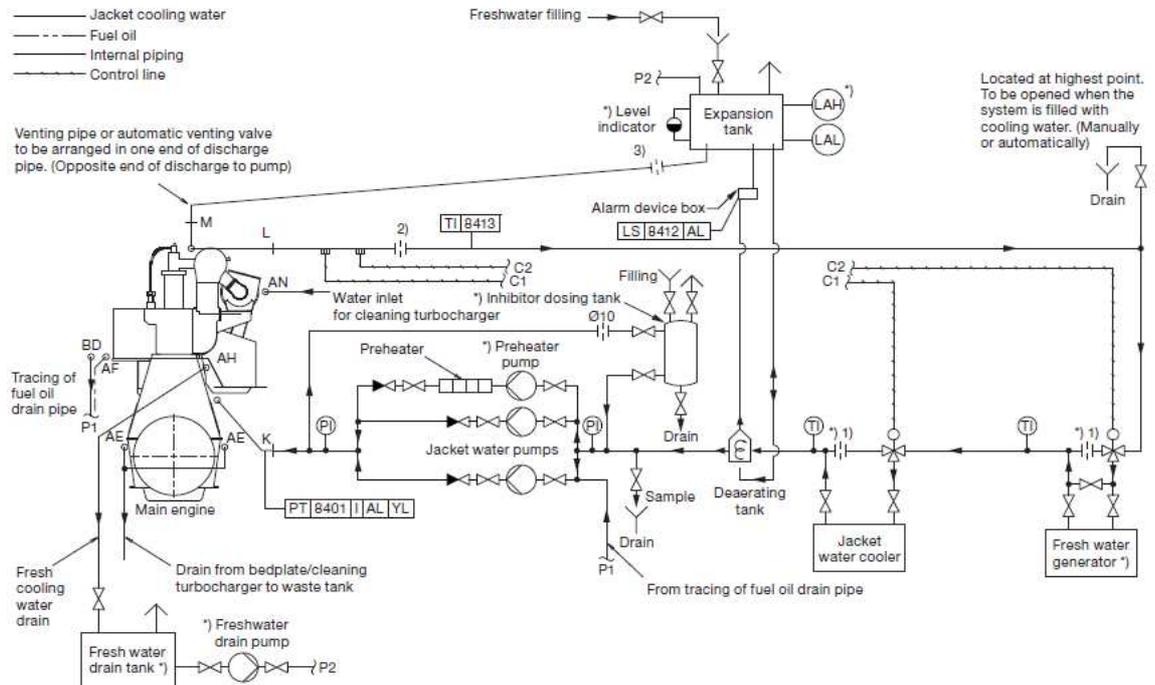


Fig.3.4 – Système d'eau de refroidissement de la chemise [54].

La pompe à eau de la chemise aspire l'eau de la chemise sortie du refroidisseur d'eau, via un réservoir de dégazage, et l'injecte au moteur.

Une vanne de régulation thermostatique maintient la sortie de l'eau de refroidissement de la machine principale à une température fixe, indépendamment de la charge du moteur.

Un système d'alarme (indiquant le niveau d'eau) est installé entre le réservoir de dégazage et le vase d'expansion. Ce dispositif donne l'alerte quand il y a une grande quantité de gaz dans le circuit JCW, en cas de rupture d'une chemise de cylindre, par exemple.

Le vase d'expansion fournit à l'eau un espace pour se dilater et se contracter et maintient une pression statique suffisante dans le système JCW. Il est situé très en dessus des soupapes d'échappement du moteur.

Pour éviter les effets de la corrosion, la cavitation et la formation de tartre, l'eau de l'enveloppe du moteur doit être constamment entretenue, contrôlée et traitée. Par ailleurs, l'installation d'un réservoir de dosage de l'inhibiteur de corrosion chimique dans le système JCW est nécessaire.

L'eau est vérifiée hebdomadairement, mensuellement et annuellement comme pour le circuit LT.

3.1.2.1 Vidange de l'eau de refroidissement

Pour l'entretien du moteur, un dispositif de vidange de l'eau de refroidissement y est installé et qui permet son évacuation de l'enveloppe vers un réservoir pour éventuelle réutilisation.

3.1.2.2 Procédure de préchauffage du moteur

Pour protéger le moteur, certaines précautions de température maximale doivent être prises en considération avant le démarrage afin d'éviter la corrosion des chemises, cylindres...

Durant les courts séjours au port (moins d'une semaine) le moteur doit rester préchauffé pour éviter les variations de température dans la structure du moteur et les dilatations thermiques.

La température de sortie de l'eau de l'enveloppe doit être maintenue élevée à au moins 50 °C avant la mise en service.

Un préchauffeur est intégré dans le circuit d'eau de refroidissement de l'enveloppe ; le préchauffage peut être également maintenu grâce à l'eau de refroidissement des moteurs auxiliaires ou par une combinaison des deux.

Pour le démarrage à froid du moteur avec hélice à pas fixes, un minimum de 20°C est requis avant le démarrage du moteur qui doit tourner lentement jusqu'à atteindre 80 % de son régime ou la température de l'eau de l'enveloppe atteint au moins 50°C, nécessaires à la mise en marche.

Le temps nécessaire à la température pour passer de 20°C à 50°C dépend de la quantité d'eau, de sa température dans le système de refroidissement et de la charge du moteur.

3.1.2.3 Générateur d'eau douce

Il peut être installé dans le circuit JCW pour utiliser la chaleur dégagée dans l'eau de refroidissement de l'enveloppe du moteur principal.

3.1.2.4 Les pompes de refroidissement à eau de chemises

- Les pompes doivent être de type centrifuge à 3.0 bars ;
- La pression de refoulement dépend de leur emplacement ;
- La température de fonctionnement est de 90°C ;
- La température maximum est de 100°C.
- La capacité du débit doit être comprise entre 100 et 110% de la capacité indiquée.[54]

3.2 Description du système des gaz d'échappement

Les gaz d'échappement qui sortent des cylindres via les soupapes sont dirigés vers le réservoir de gaz d'échappement où les pressions individuelles et fluctuantes des différents cylindres sont égalisées. Ce total des gaz est ensuite évacué vers le (s) turbocompresseur (s) à une pression constante.

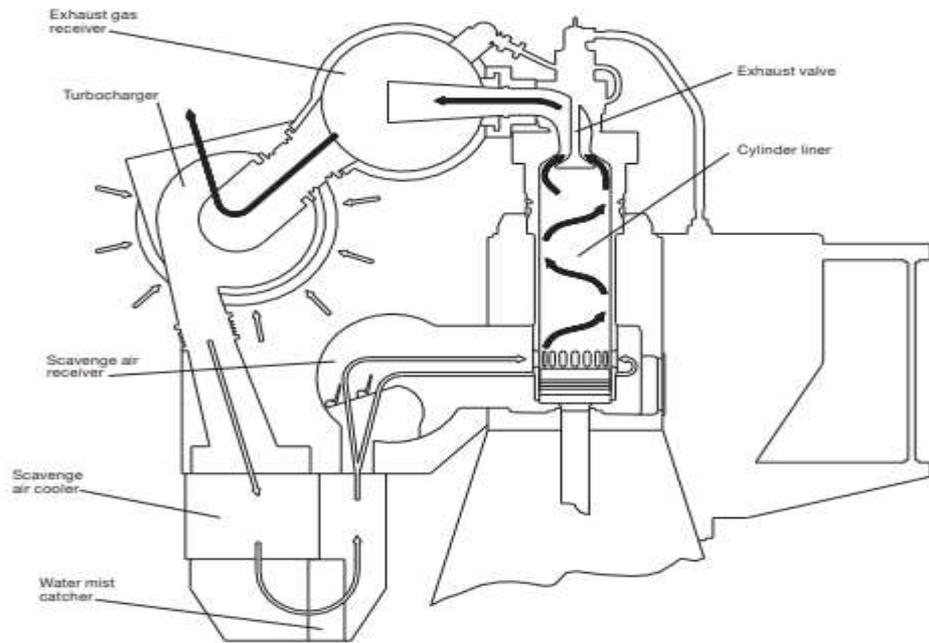


Fig.3.5 – Système d'échappement sur le moteur [54].

Des compensateurs (joints) sont installés entre les boîtiers des soupapes d'échappement et le réservoir de gaz d'échappement ainsi qu'entre le réservoir et le(s) turbocompresseur(s). Par ailleurs, une grille de protection est placée entre le réservoir de gaz d'échappement et le turbocompresseur. Ce dernier est équipé d'un capteur pour la surveillance et l'indication à distance de la vitesse du turbocompresseur.

Le réservoir de gaz d'échappement et les tuyaux d'échappement sont couverts d'un isolant en tôle galvanisée ou recouvert d'un plaquage d'acier.[54]

3.2.1 Dispositif de turbocompresseur et systèmes de nettoyage

Le turbocompresseur est conçu pour l'installation du MANet peut être situé à l'arrière ou du côté échappement du moteur.

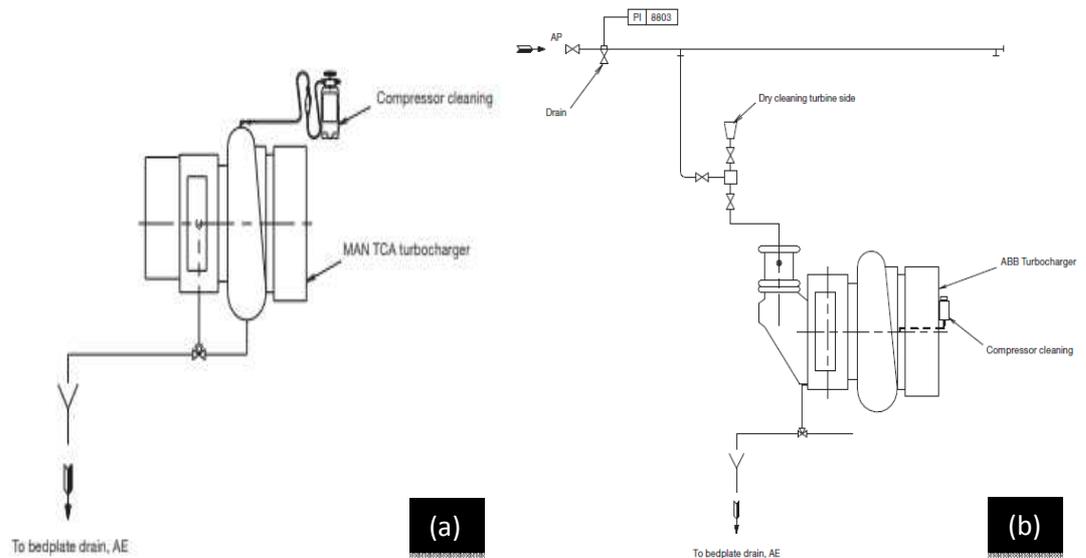


Fig.3.6 –(a)Turbocompresseur, lavage à l'eau côté compresseur, (b)Nettoyage à jet doux du côté turbine et lavage à l'eau du côté compresseur pour turbocompresseurs [54].

