# UNIVERSITÉ CHEIKH ANTA DIOP DE DAKAR



# ECOLE DOCTORALE PHYSIQUE CHIMIE SCIENCES DE LA TERRE DE L'UNIVERS ET DE L'INGENIEUR

#### ECOLE SUPERIEURE POLYTECHNIQUE DE DAKAR

Année : 2016/2017 N° d'ordre :

#### THESE DE DOCTORAT

#### **Mention : SCIENCES DE L'INGENIEUR**

Spécialité : Systèmes Energétiques et Environnement

Présentée par :

**Mohamed Izzedine Serge ADJIBADE** 

# Titre : Analyse énergétique et exergétique d'une micro-cogénération pour la production de l'électricité et du froid

Soutenue le 06 Octobre 2017 devant le jury composé de :

Président :

<b>Roger Marcelin Faye</b>	Professeur, Université Cheikh Anta Diop de Dakar
Rapporteurs	
Biram DIENG	Maître de conférences, Université Alioune Diop de Bambey
Diouma KOBOR	Maître de conférences, Université Assane Seck de Ziguinchor
Examinateurs	
Demba SOW	Professeur, Université Cheikh Anta Diop de Dakar
Vincent SAMBOU	Maître de conférences, Université Cheikh Anta Diop de Dakar
Ababacar THIAM	Maître assistant, Université Alioune Diop de Bambey
Directeur de thèse	
Dorothé AZILINON	Professeur, Université Cheikh Anta Diop de Dakar

Laboratoire d'Energétique Appliquée (LEA)

# Dédicaces

Il est dit que le fruit honore l'arbre mais ce dernier puise toute son énergie dans les racines. Ainsi, lorsque l'arbre est honoré, cet honneur, il le doit aux racines.

Je dédie cette thèse à :

A mon feu père ADJIBADE Falilou (Paix à son âme). Merci à toi pour tes conseils ton soutien et pour avoir surtout toujours cru en moi ;

A ma mère Kadidjath BAKARY, « éniyan bi iya ko si » Merci à toi pour tout. Ton soutien et ton amour me donnent la force de toujours continuer. Merci pour cet amour à l'infini;

A mes frères et sœurs Kassim, Yasmine, Razidath ADJIBADE pour leur soutien, leurs conseils et d'avoir toujours cru en moi;

A ma tante Chakiratou AKADIRI pour son soutien ;

A toute la famille ALAOFE en particulier à ma femme Hafsatou ALAOFE. Ton soutien, ta joie de vivre et ton amour ont bonifié chaque jour passé avec toi, ce travail est notre travail. Merci d'avoir toujours cru en moi.

A ma fille Irfane ADJIBADE, merci d'avoir apportée cette immense joie dans ma vie ce qui m'a redonné plus de motivation pour la concrétisation de ce travail,

A la famille Ndiogou, en particulier Alioune Ndiogou, qui grâce à vous je me suis senti comme chez moi au Sénégal. Merci à vous.

Puisse la grâce d'Allah tout puissant nous guider dans notre quête de succès.

# Remerciements

A la fin de ce modeste travail, j'ai réalisé que j'ai pu l'accomplir grâce à la contribution d'un grand nombre de personnes, et quoi que je dise, je ne pourrai jamais assez les remercier.

Je tiens à remercier profondément mon directeur de thèse le Professeur Dorothé AZILINON pour son encadrement scientifique, pour la confiance qu'il m'a témoignée tout au long de ce travail, pour son soutien et ses conseils ; grâce à qui mes efforts ont pu aboutir et avec qui j'ai beaucoup appris ;

Ensuite un vif remerciement à mon encadreur, le Dr Ababacar THIAM, qui m'a toujours tendu la main quelle que soit les difficultés, a cru en moi dans mes premières années de thèse, m'a soutenu tout au long de cette thèse et m'a surtout guidé tant sur le plan personnel que professionnel.

Grâce à vous, j'ai pu découvrir l'aspect passionnant d'un projet de recherche mené en équipe.

Aussi, je tiens beaucoup et avec un plaisir particulier à remercier le Dr Christophe AWANTO, le Dr Edem NTSOUKPOE et le Dr Ousseynou DIAO pour leur conseils, leur soutien.

Un remerciement au Dr Vincent SAMBOU et Dr Mactar Faye, Enseignants chercheurs au sein du Laboratoire d'Energétique Appliquée, pour leur conseils et soutien tout au long de cette thèse.

Un remerciement est adressé à tous mes collègues du Laboratoire d'Energétique Appliquée en particulier Ndiogou Alioune pour leur aide, leur soutien et qui m'ont permis de créer une famille au sein du laboratoire; Un spécial remerciement a Elhadj Ibrahim Cissé, pour son soutien tout au long de cette thèse. Nous avions relevé ensemble les différents défis tout au long de la phase expérimentale de cette thèse. Merci beaucoup pour ta contribution ;

Un remerciement à tous les techniciens de l'atelier Génie Mécanique de l'Ecole Supérieur Polytechnique pour leur franche collaboration. Avec vous la phase expérimentale a été un succès.

Que soient également remerciés tous ceux qui ont contribué au financement de mes travaux : l'Ecole Supérieure Polytechnique, le World Federation of Scientists (WFS), et l'International Centre for Theoretical Physics (ICTP) à travers la bourse ANSUP du réseau ANSOLE.

Sans oublier toute personne ayant participée de près ou de loin à la réalisation de ce mémoire.

Toute l'administration et le corps professoral de l'Ecole Supérieure Polytechnique;

Président du Jury, Pr Roger Marcelin Faye, pour avoir accepté de présider ce jury ;

Honorables membres du jury, Pr Demba Sow, Pr Dorothé Azilinon, Dr Biram Dieng, Dr Diouma Kobor, Dr Vincent Sambou et Dr Ababacar Thiam, pour avoir accepté de juger ce travail

#### Résumé

Cette étude présente une analyse théorique et expérimentale d'une micro cogénération de production simultanée d'électricité et de froid. Le micro-cogénérateur est un moteur à combustion interne fonctionnant suivant le cycle Otto et un système de production frigorifique à absorption diffusion fonctionnant avec le mélange ammoniac-eaudihydrogène. Les rejets d'échappement du moteur thermique sont utilisés pour alimenter le générateur de la machine frigorifique. Une analyse énergétique et exergétique est présentée sur chaque composant et sur la micro cogénération. De même, afin de comparer la production combinée à la production séparée d'énergie électrique et de froid une analyse d'économie d'énergie primaire réalisée est faite. Les résultats ont montré une corrélation forte entre 3 paramètres du moteur qui impactent d'une part sur le fonctionnement de la machine frigorifique à absorption diffusion et d'autre part sur le rendement global du micro cogénérateur. Il s'agit de la vitesse de rotation, de la consommation spécifique et de la température des gaz d'échappement. Ainsi, pour un fonctionnement optimal, une vitesse de rotation de 3000 tour/min est obtenue pour une puissance effective de 3,25 kW avec une consommation spécifique de 330 g/kWh et une température minimale de 400 °C à l'échappement. Dans ces conditions un rendement effectif de 0,39 est obtenu pour le moteur à essence. Le couplage avec la machine frigorifique a permis d'améliorer de 49 % ce rendement avec un coefficient de performance de celui-ci qui est de 0,44. L'analyse exergétique a permis de déterminer les composants présentant une forte exergie détruite. Ainsi la plus grande irréversibilité est obtenue à l'échappement suivi de l'absorbeur et de l'évaporateur. Les plus faibles irréversibilités sont obtenues au condenseur. Cette analyse a permis d'obtenir un rendement exergétique de l'installation de 0,52. L'économie d'énergie primaire étant un des critères de mesure de l'efficience d'un micro cogénérateur nous a permis de conclure notre système est une installation à haut rendement avec un gain d'énergie primaire de 19,1 %.

#### Abstract

This study presents a theoretical and experimental analysis of a micro cogenerator of combined production of electricity and cold. The micro-cogenerator is an internal combustion engine operating with Otto cycle and a refrigeration absorption system, which operates with the ammonia-water-dihydrogen mixture. The exhaust gases rejected from the heat engine are used to supply the generator of the refrigeration machine. An energy and exergy analysis is presented for each component and for overall micro-cogenerator. Similarly, in order to compare the combined production with the separate production of electricity and cold, primary energy saving analysis performed is done. The results showed a strong correlation between 3 parameters of the engine which affect on the one hand the performance of the diffusion absorption refrigeration and on the other hand the overall efficiency of the micro-cogenerator. These are the speed of rotation, the specific consumption and the temperature of the exhaust gases. Thus, for optimum operation, a rotational speed of 3000 rpm with an effective power equal to 3.25 kW, a specific consumption of 330 g/kWh and a minimum temperature of 400 °C at the exhaust gas are obtained. Under these conditions, an effective efficiency of 0.39 is obtained for the gasoline engine. The coupling with the refrigeration machine made it possible to improve this efficiency by 49 % with a coefficient of performance of the latter which is 0.44. The exergy analysis made it possible to determine the components presenting a high exergy destroyed. Thus, the most irreversibility is obtained at the exhaust gas followed by the absorber and the evaporator of the diffusion absorption refrigeration. The lowest irreversibilities are obtained at the condenser. This analysis allows obtaining an exergy efficiency of 0.52. The primary energy saving being, one of the criteria for measuring the efficiency of a micro cogenerator, has allowed us to conclude that our system is a high efficiency facility with a primary energy gain of 19.1%.

# Table des matières

Dédicacesi
Remerciementsii
Résuméiv
Liste des figures x
Liste des tableauxviii
Nomenclature
Introduction générale
CHAPITRE 1 : ETAT DE L'ART DES SYSTEMES DE COGENERATION 5
Introduction
1.1. Définition et intérêt des systèmes de cogénération
1.2. Les machines motrices
1.2.1. Les moteurs à combustion interne9
1.2.2. Les turbines à gaz10
1.2.3. Les turbines à vapeur11
1.2.4. Les piles combustibles
1.2.5. Les moteurs à combustion externe
1.3. Etude des combustibles des machines motrices
1.4. Méthodes d'épuration du biogaz16
1.5. Développement des systèmes de cogénération16
1.6. Etude comparative des différentes machines motrices pour la cogénération 19
1.7.1. Les cycles de compression de vapeur
1.7.2. Les cycles à sorption
1.7.2.1. Les cycles à sorption à double pression
1.7.2.2. Les cycles à sorption à pression unique

1.8.	Dé	veloppement des systèmes de production de froid	31
1.8.	Etu	de comparative des technologies de production froid	34
Conc	clusic	on	36
CHA	PITI	RE 2 : MODELISATION THERMODYNAMIQUE DU SYSTEME I	ЭE
COC	BENE	ERATION	37
Intro	ducti	ion	37
2.1.	Pré	sentation du système de cogénération	37
2.2.	Mo	dèle du système de cogénération	38
2.3.	Mo	tivations et choix de la simulation numérique	38
2.4.	Mo	délisation du MCI en cogénération	39
2.4	<b>I</b> .1.	Hypothèses de calcul	39
2.4	1.2.	Equations de modélisation du MCI	40
, 4	2.4.2.	1. Quantité de chaleur dans le cylindre	43
4	2.4.2.	2. Variation du débit de masse	44
2.4	1.3.	Bilan énergétique du moteur	45
4	2.4.3	1. Puissance mécanique du moteur	46
-	2.4.3	2. Energie thermique disponible	47
2.4	1.4.	Etude exergétique du MCI	47
2.4	1.5.	Consommation spécifique	50
2.5.	Org	ganigramme de la modélisation du moteur à combustion interne	50
2.6.	Mo	délisation de la machine à absorption diffusion	52
2.6	5.1.	Paramètres fondamentaux des substances pures	52
2.6	5.2.	Détermination des points de fonctionnement du cycle NH <sub>3</sub> -H <sub>2</sub> O-H <sub>2</sub>	52
4	2.6.2	1. Températures limites	52
4	2.6.2	2. Facteur de circulation et taux de dégazage	54

2.6.3. Ca	lcul du cycle thermodynamique	54
2.6.3.1.	Hypothèses de calcul	54
2.6.3.2.	Les données du calcul	55
2.6.4. Ec	uations de bilan de la MAD	55
2.6.4.1.	Générateur	56
2.6.4.2.	Rectifieur	57
2.6.4.3.	Echangeur de chaleur de solution	57
2.6.4.4.	Condenseur	58
2.6.4.5.	Echangeur de chaleur gaz	59
2.6.4.6.	Evaporateur	60
2.6.4.7.	Absorbeur	60
2.6.5. Co	pefficient de performance et rendement exergétique de la MAD	61
2.6.6. Or	ganigramme de calcul du cycle de la MAD	63
2.7. Econo	mie d'énergie primaire	65
2.8. Bilan e	énergétique et exergétique de la cogénération	65
Conclusion		66
CHAPITRE	3 : ANALYSE ET DISCUSSIONS DES RESULTATS NUMERIQU	ES
ET EXPERI	MENTAUX	65
Introduction		68
3.1. Banc c	l'essai expérimental	68
3.2. Métho	de de résolution numérique	70
3.3. Valida	tion expérimentale du modèle de cogénération en régime dynamique	71
3.3.1. Va	alidation expérimentale du modèle du moteur thermique	71
3.3.2. Et	ude énergétique et exergétique du moteur à combustion interne	76
3.3.3. Va	alidation expérimentale du modèle de la machine à absorption diffusion	.79

3.3.4.	Etude comparative des deux sources d'énergie	88
3.3.5.	Etude énergétique et exergétique de la MAD	89
3.4. An	alyse énergétique et exergétique du système de cogénération	92
Conclusio	on	93
Conclusio	on Générale	95
Référence	es	95
Annexe 1	: Méthodes de purification du biogaz	I
Annexe 2	Spécifications techniques du moteur	VI
Annexe 3	: Equations des propriétés thermodynamiques du couple NH <sub>3</sub> -H <sub>2</sub> ON	/II
Annexe 4	: Diagrammes thermodynamiquesX	III
Annexe 5	: Modèle de transfert de chaleur par la corrélation de Woschni	ΚV
Annexe (	6: Discrétisation numérique par la methode de Runge KuttaXV	/II

# Liste des figures

Figure 1.1 : Comparaison production séparée et en cogénération
Figure 1.2 : Système de cogénération à partir des moteurs à combustion interne9
Figure 1.3 : Fonctionnement d'une cogénération basée sur une turbine à gaz10
Figure 1.4 : Schéma de fonctionnement d'une cogénération basée sur une turbine à
vapeur
Figure 1.5 : Schéma de fonctionnement d'une cogénération basée sur les piles
combustibles
Figure 1.6 : Système de cogénération basé sur un moteur Stirling fonctionnant à partir
de la biomasse
Figure 1.7 : Moteurs de micro-cogénération - efficacité électrique en fonction de la
puissance électrique nominale
Figure 1.8 : Moteurs de micro-cogénération – efficacité thermique en fonction de la
puissance électrique nominale
Figure 1.9 : Moteurs de micro-cogénération - efficacité thermique en fonction de
l'efficacité électrique pour un facteur c donné
Figure 1.10: Cycle de compression de vapeur
Figure 1.11 : Schéma d'une machine frigorifique à adsorption
Figure 1.12 : Schéma de principe d'une machine à absorption
Figure 1.13 : Schéma de principe d'une machine à absorption diffusion
Figure 2.1: Système de cogénération étudié
Figure 2.2 : Modèle de cogénération
Figure 2.3: Profil de fraction massique brûlée en fonction de l'angle de vilebrequin . 40
Figure 2.4: Cycle Otto
Figure 2.5: Organigramme du modèle du moteur à combustion interne
Figure 2.6: Volume de contrôle infinitésimal de l'échangeur de chaleur
Figure 2.7: Générateur
Figure 2.8: Rectifieur
Figure 2.9: Echangeur de chaleur de solution57
Figure 2.10: Condenseur