3.2.2 Système d'échappement pour la machine principale

La contre-pression totale dans le système de gaz d'échappement après le turbocompresseur, indiquée par la pression statique mesurée dans la tuyauterie après le turbocompresseur ne doit pas dépasser 350 mm WC (0,035 bar).

La contre-pression réelle dans le système de gaz d'échappement à la SCP spécifiée dépend de la vitesse des gaz. Il est maintenant devenu pratique courante, afin d'éviter une trop grande perte de pression dans les tuyauteries, d'avoir une vitesse des gaz d'échappement d'environ 35 m/sec, mais pas supérieure à 50 m/sec, à la MCR spécifiée.

Le dimensionnement des raccords externes des tuyaux d'échappement est fonction des diamètres des tuyaux d'échappement pour respectivement 35 m/sec, 40 m/sec, 45 m/sec et 50 m/sec. Tant que la contre-pression totale du système de gaz d'échappement est conforme aux exigences susmentionnées, les pertes de charge entre chaque composant peuvent être choisies indépendamment.

3.2.2.1 Système de tuyauterie de gaz d'échappement pour moteur principal

Le système de tuyauterie des gaz d'échappement achemine les gaz de la sortie du ou des turbocompresseurs vers l'atmosphère. Le système d'échappement de la machine principale comprend :

- Les conduites de gaz d'échappement ;
- La chaudière à gaz d'échappement ;
- Le silencieux ;
- Le pare-étincelles (si nécessaire) ;
- Les joints de dilatation (compensateurs) ;
- Les contreventements de tuyaux (pièces ou structures servant à maintenir ou stabiliser).

Lors du dimensionnement de la tuyauterie de gaz d'échappement, les paramètres suivants doivent être respectés :

- Débit des gaz d'échappement ;
- Température des gaz d'échappement à la sortie du turbocompresseur ;
- Perte de charge maximale par les gaz d'échappement ;
- Niveau sonore maximal à la sortie du gaz dans l'atmosphère ;
- Force maximale de la tuyauterie d'échappement sur le(s) turbocompresseur(s) ;
- Capacité d'allongement axial et latéral suffisante des joints de dilatation ;
- Utilisation de l'énergie thermique des gaz d'échappement.

3.2.3 Composants du système de gaz d'échappement

3.2.3.1 Compensateur de gaz d'échappement après turbocompresseur

Lors du dimensionnement du compensateur sur la pièce de transition de sortie de gaz du turbocompresseur, sur la pièce de gaz d'échappement et sur ses composants, les joints de dilatation doivent être disposés de telle sorte qu'ils absorbent les dilatations thermiques.

La dilatation thermique des tubes et des composants doit être calculée sur la base d'une augmentation de température de 20 °C à 250 °C. La dilatation thermique verticale, transversale et longitudinale maximale prévue du moteur est mesurée au sommet de la pièce de transition des gaz d'échappement de la sortie du turbocompresseur.

3.2.3.2 Chaudière à gaz d'échappement

Les installations de moteurs sont généralement conçues pour l'utilisation de l'énergie thermique des gaz d'échappement pour la production de vapeur ou pour le chauffage de l'installation d'huile thermique. Les gaz d'échappement passent dans une chaudière à gaz d'échappement qui est généralement placée près du sommet du moteur ou dans l'entonnoir.

Les conditions ambiantes ont une influence sur la température et le débit des gaz d'échappement, raison pour laquelle il faut en tenir compte lors de la conception de la chaudière à gaz d'échappement.

Par ailleurs, si un silencieux/pare-étincelles pour gaz d'échappement n'est pas installé, la perte de pression acceptable à travers la chaudière peut être légèrement supérieure à 150 mm WC. S'il n'est pas installé, il est nécessaire de réduire la perte de pression maximale.

3.2.3.3 Silencieux de gaz d'échappement

La nécessité d'un silencieux de gaz d'échappement est motivée par l'exigence d'un niveau de bruit maximal.

Lorsque le niveau sonore à la sortie des gaz d'échappement vers l'atmosphère doit être réduit, un silencieux peut être placé dans le système de tuyauterie des gaz d'échappement après la chaudière des gaz d'échappement.

Le silencieux d'échappement est généralement du type à absorption et est dimensionné pour une vitesse des gaz d'environ 35 m/s à travers le tube central du silencieux.

Un silencieux de gaz d'échappement peut être conçu en fonction de l'amortissement requis du bruit des gaz d'échappement indiqué sur le graphique.

3.2.3.4 Pare-étincelles

Pour éviter que les étincelles des gaz d'échappement ne se répandent sur le pont, un pare-étincelles peut être installé comme dernier composant dans le système de gaz d'échappement.

Il est recommandé que la perte de pression combinée à travers le silencieux et/ou le pare-étincelle ne doive pas dépasser 100 mm WC à la SCP spécifiée.[54]

3.3 Les fluides réfrigérants

Les procédés thermodynamiques fonctionnent grâce à des fluides de travail qui sont soit des fluides purs, soit des mélanges de fluides. Ils ont des propriétés physiques propres (pression d'utilisation, élasticité, température d'ébullition...) et ont leurs importances sur les performances et rendements des différents procédés thermodynamiques, les pompes à chaleur et les cycles de Rankine.

Malgré leur importance, leur utilisation doit tenir compte de leur impact sur l'environnement. Des règles strictes règlementent l'utilisation des différentes familles de fluides (CFC – HCFC – HFC – HC) du fait de leur contribution à l'effet de serre. Ainsi, certains fluides tels les Chlorofluorocarbures (CFC) qui après leur épanouissement comme réfrigérants en remplacement de l'anhydride de soude (SO₂), de l'anhydride de carbone (CO₂) et de l'ammoniac (NH₃) ont été prohibés pour leur impact sur la couche d'Ozone. Ils ont été remplacés par les Hydrofluorocarbures (HFC) qui ont tendance à être remplacés par les Hydro-Fluor-Oléfine (HFO) ; lesquels n'affectent pas la couche d'Ozone et semblent n'avoir que très peu d'impact sur l'effet de serre.

A noter que d'autres fluides ont également des effets néfastes sur l'environnement, tel le R-134 et il est envisagé de les interdire dans la prochaine vingtaine d'années. [41 – 43]

3.3.1 Choix des fluides de travail et impact sur les procédés thermodynamiques

L'impact du choix du fluide frigorigène se répercute directement sur les performances du procédé soit en raison des pressions dans le mode opératoire, soit en raison des contraintes du système. Aussi, faut-il prendre en considération plusieurs critères dont :

3.3.1. a Des critères de sécurité

- ✓ Etre non inflammable et non explosif;
- ✓ Etre non toxique et ne pas avoir d'effets sur la santé des personnes et des denrées;
- ✓ Etre sans impact sur l'environnement.

a. Des critères thermodynamiques

- ✓ La température d'évaporation doit être beaucoup plus élevée, autant que possible, que celle de l'ébullition;
- ✓ La température de condensation doit être très inférieure de la température critique du fluide;
- ✓ Le maximum de la pression de condensation doit se situer entre 20 et 25 bars;
- ✓ La pression d'évaporation ne doit pas être très basse;
- ✓ La quantité de froid produite doit être la plus élevée possible.

b. Des critères techniques

- ✓ La corrosion doit être nulle ou très faible (le fluide ne doit pas avoir d'effet sur les métaux);
- ✓ L'action sur les matières plastiques doit être très faible ou nulle (le fluide ne doit pas provoquer une élasticité des matières plastiques ni avoir d'effet sur les joints);

✓ La stabilité thermique (ne doit pas perdre de ses caractéristiques).

c. Des critères économiques

✓ Faible coût du fluide;

✓ Sa disponibilité;

✓ Il ne doit pas avoir d'incidence sur le coût de l'installation.

Le choix d'un fluide doit répondre aux caractéristiques de l'installation et de la machine thermodynamique et aux cycles auxquels il est destiné ; tels les procédés CAPILI ou ce fluide fait office de piston liquide dans des cylindres de transfert. Dans ces cycles, le fluide de travail doit être en adéquation avec des températures oscillant entre 60° et 120° C (tel que décrit par Zebbar et al. dans « Étude et analyse thermodynamiques du cycle thermo-hydraulique pour la production de puissance » [55]).

3.4 Formulation du bilan énergétique externe du moteur principal

La quantité de chaleur dissipée dans le système de refroidissement :

$$Q_{\text{eau}} = m^{\circ}_e \times C_{p_e} \times \rho_e \times (T_{e_2} - T_{e_1}) \quad (3.1)$$

Débit massique des gaz d'échappement :

$$m^{\circ}_g = m^{\circ}_{\text{carburant}} \times \lambda \times \alpha \quad (3.2)$$

Débit massique d'air :

$$m^{\circ}_a = m^{\circ}_{\text{carburant}} \times \lambda \times \alpha \quad (3.3)$$

La quantité de chaleur dissipée des gaz d'échappement

$$Q_g = (m^{\circ}_g \times C_{p_g} \times T_{s_g}) - (m^{\circ}_a \times C_{p_a} \times T_a) \quad (3.4)$$

La quantité de chaleur dissipée de carburant :

1. Diesel

$$Q_{\text{carburant.d}} = m^{\circ}_{\text{carburant}} \times PCI_d \quad (3.5)$$

2. LPG

$$Q_{\text{carburant.L}} = m^{\circ}_{\text{carburant}} \times PCI_L \quad (3.6)$$

La quantité de chaleur des restes :

1. Diesel

$$Q_{\text{reste1}} = Q_{\text{carburant.d}} - Q_e - Q_w - Q_g \quad (3.7)$$

2. LPG

$$Q_{\text{reste2}} = Q_{\text{carburant.L}} - Q_e - Q_w - Q_g \quad (3.8)$$

**Tableau 3.1- Calcul du bilan
énergétique externe du moteur
principal**

Paramètres	Valeurs
Q_w	388.461
m°_g	6.124
m°_a	6.124
Q_g	2213
$Q_{\text{carburant.d}}$	8749
$Q_{\text{carburant.L}}$	9582
Q_{reste1}	1129
Q_{reste1}	1962

Pour les détails sur les données de calcul : voir Annexe A.