Figure 2.11: Echangeur de chaleur gaz	59
Figure 2.12: Evaporateur	60
Figure 2.13: Absorbeur	61
Figure 2.14: Organigramme de calcul de la machine à absorption diffusion	65
Figure 3.1: Banc d'essai du micro-cogénérateur	68
Figure 3.2:Banc d'essai d'un micro-cogénérateur	69
Figure 3.3: Capteur de température et d'humidité (a) et un tachymètre (b)	70
Figure 3.4 : Température du cylindre à puissance nominale	73
Figure 3.5 : Pression du cylindre à puissance nominale	73
Figure 3.6 : Puissance effective en fonction de la vitesse de rotation	74
Figure 3.7 : Consommation spécifique en fonction de la vitesse de rotation	75
Figure 3.8 : Puissance à l'échappement en fonction de la vitesse de rotation	75
Figure 3.9 : Température à l'échappement en fonction de la puissance effective	76
Figure 3.10 : Analyse énergétique du moteur en fonction de la vitesse de rotation	77
Figure 3.11: Diagramme de Sankey des flux énergétiques et exergétiques du moteur	r à
combustion interne	78
Figure 3.12 : Comparaison de la température d'évaporation expérimentale et	
numérique	80
Figure 3.13: Comparaison de la température de condensation expérimentale et	
numérique	81
Figure 3.14: Comparaison de la température de la source de chaleur expérimentale	et
numérique	82
Figure 3.15: Pression du système et la fraction massique de l'ammoniac	83
Figure 3.16: Température interne des composants de la machine à absorption diffus	ion
fonctionnant à la résistance électrique	84
Figure 3.17: Profil de la température ambiante	85
Figure 3.18: Effet de la température ambiante sur la température des composants du	1
système	86
Figure 3.19 : Température interne des composants de la machine à absorption	
diffusion fonctionnant au gaz d'échannement	. 87

Figure 3.20 : Profile de la température du générateur pour les gaz d'échappement et la
résistance électrique
Figure 3.21 : Profile de la température d'évaporation pour les gaz d'échappement et la
résistance électrique
Figure 3.22: Diagramme de Sankey du flux énergétique et exergétique de la machine à
absorption diffusion
Figure 3.23 : Variation du rendement exergétique et énergétique en fonction de la
température du générateur91
Figure 3.24: Estimation de la surface de réponse pour une température d'évaporation
fixée91

# Liste des tableaux

Tableau 1.1 : Potentiel de cogénération (bagasse) de certains pays de la zone	
subsaharienne en 2003	8
Tableau 1.2 : Spécifications techniques du biogaz en cogénération	16
Tableau 1.3 : Techniques de purification du biogaz	17
Tableau 1.4 : Comparaison des machines motrices des systèmes de cogénération	23
Tableau 1.5 : Etude comparative des différents systèmes de production de froid par	
apport de chaleur	35
Tableau 2.1 : Les paramètres fondamentaux des substances pures	52

# Nomenclature

A	Surface d'échange	$m^2$
bo	Alésage du cylindre	m
C <sub>d</sub>	Coefficient de levée des soupapes	
C <sub>p</sub>	Capacité calorifique massique du	lr I/lr ~ V
	mélange à pression constant	KJ/Kg.IX
C	Capacité calorifique massique du	kI/ka K
υv	mélange à volume constant	K5/ K2.1X
$D_{v}$	Diamètre des soupapes	m
Ė	Taux de transfert d'exergie	kW
EEP	Economie d'énergie primaire	%
$\dot{E}_{ m f}$	Puissance du combustible	kW
F <sub>c</sub>	Facteur de circulation	
Н	Enthalpie	kJ
h	Enthalpie massique	kJ/kg
h	Coefficient de transfert de chaleur	$\mathbf{W}/m^2 \mathbf{V}$
Πc	instantanée	W/III <sup>-</sup> .K
İ	Exergie détruite	kW
lc	Longueur de la bielle	m
lv	Levée de la soupape	m
m	Masse	kg
'n	Débit de masse	kg/s
MAD	Machine à absorption diffusion	
MCI	Moteur à combustion interne	
Ν	Vitesse de rotation	tour/min
n	Nombre de cylindres	
Р	Pression	Pa

PCI	Pouvoir calorifique inférieur	MJ/kg
pme	Pression moyenne effective	N/m <sup>2</sup>
pmi	Pression moyenne indiquée	N/m <sup>2</sup>
pmf	Pression moyenne de frottement	N/m <sup>2</sup>
Q	La quantité de chaleur	kJ
Ż	Puissance	kW
r	Constant spécifique des gaz	kJ/kg.K
R	Constante des gaz parfaits	kJ/mol.K
r <sub>c</sub>	Rapport de compression	
S	Entropie massique	kJ/kg
S <sub>c</sub>	La course du piston	m
Т	Température	K
t	Temps	S
U	Energie interne	kJ
u	Energie interne massique	kJ/kg
V	Volume	m <sup>3</sup>
V	Vitesse moyenne du piston	m/s
$V_d$	Volume de gaz déplacé	m <sup>3</sup>
Ŵ	Puissance	kW
X	Fraction massique en ammoniac liquide	
Xb	Fraction massique de gaz brûlés	
у	Fraction massique en ammoniac gazeux	
Ug	Coefficient global de transfert de chaleur	W/K

# Caractères grecs

θ	Angle de vilebrequin	rad
---	----------------------	-----

Е	Exergie massique	kJ/kg
η	Rendement	
γ	Rapport des capacités calorifiques	
$\theta_d$	Angle balayé pendant la combustion	rad
A	Angle de vilebrequin au début de la	rad
$o_s$	combustion	

# Indices

а	air
abs	Absorbeur
c	combustion
ch	Chimique
СНР	cogénération
cogen	Cogénérateur
cond	Condenseur
e	Entrée
ECOP	Rendement exergétique
el	Electrique
evap	Evaporateur
excogen	Exergétique du cogénérateur
exh	Echappement
exm	Exergétique
ext	Extérieur
f	Final
F	Combustible
ft	Fluide de travail
g	Générateur thermique

gen	Générateur électrique
ghx	Echangeur de chaleur gaz
i	Initial
m	Début compression
max	maximum
meca	Mécanique
mr	Milieu à refroidir
0	Référence
р	Paroi
r	Riche en ammoniac
rec	Rectifieur
refr	Réfrigérant
S	Sortie
SC	Source de chaleur
shx	Echangeur de chaleur de solution
sr	Système de refroidissement
t	Total
th	Thermique
tm	Thermomécanique
v	Condition de la valve
xdet	Exergie détruite du volume de contrôle
xe	Exergie du combustible
xQ	Transfert de chaleur entre le volume de contrôle et l'environnement
xW	Transfert associé à la puissance mécanique





#### Introduction générale

Dans le domaine agro-alimentaire, des problèmes de conservations demeurent importantes surtout dans plusieurs zones rurales en Afrique en générale et en Afrique Subsaharienne en particulier. Pour le cas de la production laitière, le Sénégal est l'un des pays qui pourrait être autosuffisant mais reste dépendant d'une production européenne largement subventionnée. En effet, 90 % du lait vendu au Sénégal est importé sous forme de poudre. Il arrive quotidiennement environ 25 000 tonnes chaque année, ce qui impacte sur la balance commerciale, et pourtant les vaches sont bien là [1].

Le Sénégal compte environ 3 000 000 de bovins principalement concentrés dans les régions Nord surtout dans le Ferlo. Nos laitières ne produisent toujours pas plus de 3 litres de lait par jour. C'est une production faible, irrégulière et fortement marquée par une variation saisonnière. En effet, les vaches laitières produisent normalement environ 28 Litres de lait en moyenne par jour chacun [2]. L'un des obstacles majeurs que rencontrent ces différentes zones de production, demeure le manque de moyens adéquats de conservation de leur production exposée à une détérioration rapide en raison des conditions climatiques peu favorables. Dans la plupart de ces zones, la production laitière est saisonnière. Ainsi elles ne sont disponibles que pendant une courte partie de l'année avec une production qui excède les capacités d'absorption du marché. Il urge de transformer et de conserver l'excédent, pour éviter les gaspillages. Tout ceci crée un manque à gagner pour les producteurs mais aussi pour le pays. Pour remédier à cela, il est nécessaire non seulement d'accroître la production, mais aussi d'examiner toutes les possibilités d'élaboration et d'utilisation de méthodes de conservation compatibles à la zone visée. La conservation du lait doit se faire à travers l'intensification et la valorisation d'une chaîne de froid fiable et efficace.

Plusieurs pays africains connaissent de gros problèmes d'approvisionnement énergétique. En effet, la production d'électricité de l'Afrique est de 114 GW représentant celle de l'Allemagne avec une production en Afrique subsaharienne de 74 GW représentant celle de l'Espagne [3]. Ces problèmes énergétiques sont entre autres

dus, soit à la rareté et au coût des ressources, soit aux difficultés de transport et de distribution. La situation énergétique dans la zone subsaharienne est d'autant plus préoccupante que quatre personnes sur cinq sont dépourvues de toute source d'énergie. Certaines régions de cette zone suivant leur situation géographique sont souvent éloignées du réseau ne facilitant pas leur accès au service énergétique.

Face à la demande d'électricité toujours croissante, au déficit énergétique et vue le potentiel économique de la zone subsaharienne, des solutions dans le sens d'une production efficace rationnelle doivent être trouvées tout en respectant l'environnement. Ceci ouvre les portes à une course vers de nouvelles sources d'énergie ou de nouveaux procédés permettant d'en économiser davantage. Une alternative pour pallier aux problèmes énergétiques est la production décentralisée.

La micro-cogénération consiste en une production simultanée d'électricité et de chaleur pour de faibles puissances, inférieures à 50 kW en Union Européenne et inférieures à 36 kW en France. La micro-cogénération connaît depuis quelques années un important développement lié aux évolutions du contexte énergétique et environnemental. En effet, il s'avère nécessaire de promouvoir l'utilisation de systèmes énergétiques efficaces pour réduire la consommation d'énergie primaire tout en répondant aux besoins énergétiques accrus. Le constat des effets néfastes du réchauffement climatique incite à limiter les émissions de gaz à effet de serre, en majorité associées au secteur de la production d'énergie. Ceci nécessite une utilisation plus efficace de l'énergie tout en ayant recours à des ressources énergétiques limitant l'impact carbone. Les systèmes de microcogénération sont des solutions qui peuvent répondre à ces enjeux, en particulier concernant l'amélioration de l'efficacité énergétique et la réduction des émissions de gaz à effet de serre. L'utilisation de chaleur associée à la production d'électricité permet d'obtenir des rendements globaux élevés (ratio entre énergie récupérée et énergie primaire consommée). Cette chaleur pourrait être utilisée pour une production de froid par sorption décentralisée dans un contexte où l'accès à l'énergie électrique est limitée et les machines frigorifiques classiques énergivores ne pourront régler le problème de conservation. En effet les machines frigorifiques à sorption fonctionnement quasiment à l'énergie thermique.

Le travail présenté ici a pour objectif de réaliser l'étude théorique et expérimentale d'un prototype d'une unité de micro-cogénération, pour la production simultanée de l'électricité et du froid en vue de la conservation des produits laitiers. Cette unité de production alimentée en combustible liquide est analysé en se penchant sur des domaines physiques variés (thermique, thermodynamique et mécanique) et en s'intéressant aux phénomènes à différentes échelles (étude de l'unité dans son ensemble, étude locale de phénomènes physiques au sein de ses composants). Cette unité est composée d'un moteur à essence, d'une machine à absorption diffusion et d'un échangeur air-gaz de combustion permettant de faire fonctionner le générateur de la machine à absorption diffusion. Plusieurs systèmes de micro-cogénération associés à ce type de cogénérateur sont référencés dans la littérature. La possibilité de coupler d'une part un moteur à essence dans la gamme de puissance étudiée mais aussi d'utiliser une machine à absorption diffusion qui ne consomme aucune énergie électrique est une nouveauté. Les gaz d'échappement ne permettant pas d'avoir un flux thermique constant, il urge de réaliser nécessairement une modélisation spécifique pour un meilleur fonctionnement du micro cogénérateur.

Dans notre travail après avoir présenté les différentes configurations de système de cogénération, nous allons présenter le modèle retenu pour une modélisation thermodynamique de chaque composant. Ensuite suivra, l'étude numérique et expérimentale du système afin d'analyser le comportement du point de vue énergétique et exergétique. Enfin l'économie d'énergie primaire réalisée est déterminée si le système ne fonctionnait pas en mode production simultanée d'électricité et de froid.



## Introduction

Ce chapitre présente un état de l'art des systèmes de cogénération. Il aborde successivement les différentes machines motrices utilisées en cogénération les combustibles utilisés et les différents procédés de production du froid.

## 1.1. Définition et intérêt des systèmes de cogénération

La cogénération est définie comme étant la production simultanée des énergies électrique et thermique à partir d'une source d'énergie primaire. Depuis plusieurs années, les systèmes de cogénération se sont installés allant de la plus petite aux grandes puissances. En fonction des échelles de puissance, ils sont classés en quatre groupes [4] :

- Micro-cogénération, puissance inférieure ou égale à 50 kW ;
- Petite-cogénération, puissance comprise entre 50 kW et 5 MW ;
- Moyenne ou Mini-cogénération, puissance comprise entre 5 MW 50 MW ;
- Grande-cogénération, puissance supérieure à 50 MW.

Plusieurs études ont été réalisées sur les systèmes de cogénération et continuent de susciter des intérêts de par leurs avantages. Avec un rendement électrique des machines motrices de l'ordre de 35 %, la possibilité de valoriser leur rejet thermique pour la production d'eau chaude ou pour la production du froid permet d'obtenir des rendements globaux de 90 % (figure 1.1) [5-6].



Figure 1.1 : Comparaison production séparée et en cogénération

Ces systèmes permettent de faire des économies considérables dans la production d'énergie finale mais aussi dans la consommation d'énergie primaire, cette dernière pouvant être réduite d'environ 30 % [7] comparée au système conventionnel.

Ils sont très adaptés pour des microcentrales décentralisées surtout pour des régions disposant d'un potentiel énergétique (biomasse, déchets de cheptel, déchets agricoles) et surtout éloignées du réseau électrique ou pour d'autres besoins spécifiques (chaleur/froid). De même, ces systèmes peuvent être adaptés aux industries qui ont des besoins de vapeur d'eau ou d'air chaud importants et une forte consommation d'électricité. Dans le secteur tertiaire, les immeubles de bureaux, les hôpitaux peuvent être concernés par la cogénération. Enfin la cogénération présente également un intérêt dans la diversification de sources de production d'énergie mais aussi dans la production décentralisée pour des micro-cogénérations. Cette dernière peut éviter des coûts de développement des réseaux électriques et des pertes en ligne correspondantes. Enfin, la détermination de l'impact de la cogénération sur l'environnement est complexe. En effet, il faut être capable, par exemple, de déterminer la quantité de CO<sub>2</sub> qui serait rejetée à l'atmosphère en production centralisée et qui ne se présente pas en cogénération. Si le biogaz épuré est choisi, la combustion ne produit essentiellement que de la vapeur d'eau et du dioxyde de carbone. Ce dernier, principal gaz à effet de serre est d'environ 20 % inférieure à celui produit par la combustion du fioul et voire 40 % par la combustion du charbon [4].

Le potentiel des ressources en énergies renouvelables en Afrique (particulièrement pour les applications électriques) est loin d'être pleinement exploité, essentiellement en raison du faible intérêt politique qu'elles suscitent et des niveaux d'investissement exigés. Les estimations provenant d'études récentes [8] indiquent par ailleurs qu'une proportion significative de la production électrique actuelle dans 16 pays de l'Afrique orientale et méridionale pourrait être couverte par une cogénération utilisant la bagasse dans l'industrie sucrière. Ces technologies renouvelables et d'autres pourraient apporter une contribution significative et jouer un rôle d'importance croissante dans l'amélioration de la sécurité énergétique et de l'accès à des services énergétiques modernes, tout en renforçant le développement du secteur de l'énergie en Afrique. L'île Maurice est un exemple réussi de la cogénération avec une production électrique à partir de la cogénération issue des déchets des industries sucrières d'environ 40 % de la production nationale [8].

Pays	Capacité	Production	Potentiel de cogénération	
	installée en	totale en 2003	Quantité	Part de la production
	2003 (MW)	(GWh)	(GWh)	totale (%)
Ile Maurice	725	1564	600	38.4
Soudan	1380	3165	643.5	20,3
Malawi	306	1177	250.8	21,3
Kenya	1143	4563	530.3	11.6
Ouganda	303	1756	173.4	9.9
Zimbabwe	1961	7906	686.4	8,7
Ethiopie	493	1812	150.3	8,3
Tanzanie	863	2770	100.8	3,6

Tableau 1.1 : Potentiel de cogénération (bagasse) de certains pays de la zone subsaharienne en 2003 [8]

Les industries sucrières étant bien installées en Afrique de l'Est et du Sud, ces pays présentent un potentiel élevé de production d'électricité à partir des systèmes de cogénération comme présenté dans le tableau 1.1.

D'autres développements majeurs sont en cours en Afrique de l'Ouest à l'instar de la Côte d'Ivoire avec le projet Biokala, qui permettra de produire de l'électricité à partir de troncs et de feuilles de palmiers à huile ainsi que des résidus d'hévéa. On parle à terme de l'exploitation d'une centrale de cogénération de 42 Mégawatts [9].

# **1.2.** Les machines motrices

Plusieurs technologies différentes ont été considérées pour présenter les applications de la cogénération. Ces technologies peuvent être divisées en deux catégories [10]:

- ✓ Technologie basée sur la combustion (Moteur Stirling, turbine à gaz, cycle de Rankine et moteurs à combustion interne);
- ✓ Technologie basée sur l'électrochimie (piles combustibles).

Certaines de ces technologies sont déjà matures à l'instar des moteurs à combustion interne, les turbines à gaz avec une disponibilité sur le marché pendant que d'autres sont encore à l'étape de recherche et de développement avec des systèmes commerciaux limités à savoir les systèmes basés sur le cycle de Rankine organique, les moteurs Stirling et les piles combustibles.

## 1.2.1. Les moteurs à combustion interne

Les moteurs à combustion interne (MCI) sont largement utilisés en cogénération en raison de leur rendement thermique élevé sur une large plage de puissance mais aussi de leur possibilité d'application à une grande gamme d'installation. Cette installation de cogénération comporte essentiellement le moteur à combustion interne, un système de récupération de la chaleur et un échangeur de chaleur (figure 1.2). La chaleur peut être récupérée des gaz d'échappement (400 °C à 600 °C), du circuit de refroidissement du bloc-moteur (90 °C à 125 °C) et enfin du circuit de lubrification représentant respectivement environ 30 %, 20 % et 15 % de l'énergie admise. Cependant, l'énergie thermique contenue dans le lubrifiant est difficile à récupérer à cause de son faible niveau de température.



Figure 1.2 : Système de cogénération à partir des moteurs à combustion interne

Une large variété de combustible liquide et gazeux peut être utilisée. Les moteurs à allumage commandé (Cycle Otto) fonctionnent à partir de l'essence, du gaz naturel, du propane ou du biogaz et les moteurs à allumage par compression (Cycle Diesel) fonctionnent à partir du combustible diesel. Généralement l'efficacité totale des systèmes de cogénération à partir des MCI peut atteindre 70-80 % [11-12].

#### 1.2.2. Les turbines à gaz

Les systèmes de cogénération à partir des turbines à gaz comportent généralement un générateur, une chambre de combustion, un récupérateur, un compresseur et une turbine reliée par un arbre (figure 1.3).



Figure 1.3 : Fonctionnement d'une cogénération basée sur une turbine à gaz

L'air est comprimé dans un compresseur entre 15 et 40 bars, selon la puissance électrique délivrée par la turbine avant d'être introduit dans la chambre de combustion, où il se mélange avec le combustible qui peut être un dérivé du pétrole ou du gaz naturel.

Après la combustion, le mélange produit est détendu dans la turbine. Le compresseur fonctionne approximativement avec 65 % de l'énergie produite de la turbine pendant que le reste est constitué de l'énergie mécanique disponible sur l'axe par la turbine. Ce dernier est couplé à un alternateur pour produire de l'électricité. Les gaz qui résultent de la combustion sont produits à haute température (850 °C à 1200 °C et parfois plus).

Après détente dans la turbine ces gaz sont encore chauds (450 °C à 600 °C). Une partie de la chaleur disponible peut être récupérée dans une chaudière ou dans un échangeur de chaleur. De plus, leur forte teneur en oxygène (15 % à 16 %) permet de les utiliser comme comburant dans des brûleurs spéciaux dits de postcombustion qui peuvent être installés sur la plupart des chaudières classiques.

## 1.2.3. Les turbines à vapeur

Les turbines à vapeur sont les technologies les plus anciennes pour générer de l'électricité ou de l'énergie mécanique. Ils convertissent l'énergie de la vapeur en puissance mécanique. Les installations motrices à vapeur sont aussi de très bons cogénérateurs en mode contre-pression (par opposition au système à condensation où la vapeur est condensée à une température voisine de l'ambiante). Elles comprennent trois composants essentiels : la source de chaleur, la turbine à vapeur et une source de refroidissement (figure 1.4). La température de la vapeur peut être entre 450 °C et 540 °C ou plus. Ces systèmes sont utilisés dans l'industrie lorsque des besoins de vapeur sont avérés à travers un soutirage de vapeur en cours de détente dans la turbine pour alimenter des réseaux de vapeur.



*Figure 1.4 : Schéma de fonctionnement d'une cogénération basée sur une turbine à vapeur* 

# 1.2.4. Les piles combustibles

La technologie de pile à combustible est une technologie émergente pour des applications de cogénération (figure 1.5) [13-15]. Les recherches en cours pour résoudre les problèmes technologiques et pour développer des matériaux moins chers et les processus de production de masse devraient se traduire dans les progrès de la technologie qui permettra de réduire le coût des piles à combustible.

Le principe de fonctionnement des piles à combustibles est simple : il comprend la réaction de l'hydrogène avec l'oxygène en présence d'un électrolyte pour produire de l'électricité sans combustion et du travail mécanique. L'eau et la chaleur sont produites comme sous-produits. La réaction est réalisée par l'oxydation électrochimique d'un combustible (hydrogène) et la réduction électrochimique de l'oxygène [15].

La réaction totale étant exothermique, la chaleur de la réaction peut servir pour l'eau chaude sanitaire pour les résidences, les immeubles et autres. L'hydrogène utilisé comme carburant peut provenir de plusieurs sources à savoir entre autres, le gaz naturel, le propane, le charbon ou par l'électrolyse de l'eau.



*Figure 1.5 : Schéma de fonctionnement d'une cogénération basée sur les piles combustibles* 

# 1.2.5. Les moteurs à combustion externe

Les moteurs à combustion externe sont des moteurs alternatifs à apport de chaleur externe. Dans la plupart de ces moteurs, l'air est utilisé comme fluide de travail, d'où

l'appellation de "moteurs à air chaud". Ce sont des moteurs alternatifs à enceintes de compression et de détente distincte, à apport de chaleur externe, à fluide de travail monophasique gazeux ouvert ou fermé, avec ou sans échangeur récupérateur, avec ou sans soupapes ou clapets. Ils comprennent les moteurs Stirling (1816) et les moteurs Ericsson (1833) [16]. Ces moteurs sont largement étudiés en cycle inverse (pour des applications frigorifiques). Cependant ils sont assez peu développés malgré leur qualité intrinsèque. En effet ces moteurs permettent de mieux contrôler la combustion et d'utiliser plus facilement des combustibles variés. Dans un moteur Stirling, environ 30 % de l'apport de chaleur est converti en énergie électrique, et 70 % de l'apport de chaleur est rejeté dans les gaz d'échappement et dans les systèmes de refroidissement ; ainsi, il y a un bon potentiel pour l'appliquer aux systèmes de récupération de chaleur. Les moteurs Stirling étant à refroidissement liquide, il est relativement facile de capter la chaleur pour les applications de cogénération à travers un simple échangeur liquide-liquide caloporteur (figure 1.6). Leur rendement thermique peut atteindre 80 % [17].



*Figure 1.6 : Système de cogénération basé sur un moteur Stirling fonctionnant à partir de la biomasse* 

# 1.3. Etude des combustibles des machines motrices

La possibilité d'utiliser de nouveaux combustibles a fait l'objet de plusieurs études dans le but d'analyser leur impact sur la performance du moteur. Zissis et al. [18] ont analysé la performance du couplage d'un gazéificateur fonctionnant à partir des résidus agricoles et d'un moteur à gaz de 5 kWe fonctionnant préalablement au propane. Le système a fonctionné à partir d'un mélange gazeux (80 % du gaz produit et 20 % de propane) en continu et pendant 8 semaines afin d'apprécier la stabilité opérationnelle du système. Une réduction de la puissance du moteur dans l'ordre de 35 à 40 %, est notée après la modification. Cependant, cette réduction est moindre comparée à celle de la littérature avoisinant les 50 %. Gogoi et al. [19] ont réalisé une étude comparative sur la performance d'un moteur fonctionnant soit au diesel pur soit à un mélange du diesel et biodiesel selon des proportions bien déterminées à savoir 20 % (B20), 40 % (B40) et 60 % (B60). Pour les différents combustibles étudiés, la puissance du moteur augmente avec la vitesse de rotation et atteint un maximum. Les mélanges B40 et B60 présentent des puissances à l'arbre plus élevées comparé au diesel pur et au mélange B20 tandis que le moteur fonctionnant au mélange présente les meilleures performances thermiques. Ces résultats permettent de présenter les biodiesel comme une meilleure alternative pour remplacer le diesel. Korakianitis et al. [20] ont étudié la performance et les émissions d'un moteur à allumage commandé et d'un moteur diesel fonctionnant respectivement au gaz naturel et au Diesel-gaz. Les moteurs à gaz fonctionnent avec un rapport de compression élevé ce qui améliore leur efficacité thermique mais augmente les émissions en oxyde d'azote (NOx), pendant qu'ils présentent une faible émission en CO<sub>2</sub>, en imbrûlés d'hydrocarbure (HC) et en mono oxyde de carbone (CO). Cependant une réduction de la puissance à l'arbre est notée après la modification. Pour les moteurs Diesel, les résultats ont montré une efficacité thermique semblable en dual et en diesel pur. Dans le même temps, les émissions de NOx et de (CO<sub>2</sub>) sont réduites, alors que celles de HC et de CO sont élevées par rapport au moteur Diesel à des charges faibles et intermédiaires. Comme pour les moteurs à essence la puissance à l'arbre est réduite pour le moteur Dual.

Chandra et al. [21] ont travaillé sur un moteur diesel de 5,9 kW afin de le transformer en un moteur à gaz fonctionnant soit au biogaz enrichi (95 % de méthane), au gaz naturel comprimé (85 % de méthane) ou au biogaz brut (65 % de méthane) pour apprécier la performance du moteur. Une perte de puissance est notée après la modification à raison de 31,8 %, 35,6 % et 46,3 % respectivement pour le gaz naturel comprimé, le biogaz enrichi et le biogaz brut. De plus, pour le biogaz enrichi et le gaz naturel comprimé les résultats montrent que la puissance à l'arbre, l'efficacité thermique et la consommation spécifique sont pratiquement les mêmes. Ces résultats ont été confirmés par Putra et al. [22]. Felipe O. Centeno González et al. [23] ont aussi travaillé sur le remplacement de carburant dans un moteur Diesel. Ils ont comparé les performances du moteur en utilisant comme carburant du gaz de gazéification de bois, de l'essence et du gaz méthane. Les résultats montrent que la puissance de sortie du moteur fonctionnant avec le gaz de gazéification est entre 59-65 % de celle fonctionnant avec de l'essence dans les mêmes conditions et ces résultats sont en accord avec les observations de Tinaut et al. [24]. Une réduction de 33 % de la puissance du moteur est notée pour le moteur fonctionnant au gaz de synthèse et de 10 % pour celui fonctionnant au gaz méthane comparé au moteur fonctionnant à l'essence. La turbine à gaz à l'origine conçue pour les combustibles fossiles liquides a été testée avec différents bio carburants (liquide) et les mélanges tels que l'huile végétale, le biodiesel et leur mélange [25]. Les résultats montrent que ces combustibles rejettent moins d'émission de mono oxyde de carbone (CO) s'ils sont préchauffés surtout à charge partielle. Une des conclusions les plus importantes du travail est que, à un préchauffage à 120 °C de l'huile végétale, les émissions en CO du système sont similaires lorsqu'on utilise du diesel à 20 °C, ce qui est très prometteur pour les systèmes renouvelables de cogénération à partir des turbines à gaz. Des travaux similaires ont été effectués avec l'utilisation seulement de l'huile végétale [26], en mélangeant l'huile végétale et du kérésone comme combustible [27] et aussi en mélangeant huile de jatropha et du diesel [28]. Tous ces résultats sont prometteurs et permettent d'ouvrir les recherches dans le domaine du biocarburant.

L'Afrique dispose de nombreux gisements de matière organique pouvant être valorisés par digestion anaérobie. Leur biodégradabilité anaérobie sera très dépendante de leur composition biochimique. L'agriculture est la principale source de gisement avec notamment les déjections d'élevage et les résidus de cultures qui présentent un potentiel intéressant. L'utilisation du biogaz en remplacement du gaz naturel est très avantageuse à cause de sa disponibilité immédiate mais aussi à cause de son caractère écologique puisque les émissions de NOx seraient réduites. Cependant l'hétérogénéité du biogaz entraine plusieurs contraintes énergétiques et mécaniques. En effet, cela implique d'une part une fréquence élevée des maintenances et d'autre part l'endommagement des moteurs. Les constructeurs d'unités de cogénération ont un minimum d'exigences en ce qui concerne les caractéristiques du combustible à utiliser. Les principales spécifications pour un fonctionnement optimal de certains moteurs courants sont présentées dans le tableau 1.2 [29-31]. A ce titre il est important d'épurer le biogaz pour un fonctionnement optimal.

Tableau 1.2 : Spécifications techniques du biogaz en cogénération

$PCI > 4 \text{ kWh/Nm}^3 (45-70 \% \text{ de CH}_4)$	Température maximale entre 30 °C et 40°C
Teneur en $H_2S < 100 \text{ mg/Nm}^3$	Humidité relative entre 60 % et 80 %
teneur en $O_2 < a 4 \%$	Siloxanes (C, Si) entre 5 et 10 mg/m <sup>3</sup>

# 1.4. Méthodes d'épuration du biogaz

Le biogaz, issu de la méthanisation ou de la fermentation des déchets organiques contient principalement du méthane, du dioxyde de carbone, de petites quantités d'hydrogène sulfuré (H<sub>2</sub>S) et d'eau. La qualité du biogaz dépend surtout de sa teneur en méthane. Ce dernier détermine la puissance calorifique inférieure du biogaz. La présence du H<sub>2</sub>S en quantités importantes dans un moteur augmente l'usure par corrosion de ses parties métalliques. De plus la teneur du biogaz en eau, réduit son pouvoir calorifique et peut réagir avec le H<sub>2</sub>S pour donner l'acide sulfurique dont le degré de corrosivité est supérieur à celui du H<sub>2</sub>S [32].

Les technologies actuelles pour traiter le biogaz reposent essentiellement sur les méthodes physico-chimiques [33] bien que des méthodes biologiques aient également été proposées pour pallier aux coûts élevés des processus chimiques [34]. Un récapitulatif des technologies disponibles pour la purification du biogaz est présenté dans le tableau 1.3 et présenté plus en détail en annexe 1.

# 1.5. Développement des systèmes de cogénération

Le processus de sélection des différents composants du système de cogénération doit tenir compte à la fois de l'efficacité de chaque composant, du mode de fonctionnement mais aussi de la demande en électricité et en chaleur. Deux des modes de fonctionnement du système sont de faire fonctionner le MCI en fonction de la demande en électricité ou en chaleur. Cardona et Piacentino [35-36] et Jalalzadeh-Azar [37] ont effectué une analyse d'efficacité d'un système de cogénération suivant la charge thermique et électrique.