3.5 Evaluation des performances de la machine thermo-hydraulique

Selon les différents travaux de recherche [Semmari, Mauran et Zebbar] l'évaluation du rendement du cycle thermodynamique d'une machine détermine les performances énergétiques de la machine thermo-hydraulique dont le cycle moteur est semblable à celui de Carnot avec deux évolutions isentropiques et deux autres isothermes. [37, 55, 56]

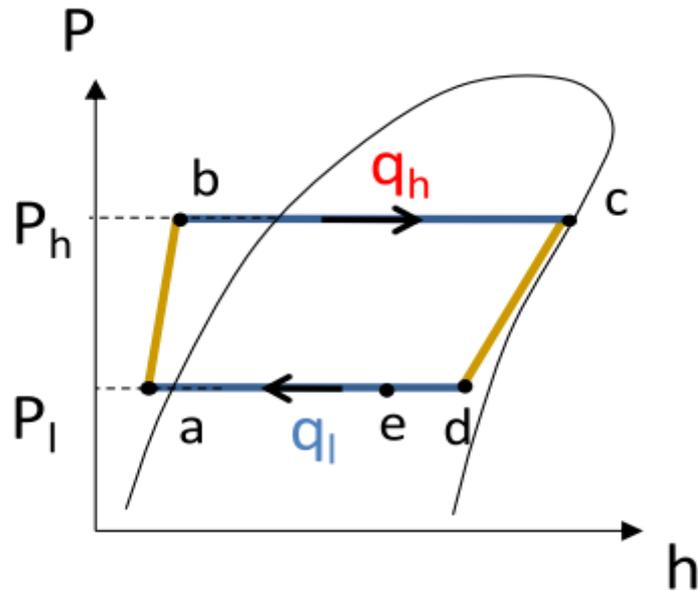


Figure 3.7 – Cycle CAPILI 1^{er} type [56].

L'application du premier principe à la machine thermique au cycle, compte rendu des énergies cinétique, potentielle et interne nulles :

$$\Delta E_p=0 ; \Delta E_c=0 \text{ et } \Delta U=0 \quad (3.9)$$

Permet de retrouver l'expression suivante :

$$q+w=0 \quad (3.10)$$

Le rendement thermique du cycle peut être exprimé comme :

$$\eta = \frac{w}{q_h} = \frac{q_h - q_l}{q_h} = 1 - \frac{q_l}{q_h} \quad (3.11)$$

Où q_l est la chaleur rejetée vers le réservoir froid exprimée comme la différence des enthalpies en e et d voir fig.18 :

$$q_l = h_e - h_d \quad (3.12)$$

Et q_h est la chaleur reçue par la machine du réservoir chaud et est exprimée comme la différence des enthalpies en c et f :

$$q_h = h_c - h_f \quad (3.13)$$

Enfin, en on retrouve l'expression du rendement en fonction des enthalpies dans les points spécifiques du cycle, soit :

$$\eta = 1 - \frac{h_e - h_d}{h_c - h_f} \quad (3.14)$$

En plus du rendement thermique du cycle, un rendement égale au rapport du rendement thermique et de celui de Carnot et appelé rendement selon la deuxième loi peut être évalué, soit :

$$\eta_{II} = \frac{\eta_{th}}{\eta_c} \quad (3.15)$$

Où η_c est le rendement de Carnot, exprimé en fonction des températures maximale et minimale du cycle :

$$\eta_c = 1 - \frac{T_l}{T_h} \quad (3.16)$$

3.5.1 Calcul des performances du circuit de refroidissement

Le calcul des performances du cycle moteur de la machine a été fait selon le fluide frigorigène R-600.

La température T_l a été choisie dans une plage allant de 45 à 60°C avec un pas de 5°C pour une température d'évaporation fixe à 90°C.

Tableau 3.2 – Valeurs des différents rendements le R600a en fonction de la température au niveau du condenseur T_l

TL (°C)	η_{th}	η_c	η_{II}
45	0,124	0,124	0,999
50	0,109	0,110	0,985
55	0,094	0,096	0,977
60	0,080	0,083	0,969

Dans une étude récente de Zebbar et al. [55], il en ressort que le fluide R-600 est le fluide de travail le plus approprié.

3.5.2 Calcul des performances du circuit des gaz d'échappement

3.5.2.1 Choix du fluide de travail

Notre choix s'est porté sur trois fluides qui sont le R123, l'o-Xylène et le toluène.

a) Le fluide R123

Le choix de ce fluide a été motivé par l'intérêt que lui a porté Borgogno[37] dans son travail.

Le fluide de travail du procédé CAPILI, dans notre cas, est le R123 du fait qu'il semble être le meilleur pour le dit procédé et lequel est également prisé pour les applications ORC ainsi que pour son faible impact sur l'environnement et son ininflammabilité.

Dans notre cas, le rendement thermique atteint 15.5%, en comparaison avec les travaux de Borgogno[37] dont le rendement thermique a atteint 17,48% avec l'utilisation du fluide R123zd lequel a remplacé le fluide R123. Cette importante valeur obtenue avec le R123 est due à la détente isentropique du fluide de travail qui s'effectue dans le cylindre de travail.

- **La température de condensation**

Les condenseurs et les évaporateurs sont des échangeurs de chaleur agissant à contre –courant et utilisant le R123 comme fluide de travail. Le condenseur est refroidi à l’eau de mer dont la température d’entrée est de 32 ° C, tandis que sa température de sortie avoisine les 40° C avec un ΔT de pincement allant de 10° C à 30° C.

Le pincement ΔT entre le fluide de travail et le fluide secondaire est l’écart de température minimum existant le long du parcours des deux fluides.

- **La température d’évaporation**

Le choix de la température de l’évaporateur à 110° C résulte d’une optimisation tendant à maximiser les performances du procédé en comparaison avec les études de Borgogno[37] dont le choix de la température de l’évaporateur est de 109,12 ° C.

Notre choix est motivé par des questions de sécurité quant à la température critique afin d’éviter la déformation des métaux, leur corrosion, la toxicité du fluide sur l’environnement ou la rupture mécanique des différents organes...etc.

Par ailleurs, cette température équivaut à 10 bars de pression, ce qui est de nature à permettre le bon fonctionnement du fluide de travail. De même, cette contrainte de pression limite les risques de déformation, de rupture ou de corrosion des métaux et limite ainsi les couts d’utilisation.

Tableau 3.3 – Valeurs des différents rendementsle R123 en fonction de la température au niveau du condenseur T_1

T_1 (°C)	P_1 (bar)	η_{th}	η_c	η_{II}
50	2,1	0,156	0,157	0,994
55	2,4	0,140	0,144	0,973
60	2,9	0,123	0,131	0,941
65	3,3	0,108	0,117	0,919
70	3,7	0,094	0,104	0,899

b) Le fluide o-Xylène

La température d’évaporation du fluide o-Xylène est fixée à 256° C. Le choix de cette température résulte de l’évaluation de la pression du fluide R123qui est égale à 10 bars.

Cette pression correspond pour l’o-Xylène à la température256°C selon le diagramme enthalpique de Mollier.

Le Δt de ce fluide de travail (température d’évaporation – température de condensation) est adopté similaire au cas du R123 et varie dans la plage de température située entre 40°C et 60°C.

Tableau 3.4 – Valeurs des différents rendements pour l’o-xylène en fonction de la température au niveau du condenseur T_L

T_L (°C)	P_1 (bar)	η_{th}	η_c	η_{II}
196	7,8	0,113	0,113	0,994
201	7,94	0,102	0,104	0,980
206	8,15	0,091	0,095	0,960
211	8,35	0,079	0,085	0,928
216	8,49	0,068	0,076	0,900

c) Le fluide Toluène

Le choix de la température d'évaporation de ce fluide s'est effectué d'une façon similaire au cas de l'o-Xylène avec une température d'évaporation fixe à 218,8°C.

Tableau 3.5 – Valeurs des différents rendements pour le toluène en fonction de la température au niveau du condenseur T_L

T_L (°C)	P_1 (bar)	η_{th}	η_c	η_{II}
158,8	7,53	0,119	0,122	0,971
163,8	7,8	0,108	0,112	0,969
168,8	8,08	0,097	0,102	0,956
173,8	8,21	0,087	0,092	0,949
178,8	8,49	0,076	0,0813	0,933

3.5.2.2 Interprétation des résultats

3.5.2.2.1 L'influence de la température de condensation

a) Sur les rendements des différents fluides

- **Fluide frigorigène R123**

Dans cette étude, la température d'évaporation est fixée à 110°C, ce qui correspond à une pression de 10 bars. La température du condenseur est supposée varier entre 50 et 70°C. Cette plage de température permet de déterminer l'influence de la température de condensation sur le rendement thermique, sur la pression de condensation, sur le rendement de Carnot et le rendement selon la deuxième loi.

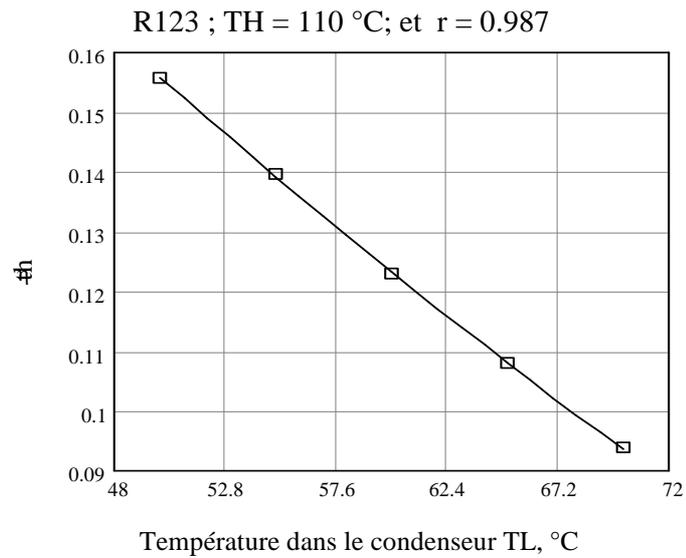


Fig.3.8 - Variation du rendement thermique en fonction de la température de condensation.