Composés à éliminer	Techniques
Eau	condensation ou cryogénie, absorption
	sur glycols, tamis moléculaires
Sulfure de dihydrogène	lavage à l'eau sous pression, adsorption
	sur charbon actif, ajout de chlorure de fer
	in-situ, techniques biologiques, micro-
	aération
Dioxyde de carbone (CO <sub>2</sub> )	lavage à l'eau sous pression, tamis
	moléculaires, séparation par membrane,
	adsorption sur des glycols, micro-algues

 Tableau 1.3 : Techniques de purification du biogaz

Cependant les résultats ne fournissent pas les conditions de fonctionnement optimal (coût, consommation d'énergie primaire, émission de polluants). Cho et al. [38] ont développé un algorithme pour choisir un mode de fonctionnement optimal qui permet d'avoir un coût énergétique optimal. Dans l'algorithme, un programme linéaire est utilisé pour identifier la quantité d'énergie électrique et thermique à produire par le système de cogénération et la quantité d'énergie électrique à importer du réseau électrique. Ainsi plusieurs travaux ont été effectués afin de développer des algorithmes capables de minimiser le coût énergétique d'une installation de cogénération [39-41]. Mago et al. [42] ont introduit une nouvelle perspective d'évaluation des systèmes de cogénération. Le système a été évalué à partir de la consommation d'énergie primaire, le coût de fonctionnement et la réduction des émissions en dioxyde de carbone. Ceci fournit une meilleure analyse des systèmes de cogénération tant sur le plan énergétique qu'environnemental. Zissis et al. [18] ont réalisé une étude expérimentale d'un système de cogénération de 15 kW. Leur étude a porté sur l'approche énergétique,

environnementale et économique afin de comparer le système à la production séparée. Une économie d'énergie primaire de 25 % et une réduction de la pollution de 40 % est obtenue pour le système de cogénération. Au regard de l'analyse économique, il est à noter que son coût élevé par rapport aux technologies similaires de taille plus grande est un obstacle pour son développement. Ainsi plusieurs études ont été réalisées avec ces critères d'optimisation [43-46]. En général, ils ont montré que les systèmes de cogénération ont le potentiel et la capacité de réduire les émissions de dioxyde de carbone. Zhi-Gao Sun et Nuo-Lin Xie [47] ont travaillé sur le couplage d'une turbine à gaz avec une machine à absorption pour la production simultanée de l'électricité (24,5 kW) et du froid. Ils ont montré que l'ajout d'un brûleur au niveau du générateur de la machine à absorption améliore le rendement global du système. En effet, avec une production frigorifique de 52,7 kW sans brûleur, le système produit 136,2 kW avec un brûleur lorsque la turbine ne fonctionne pas pour un rendement global de 0,726 et 0,867 respectivement. De plus ils ont montré que lorsque la production électrique est inférieure à 10 kW le rendement du système décroit rapidement en comparaison au cas où la puissance électrique est supérieure à 10 kW. Gandiglio et al. [13] ont travaillé sur l'optimisation de l'échange d'électrons pour la production de 1 kWe et du système de récupération de la chaleur pour le chauffage dans une résidence. Les résultats montrent que pour une surface de 50 m<sup>2</sup> d'une résidence à faible efficacité énergétique<sup>1</sup>, la chaleur peut couvrir environ 22,5 % des charges alors que pour une résidence à haute efficacité<sup>2</sup> la chaleur couvre les charges en hiver. Adam et al. [14] ont réalisé une optimisation des émissions de CO<sub>2</sub> dans des résidences des systèmes de cogénération basés sur les piles combustibles. L'objectif est de vérifier la faisabilité de ce système qui prendra en compte la production de l'électricité, et du chauffage dans la résidence. Une économie d'environ de 11,2 % a été effectuée en comparaison aux maisons classiques lorsque la demande d'électricité et de la chaleur est la même. Un modèle de 3 kW a été développé par Jan Eric Thorsen et al. [48]. Le modèle fonctionnant à l'hélium et actionné par du gaz naturel a permis d'avoir une puissance électrique de 2,3 kW et une puissance thermique de 6,2 kW. Ils ont montré l'effet de la température de l'eau de refroidissement

<sup>&</sup>lt;sup>1</sup> Classe E suivant la norme européenne

<sup>&</sup>lt;sup>2</sup> Classe A+++ suivant la norme européenne
sur l'efficacité du système et sur la puissance mécanique. Ti lie et al. [49] ont présenté des tests effectués sur un moteur Stirling fonctionnant au rejet thermique d'un système de cogénération. Pendant l'essai, la température des tubes chauffants et la pression du fluide de travail qu'est l'hélium dans le moteur Stirling sont surveillées par des thermocouples et des capteurs de pression respectivement. Les relations entre la puissance à la sortie et la vitesse de rotation sont analysées. Les résultats des tests montrent que la puissance à l'arbre pourrait atteindre 3476 W avec une vitesse de rotation de 1248 tr/min, ce qui est en bon accord avec la valeur prédite de 3901 W avec 1500 tr/min respectivement. Ceci confirme le fait que les moteurs Stirling entraînés par les gaz résiduels à température moyenne sont capables d'atteindre des puissances adéquates pour des applications d'ingénierie. On notera que si la recherche est bien représentée pour les moteurs Stirling, la bibliographie sur les moteurs Ericsson reste pauvre. Creyx et al. [50] ont travaillé sur l'optimisation énergétique de la performance des moteurs Ericsson en cogénération fonctionnant à partir de la biomasse. Ce travail a pour objectif de déterminer les conditions optimales de fonctionnement du système à savoir entre autres l'évolution de la température dans le système et sa pression. Une analyse énergétique, exergétique et économique d'une micro cogénération basée sur le moteur Ericsson fonctionnant au gaz naturel a été réalisée par P. Stouffs et al. [51]. Ces analyses simples confirment l'intérêt de ces systèmes à des fins de micro-cogénération. Le principal résultat de cette étude est donc d'attirer l'attention sur les moteurs Ericsson, malheureusement injustement tombés dans l'oubli.

### 1.6. Etude comparative des différentes machines motrices pour la cogénération

Les MCI sont plus matures et disponibles pour différentes gammes [31] (figure 1.7). Leur efficacité électrique varie de 20 % à 32 %. Les turbines à gaz (MGT) sont plutôt présentes pour des gammes supérieures à 50 kWe avec des rendements électriques variant de 25 % à 30 % alors que pour les moteurs à cycle de Rankine (MRC), l'efficacité électrique ne dépasse pas 20 %.

Pour les moteurs Stirling (SE), l'efficacité augmente avec la puissance de 12 à 28 %. La maturité des moteurs à combustion interne leur confère un grand avantage par rapport à leur diffusion sur le marché. De plus l'investissement relativement faible comparé aux

autres systèmes présente un atout favorable pour les pays en voie de développement dont les pays de la zone subsaharienne comme le présente le tableau 1.2.



*Figure 1.7 : Moteurs de micro-cogénération - efficacité électrique en fonction de la puissance électrique nominale* 

Les piles combustibles sont encore à l'étape d'expérimentation avec des prototypes pilotes disponibles. Le potentiel important de cette technologie réside dans l'efficacité électrique plus élevée et une réduction pratiquement nulle des émissions polluantes. Cependant, du fait que la technologie soit émergente, leur coût d'investissement est considérable. Même si les moteurs Stirling présentent un certain nombre d'avantage à savoir l'utilisation de plusieurs combustibles, un niveau sonore moindre, le niveau d'investissement reste un frein pour son développement et ces moteurs sont toujours à l'étape de recherche au laboratoire.

Les machines à cycle de Rankine sont plus efficaces pour la production de la chaleur, avec une efficacité thermique allant de 80 % à 90 % (figure 1.8). Les moteurs Stirling présentent quant à eux une efficacité thermique de 70 % à 75 % pour des basses puissances et sont de l'ordre de 50 % pour des grandes puissances.

Pour les MCI, leur efficacité varie en fonction de la gamme de puissance de 50 % à 75 %. Les micro-turbines à gaz présentent quant à eux une efficacité thermique allant de 45 % à 60 % pour des puissances supérieures à 50 kWe.



Figure 1.8 : Moteurs de micro-cogénération – efficacité thermique en fonction de la puissance électrique nominale [31]



Figure 1.9 : Moteurs *de micro-cogénération* - efficacité thermique en fonction de l'efficacité électrique pour un facteur c<sup>3</sup> donné

<sup>&</sup>lt;sup>3</sup> Le facteur c est un bon indicateur sur le choix de la micro cogénération et correspond au ratio de production de l'énergie électrique à l'énergie thermique de l'unité de cogénération

Vollrad Kuhn et al. [52] ont présenté une autre représentation comparative des différentes technologies de cogénération (figure 1.9). Pour une gamme de puissance donnée les moteurs à cycle de Rankine présentent le meilleur rendement thermique et le plus petit rendement électrique comparés aux autres technologies. Les micro-turbines à gaz et les MCI présentent une similitude tant pour l'efficacité électrique que thermique. Un récapitulatif des différentes technologies est présenté au tableau 1.4. Ainsi, pour une meilleure performance électrique et thermique, sa maturité, sa disponibilité et son coût, les moteurs à combustion interne se présentent comme un choix adéquat pour une meilleure performance de cogénération. En zone rurale subsaharienne les besoins en énergie ne sont pas grandes ainsi expérimenter une puissance inférieure à 5 kW est une innovation en cogénération pour la production simultanée d'électricité et de la chaleur.

Moteurs pour la cogénération	Moteurs à combustion interne	Turbines	Piles combustibles	Stirling
Gamme de puissance	3 kW-6 MW	15 kW-300 kW	5 kW-2 MW	1 kW-1,5 MW
Efficacité électrique (%)	25-43	15-30	37-60	$\sim 40$
Carburant utilisée	Gaz, propane, biogas, carburant liquide	Gaz, propane, biogaz	Hydrogène ou carburant contenant de l'hydrocarbure	N'importe quel carburant
Efficacité globale du système (%)	70-92	60-85	85-90	65-98
Rapport électricité chaleur	0.5-1	0.4-0.7	0.5-2	0.15-0.4
Niveau de bruit	Bruyant	Bruyant	Silencieux	Raisonable
Emissions du NOx (kg/MWh)	Dépend du carburant	Dépend du carburant	0.23	Dépend du carburant
Emission du CO <sub>2</sub> (kg/MWh)	Dépend du carburant	Dépend du carburant	672	Dépend du carburant
Performance à charge partielle	Bien	raisonnable	Bien	Bien
Investissement (\$/kWh)	800-1600	900-1500	1300-2000	1300-2000
Opérations et maintenance (\$/kWh)	0.007-0.015	0.002-0.01		0.004-0.015

Tableau 1.4 : Comparaison des machines motrices des systèmes de cogénération [6, 53-55]

# 1.7. Les systèmes de production de froid

Un processus de production du froid signifie généralement une absorption de la chaleur, c'est-à-dire prélevé de la chaleur dans un milieu à refroidir appelé « source froide », et la transférer vers un milieu extérieur qui est réchauffé, appelé « source chaude ». Ces systèmes peuvent être divisés en deux catégories selon le type de compression : machine à compression mécanique et machines à ab/adsorption.

## 1.7.1. Les cycles de compression de vapeur

Une machine frigorifique à compression mécanique est composée de 4 organes principaux où circule un fluide frigorigène permettant le transfert des calories d'un milieu vers un autre à savoir : le compresseur, le condenseur, le détendeur et l'évaporateur (figure 1.10). Le fluide frigorigène à l'état gazeux est aspiré par le compresseur de l'évaporateur. Comprimé, il est ensuite refoulé à haute pression et haute température dans le condenseur.



Figure 1.10: Cycle de compression de vapeur

Au travers de son passage dans ce dernier, le fluide frigorigène cède des calories au milieu caloporteur. Ainsi, il se condense passant de l'état gazeux à l'état liquide à haute pression avant son admission au détendeur. A travers ce dernier, la pression du fluide

frigorigène chute ainsi que sa température avant son admission à l'évaporateur où il s'évapore à basse pression en absorbant les calories du milieu à refroidir, et le cycle recommence.

Une première description du cycle a été donnée en 1805 par l'américain Oliver Evans mais c'est à l'américain Jacob Perkins en 1835, que nous devons le premier brevet et un premier modèle fonctionnant à l'éther éthylique. Les premières machines à compression qui eurent un succès industriel sont le fait d'un écossais, James Harrison (brevets en 1855-56-57). Le frigorigène était toujours l'éther éthylique. Ce dernier laisse place progressivement à d'autres fluides plus performants et plus accessibles à savoir entre autres le dioxyde de carbone, l'ammoniac, le dioxyde de soufre et enfin les hydrocarbures fluorés (CFC et le HCFC)<sup>4</sup>.

Suite aux protocoles de Montréal en 1987, montrant l'action pernicieuse du chlore sur l'ozone stratosphérique, les frigorigènes chlorés, CFC et HCFC sont bannis. Actuellement sont proposés des frigorigènes fluorés mais non chlorés, des HFC purs comme le R134a ou des mélanges de HFC (R410A, R407C, R404A, etc.) fluides qui ont une action plus ou moins forte sur l'effet de serre. Le sommet international des changements climatiques (COP 21) a montré que les machines à compression mécaniques représentent aujourd'hui 8 % des émissions globales de gaz à effet de serre.

Face aux déficits énergétiques mais aussi aux changements climatiques, des systèmes énergétiques moins énergivores et surtout respectant l'environnement sont de plus en plus étudiés à l'instar des machines à sorption.

# 1.7.2. Les cycles à sorption

Dans une machine à ab/adsorption, le compresseur de la machine à compression de vapeur est remplacé par un procédé ab/adsorption-génération. Ce cycle fonctionne à partir de deux fluides de travail au lieu d'un seul pour les cycles à compression de vapeur. Les variations de pression, de température et d'état qui se déroulent dans le condenseur, le détendeur et l'évaporateur sont identiques que celles dans les systèmes à

<sup>&</sup>lt;sup>4</sup> HFC : Hydrochloro à savoir le R12

HCFC : monochloro à savoir le R22 et le R502

compression de vapeur. Selon le niveau de pression dans le système, nous distinguons deux types de machines à sorption : les machines à double pression et celles à pression unique.

## 1.7.2.1. Les cycles à sorption à double pression

Ces systèmes fonctionnent entre deux pressions : la haute pression et la basse pression. On distingue les cycles à adsorption et les cycles à absorption.

## 1.7.2.1.1. Le cycle à adsorption

Dans sa configuration la plus simple (figure 1.11), la machine comporte les composants suivants : un adsorbeur, un condenseur, un réservoir de stockage, une vanne de détente, deux clapets anti retour et un évaporateur. Les machines à adsorption utilisent un mélange binaire comme fluide de travail. Un des composants constitue l'adsorbat qui est le fluide frigorigène. L'autre constituant est appelé adsorbant.



Figure 1.11 : Schéma d'une machine frigorifique à adsorption

Au début du cycle, les vannes  $V_1$ ,  $V_2$  et  $V_3$  sont fermées, l'adsorbeur se trouve à sa température minimale, l'adsorbant est chargé d'une masse maximale d'adsorbat. En chauffant l'adsorbeur, la pression du gaz adsorbé augmente au fur et à mesure que sa température augmente, la masse adsorbée reste constante. Lorsque la pression atteint celle du condenseur (pression haute), la vanne  $V_2$  s'ouvre, la vapeur désorbée circule vers le condenseur où elle se liquéfie à la température de condensation et le condensât est stocké dans le réservoir.

Le chauffage continue jusqu'à ce que l'adsorbeur soit en équilibre avec la température de la source chaude où la température atteint sa valeur maximale. À ce moment, le refroidissement de l'adsorbeur commence. Sa pression diminue et la vanne  $V_2$  se ferme.

La vanne V<sub>3</sub> s'ouvre, le condensât stocké dans le réservoir se détend et entre dans l'évaporateur, sa pression chute de la pression du condenseur jusqu'à celle de l'évaporateur (pression basse). Lorsque la pression qui règne dans l'adsorbeur atteint celle de l'évaporateur, la vanne V<sub>1</sub> s'ouvre et l'adsorbeur qui se trouve en légère dépression, aspire la vapeur produite dans l'évaporateur. L'effet utile de refroidissement se produit lors de l'évaporation. Le refroidissement de l'adsorbeur continue jusqu'à ce qu'il atteint sa température minimale, où l'adsorbant est saturé en adsorbat. Les vannes V<sub>1</sub> et V<sub>3</sub> se ferment et un autre cycle commence.

Le cycle de base de la machine qu'utilise le principe d'adsorption est basé sur un cycle intermittent, néanmoins les recherches effectuées jusqu'à ce jour, ont permis de mettre au point des machines frigorifiques à cycles permanents et à multiples effets [56]. Les couples les plus utilisés sont [12] : gel de silicium-eau, zéolithe-eau, charbon actif-méthanol et charbon actif-ammoniac. Ce type de machines reste encore peu étudié et demeure en attente de développement industriel.

# 1.7.2.1.2. Le cycle à absorption

Similaire aux systèmes à compression, les machines à absorption (figure 1.12), très matures et présentes dans plusieurs installations de production de froid, utilisent la chaleur pour comprimer le réfrigérant vapeur à la haute pression.

Un cycle à absorption simple est composé de quatre (4) composants essentiels tels que : un bouilleur, un condenseur, un évaporateur et un absorbeur où l'absorbant et le réfrigérant sont utilisés en mélange binaire comme fluide de travail.



Figure 1.12 : Schéma de principe d'une machine à absorption

Trajet 8-1 : Frigorigène haute pressionTrajet 4-5 : Solution richeTrajet 2-3 : Frigorigène basse pressionTrajet 6-7 : Solution pauvre

La solution riche en frigorigène (5) y reçoit la quantité de chaleur  $Q_g$  à la température de la source chaude  $T_g$ , ce qui provoque la vaporisation d'une partie du frigorigène dissout dans la solution. A la sortie du bouilleur, on obtient de la vapeur de frigorigène (8) et une solution appauvrie en frigorigène (6) qui retourne à l'absorbeur. La vapeur de frigorigène arrive au condenseur (8), composant analogue à celui des machines à compression de vapeur. Celui-ci est parcouru par la circulation d'un fluide caloporteur qui peut être de l'eau ou de l'air qui extrait de la chaleur nécessaire à la condensation du réfrigérant. Ce médium impose la température de condensation, et par suite la pression dans l'ensemble condenseur/ bouilleur. Le frigorigène condensé (1) est détendu et est admis à l'évaporateur (2). Il s'évapore (3) en absorbant la chaleur du fluide frigoporteur ou de l'enceinte à refroidir. La température d'évaporation, et par suite la pression dans l'ensemble évaporateur/absorbeur est fixée par la température du frigoporteur ou du milieu à refroidir. La vapeur de frigorigène issue de l'évaporateur (3) y rencontre la solution appauvrie provenant du bouilleur (7). Elle est absorbée par le mélange pauvre, provoquant l'enrichissement de la solution et sort riche (4). La chaleur dégagée par cette transformation exothermique est évacuée par un fluide caloporteur à la température ambiante.

Le maintien d'une différence de pression entre l'ensemble absorbeur/évaporateur (à basse pression) et bouilleur/condenseur (à haute pression) nécessite en outre la présence d'une pompe sur le circuit de la solution riche (en frigorigène) et celle de 2 détendeurs sur les circuits frigorigènes et solution pauvre. Afin que la machine fonctionne dans de bonnes conditions, il ne doit sortir de l'absorbeur que du liquide. En particulier pour éviter la cavitation de la pompe solution, le liquide riche avant sa sortie de l'absorbeur devra être sous-refroidi (c'est à dire que sa température devra être inférieure à celle de son ébullition).

Environ 40 réfrigérants et 200 absorbants potentiels ont été étudiés pour faire fonctionner les machines à absorption bien que les couples les plus utilisés sont le couple ammoniac/eau et eau/Bromure de lithium [57]. Dans l'optique d'améliorer leur rendement qui reste toujours un frein à leur expansion, des systèmes pouvant réutiliser la source de chaleur plusieurs fois au cours du fonctionnement sont développés à l'instar des machines à absorption double et triple effet.

Le principe de refroidissement par absorption a été démontré vers la fin du 19<sup>ème</sup> siècle, mis au point par un français, Ferdinand Carré. Le fluide utilisé est composé d'eau et d'acide sulfurique, mais le fonctionnement se faisait de façon discontinue. Dix ans plus tard, Ferdinand Carré a adopté le mélange (eau/ammoniac) et il a obtenu par la même occasion un fonctionnement continu. En 1877 a été faite la première conception de la machine à absorption par Narine qui a utilisé le mélange eau-acide sulfurique comme fluide binaire dans une installation de laboratoire [57].

L'essor de cette technologie est véritablement intervenu après la deuxième guerre mondiale. Ainsi de 1950 à 1965, l'absorption connaît un succès commercial important, en particulier aux Etats-Unis où deux couples sont alors en compétition : ammoniac/eau (NH<sub>3</sub>/H<sub>2</sub>O) et eau/bromure de lithium (H<sub>2</sub>O/LiBr) avec en 1964 la création du premier climatiseur à absorption fonctionnant avec la solution d'eau-bromure de lithium, actionnés par combustion de gaz. En 1965 environ 30 % des machines de fortes

puissances frigorifiques aux Etats-Unis utilisaient le principe de l'absorption contre 15 % en 1958.

# 1.7.2.2. Les cycles à sorption à pression unique

Encore appelé machine à absorption diffusion (figure 1.13), le fonctionnement de ses systèmes est identique à celui de la machine à absorption. Pour remplacer la pompe mécanique qui assure le déplacement du fluide dans les machines à absorption, un gaz est ajouté au couple binaire. En effet l'apport du gaz inerte est de maintenir constante la pression totale dans le système, la différence entre les pressions partielles étant compensée par l'introduction du gaz. Les cycles à pression unique ont été présentés en 1928 par Platen et Munters. Le cycle fonctionne principalement avec le couple ammoniac/eau et l'hydrogène comme gaz inerte.

Ces systèmes comportent principalement un générateur, un rectifieur, un condenseur, un évaporateur, un absorbeur, un réservoir, un échangeur de chaleur de gaz et de solution.



Figure 1.13 : Schéma de principe d'une machine à absorption diffusion

Dans le générateur, la chaleur est admise à la solution riche en ammoniac afin de faire circuler le mélange gazeux. Cette source de chaleur permet de créer des bulles de vapeur

de réfrigérant. Cette dernière est admise au rectifieur où l'eau résiduelle est condensée pour rejoindre la solution pauvre qui retourne à l'absorbeur via l'échangeur de chaleur de solution. Le réfrigérant pur est admis au condenseur où il se condense en libérant de la chaleur vers le milieu extérieur. Le réfrigérant condensé est admis à l'évaporateur avec une chute de sa pression partielle en se mélangeant à basse température au gaz inerte se trouvant dans l'évaporateur. La chaleur de vaporisation de l'ammoniac produit la puissance frigorifique du système. Le mélange gazeux ammoniac-hydrogène quitte l'évaporateur en raison de la différence de densité entre le mélange gazeux ammoniachydrogène et l'ammoniac pur entrant dans l'évaporateur [58]. Le mélange gazeux qui sort de l'évaporateur est admis dans un échangeur de chaleur de gaz (GHX) pour récupérer la chaleur de l'hydrogène, qui n'est pas absorbable, issu de l'absorbeur avant qu'il ne soit réintroduit dans l'évaporateur. Ceci permet de réduire la température de l'hydrogène allant à l'évaporateur en augmentant ainsi la puissance frigorifique de l'évaporateur. Lors de l'admission du mélange gazeux dans l'absorbeur, l'ammoniac est absorbé par le mélange pauvre pour devenir riche une solution riche en ammoniac. Enfin, le mélange riche en ammoniac quitte l'absorbeur pour le générateur via un échangeur de chaleur de solution (SHX). Dans cet échangeur, la solution riche est préchauffée par la solution pauvre en ammoniac allant à l'absorbeur. Ce préchauffage de la solution riche permet d'améliorer la performance du système, étant donné que l'apport de chaleur au générateur serait moindre, et le cycle recommence.

### 1.8. <u>Développement des systèmes de production de froid</u>

Zhi-Gao et al. [59] ont realisé une étude expérimentale d'une petite cogénération pour la production du froid et de l'électricité à partir d'une micro turbine. Un système à absorption à double effet fonctionnant au couple bromure de lithium-eau (LiBr-H<sub>2</sub>O) est utilisé. Un brûleur est installé au générateur du système, lequel est utilisé pour augmenter la puissance frigorifique lorsque la demande est forte. Le taux d'énergie primaire (PER) et l'économie d'énergie primaire ( $\Delta_{SCCP}$ ) sont utilisés pour évaluer la performance du système. Le PER et le  $\Delta_{SCCP}$  du système sont respectivement 0,867 % et 12,3 % lorsque le brûleur fonctionne alors qu'ils sont de 0,726 % et 19,4 % sans le fonctionnement du brûleur. Martinez et Pinazo [60] ont utilisé une méthode statistique pour améliorer la conception initiale d'une machine à absorption à simple effet LiBr-H<sub>2</sub>O. Les modèles expérimentaux et l'analyse de la variance ont été utilisés pour analyser l'effet de la surface des échangeurs de chaleur sur la performance du système. A cet effet, la température d'entrée du médium de refroidissement, du réfrigérant et de l'eau chaude au générateur sont maintenues respectivement à 29,4 °C, 11,5 °C et 82,2 °C. Ainsi, pour un système dont le coefficient de performance (COP) nominal est de 0.717, ils ont obtenu 0,786, représentant une amélioration de 9,6 % sans varier la puissance installée et la surface d'échange totale. Lostec et al. [61] ont realisé une simulation d'une machine à absorption à simple effet solaire amoniac-eau (NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O) en régime permanent. Cette simulation est basée sur le transfert de masse et d'énergie pour chaque composant. Cette étude est réalisée pour examiner l'effet de la température d'évaporation et du désorbeur sur la performance du système à absorption. Le modèle numérique est validé avec les données expérimentales d'une machine à absorption avec une température d'évaporation de 16 °C, la température de la source de chaleur est de 75 °C et la température du médium de refroidissement est de 24 °C. Le COP décroit de 25 % avec une réduction de 10 °C de la température d'évaporation et il croit de 4 % avec une augmentation de 10 °C de la température du bouilleur. Adewusi et Zubair [62] ont effectué une analyse entropique d'une machine à absorption NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O à simple et à double effet en vue de réduire l'entropie générée. Ils ont simulé certains paramètres à savoir le COP du système et l'entropie totale générée dans le système. Cette étude est réalisée avec une température d'évaporation de 10 °C, de condensation de 40 ° C et celle de la source de chaleur est de 135 °C pour le système à simple effet et de 200 °C pour le système à double effet. Le COP du système à double effet est de 0,734, meilleur que celui à simple effet qui est de 0,598. Cependant, l'entropie totale générée pour un système à double effet est plus grande que celle à simple effet. Ils ont montré que l'augmentation de l'entropie totale générée du système à double effet est due aux irréversibilités au bouilleur, qui produit environ 50 % de l'entropie totale générée du système. Aman et al. [63] ont réalisé une étude énergétique exergétique pour évaluer la performance d'une machine à absorption NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O pour la climatisation sous différents régimes. Le système fonctionne pour une température d'évaporation de 2 °C, une température de condensation de 30 °C, et une température de source de chaleur de 80

°C. L'un des objectifs du travail est de maximiser l'efficacité exergétique du système avec une basse température de source de chaleur issue du solaire thermique. L'analyse a montré que l'absorbeur présente une plus grande perte par exergie (63 %) suivi du générateur (13 %) et enfin du condenseur (11 %). En vue d'améliorer le cycle, des efforts considérables doivent être faits au niveau de l'absorbeur. Gong et Boulama [64] ont réalisé une analyse exergétique d'une machine frigorifique à absorption à simple effet LiBr-H<sub>2</sub>O. Un programme numérique est élaboré pour le calcul de certains paramètres et une validation est faite à partir des données expérimentales. Pour chaque composant de la machine, ils ont proposé de calculer les irréversibilités qui peuvent être évitées ou non. Le bouilleur et l'absorbeur présentent plus d'irréversibilité où la plupart est inévitable. Dans le bouilleur, elle augmente de 70 % à 84 % par rapport l'irréversibilité totale avec la température du bouilleur allant de 343 °C à 364 °C. Kim et al. [65] ont analysé le fonctionnement d'un réfrigérateur à absorption diffusion de capacité 0,212 m<sup>3</sup> fonctionnant soit à l'électricité ou au gaz naturel afin d'augmenter leur coefficient de performance. Ils ont réutilisé la chaleur perdue du rectificateur pour chauffer la solution riche en ammoniac et pauvre en eau sortant de l'absorbeur. Pour ce faire ils ont conçu un nouveau générateur comportant un échangeur de chaleur. Pour les tests, le système a fonctionné uniquement à partir de l'électricité. En comparant les résultats expérimentaux aux données expérimentales de référence, cette nouvelle conception du générateur a permis d'améliorer considérablement le COP de refroidissement, de l'ordre de 50 %, par rapport aux résultats de référence, sans que cela n'affecte la capacité de refroidissement. Akam et al. [66] ont effectué une étude expérimentale d'une boucle frigorifique à absorption diffusion d'une capacité de 5 litres fonctionnant à partir du couple ammoniac-eau et l'hydrogène comme gaz inerte. L'expérimentation est réalisée selon deux modes de chauffage à savoir : l'énergie électrique et le gaz butane. Même si le COP en mode chauffage électrique est meilleur que celui en chauffage au gaz, les résultats ont montré aussi que pour les deux modes de chauffage, une température d'amorce comprise entre 90 °C et 140 °C est nécessaire. Zohar et al. [67] ont développé un modèle thermodynamique d'une machine à absorption diffusion ammoniac-eau avec soit l'hydrogène ou l'hélium comme gaz inerte. Les résultats expérimentaux sont comparés à certains résultats expérimentaux de Kim et al. [65] et Aphornratana et al.

[68]. Le meilleur COP est obtenu pour une concentration de la solution riche variant entre 0.25 et 0.3, pour des températures de générateur variant de 195 °C à 205 °C alors que les concentrations des solutions riches et pauvres recommandées sont respectivement de 0,3 et 0,1. Zohar et al. [69] ont analysé deux configurations du système à absorption diffusion : l'une avec un sous refroidissement avant l'entrée à l'évaporateur et l'autre sans sous refroidissement. Les performances des deux configurations ont été étudiées et comparées. Le COP du cycle sans sousrefroidissement du condensat est supérieur de (14-20 %) en comparaison avec le cycle avec le sous-refroidissement de condensât mais à une température d'évaporation élevée de l'ordre de 15 °C. De plus les meilleures performances sont obtenues, lorsque la fraction massique de la solution riche en ammoniac est comprise entre 0,25 et 0,4. Starace et De Pascalis [70] ont étudié la performance du réfrigérateur à absorption diffusion NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O-H<sub>2</sub>. Ainsi, ils ont développé une analyse numérique du système sans émettre une hypothèse sur la composition du fluide frigorigène entrant dans le condenseur, afin de simuler le système en conditions réelles. En comparant les résultats avec la prédiction de Zohar et al. [71], les différences maximales sont respectivement de 8,5 %, 6,1 % et 2 % pour la concentration molaire de la solution pauvre et riche en ammoniac et pour le COP. Ils ont montré que la différence est essentiellement due à l'hypothèse émise par Zohar et al. [71], sur l'ammoniac pur entrant dans le condenseur, la valeur calculée dans le présent modèle étant de 0,985. Néanmoins, les différences sont moins importantes lorsque la température du générateur est faible. Une validation du modèle a été réalisée ultérieurement [72]. Pour ce faire, la machine à absorption diffusion, avec 70,1 % d'eau, 27,9 % d'ammoniac et 2 % de mélange de chromate de sodium et sous pression avec de l'hélium jusqu'à 11,5 bars, est utilisé et fonctionnant avec un magnétron domestique de 750 W. Les différences maximales sont de 2,32 % et inférieures à 5 % respectivement pour le débit de la solution pauvre en ammoniac et le COP.