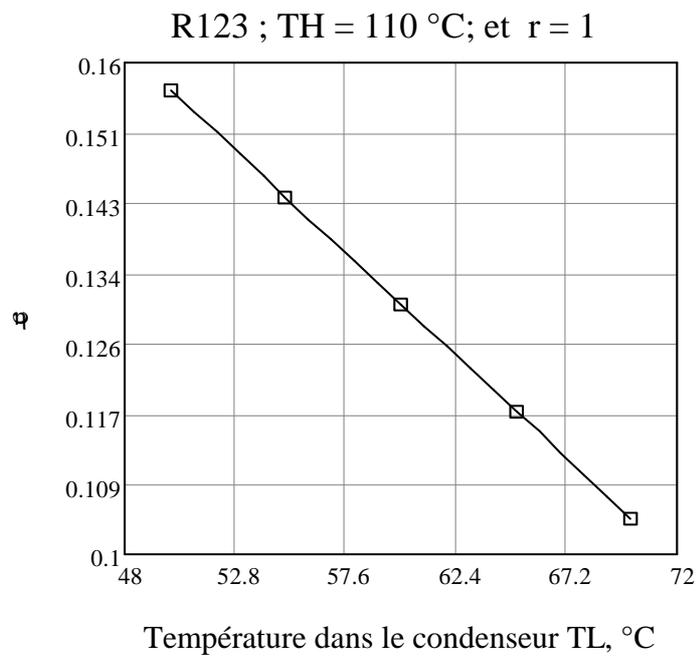


Fig3.9 - Variation du rendement de Carnot en fonction de la température de condensation.

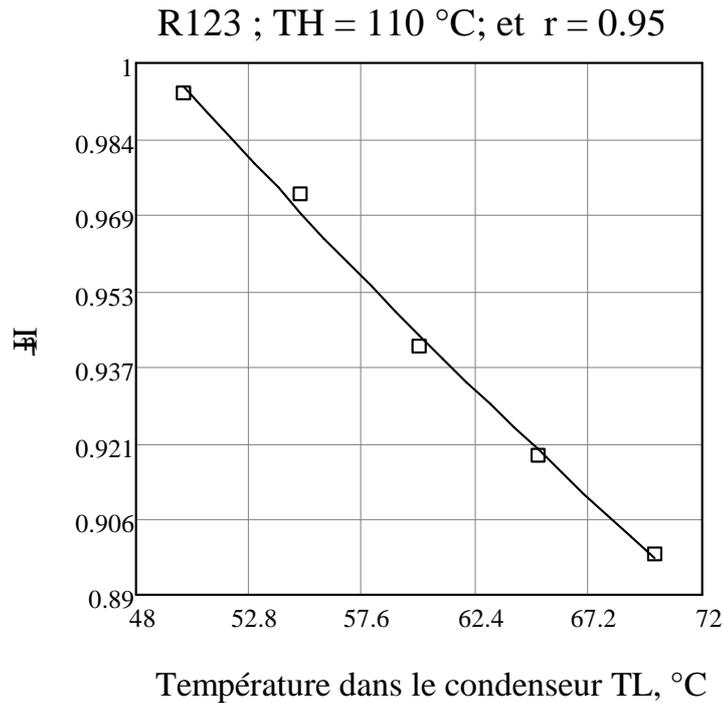


Fig.3.10 - Variation du rendement selon la deuxième loi en fonction de la Température de condensation.

Les Figs.3.8, 3.9 et 3.10 représentent la variation du rendement thermique, de Carnot et du rendement selon la deuxième loi en fonction de la température de condensation.

L'augmentation de la température de condensation T_L influe négativement sur les différents rendements. Ce constat est en parfaite concordance avec la deuxième loi de la thermodynamique qui enseigne que la croissance de la température du réservoir froid fait diminuer les performances du moteur thermique.

On constate que la T_L croit de 50°C à 70°C alors que le rendement thermique décroît de 15,5% à 9 % et que le rendement Carnot décroît de 15,6 % à 10,4 %, ainsi le rendement selon la 2ème loi, diminue de 99 % à 89 % pour les mêmes températures de vaporisation et de condensation.

- **Fluide frigorigène o-Xylène**

Dans cette partie, la température de condensation varie entre 196°C et 216°C et la température d'évaporation est fixée à 256°C, afin d'étudier l'influence de la température de condensation sur les rendements (thermique, Carnot et selon la 2^{ème} loi)

O-xylène; TH = 256 °C; et r = 0.976

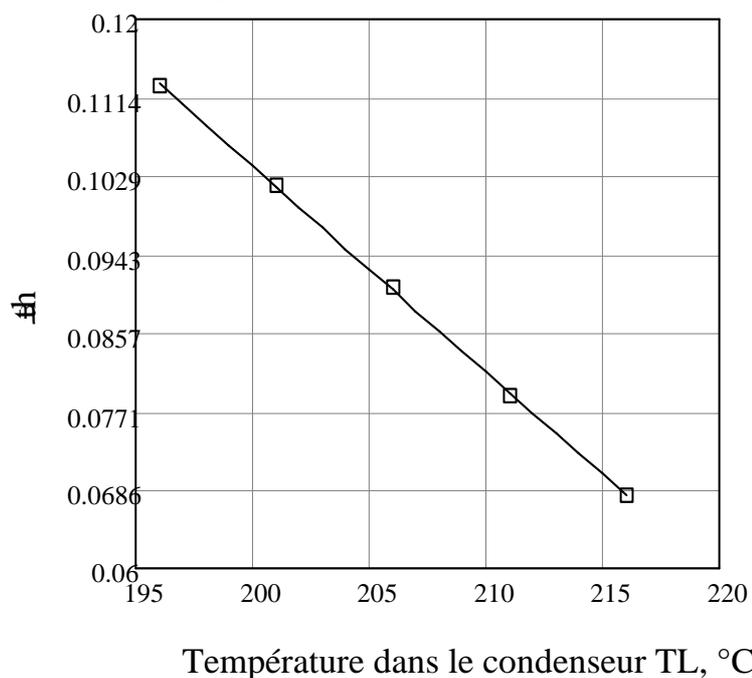


Fig.3.11 - Variation du rendement thermique en fonction de la température de condensation.

O-xylène; TH = 256 °C; et r = 0.997

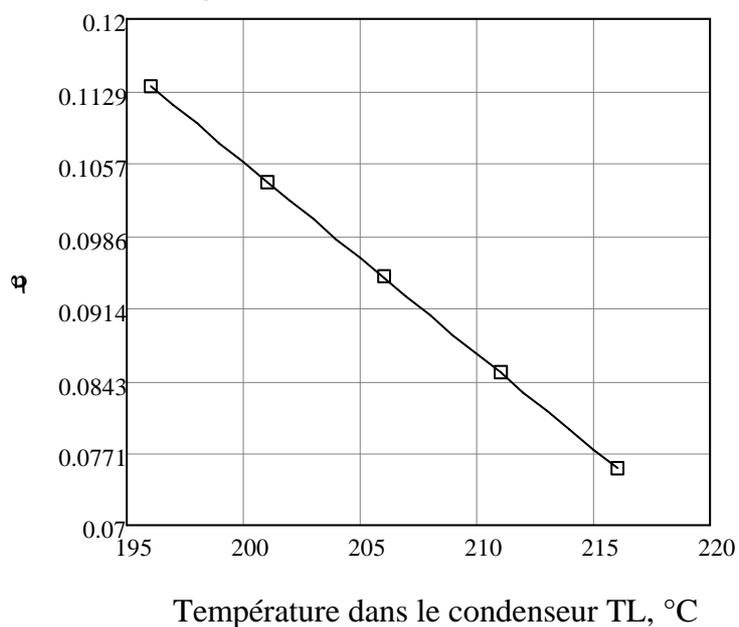


Fig.3.12 - Variation du rendement Carnot en fonction de la température de condensation.

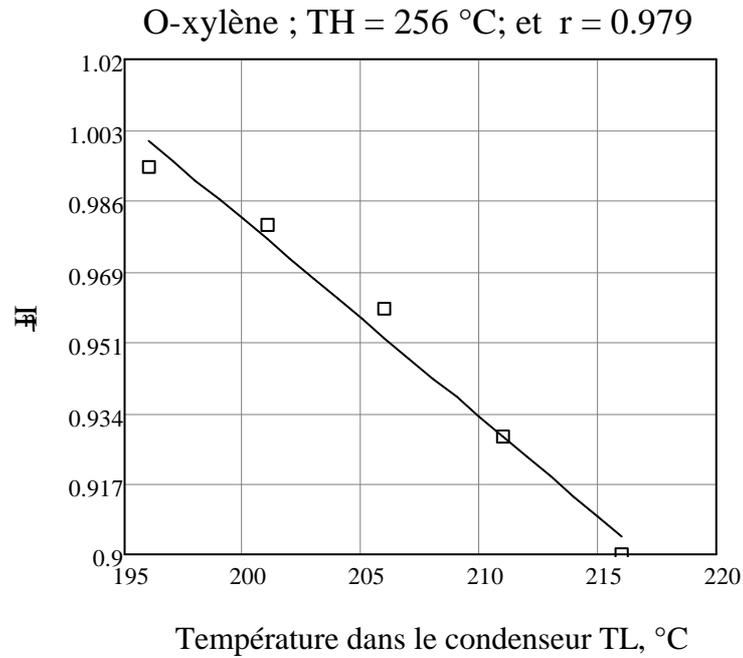


Fig.3.13 - Variation du rendement selon la deuxième loi en fonction de la température de condensation.

Les précédentes figures démontrent que le rendement thermique qui est de 11,8 % diminue à 7,5 %, tandis qu'un rendement Carnot passe de 11,3 % à 7,5 %. On note aussi une diminution du rendement selon la 2eme loi, allant de 99,4 % à 90%, avec un Δt égal à 60°C.

- **Fluide frigorigène Toluène**

Pour le fluide Toluène, on constate que la T_1 varie entre 158,8 ° C et 178,8 ° C et que la température de vaporisation est fixée à 218.8°C.

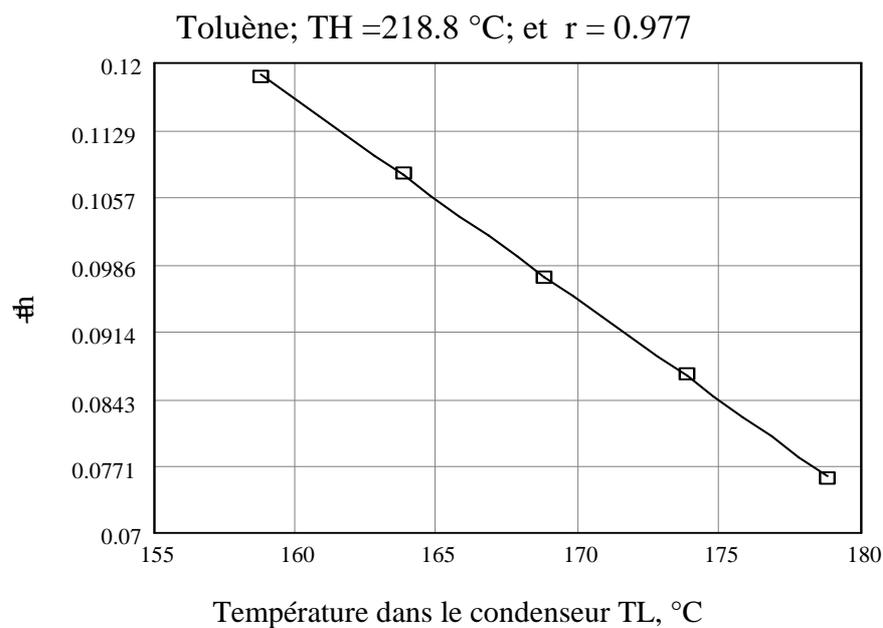


Fig.3.14 - Variation du rendement thermique en fonction de la température de condensation.