#### 1.8. <u>Etude comparative des technologies de production froid</u>

Pour une plage de fonctionnement de la température d'évaporation du positif au négatif les systèmes à absorption fonctionnant au couple LiBr-H<sub>2</sub>O ne sont pas favorables (problème de cristallisation) ce qui nous limite aux systèmes à absorption NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O et des systèmes à adsorption (tableau 1.5). Les machines à absorption présentent un rendement plus élevé et sont plus mature que les systèmes à adsorption. De plus, en réfrigération, la production frigorifique intermittente des machines à adsorption présente un frein majeur de leur développement dans ce domaine.

La consommation électrique représente seulement 5 % de la production frigorifique pour la machine à absorption comparée aux machines à compression mécanique pour lesquelles la consommation électrique représente au moins 25 %. Ces dernières utilisent les frigorigènes ne respectant pas l'environnement.

Tableau 1.5 : Etude comparative des différents systèmes de production de froid parapport de chaleur

Technologies de production de froid	Température de la source chaude nécessaire	Température d'évaporation (°C)	СОР
Absorption LiBr-eau	Comprise entre 70 °C	Supérieure à 2 °C	~0,7
(simple effet)	et 90°C		
Absorption eau-	Comprise entre	Du positif au	~0,5
ammoniaque (simple	80 °C et 200 °C	négatif	
effet)			
Adsorption eau-gel de	Comprise entre 170	Supérieur à 2 °C	0,3-0,7
silicium	°C et 220 °C		
Adsorption méthanol-	Comprise entre 80 °C	Inférieure à 0 °C	0,1-0,4
charbon actif et 120 °C			
Absorption diffusion	Comprise entre $1\overline{60}$ et	Du positif au	0.2-0.3
	230 °C	négatif	

Les machines à absorption se présentent comme une meilleure alternative comparée aux machines à compression mécanique.

Enfin la possibilité de ne point utiliser d'énergie électrique donne son intérêt aux machines absorption diffusion. Ces systèmes sont bien adaptés pour des sites n'ayant

pas accès à l'énergie électrique et ayant un besoin en conservation pour le développement local. Enfin ces systèmes sont développés pour de petites puissances allant jusqu'à 500 W.

## Conclusion

Ce chapitre nous a permis d'avoir un aperçu sur les différentes configurations des systèmes de cogénération avec les différents combustibles en fonction des machines motrices et des technologies de production de froid. L'étude comparative a permis de choisir des systèmes assez matures, performants, disponibles et adaptés à la situation socio-économique pour la production décentralisée en zone subsaharienne.



### Introduction

Ce chapitre présente la modélisation des différents composants d'un système de cogénération afin d'analyser le comportement thermodynamique de la machine. Les différentes équations du modèle de cogénération sont présentées.

### 2.1. Présentation du système de cogénération

Le système comporte un moteur à combustion interne (MCI) pour la production d'électricité dont les rejets sont utilisés pour faire fonctionner la machine à absorption pour la production du froid comme présenté à la <u>figure</u> 2.1. Le MCI du système de cogénération étudié est un moteur à essence monocylindre à 4 temps avec refroidissement à air de puissance nette 3,6 kW pour une vitesse de rotation maximale de 3600 tours/min. Les spécifications techniques du moteur plus détaillées sont présentées en annexe 2. La machine à absorption diffusion (MAD) étudiée est un réfrigérateur à absorption ammoniac-eau-hydrogène (NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O-H<sub>2</sub>) de volume 40 Litres fonctionnant préalablement avec une résistance électrique de 80 W.



Figure 2.14: Système de cogénération étudié

## 2.2. Modèle du système de cogénération

La modélisation du système de cogénération comprend les équations permettant de prédire le comportement du MCI et des différents composants de la MAD pour un fonctionnement optimal. Le modèle de cogénération étudié est présenté à la figure 2.2.



Figure 15 : Modèle de cogénération

# 2.3. Motivations et choix de la simulation numérique

Pour effectuer une simulation réussie d'un système de cogénération, il est important d'obtenir un modèle précis de l'unité de production d'électricité (MCI) car l'efficacité globale du système est fortement dépendante à son efficacité [73]. La modélisation des moteurs à combustion interne s'est largement développée au cours des dernières années dans le but d'améliorer leur efficacité. Aujourd'hui, une multitude de codes dédiés à la simulation des moteurs sont disponibles sur le marché<sup>5</sup>. Ceux-ci présentent un coût d'achat élevé pour un laboratoire universitaire avec un accès au code source limité. La possibilité d'avoir un modèle mathématique capable de reproduire qualitativement l'évolution des variables les plus descriptives du système permettra de mieux

<sup>&</sup>lt;sup>5</sup> GT-Power: Développé par la société Gamma Technologies.

Amesim: Développé en collaboration avec l'Institut Français du Pétrole.

Virtual 4-Stroke : Développé par la société OPTIMUM Power Technology.

comprendre le système et de l'améliorer en fonction des besoins. Le problème se résume donc à choisir et à combiner des sous-modèles adaptés à la modélisation des différents organes du moteur et des phénomènes physiques qui s'y déroulent.

# 2.4. Modélisation du MCI en cogénération

La complexité des différents modèles varie d'une méthode à l'autre suivant le domaine d'application et la précision cherchée [74-79]. En général, pour un processus de contrôle de puissance du moteur et de la quantité de chaleur pouvant être rejetée à l'échappement, le modèle uni-zone couplé au modèle de transfert de chaleur, sont utilisés pour dimensionner le MCI. Ceci permet d'une part de considérer tous les cylindres comme un seul cylindre [80] et d'autre part de considérer homogène le mélange des gaz à l'intérieur du cylindre [81-82].

# 2.4.1. Hypothèses de calcul

Dans notre travail, nous considérons les hypothèses suivantes [80, 83] :

- Le système thermodynamique est le mélange contenu dans le cylindre ;
- Le mélange contenu dans le cylindre est homogène dans l'espace durant toutes les phases du cycle ;
- Pour un moteur multicylindre, tous les cylindres sont identiques ;
- La chambre de combustion est considérée de forme cylindrique ;
- Le mélange contenu dans le cylindre, occupe une zone durant toutes les phases du cycle ;
- Les propriétés thermodynamiques varient seulement en fonction du temps (angle de vilebrequin) et sont uniformes dans l'espace dans chaque zone ;
- Les gaz obéissent à l'équation d'état des gaz parfaits ;
- Les tubulures d'admission et d'échappement sont infiniment grandes ;
- Le système est fermé lors de la phase de compression ;
- Les conditions de pression et de température en entrée dans le cylindre sont supposées égales aux conditions ambiantes.

### 2.4.2. Equations de modélisation du MCI

L'évolution de la fraction massique de gaz brûlés en fonction de l'angle de vilebrequin lors de la combustion dans le MCI est obtenue à partir de la fonction empirique de Wiebe (Eq.2.1) [84]. Dans cette équation, a et  $n_w$  sont des paramètres ajustables caractéristiques du moteur étudié [85]. La figure 2.3 présente le profil de la courbe de Wiebe en fonction de l'angle de vilebrequin.

$$x_b = 1 - \exp\left[-a\left(\frac{\theta - \theta_s}{\theta_d}\right)^{n_w + 1}\right]$$
(2.1)



Figure 16: Profil de fraction massique brûlée en fonction de l'angle de vilebrequin

La loi des gaz parfaits constitue la base pour le modèle de moteur uni-zone et est définie à l'équation (2.2).

$$PV = mrT \tag{2.2}$$

En dérivant l'équation (2.2) par rapport à l'angle de vilebrequin  $d\theta$ , on obtient l'équation (2.3).

$$V\frac{dP}{d\theta} + P\frac{dV}{d\theta} = mr\frac{dT}{d\theta}$$
(2.3)

Après un arrangement de l'équation (2.3), l'équation (2.4) est obtenue.

$$\frac{dP}{d\theta} = \frac{P}{T}\frac{dT}{d\theta} - \frac{P}{V}\frac{dV}{d\theta}$$
(2.4)

où P, T et V sont les valeurs instantanées modélisées par rapport à la position angulaire du vilebrequin du moteur.

Afin d'obtenir le volume et la température du mélange au cours des différentes phases du cycle, il est nécessaire de déterminer leur variation en fonction de l'angle du vilebrequin.

$$V(\theta) = \frac{V_d}{r_c - 1} + \frac{V_d}{s_c} y$$
(2.5)

Le paramètre y est la course instantannée fonction de l'angle de vilebrequin et de la longueur de la bielle  $(l_c)$  donnée par l'équation (2.6) :

$$y = \frac{s_c}{2} + l_c - \left[ (l_c^2 - (\frac{s_c}{2})^2 . \sin^2(\theta))^{0.5} + \frac{s_c}{2} \cos(\theta) \right]$$
(2.6)

Le volume déplacé ou cylindré  $(V_d)$  et le volume minimum de gaz dans le cylindre ou volume mort  $(V_c)$  sont fonction de l'alésage du cylindre  $(b_0)$ , du rapport de compression du moteur  $(r_c)$  et de la course du piston  $(s_c)$ , et s'expriment respectivement par les équations (2.7) et (2.8) :

$$V_d = \frac{\pi}{4} \cdot b_0^{\ 2} \cdot s_c \tag{2.7}$$

$$V_c = \frac{V_d}{r_c - 1} \tag{2.8}$$

Deux principales lois de la thermodynamique régissent le mélange carburant-air non brûlé et brûlé dans le cylindre. Les deux lois sont la conservation de la masse (Eq. 2.9)

et la loi de la conservation de l'énergie (Eq. 2.10), toutes deux ramenées au degré de vilebrequin.

$$\frac{\mathrm{dm}}{\mathrm{d\theta}} = \frac{\mathrm{dm}_e}{\mathrm{d\theta}} - \frac{\mathrm{dm}_s}{\mathrm{d\theta}} \tag{2.9}$$

$$\frac{dU}{d\theta} = \frac{dQ}{d\theta} - p\frac{dV}{d\theta} + \sum_{i} \frac{dH_{i}}{d\theta}$$
(2.10)

La variation d'enthalpie entrante et sortante du système est donnée par l'équation (2.11). L'indice i se réfère aux charges entrantes et sortantes du système.

$$\sum_{i} \frac{dH_{i}}{d\theta} = \frac{dm_{e}}{d\theta} h_{e} - \frac{dm_{s}}{d\theta} h_{s}$$
(2.11)

La modélisation du moteur à essence est réalisée en fonction des équations thermodynamiques de chaque phase du cycle Otto (fig. 2.4), cycle décrivant le fonctionnement d'un moteur à essence.



Figure 17: Cycle Otto

En compression, combustion et détente, le système étant fermé, la variation d'enthalpie entrante et sortante est nulle. Ainsi les équations (2.9) et (2.10) deviennent respectivement les équations (2.12) et (2.13).

$$\frac{\mathrm{d}m}{\mathrm{d}\theta} = \frac{\mathrm{d}m_e}{\mathrm{d}\theta} = \frac{\mathrm{d}m_s}{\mathrm{d}\theta} = 0 \tag{2.12}$$

$$\frac{dU}{d\theta} = \frac{dQ}{d\theta} - p\frac{dV}{d\theta} = m\frac{du}{d\theta} + u\frac{dm}{d\theta} = mC_v\frac{dT}{d\theta} + u\frac{dm}{d\theta}$$
(2.13)

La capacité calorifique massique du mélange à volume constant  $(C_v)$  est donnée par l'équation (2.14).

$$C_{\nu}(T) = \frac{R}{\gamma(T) - 1} \tag{2.14}$$

Le rapport des capacités calorifiques massiques ( $\gamma$ ) du mélange carburé peut être déterminé à partir de l'équation de Zucrow et Hoffman [73] simplifiée à partir d'une interpolation quadratique et donnée par l'équation (2.15) fonction de la température.

$$\gamma(T) = 1,458 - 1,628.10^{-4}.T + 4,139.10^{-8}.T^2$$
(2.15)

#### 2.4.2.1. Quantité de chaleur dans le cylindre

La quantité de chaleur dans le cylindre (Eq.2.16) est la différence entre la quantité de chaleur libérée lors de la combustion  $Q_c$  et celle échangée avec la paroi  $Q_p$ .

$$\frac{dQ}{d\theta} = \frac{dQ_c}{d\theta} - \frac{dQ_p}{d\theta}$$
(2.16)

L'échange de chaleur avec la paroi se fait par convection fonction du coefficient de transfert de chaleur et de la vitesse de rotation du moteur. Elle est déterminée à partir d'une équation de convection Newtonienne et est donnée par l'équation 2.17.

$$\frac{dQ_p}{dt} = hc.A_p(\theta).(T_p - T)$$
(2.17)

Après un changement de variable  $wdt = d\theta$  l'équation 2.17 devient :

$$\frac{dQ_p}{d\theta} = hc.A_p(\theta).(T_p - T).\frac{1}{2\pi N}$$
(2.18)

Le coefficient de transfert de chaleur instantané (hc) fonction de la vitesse moyenne du piston (v) est déterminé à partir de la corrélation de Woschni [86].

$$h_c = 3,26P^{0.8} v^{0.8} b_0^{-0.2} T^{-0.55}$$
(2.19)

$$\nu = \beta_1 (2N_e S_c) + \beta_2 \frac{V_d T_o}{P_o V_o} (P - P_m)$$
(2.20)

La variation de la quantité de chaleur libérée lors de la combustion est donnée par l'équation 2.21 et est fonction de la fraction massique de gaz brûlé (Eq.2.1).

$$\frac{dQ_c}{d\theta} = Q_t \cdot \frac{dx_b}{d\theta}$$
(2.21)

La quantité de chaleur totale libérée lors de la combustion  $(Q_t)$  est fonction de la masse du combustible entrante dans le cylindre  $(m_f)$  et de son pouvoir calorifique inférieur (*PCI*) et est donnée par l'équation 2.22.

$$Q_t = m_f. PCI \tag{2.22}$$

### 2.4.2.2. Variation du débit de masse

La variation du débit de masse entrant et sortant dans le système peut être modélisée en utilisant l'équation du flux à travers les collecteurs. Le débit de masse est donné par l'équation (2.23) [73].

$$\frac{dm}{d\theta} = \begin{cases} \frac{C_D A_v P_s}{N_e \sqrt{RT_s}} \gamma^{\frac{1}{2}} \left[ 1 - \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}} \right] \text{ si } \frac{P_v}{P_s} \le \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \\ \text{sinon} \\ \frac{C_D A_v P_s}{N_e \sqrt{RT_s}} \left(\frac{P_v}{P_s}\right)^{\frac{1}{\gamma}} \sqrt{\frac{2\gamma}{\gamma-1}} \left[ 1 - \left(\frac{P_v}{P_s}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right] \end{cases}$$
(2.23)

L'aire de la valve  $A_v$  est donnée en fonction du diamètre des soupapes (Dv) par la relation (2.24).

$$A_{\nu} = \frac{\pi D_{\nu}^{2}}{4}$$
(2.24)

En remplaçant les équations 2.13 et 2.16 dans l'équation 2.10 on obtient l'équation 2.25.

$$mC_{\nu}\frac{dT}{d\theta} + u\frac{dm}{d\theta} = \frac{dQ_{c}}{d\theta} - \frac{dQ_{p}}{d\theta} - \frac{mRT}{V}\frac{dV}{d\theta} + \sum_{i}h_{i}.\frac{dm_{i}}{d\theta}$$
(2.25)

La relation de Mayer et le rapport des capacités calorifiques massiques sont donnés à l'équation (2.26).

$$C_p - C_v = R$$
  $et$   $\gamma = \frac{C_p}{C_v}$  (2.26)

Après simplification de l'équation (2.26) on obtient l'équation (2.27) :

$$C_{\nu} = \frac{R}{\gamma - 1}$$
  $et$   $C_{p} = \frac{\gamma R}{\gamma - 1}$  (2.27)

L'enthalpie et l'énergie interne spécifiques sont données respectivement par les équations (2.28) et (2.29).

$$h(T) = \int \frac{\gamma R}{\gamma - 1} dT$$
(2.28)

$$u(T) = \int \frac{R}{\gamma - 1} dT \tag{2.29}$$

## 2.4.3. Bilan énergétique du moteur

Le bilan énergétique du système peut être exprimé comme présenté à l'équation (2.30).

$$\dot{E}_f + \dot{W}_m + \dot{Q}_{ex} + \dot{Q}_p = 0 \tag{2.30}$$

avec

- $\dot{E}_f$ : flux de chaleur apportée par le combustible
- $\dot{W}_m$ : puissance mécanique
- $\dot{Q}_{ex}$ : flux de chaleur à l'échappement
- $\dot{Q}_p$ : flux de chaleur perdu dans l'atmosphère.