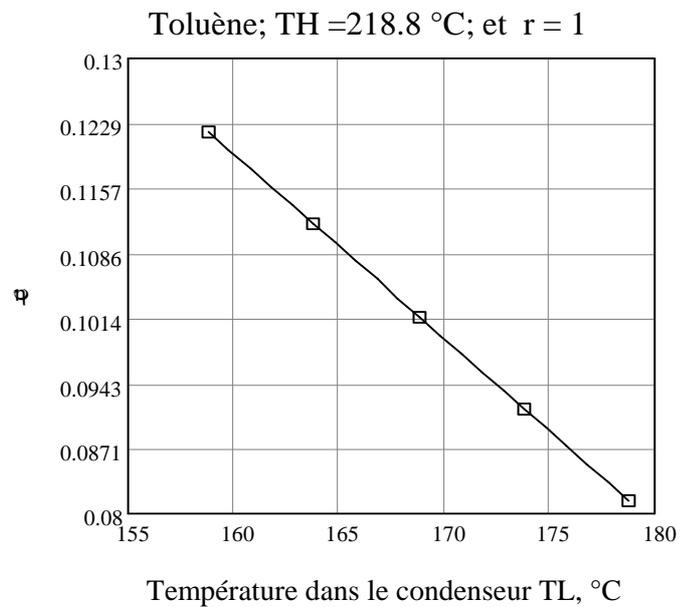


Fig.3.15 - Variation du rendement Carnot en fonction de la température de condensation.

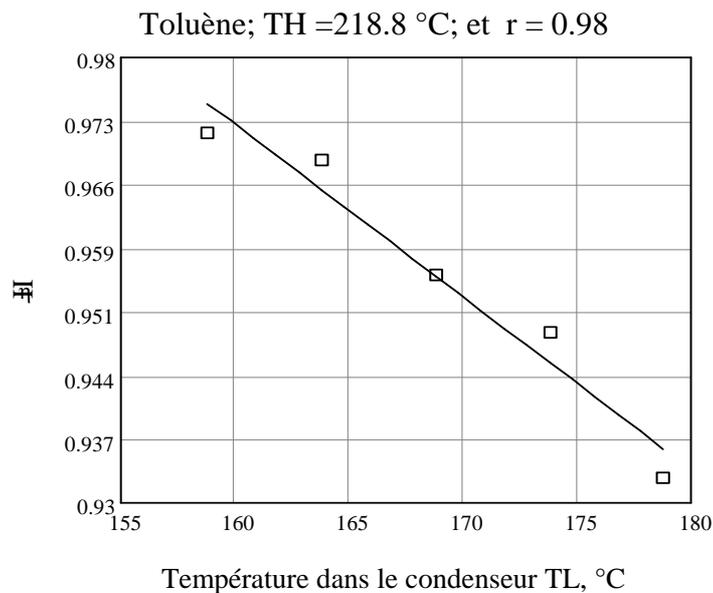


Fig.3.16 - Variation du rendement selon la deuxième loi en fonction de la température de condensation.

Selon l'examen de ces figures, on remarque que la variation de T_1 engendre une diminution du rendement thermique qui décroît de 12,2 % à 8,1 %, alors que le rendement de Carnot décroît de 12.2% à 8.1% ; tandis que selon la 2eme loi le rendement diminue de 97,1 % à 93,2 %.

b) Sur la pression de condensation des fluides

• **Fluide R123**

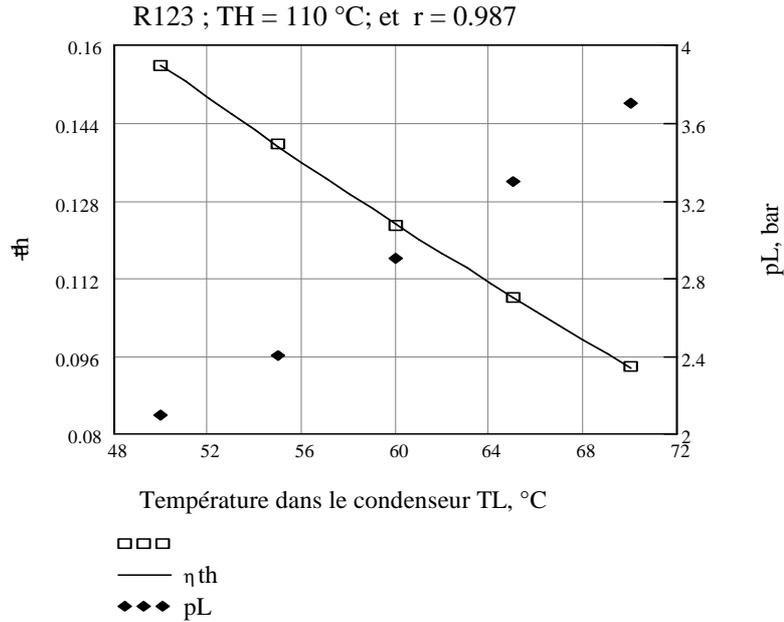


Fig.3.17 - Variation du rendement thermique et la pression P_1 en fonction de la température de condensation T_1 .

Pour le fluide R123, la figure démontre que l'augmentation de la pression de condensation est influée par l'augmentation de la T_1 . Ainsi, pour une pression de condensation comprise entre 2,1 bars et 3,7 bars, la température de condensation augmente de 50 ° C à 70 ° C, tandis que le rendement thermique décroît de 15,5 % à 9,3 %.

• **Fluide o-Xylène**

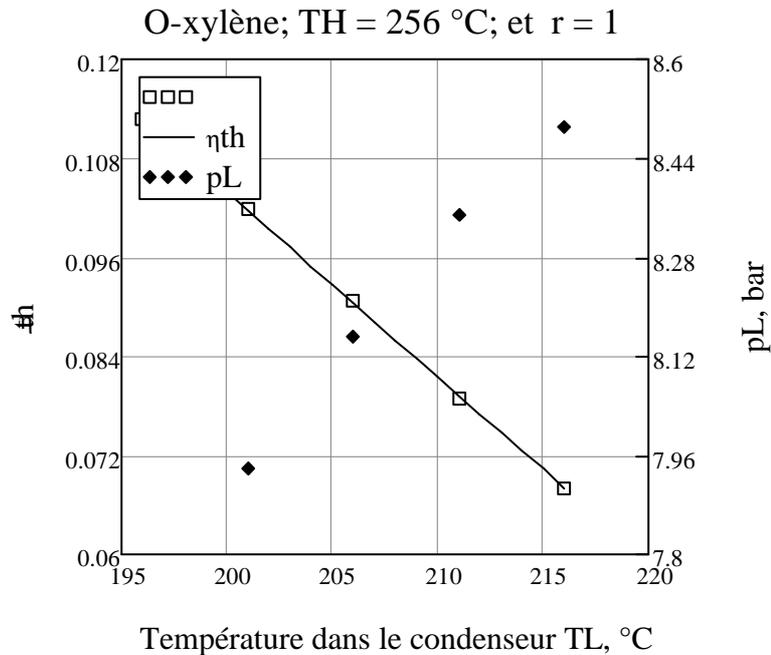


Fig.3.18 - Variation du rendement thermique et du P_1 en fonction de la température de condensation T_1 .

Pour le fluide O-xylène, la température de condensation se situe dans une plage de température allant de 196 ° C à 216 ° C et entraîne une augmentation de la pression de

condensation de 7,5 bars à 8,4 bars, alors que le rendement diminue de 11,2 % à 6,8 % pour une température d'évaporation de 256 ° C.

- **Fluide Toluène**

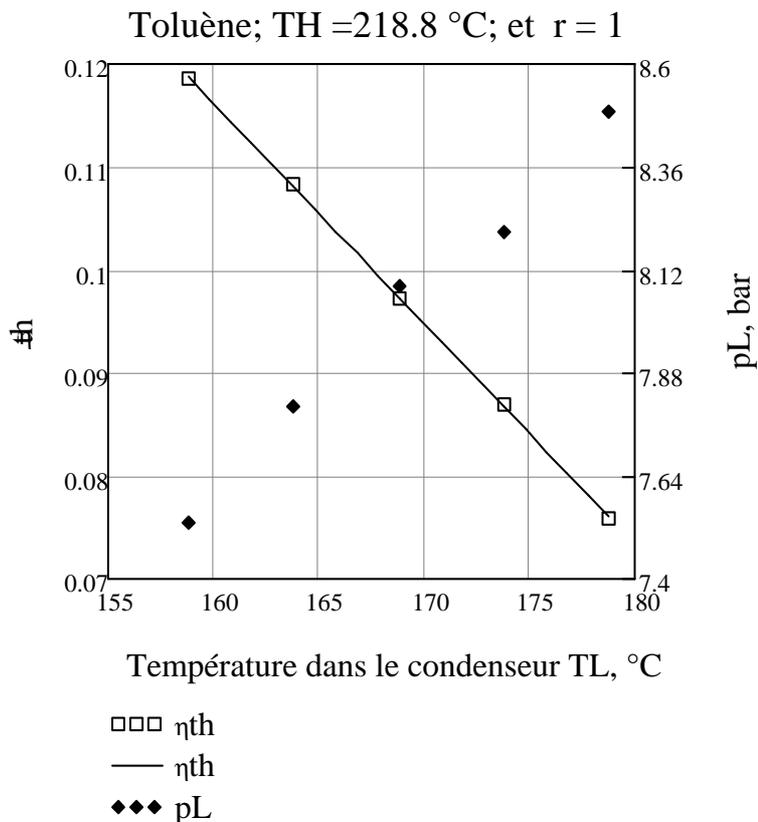


Fig.3.19 - Variation du rendement thermique et du P_{en} en fonction de la température de condensation T_c.

Pour le fluide Toluène, l'augmentation de la température de condensation de 158,8 ° C à 178,8° C, avec une température d'évaporation égale à 218 ° C, entraîne une augmentation de la pression de condensation de 7,53 bars à 8,4 bars, alors que le rendement thermique diminue de 11,8 % à 7,5 %.

Remarque

La pression de condensation du fluide R123 se situe entre 2 et 3,7 bars, ce qui n'engendre que peu de dommages sur les installations, contrairement aux deux autres fluides dont la pression de condensation dépasse les 8 bars. On enconstate également que plus la température d'évaporation est élevée, plus est faible le rendement thermique.