#### 2.4.3.1. Puissance mécanique du moteur

La puissance à l'arbre obtenue pour chaque cylindre est fonction de la pression moyenne effective (pme) et peut être déterminée à partir de l'expression (2.31).

$$\dot{W}_{meca} = pme \frac{V_d N}{2} \tag{2.31}$$

La pme (Eq. 2.32) est la pression théorique qu'il faudrait appliquer sur le piston pendant sa course motrice pour obtenir la même puissance effective. Cette pression peut être exprimée par la différence entre la pression moyenne indiquée *pmi* (Eq. 2.33) et la pression moyenne de frottement *pmf* (Eq. 2.34). Cette dernière représente la force de frottement par unité d'aire due aux frottements mécaniques. Elle peut être déterminée à partir de l'équation de Winterbones [73]. La pression moyenne indiquée est une valeur conditionnelle et constante de pression qui produit, pendant une seule course de piston, un travail égal au travail du cycle (Eq. 2.33). Elle représente aussi un élément de comparaison de performance entre le travail des moteurs de différentes dimensions.

$$pme = pmi - pmf \tag{2.32}$$

$$pmi = \frac{\oint PdV}{V_d} = \frac{W_{cycl}}{V_d}$$
(2.33)

$$pmf = 0.061 + 1.167. P_{max} + 4.9 \times 10^{-6}. N$$
(2.34)

La puissance électrique fournie par le moteur  $(\dot{W}_{el})$  est obtenue en considérant le nombre de cylindre (n) et l'efficacité du générateur  $(\eta_{gen})$ .

$$\dot{W}_{el} = n. \, \dot{W}_{meca}. \, \eta_{gen} \tag{2.35}$$

Le rendement électrique est donné par l'équation (2.36).

$$\eta_{el} = \frac{\dot{W}_{el}}{\dot{E}_f} \tag{2.36}$$

### 2.4.3.2. Energie thermique disponible

L'énergie thermique rejetée à travers les gaz d'échappement est fonction du débit de masse et de l'enthalpie des gaz d'échappement, de la vitesse de rotation et du nombre de cylindre du moteur. Elle est obtenue à partir de l'équation (2.37).

$$\dot{Q}_{ex} = n.\,\dot{m}_{ex}h_{ex}.\frac{\mathrm{N}}{2}\tag{2.37}$$

Le rendement thermique est donné par l'équation (2.38) :

$$\eta_{th} = \frac{\dot{Q}_{ex}}{\dot{E}_f} \tag{2.38}$$

#### 2.4.4. Etude exergétique du MCI

L'exergie représente le travail réversible maximal récupérable à partir d'une source d'énergie associée à un environnement fixé. L'analyse exergétique du MCI permet de quantifier l'efficacité de la conversion d'énergie réalisée et d'identifier les zones de dégradation de l'énergie. L'exergie d'un système peut être décomposée en exergie chimique, exergie physique, exergie cinétique et exergie potentielle [87]. Dans le modèle présenté ici, les exergies cinétiques et potentielles sont négligées. La dégradation d'énergie dans le MCI est notée par les pertes exergétique dues aux différentes irréversibilités par exemple lors de la combustion, des transferts de chaleur, du mélange air-combustible [88-90]. L'analyse exergétique permet ainsi de trouver les meilleurs moyens pour minimiser l'énergie détruite, perdue et ainsi améliorer l'efficacité du système.

Les hypothèses effectuées pour l'analyse énergétique peuvent aussi être appliquées à l'analyse exergétique. Le bilan exergétique pour un volume de contrôle peut être donné de façon générale par l'équation (2.39).

$$\dot{E}_{xQ} + \dot{E}_{xW} + \sum \dot{m}_e \,\varepsilon_e - \sum \dot{m}_s \,\varepsilon_s - \dot{E}_{xdet} = 0 \tag{2.39}$$

avec :

 $\dot{E}_{xQ}$  le taux de transfert d'exergie lié au transfert de chaleur entre le volume de contrôle et l'environnement ;

 $\dot{E}_{xW}$  le taux de transfert d'exergie associé à la puissance mécanique ;

 $\dot{E}_{xdet}$  le taux d'exergie détruite du volume de contrôle.

Les termes  $\dot{m}_e \varepsilon_e$  et  $\dot{m}_s \varepsilon_s$  représentent les transferts d'exergie à travers le processus d'admission et d'échappement où  $\varepsilon_e$  et  $\varepsilon_s$  sont les exergies spécifiques du combustible et du gaz d'échappement.

Le taux d'exergie couplé au transfert de masse entrant dans le moteur représente l'exergie du combustible et celle de la combustion de l'air. Cependant, l'effet de l'exergie de la combustion de l'air peut être négligé en supposant que l'air entre dans le moteur dans les conditions ambiantes. L'exergie spécifique du combustible est obtenue en multipliant la valeur du pouvoir calorifique inférieur (PCI) au facteur d'exergie chimique ( $\varphi$ ) comme présenté à l'équation (2.40).

$$\varepsilon_{fuel}^{ch} = PCI.\,\varphi\tag{2.40}$$

Le facteur d'exergie chimique pour les combustibles liquides peut être calculé à partir de l'équation (2.41) où h, c, o et  $\alpha$  représente la fraction massique de l'hydrogène (H), du carbone (C), de l'oxygène (O) et du souffre (S) respectivement dans le combustible [91].

$$\varphi = 1,041 + 0,1728\frac{h}{c} + 0,0432\frac{o}{c} + 0,2169\frac{\alpha}{c}(1 - 2,0628\frac{h}{c})$$
(2.41)

Le taux d'exergie lié à la puissance mécanique est égal à la puissance nette du moteur (Eq. 2.42).

$$\dot{E}_{xW} = \dot{W} \tag{2.42}$$

Le taux d'exergie couplé au transfert de masse à la sortie du moteur représente l'exergie de l'échappement et peut être exprimé comme à l'équation (2.43).

$$\dot{E}_{xexh} = \dot{m}_{exh}\varepsilon \tag{2.43}$$

L'exergie de l'échappement par unité de masse peut être exprimé comme la somme de l'exergie spécifique chimique et thermomécanique des gaz d'échappement comme présenté à l'équation (2.44).

$$\varepsilon = \varepsilon^{tm} + \varepsilon^{ch} \tag{2.44}$$

En utilisant l'hypothèse selon laquelle le gaz d'échappement est un gaz parfait, l'exergie spécifique chimique et thermomécanique du gaz d'échappement contenant n composants peut être déterminée à partir des équations 2.45 et 2.46 respectivement. Le terme Ta dans ces équations représente la température de référence et peut être approximé à 25 °C.

$$\varepsilon^{tm} = \sum_{i=1}^{n} a_i \{ \left( \bar{h}_i - \bar{h}_{0i} \right) - T_a(\bar{s}_i - \bar{s}_{0i}) \}$$
(2.45)

$$\varepsilon^{ch} = \bar{R}T_a \sum_{i=1}^n a_i ln \frac{y_i}{y_i^e}$$
(2.46)

avec

 $a_i$ : nombre de moles du composant i,

 $y_i$ : fraction molaire du composant dans le gaz d'échappement

 $y_i^e$ : fraction molaire du composant dans le gaz d'échappement dans les conditions de référence.

L'indice « 0 » représente la valeur à l'état de référence. A l'état de référence  $T_0=25^{\circ}C$  et  $P_0=$  1 atm, la fraction molaire de  $N_2$ ,  $O_2$ ,  $CO_2$  et  $H_2O$  et d'autres composants représente respectivement 75,67 %, 20,35 %, 0,03 %, 3,12 % et 0,83 % [92].

Le taux de transfert d'exergie lié au transfert de chaleur peut être exprimé à partir de l'équation (2.47) en utilisant la puissance perdue  $(\dot{Q}_p)$  qui est un paramètre de l'analyse énergétique.

$$\dot{E}_{xQ} = \sum (1 - \frac{T_0}{T_{sr}}) \dot{Q}_p \tag{2.47}$$

où  $T_{sr}$  représente la température du système de refroidissement. L'exergie détruite peut être obtenue du bilan exergétique établi à l'équation (2.39).

Le rendement exergétique est une mesure plus précise de la performance du moteur comparé au rendement énergétique. Le rendement exergétique exprimé comme le ratio de la puissance mécanique exergétique et de la puissance exergétique du combustible peut être calculé comme à l'équation (2.48).

$$\eta_{exm} = \frac{\dot{E}_{xW}}{\dot{E}_{xfuel}} \tag{2.48}$$

#### 2.4.5. Consommation spécifique

La consommation spécifique du moteur (BSFC) définit la qualité de la transformation de l'énergie au sein du moteur. C'est la quantité de combustible, d'un pouvoir calorifique donné, qui doit être dépensée pour la production d'une unité d'énergie. Elle est donnée par la relation (2.49).

$$BSFC = \frac{\dot{m}_f}{\dot{W}_{meca}} \tag{2.49}$$

#### 2.5. Organigramme de la modélisation du moteur à combustion interne

La modélisation du MCI est réalisée avec le logiciel de simulation Matlab. L'organigramme présenté à la figure 2.5 est implémentée dans le logiciel pour analyser le fonctionnement du moteur.



Figure 18: Organigramme du modèle du moteur à combustion interne

# 2.6. Modélisation de la machine à absorption diffusion

La modélisation est basée sur les lois de la conservation de chaleur et de masse pour chaque composant du système, auxquelles on ajoute les équations d'équilibre de mélange NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O-H<sub>2</sub> obtenues à partir des corrélations de Patek et Klomfar [93] et Ibrahim et Klein [94] présentées en annexe 3. Les diagrammes de Merkel et d'Oldham utilisés pour déterminer l'état thermodynamique sont présentées en annexe 4.

2.6.1. Paramètres fondamentaux des substances pures

Les valeurs des paramètres utilisés pour la détermination des équations des différentes substances pures sont décrites dans le tableau 2.1.

		NH <sub>3</sub>	H <sub>2</sub> O	H <sub>2</sub>
Masse molaire	M (kg.kmol <sup>-1</sup> )	17.03026	18.015268	2.02
Point critique	Température (K)	405.4	647.14	33.2
	Pression (bar)	113.336	220.64	12.8
	Masse volumique (kg/m <sup>3</sup> )	225	322	0.0312
Point	Température (K)	239.74	373.15	20.28
d'ébullition	Pression (bar)	1.013325	1.013325	1.013
Point triple	Température (K)	195.41	273.16	13.8033
	Pression (bar)	0.06077	6.112 10-3	6.951 10-3

 Tableau 2.61 : Les paramètres fondamentaux des substances pures [95]

2.6.2. Détermination des points de fonctionnement du cycle NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O-H<sub>2</sub>

Les machines à absorption diffusion (MAD) sont soumises à certaines conditions limites de fonctionnement et qui, une fois dépassées, ne peuvent atteindre la température d'évaporation désirée voire l'arrêt de fonctionnement.

# 2.6.2.1. Températures limites

La possibilité d'obtention de la température d'évaporation nécessaire ou non, est dictée par des températures limites.

### - Température maximale d'ébullition

Elle correspond à la température du mélange à la sortie du générateur, et dépend de la température de la source chaude  $T_a$ 

$$T_{max} = T_g - \Delta T_g \tag{2.50}$$

avec  $\Delta T_g$  allant de 7 °C à 10 °C

### - Température minimale d'absorption

Elle correspond à la température du mélange riche en ammoniac. Elle dépend du médium de refroidissement qui est de l'air, dans notre étude, à la température  $T_a$ 

$$T_{min} = T_a + \Delta T_a \tag{2.51}$$

avec  $\Delta T_a$  allant de 10 °C à 15 °C

### - Température de condensation

Elle est prise selon un raisonnement similaire à celui de la température minimale d'absorption.

$$T_{cond} = T_a + \Delta T_a \tag{2.52}$$

### - Température d'évaporation

Elle dépend de celle du milieu à refroidir à la température  $T_{mr}$ .

$$T_{evap} = T_{mr} - \Delta T_{mr} \tag{2.53}$$

avec  $\Delta T_{mr}$  allant de 7 °C à 10 °C.
#### 2.6.2.2. Facteur de circulation et taux de dégazage

Le facteur de circulation  $F_c$  est défini comme étant le rapport entre les débits de masse de la solution riche en ammoniac  $(\dot{m}_r)$  et de la vapeur de frigorigène  $(\dot{m}_f)$ . Le taux de dégazage  $T_d$  est la différence entre la concentration de la solution riche en ammoniac  $(x_r)$  et celle de la solution pauvre  $(x_p)$ . Ces paramètres permettent d'analyser les conditions de fonctionnement optimal de la MAD. En effet, le facteur de circulation est supérieur à 20, cela correspondrait à un taux de dégazage compris entre 2 et 3 %. A cet état, une petite variation de l'une des trois températures du système pourrait conduire à un taux de dégazage nul, ce qui rendrait le cycle physiquement impossible et une machine réelle cesserait de fonctionner avant cela. Il est donc recommandé de prendre des valeurs pour le taux de dégazage supérieures à 5 %, néanmoins des valeurs plus importantes ne sont pas conseillées [96].

$$F_{c} = \frac{\dot{m}_{r}}{\dot{m}_{f}} = \frac{x_{f} - x_{p}}{x_{r} - x_{p}}$$
(2.54)

$$T_d = x_r - x_p \tag{2.55}$$

#### 2.6.3. Calcul du cycle thermodynamique

#### 2.6.3.1. Hypothèses de calcul

La modélisation thermodynamique de la MAD est basée sur les hypothèses suivantes [97-104] :

- Les pertes de charges le long des canalisations sont négligeables ;
- Les pressions hydrostatiques sont négligeables ;
- Les températures dans les composants sont uniformes dans tout le volume considéré ;
- Le générateur est isolé thermiquement, de sorte que les pertes de chaleur vers l'environnement sont négligeables ;
- Le mélange du réfrigérant et de l'hydrogène à l'entrée de l'évaporateur est supposé homogène ;
- Le condenseur et l'absorbeur sont à la même température.

### 2.6.3.2. Les données du calcul

Pour le calcul du cycle, certains paramètres sont nécessaires à entrer dans le système:

- La température du médium de refroidissement
- La température de la source de chaleur
- La température à maintenir du milieu à refroidir
- L'efficacité des échangeurs de chaleur de solution et de gaz
- La puissance de la source de chaleur

# 2.6.4. Equations de bilan de la MAD

Dans l'analyse thermodynamique, le volume de contrôle pour chaque composant du cycle de la machine à absorption diffusion est analysé comme présenté à la figure 2.5. Le bilan de masse, de masse de frigorigène, énergétique et exergétique de chaque composant est présenté pour analyser son effet sur le fonctionnement de la machine à absorption diffusion [105-117].



Figure 19: Volume de contrôle infinitésimal de l'échangeur de chaleur

Les équations de bilan d'énergie sont obtenues à partir des équations (2.56) à (2.60).

$$\frac{dU_{ft}}{dt} = \dot{m}_{ft} \left( h_{ft,entrée} - h_{ft,sortie} \right) - \dot{Q}_{ft}$$
(2.56)

avec

$$\dot{Q}_{ft} = (UA)_{ft} \cdot (T_{ft} - T_p) \tag{2.57}$$

$$\frac{dU_{sc}}{dt} = \dot{Q}_{sc} - \dot{m}_{sc} (h_{sc,sortie} - h_{sc,entrée})$$
(2.58)

avec

$$\dot{Q}_{sc} = (UA)_{sc} \cdot (T_p - T_{sc})$$
 (2.59)

$$(M. C_p)_p. \frac{dT_p}{dt} = \dot{Q}_{ft} - \dot{Q}_{sc}$$
(2.60)

#### 2.6.4.1. Générateur

L'ammoniac vapeur est séparé de la solution riche en ammoniac dans le générateur (1) à partir de l'apport de la chaleur issue des gaz d'échappement du moteur à combustion interne.