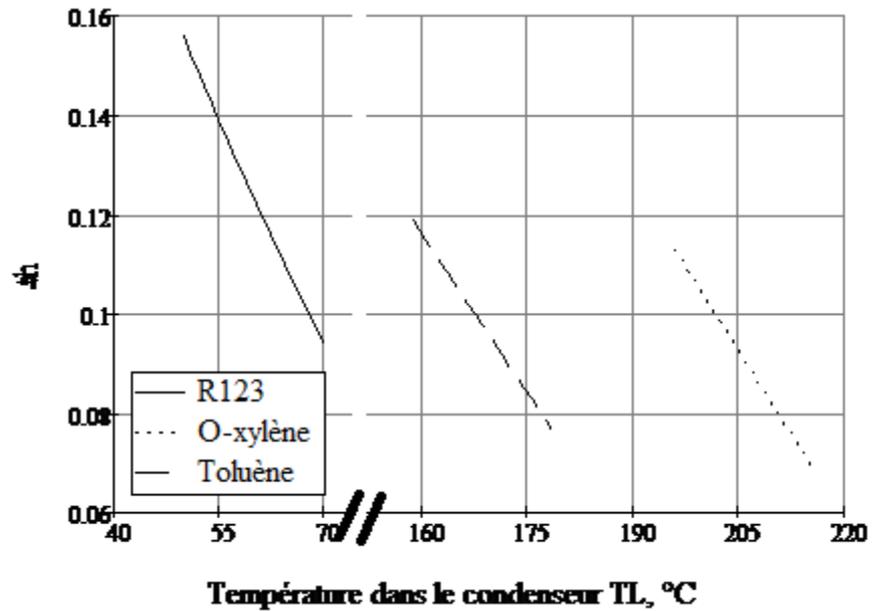


Fig.3.20–Comparaison des variations du rendement thermique pour les trois fluides en fonction de la température de condensation T_c .

En comparant les trois fluides (O-xylène – Toluène et R123), on constate que le fluide R123 a un rendement thermique plus important et plus élevé que les deux autres fluides (15,5 %), alors que les rendements thermiques de l'O-xylène et Toluène sont approximatifs et se situent aux environs de 11,5%.

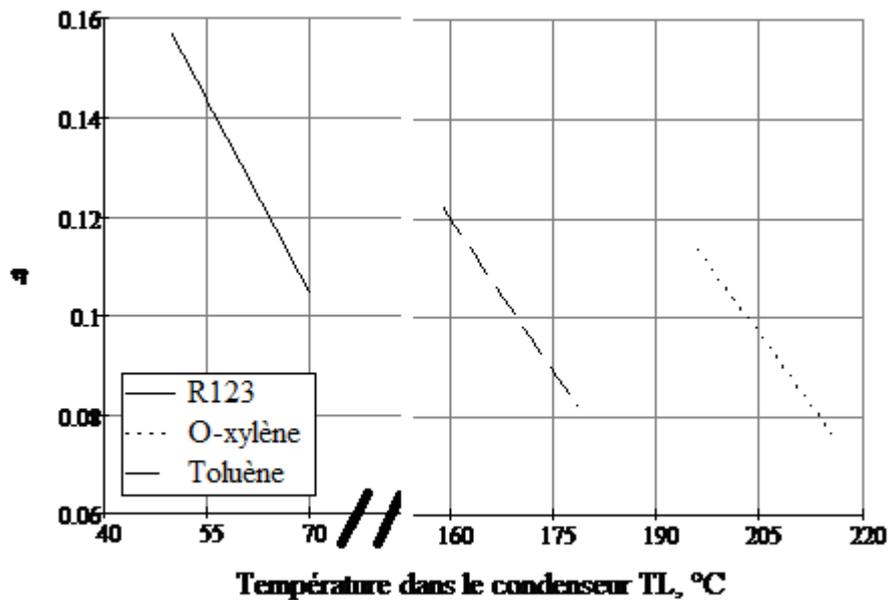


Fig.3.21- Variation du rendement Carnot des trois fluides en fonction de la température de condensation T_c .

En comparant les trois fluides (R123, O-xylène et Toluène) on remarque que le R123 obtient le meilleur rendement Carnot par rapport aux deux autres fluides. Ainsi, son rendement se situe entre 15,5 % et 10,4 % avec une basse plage de température de condensation (50 °C à 70 °C) ; tandis que les rendements du Toluène et de l'O-xylène n'atteignent que de faibles rendements compris entre 11 et 12 %, malgré des températures de condensation élevées.

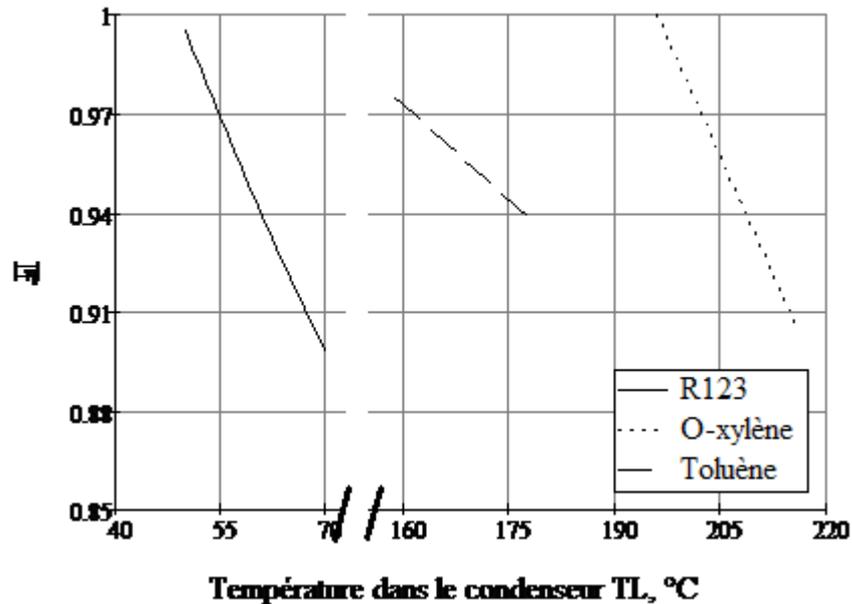


Fig.3.22- Variation du rendement selon la 2^{ème} des trois fluides en fonction de la température de condensation T_L .

Pour les trois fluides, on relève des valeurs élevées de rendement pour les fluides R123 et O-xylène (99 %) pour des températures de condensation différentes (+ 50 ° C pour le R123 et + 256 ° C pour l'O-xylène) ; alors que pour le Toluène, le rendement est légèrement inférieur (97 %) pour une température de condensation de 158,8 ° C.

3.6 Echangeurs frigorifiques

Toute installation frigorifique comporte au moins deux échangeurs de chaleur se caractérisant par un écoulement diphasique du fluide frigorigène : un évaporateur qui transfère la chaleur du milieu à refroidir vers le fluide frigorigène et un condenseur qui transfère la chaleur du fluide vers l'extérieur.

3.6.1 Le condenseur

Dans le condenseur, sous la pression de condensation, la température de la surface de refroidissement devient inférieure à celle de saturation du fluide frigorigène entraînant l'apparition de la phase liquide du fluide frigorigène. On peut ainsi constater la condensation d'une mince couche de vapeur saturée sur la paroi froide dès l'entrée de l'échangeur. Dès lors, on considère que la température du fluide frigorigène est constante et égale à la température de condensation. Aussi, si on admet que le coefficient global de transfert U est constant, le profil des températures aura l'apparence suivante [57] :

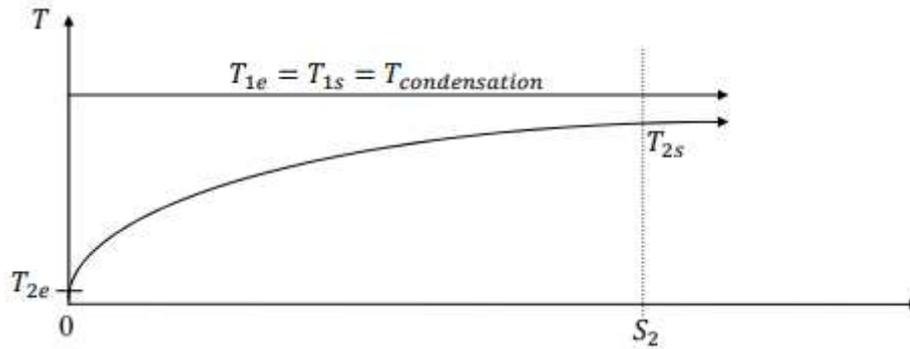


Figure.3.23 – profil de température de condensation [57].

3.6.2 L'évaporateur

Il existe deux types d'évaporateurs : noyé et à détente sèche.

Pour l'évaporateur noyé, l'évaporation se produit à l'extérieur des tubes complètement noyés dans la phase liquide.

La température du fluide frigorigène reste constante et égale à la température d'évaporation. Dans ces échangeurs le titre de vapeur reste en deçà de 75%.

Pour l'évaporateur à détente sèche, l'évaporation se produit à l'intérieur des tubes dans lesquels le fluide circule. [57]

3.6.3 Dimensionnement de l'échangeur de chaleur

3.6.3.1 Dimensionnement évaporateur

La quantité de chaleur dissipée des gaz d'échappement :

$$Q_g = m^{\circ}_g \times C_{p_g} \times (T_{g1} - T_{g2}) \quad (3.17)$$

La quantité de chaleur dissipée du fluide de travail :

$$Q_f = \varepsilon \times Q_g \quad (3.18)$$

Le débit massique du fluide de travail :

$$m^{\circ}_f = \frac{\varepsilon \times m^{\circ}_g \times C_{p_g} \times (T_{g1} - T_{g2})}{Q_h} \quad (3.19)$$

Tableau 3.7- Calcul de Q_g , Q_f , m°_f			
Fluide	Q_g (KW)	Q_f (kW)	m°_f (kg.S ⁻¹)
R123	1447	1085	5.726
o-Xylène	1447	1085	2.66
Toluène	1447	1085	2.679

3.6.3.2 Dimensionnement du condenseur

La quantité de chaleur perçue par le fluide de travail :

$$Q_f = m^{\circ}_f \times Q_1 \quad (3.20)$$

La quantité de chaleur transférée à l'eau de mer :

$$Q_w = \varepsilon \times Q_f \quad (3.21)$$

Le débit massique de fluide de travail :

$$m^{\circ}_w = \frac{\varepsilon \times Q_f}{C_{p_w} \times (T_{w_2} - T_{w_1})} \quad (3.22)$$

Tableau 3.8 – Calcul de Q_f , Q_w et m°_w

fluide	Q_f (KW)	Q_w (kW)	m°_w (kg.S ⁻¹)
R123	916.176	687.132	13.449
o-Xylène	962.757	722.068	14.133
Toluène	956.492	717.369	14.041

Le travail mécanique :

$$W_m = (q_h - q) \times m^{\circ}_f = \dot{q}_h - \dot{q}_l \quad (3.23)$$

Tableau 3.9 – Calcul de travail mécanique

fluide	q_h (KW)	q_l (kW)	m°_f (kg.S ⁻¹)	W_m (kW)
R123	189.5	160	5.726	168.92
o-Xylène	408	362	2.66	122.339
Toluène	405	357	2.679	128.604

Calcul du coefficient de transfert de chaleur

Le nombre de Reynolds :

$$Re = \frac{G \times d}{\mu} \quad (3.24)$$

- Si $Re < 2000$: le régime est laminaire.
- Si $2000 < Re < 3000$: le régime est intermédiaire.
- Si $Re > 3000$: le régime est turbulent.

Le nombre de Prandtl (Pr) :

$$Pr = \frac{\mu \times C_p}{\lambda} \quad (3.25)$$

Le nombre de Nusselt :

$$Nu = 0.023 \times (Re)^{0.8} \times Pr^{0.8} \times \frac{1}{x^{1.23}} \quad (3.26)$$

$$Nu = \frac{\alpha \times d}{\lambda} \quad (3.27)$$

Avec :

d : Diamètre (mm)

ρ : Masse volumique (kg/m³)

C_p: Chaleur spécifique (kJ/kg.K)

λ : Conductivité thermique

μ : Viscosité dynamique

G : vitesse massique de la charge (Kg/s.m²)

α_i : coefficient transfert thermique.

Le coefficient d'échange thermique global U :

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_c} + \frac{e}{\lambda} + \frac{1}{h_f} \quad (3.28)$$

La surface d'échange :

Pour l'évaporateur :

$$A = \frac{Q_f \times 1000}{U \times (T_{gm} - T_h)} \quad (3.29)$$

Le coefficient d'échange de chaleur globale est toujours inférieur ou égale au coefficient d'échange le plus petit. Pour une paroi qui sépare des gaz d'échappement et un fluide frigorigène en ébullition (évaporation) le coefficient d'échange le plus faible est celui du côté des gaz. Ce coefficient varie entre 30 W/m². °C et 300 W/m². °C, on peut adopter égale à U₁=50, U₂= 150, U₃=250 W/m². °C

**Tableau 3.10 – Calcul de la surface d’échange
de l’évaporateur**

fluide	Q _f (W) (10 ³)	T _h (°C)	T _{g_m} (°C)	A ₁ (m ²)	A ₂ (m ²)	A ₂ (m ²)
R123	1085	110	262.5	142.308	47.436	28.462
o-Xylène	1085	362	262.5	3339	1113	667.752
Toluène	1085	357	262.5	496.612	165.537	99.322

Pour le condenseur :

$$A = \frac{Q_f \times 1000}{U \times (T_1 - T_{w_m})} \quad (3.30)$$

Avec un raisonnement similaire on en conclut que le coefficient d’échange de chaleur globale dans le condenseur est inférieur ou égal au coefficient d’échange coté eau de mer (convection forcée) qui varie entre 300 et 10000 W/m².°C. U₁=600, U₂= 1900, U₃= 5800 W/m².°C.

**Tableau 3.10 – Calcul de la surface d’échange
du condenseur**

fluide	Q _f (W) (10 ³)	T ₁ (°C)	T _{w_m} (°C)	A ₁ (m ²)	A ₂ (m ²)	A ₂ (m ²)
R123	916.176	50	38.5	132.779	41.93	13.736
o-Xylène	962.757	196	38.5	10.188	3.217	1.054
Toluène	956.492	158.8	38.5	13.251	4.185	1.371

Conclusion

Dans ce chapitre consacré, notamment, aux fluides R123, o-Xylène et Toluène, notre étude a abouti aux conclusions suivantes :

Dans le procédé CAPILI, le fluide R123 donne les meilleurs rendements avec une basse plage de température et a également un très faible impact sur l’environnement.

En comparant ces trois fluides, on constate que le R123 obtient les meilleurs résultats, tant sur le plan du rendement thermique que sur celui de Carnot ou sur celui de la 2^{ème} loi puisque son rendement thermique se situe entre 15,5 % et 10,4 % avec une basse plage de température allant de 50 ° C à 70 ° C avec une pression de condensation située entre 2,1 bars et 3,7 bars, alors que les deux autres fluides n’obtiennent que de faibles rendements, malgré de hautes plages de températures.

Conclusion générale

Le présent travail a porté sur l'étude des systèmes de récupération de la chaleur dissipée par les systèmes de refroidissement et d'échappement des moteurs à combustion interne et plus particulièrement des moteurs Diesel marins. La chaleur récupérée est convertie en travail mécanique ce qui constitue un gain en termes d'économie de carburant et une prouesse en termes de protection de l'environnement.

Dans cet objectif plusieurs systèmes et procédés ont été élaborés par les différents chercheurs dont le procédé CAPILI.

Pour la première fois, un assemblage entre une machine thermo-hydraulique et un moteur à combustion interne a été proposé. L'objectif de cet assemblage est la récupération de la chaleur des systèmes de refroidissement et d'échappement et sa conversion en travail mécanique.

L'étude aussi a permis de comparer trois différents fluides frigorigènes pour la machine thermo-hydraulique-moteur. Il s'agit du R123, o-Xylène et le Toluène.

Compte tenu des différents rendements, il en ressort que le fluide R123 est le plus approprié et le plus performant parmi les fluides choisis, tant sur les plans du rendement thermique, du rendement de Carnot ou sur celui de la 2eme loi.

Enfin, des estimations quantitatives du travail mécanique produit par la machine thermo-hydraulique assemblée avec un moteur marin et aussi des surfaces d'échange des condenseurs et des évaporateurs pour les différents fluides de travail ont été effectuées.

Bibliographie

- [1] Jotanovia, M., Tadia, G., Miaia, V., Gorieanec, D., Recovery Of Heat From The Waste Flow Formed In The Process Of SodaAsh Production Using A High Temperature Heat Pump, *International Journal of Latest Research in Science and Technology*, 2014,3(2), 34-42.
- [2] Sunil J. Kulkarni, Pallavi M. Kherde, A Review on Studies and Research on Heat Recovery, Regeneration and Cogeneration, *International Journal of Latest Research and Review*.
- [3] Singh, P., Singh, N., Singh, G., Innovative Design on Metal Melting Equipment In View of Energy Conservation in Metal Casting, *International Journal of Research in Mechanical Engineering & Technology*, 2014, 4(2), 173-177.
- [4] Raghavan, R.V., Shriram, S.B., An Efficient Approach for Heat Recovery and Regeneration, *International Journal of Advanced Electrical and Electronics Engineering*, (IJAE),2013, 2(4), 125- 130.
- [5] Stalin, M.J., Krishnan, S. M., Kumar, G.V., Efficient Usage Of Waste Heat From Air Conditioner, *International Journal of Advances in Engineering & Technology*, 2012, 4(1), 414-423.
- [6] Fukushima, S., Suzukawa, Y., Akiyama, T., Kato, Y., Fujibayashi, A., Tada, T., Eco-friendly Regenerative Burner Heating System Technology Application and Its Future Prospects, *Technical Review*,2002, No.87, 30-37.
- [7] Job, M., Bartela, Ł., Skorek-Osikowska, A., Analysis of the use of waste heat in an oxy-combustion power plant to replace steam cycle heat regeneration, *Journal of Power Technologies*, 2013,93(3), 133-141.
- [8] Rey-Chein, C., Wen-Chiang, C., Research of High Temperature Air Combustion Fired Heavy Oil, 1-9.
- [9] Noor, A.M., Puteh, R.C., Rajoo, S., Waste Heat Recovery Technologies In Turbocharged Automotive Engine - A Review, *Journal of Modern Science and Technology*, 2014,2(1),108-119.
- [10] Tahani, M., Javan, S., Biglari, M., A Comprehensive Study On Waste Heat Recovery From Internal Combustion Engines Using Organic Rankine Cycle, *Thermal Science*, 2013, 17(2), 611-624.
- [11] Thu, K., Ng, K.C., Saha, B.B., Chakraborty, A., Overall Of Heat Transfer Analyses Of A Heat-Driven Adsorption Chiller, 2010 *International Symposium on Next-generation Air Conditioning and Refrigeration Technology*,17-19 February 2010, Tokyo, Japan, 1-10.
- [12] Hoang, AT., Waste heat recovery from diesel engines based on Organic Rankine Cycle, *Applied Energy* journal homepage: www.elsevier.com/locate/apenergy.
- [13] Rudenko, O., Moroz, L., Burlaka, M., Joly, C., DESIGN OF WASTE HEAT RECOVERY SYSTEMS BASED ON SUPERCRITICAL ORC FOR POWERFUL GAS AND DIESEL ENGINES, DESIGN OF WASTE HEAT RECOVERY SYSTEMS BASED ON SUPERCRITICAL ORC FOR POWERFUL GAS AND DIESEL ENGINES.
- [14] Lacour, S., Podevin, P., Massouh, F., Récupération d'énergie dans les gaz d'échappement d'un moteur diesel: Effet des phénomènes transitoires.
- [15] Tiwari, A., Vasnani, H., Kumar, N., Labana, M., A Review on Waste Heat Recovery and Reused of Exhaust Gases from Diesel Engines, *International Journal of Advance Reaserch in Science and Engineering*, Volume No.08, Issue No.09, September 2017.
- [16] Doyle, E.F., Patel, P.S., "Compounding the truck diesel engine with an organic rankine cycle system," 760343, *Society of Automotive Engineers (SAE)*, 1976
- [17] Giovanni, B., Alessandro, T., and Ugo, C., Optimization of waste heat recovery from the exhaust gas of marine diesel engines, *ProcIMEchE Part M: J Engineering for the Maritime Environment* 1–12.
- [18] Senary, K., Tawfik, A., Hegazy, E., Ali, A., Development of a waste heat recovery system onboard LNG carrier to meet IMO regulations, *Alexandria Engineering Journal*.
- [19] Qiang, G., Zheshu, M., Dong, Y., Conceptual Design and Performance Analysis of an Exhaust Gas Waste Heat Recovery System for a 10000TEU Container Ship, *POLISH MARITIME RESEARCH* 2(73) 2012 Vol 19; pp. 31-38 10.2478/v10012-012-0012-8.

- [20] Bari, S., Hossain, SN. Waste heat recovery from a diesel engine using shell and tube heat exchanger. *ApplThermEng* 2013;61:355–63.
- [21] Ichiki, Y., Shiraishi, K., Kanabosi T., Ono, Y., Ohta, Y., Development of Super WasteHeat Recovery System for Marine Diesel Engines. *Mitsubishi Heavy Ind Tech Rev* 2011;48:17–21.
- [22] Ali, N., Modélisation et optimisation d'un système de récupération d'énergie à l'échappement des moteurs de navires en utilisant la thermoélectricité (effet Seebeck), thèse doctorat, UNIVERSITÉ BRETAGNE LOIRE.
- [23] Theotokatos, G., Livanos, G., Techno-economical analysis of single pressure exhaust gas waste heat recovery systems in marine propulsion plants. *ProcInstMechEng Part M J EngMarit Environ* 2013;227:83–97.
- [24] Waste Heat Recovery (WHR) System: generating energy from a ship's exhaust gases, Press Presse Press Presse, Industry Sector, Industry Solutions Division, Hamburg, Germany, September 7, 2010, Background information, Waste Heat Recovery System", SMM 2010 – Shipbuilding, Machinery & Marine Technology.
- [25] Chen M., Sasaki Y., Suzuki RO., Computational Simulation of Thermoelectric Generators in Marine Power Plants. *Mater Trans* 2011;52:1549–52.
- [26] Waste Heat Recovery System (WHRS) for Reduction of Fuel Consumption, Emissions and EEDI.
- [27] VASILE, F., CATANĂ, D., ȘERBĂNESCU, I., ANALYSIS OF THE ENGINE THERMAL BALANCE. DETERMINATION OF ENERGY QUANTITY NECESSARY FOR COOLING A NAVAL ENGINE, The 4th International Conference □ Computational Mechanics and Virtual Engineering □ COMEC 2011 20-22 OCTOBER 2011, Brasov, Romania.
- [28] Zebbar, D., Zebbar S., Horr S., 2016. Theoretical study of the building principal of internal and external energy balances structures in diesel engine, *Recueil de mécanique*, vol.1 (1), pp.41-48.
- [29] Guelib, A., ÉTUDE THÉORIQUE D'UN TRANSFORMATEUR DE CHALEUR À ADSORPTION ZEOLITE-EAU ALIMENTÉ PAR UN CAPTEUR SOLAIRE, Mémoire de fin d'études pour l'obtention du diplôme de master en «Installation Énergétique et Turbomachine», 2016/2017.
- [30] Erbs, D. G., Klein, S. A., Duffie, J. A., estimation of the diffuse radiation fraction for hourly, daily and monthly overage global radiation, *solar energy*, 28(4), pp 293-304, 1982.
- [31] Alami, A., 2017. Etude et modélisation d'un système thermique alimenté par énergie géothermique, THESE Présentée pour l'obtention du Diplôme de Doctorat 3ème cycle en Énergétique et Environnement, Université DjillaliLiabès de Sidi Bel Abbès, page 21,22 ;
- [32] Kumar, D., Krishna, S A M., An Investigative and Concise Review on Evaporation and Condensation Processes Using Vapour Adsorption Technique, *Int. Journal of Engineering Research and Applications*, 2014, 4(10), 23-25.
- [33] W. Rivera1, R.J. Romero1, M.J. Cardoso, J. Aguillon, and R. Best, 2002. Theoretical and experimental comparison of the performance of a single-stage heat transformer operating with water/lithium bromide and water/Carrol, *Int. J. Energy Res.* pp.747–762;
- [34] Romero, R.J., Sotsil Silva – Sotelo, J. Cerezo., First Double Stage Heat Transformer (Dsht) In Latinamerica;
- [35] Stitou, D., Ingénieur de Recherche Laboratoire PROMES - UPR CNRS 8521 Transformation, Conversion, Stockage, Transport de l'énergie thermique par procédés thermo-chimiques et thermo-hydrauliques, L'UNIVERSITE DE PERPIGNAN VIA DOMITIA.
- [36] Borgogno, R., Procédé thermo-hydraulique solaire appliqué à la trigénération dans le secteur résidentiel, thèse pour obtenir le grade de docteur Délivrée par UNIVERSITE DE PERPIGNAN VIA DOMITIA, Préparée au sein de l'école doctorale 305 : Énergie Environnement E² Et de l'unité de recherche : PROMES-CNRS UPR 8521
- [37] Mauran, M., Martins, Stitou, D., Semmari, H., 20120. A novel process for engines or heat pumps based on thermal-hydraulic conversion, *Applied Thermal Engineering*, Vol.37, pp.249-257.
- [38] Azizi, A., ÉTUDE ET ANALYSE D'UN TRANSFORMATEUR THERMO-HYDRAULIQUE ALIMENTÉ PAR UNE SOURCE GÉOTHERMIQUE, Mémoire de fin d'études pour l'obtention du diplôme de master académique en «Installations Énergétiques», 2014/2015.

- [39] Suxin, Q., Jianlin, Y., Gang, Y., *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 69 (2017) 535–550.
- [40] 2013 ASHRAE HANDBOOK, FUNDAMENTALS, ASHRAE, 1791 Tullie Circle, N.E., Atlanta, GA 30329.
- [41] Ouadha, A., EVALUATION THERMODYNAMIQUE DES FLUIDES FRIGORIGENES DE REMPLACEMENT, Université des Sciences et de la Technologie d'Oran Mohamed BOUDIAF.
- [42] Christophe, C., Étude des fluides frigorigènes : mesures et modélisations, HAL Id: pastel-00000991 <https://pastel.archives-ouvertes.fr/pastel-00000991> Submitted on 26 Jan 2005.
- [43] Guesmi, R., Zaouali, N., Analyse énergétique et exergetique d'un système combiné : cycle organique de Rankine et cycle de réfrigération à compression mécanique, Mémoire du Projet de Fin d'Etudes Pour l'obtention de diplôme Master En « Génie Mécanique » Option : « Energétique », 2017/2018.
- [44] Tzu-Chen, H., Waste heat recovery of organic Rankine cycle using dry fluids, *Energy Conversion and Management* 42 (2001) 539±553.
- [45] Houssain, SN., Bari, S., Waste heat recovery from exhaust of a diesel generator set using organic fluids, 10th International Conference on Mechanical Engineering, ICME 2013, *Procedia Engineering* 90 (2014) 439 – 444.
- [46] M. A. Lozano, M. Carvalho, J. C. Ramos, L. M. Serra, Thermo-economic Analysis of Simple Trigeration Systems, Vol. 12 (No. 3), pp. 147-153, September 2009
- [47] Ing. D. BLUM ECAM – Bruxelles, Pourquoi pas la trigénération ? Pourquoi, pas la trigénération ? Etude technique, économique et environnementale d'une installation de trigénération visant à réduire la facture énergétique dans les bâtiments du secteur tertiaire.
- [48] Cogénération/Trigénération, Janvier 2017 / 33e Note d'Information sur les technologies du froid
- [49] Houssein, A., Farouk, F., Hasna, L., Selection based on differences between cogeneration and trigeneration in various prime mover technologies, *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 74 (2017) 491–511.
- [50] Mingxi, L., Yang, S., Fang, F., Combined cooling, heating and power systems: A survey, *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 35 (2014) 1–22.
- [51] Wen-Kuo, T., Rong-Hua, Y., Jen-Ming, H., Theoretical analysis of cogeneration system for ships, *Energy Conversion and Management* 48 (2007) 1965–1974.
- [52] Marko, B., Dragan, M., Predrag, K., Techno-economic analysis of the cogeneration process on board ships, *Journal of Sustainable Development of Transport and Logistics*.
- [53] GAS MARINE Trigeneration for ships, GENEMEX Energia S.L.
- [54] MAN B&W S40ME-B9.5-TII, Project Guide Electronically Controlled Two-stroke Engines with Camshaft Controlled Exhaust Valves.
- [55] Zebbar, D., Guelib, A., Kherris, S., Zebbar, S., Mostefa, K., Kaddouri, N., 2019. Thermodynamic study and analysis of thermohydraulic cycle for power generation. *Recueil de mécanique*, vol.3 (2), pp.299-305.
- [56] Semmari, H., Stitou, D., Mauran, S., 2012. A novel Carnot-based cycle for ocean thermal energy conversion, *Energy*, Vol. 43, pp.361-375.[57]

Résumé

Ce travail s'articule autour des moyens de récupération de la chaleur des systèmes de refroidissement et d'échappements des moteurs à combustion interne et en particulier les moteurs diesel marins. Pour la première fois, un assemblage entre une machine thermo-hydraulique et un moteur à combustion interne a été proposé. L'objectif de cet assemblage est la récupération de la chaleur des systèmes de refroidissement et d'échappement et sa conversion en travail mécanique. L'étude présente aussi une comparaison entre trois différents fluides frigorigènes (le R123, l'O-xylène et le Toluène) pour la machine thermo-hydraulique-moteur. Il en ressort que le fluide R123 est le plus approprié et le plus performant compte tenu des différents rendements.

Mots clés : CAPILI, fluides frigorigènes, dimensionnement, surfaces d'échanges, machine thermo-hydraulique.

Abstract

This work focuses on heat recovery means for cooling and exhaust systems of internal combustion engines and in particular marine diesel engines. For the first time, an assembly between a thermo-hydraulic machine and an internal combustion engine has been proposed. The objective of this assembly is to recover heat from the cooling and exhaust systems and convert it into mechanical work. The study also presents a comparison between three different refrigerants (R123, O-xylene and Toluene) for the thermo-hydraulic-motor machine. It appears that R123 is the most appropriate and efficient fluid for different yields.

Key words: CAPILI, refrigerants, design, exchange surfaces, thermo-hydraulic machine.

الملخص:

هذا العمل يهتم حول طرق استرجاع الحرارة المنبعثة من وسائل التبريد ومضخات السيارات ذات الاحتراق الداخلي وخاصة المحرك الديازال البحري، لأول مرة تم اقتراح الجمع بين آلة هيدروليكية حرارية بمحرك ذو احتراق داخلي، الهدف من هذا التجميع هو استرجاع الحرارة المنبعثة من أنظمة التبريد والمضخات وتحويلها إلى عمل ميكانيكي، الدراسة قدمت لذلك مقارنة بين ثلاثة وسائل عمل مختلفة (R123، o-Xylène، Toluene).

لآلة الهيدرودناميكية المحركة ويظهر أن السائل R123، هو الأحسن والأفضل نظرا لمردوديته.

الكلمات المفتاحية: كاييلي، وسائل العمل، تصميم، مساحة التبادل، المحول الهيدروليكي الحراري.