Figure 20: Générateur

La vapeur d'ammoniac s'élève (2) pour être admise au rectifieur. La solution pauvre en ammoniac (4) retourne à l'absorbeur.

Le bilan de masse et d'énergie du générateur est donné par les équations (2.61) à (2.63).

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 + \dot{m}_4 \tag{2.61}$$

$$\dot{m}_1 x_1 = \dot{m}_2 y_2 + \dot{m}_4 x_4 \tag{2.62}$$

$$\dot{m}_1 h_1 + \dot{Q}_g = \dot{m}_2 h_2 + \dot{m}_4 h_4 \tag{2.63}$$

L'exergie détruite au générateur est déterminée à partir de l'équation (2.64).

$$\dot{I}_g = T_0(\dot{m}_2 s_2 + \dot{m}_4 s_4 - \frac{\dot{Q}_g}{T_g} - \dot{m}_1 s_1)$$
(2.64)

# 2.6.4.2. Rectifieur

La vapeur quittant le générateur (2) n'est pas du réfrigérant pur ; il contient en effet de la vapeur d'eau. Ainsi à travers le rectifieur, une condensation partielle des vapeurs d'eau est effectuée pour être retournée à la solution pauvre en ammoniac (3') ce qui permet d'obtenir de l'ammoniac quasi pur (3).



Figure 21: Rectifieur

Le bilan de masse et d'énergie du rectifieur est présenté par les équations (2.65) à (2.67).

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_3 + \dot{m}_{3'} \tag{2.65}$$

$$\dot{m}_2 y_2 = \dot{m}_3 y_3 + \dot{m}_3 x_3, \tag{2.66}$$

$$\dot{m}_2 h_2 = \dot{m}_3 h_3 + \dot{m}_3 h_3 + \dot{Q}_{rec} \tag{2.67}$$

L'exergie détruite au rectifieur est déterminée à partir de l'équation (2.68).

$$\dot{I}_{rec} = T_0 (\dot{m}_3 s_3 + \dot{m}_{3'} s_{3'} + \frac{\dot{Q}_{rec}}{T_{rec}}$$

$$- \dot{m}_2 s_2)$$
(2.68)

2.6.4.3. Echangeur de chaleur de solution

Dans l'échangeur de chaleur de solution (SHX), la solution pauvre en ammoniac quittant le générateur (4) préchauffe la solution riche en ammoniac venant de l'absorbeur (1') qui est à température basse avant son admission dans l'absorbeur (4').



Figure 22: Echangeur de chaleur de solution

Le bilan de masse et d'énergie caractérisant le transfert de chaleur dans l'échangeur de chaleur de solution est donné par les équations (2.69) à (2.71).

$$\dot{m}_{1'} = \dot{m}_1 = \dot{m}_r \tag{2.69}$$

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_{4\prime} = \dot{m}_p \tag{2.70}$$

$$\dot{m}_4 h_4 + \dot{m}_1 h_1,$$

$$= \dot{m}_4 h_4 + \dot{m}_1 h_1 + \dot{Q}_{shx}$$
(2.71)

L'exergie détruite au niveau de l'échangeur de solution est déterminée à partir de l'équation (2.72).

$$\dot{I}_{shx} = T_0(\dot{m}_1 s_1 + \dot{m}_{4'} s_{4'} + \frac{\dot{Q}_{shx}}{T_{shx}} - \dot{m}_{1'} s_{1'} - \dot{m}_4 s_4)$$
(2.72)

#### 2.6.4.4. Condenseur

La vapeur de réfrigérant entre dans le condenseur (3) à haute pression qui est la pression de fonctionnement du système, pour se condenser et devenir liquide (5) avant son admission à l'évaporateur.

Le bilan de masse et d'énergie est présenté par les équations (2.73) et (2.74).



Figure 23: Condenseur

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_5 = \dot{m}_{refr}$$
 (2.73)

$$\dot{m}_3 h_3 = \dot{m}_5 h_5 + \dot{Q}_c \tag{2.74}$$

L'exergie détruite au condenseur est déterminée à partir de l'équation (2.75).

$$\dot{I}_c = T_0 (\dot{m}_5 s_5 + \frac{\dot{Q}_c}{T_c} - \dot{m}_3 s_3)$$
(2.75)

### 2.6.4.5. Echangeur de chaleur gaz

L'échangeur de chaleur gaz (ghx) permet d'extraire la chaleur du frigorigène liquide venue du condenseur (5) avant son admission à l'évaporateur (5') par le mélange ammoniac-hydrogène venant de l'évaporateur (6) avant son admission à l'absorbeur (6'). Ceci permet d'augmenter la production frigorifique.



Figure 24: Echangeur de chaleur gaz

Le bilan de masse et d'énergie est présenté par les équations (2.76) à (2.78).

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_{5'} = \dot{m}_{ref} \tag{2.76}$$

$$\dot{m}_6 = \dot{m}_{6\prime} = \dot{m}_{ref} + \dot{m}_{H_2} \tag{2.77}$$

$$\dot{m}_5 h_5 + \dot{m}_6 h_6 = \dot{m}_{5'} h_{5'} + \dot{m}_{6'} h_{6'} + \dot{Q}_{ghx}$$
(2.78)

 $\dot{m}_{H_2}$  représente le débit de masse du dihydrogène.

L'exergie détruite au niveau de l'échangeur de chaleur gaz est déterminée à partir de l'équation (2.79).

$$\dot{I}_{ghx} = T_0(\dot{m}_{5'}s_{5'} + \dot{m}_{6'}s_{6'} + \frac{\dot{Q}_{ghx}}{T_{ghx}} - \dot{m}_5s_5$$

$$- \dot{m}_6s_6)$$
(2.79)

#### 2.6.4.6. Evaporateur

L'ammoniac en phase liquide quittant l'échangeur de chaleur gaz à la pression de fonctionnement du système est admis à l'évaporateur (5'). La pression partielle de l'ammoniac liquide sous refroidi chute dû au mélange avec le dihydrogène froid (5) venus de l'absorbeur. Après l'évaporation, le mélange ammoniac-hydrogène est admis à l'échangeur de chaleur gaz (6).

Le bilan de masse et d'énergie est présenté par les équations (2.80) à (2.82).



*Figure 25*: Evaporateur

$$\dot{m}_5 + \dot{m}_{5\prime} = \dot{m}_6 \tag{2.80}$$

$$\dot{m}_{H_2} = \dot{m}_5$$
 (2.81)

$$\dot{m}_{5'}h_{5'} + \dot{m}_{H_2}h_{H_2} + \dot{Q}_{evap} = \dot{m}_6 h_6 \tag{2.82}$$

L'exergie détruite au niveau de l'échangeur de chaleur gaz est déterminée à partir de l'équation (2.83).

$$\dot{I}_{evap} = T_0 (\dot{m}_{5'} s_{5'} + \dot{m}_{H_2} s_{H_2} + \frac{\dot{Q}_{evap}}{T_{evap}} - \dot{m}_6 s_6)$$
(2.83)

#### 2.6.4.7. Absorbeur

Le mélange ammoniac-dihydrogène venant de l'échangeur de chaleur gaz est admis au réservoir de l'absorbeur (6'). Dans le réservoir, l'ammoniac est absorbé dans la solution pauvre en ammoniac venant de l'échangeur de solution (4') et devient riche (1'). Le dihydrogène (5) retourne à l'évaporateur.

Le bilan de masse et d'énergie est donné par les équations (2.84) à (2.86).

$$\dot{m}_{1\prime} + \dot{m}_5 = \dot{m}_{4\prime} + \dot{m}_{6\prime} \tag{2.84}$$

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_{H_2}$$
 (2.85)

$$\dot{m}_{1\prime}h_{1\prime} + \dot{m}_{H_2}h_{H_2} + \dot{Q}_{abs} = \dot{m}_{4\prime}h_{4\prime} + \dot{m}_{6\prime}h_{6\prime}$$
(2.86)



Figure 26: Absorbeur

L'exergie détruite au niveau de l'absorbeur est déterminée à partir de l'équation (2.87).

$$\dot{I}_{abs} = T_0 (\dot{m}_{1'} s_{1'} + \dot{m}_{H_2} s_{H_2} + \frac{\dot{Q}_{abs}}{T_{abs}} - \dot{m}_{4'} s_{4'}$$

$$- \dot{m}_{6'} s_{6'})$$
(2.87)

Le débit de masse du dihydrogène est obtenu à partir de l'équation (2.88) fonction des pressions au condenseur, à l'évaporateur et des caractéristiques physiques des fluides utilisés dans le système.

$$\dot{m}_{H_2} = \frac{P_{cond} - P_{evap}}{P_{evap}} \frac{y_{ref} R_{NH_3} + (1 - y_{ref}) R_{H_2O}}{R_{H_2}} \dot{m}_{ref}$$
(2.88)

#### 2.6.5. Coefficient de performance et rendement exergétique de la MAD

Le coefficient de performance (COP) est le rapport entre la puissance frigorifique et la puissance thermique fournie au générateur.

$$COP = \frac{\dot{Q}_{evap}}{\dot{Q}_g} \tag{2.89}$$

La seconde loi de la thermodynamique est établie en supposant des transformations réversibles.

Le coefficient de performance (COP) est le rapport entre la puissance frigorifique et la puissance thermique fournie au générateur.

$$COP = \frac{\dot{Q}_{evap}}{\dot{Q}_g} \tag{2.89}$$

La seconde loi de la thermodynamique est établie en supposant des transformations réversibles.

$$\frac{Q_{evap}}{T_{evap}} + \frac{Q_g}{T_g} + \frac{Q_c + Q_{abs}}{T_c} = 0$$

$$(2.90)$$

A partir de l'équation (2.89), le rapport  $\frac{Q_{evap}}{\dot{q}_g}$  peut être exprimé en fonction des températures mises en jeu dans le système.

$$\frac{\dot{Q}_0}{\dot{Q}_g} = \frac{T_{evap}}{T_g} \cdot \frac{T_g - T_c}{T_c - T_{evap}}$$
(2.91)

L'exergie totale détruite dans la MAD est obtenue à partir de l'équation (2.92)

$$\dot{I}_{total} = \dot{Ex}_{det} = \dot{I}_g + \dot{I}_{rec} + \dot{I}_{shx} + \dot{I}_{cond} + \dot{I}_{ghx} + \dot{I}_{evap} + \dot{I}_{abs}$$
(2.92)

Le rendement exergétique est obtenu à partir de l'équation (2.93)

$$ECOP = \frac{\dot{Ex}_s}{\dot{Ex}_e} = 1 - \frac{\dot{Ex}_{det}}{\dot{Ex}_e}$$
(2.93)

Le bilan exergétique de la MAD en appliquant le facteur de Carnot ( $\theta$ ) aux différents composants mis en jeu est présenté à l'équation (2.94) fonction de l'exergie détruite ( $\vec{Ex}_{det}$ ).

$$\theta_g. \dot{Q}_g + \theta_{cond}. \dot{Q}_{cond} + \theta_{evap}. \dot{Q}_{evap} - \dot{Ex}_{det} = 0$$
(2.94)

 $\theta$  représente le facteur de Carnot d'une source à la température T et est exprimé à l'équation (2.96) pour chaque composant.

$$\theta_g = 1 - \frac{T_0}{T_g} \qquad \theta_{cond} = 1 - \frac{T_0}{T_{cond}} \qquad \theta_{evap} = 1 - \frac{T_0}{T_{evap}}$$
(2.95)

La performance maximale de la MAD est déterminée à partir de l'équation (2.96)

$$COP_E = \left(1 - \frac{T_0}{T_g}\right) \left(\frac{T_{evap}}{T_0 - T_{evap}}\right)$$
(2.96)

Le rapport des deux coefficients de performance représente le rendement exergétique de la MAD.

$$ECOP = \frac{COP}{COP_E}$$
(2.97)

### 2.6.6. Organigramme de calcul du cycle de la MAD

Pour le calcul du cycle de la MAD, le code de simulation est élaboré dans le logiciel Engineering Equation Solver (EES), lequel contient les propriétés thermodynamiques du couple NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O. L'organigramme présenté à la figure 2.14 a permis de simuler la MAD.



Figure 27: Organigramme de calcul de la machine à absorption diffusion

#### 2.7. Economie d'énergie primaire

La connaissance de la quantité d'énergie primaire consommée permet de mesurer le taux d'indépendance énergétique. Les systèmes de cogénération permettent de préserver une partie de cette consommation. L'économie d'énergie primaire (EEP) est un indicateur nous permettant de savoir si notre système de cogénération est à haut rendement [75, 118-124]. Elle est déterminée à partir de l'équation (2.98).

$$EEP = \frac{C_e + C_q - C_{CHP}}{C_e + C_q} = 1 - \frac{1}{\frac{\eta_e}{\alpha_e} + \frac{COP}{COP_c}}$$
(2.98)

avec

 $C_e$  la puissance de combustible à fournir au système de production électrique par voie classique

 $C_q$  la puissance de combustible à fournir au système de production frigorifique par voie classique

 $C_{CHP}$  la puissance de combustible à fournir au système de cogénération pour la production simultanée

 $\alpha_e$  le rendement électrique par voie classique de production

 $COP_c$  le coefficient de performance du système de froid par voie de production frigorifique classique

 $\eta_e$  le rendement électrique de la cogénération

*COP* le coefficient de performance de la machine frigorifique du système de cogénération

#### 2.8. Bilan énergétique et exergétique de la cogénération

Le bilan de flux exergétique sur l'unité de micro-cogénération du moteur à essence couplé à une machine à absorption a été établi afin de quantifier la part d'exergie détruite dans chaque élément du système et d'évaluer leur rendement exergétique ainsi que du système complet. L'exergie détruite totale du système de cogénération représente la part d'exergie associée aux irréversibilités et la part d'exergie perdue valorisable (liée par exemple à des pertes thermiques aux parois et à l'échappement). L'unité de microcogénération est considérée en régime permanent. Les hypothèses du modèle thermodynamique en régime établi du MCI sont utilisées (pertes de charge, phases transitoires, transferts thermiques aux parois des cylindres négligés). La chaleur rejetée par le moteur thermique permet de faire fonctionner la MAD pour la production du froid. Le rendement énergétique et exergétique de cette installation sont présenté respectivement aux équations (2.99) et (2.100).

$$\eta_{cogen} = \left| \frac{\dot{W}_m + \dot{Q}_o}{\dot{E}_f} \right| \tag{2.99}$$

$$\eta_{excogen} = \left| \frac{\dot{W}_m + \theta_0 \dot{Q}_o}{\theta_f \dot{E}_f} \right|$$
(2.100)

### Conclusion

Ce travail a permis de développer le modèle de cogénération étudié en présentant les différentes équations thermodynamique des composants. L'analyse du système est basée sur l'étude exergétique de la cogénération.



## Introduction

Ce chapitre présente le banc d'essai expérimental, la méthode de résolution du modèle numérique ainsi que les résultats numériques et expérimentaux du système de cogénération.

# 3.1. Banc d'essai expérimental

Le micro-cogénérateur étudié comporte un moteur thermique dont les rejets à l'échappement sont récupérés par un échangeur de chaleur pour faire fonctionner une machine à absorption diffusion. Le banc d'essai a été conçu de manière à produire à la fois du froid pour la conservation et de l'électricité (Figure 3.1).

Le micro-cogénérateur est composé de plusieurs éléments essentiels. Nous avions un moteur monocylindre à essence de puissance mécanique 5 CV avec une vitesse de rotation maximale de 3600 tour/min. Une canalisation en acier qui achemine les rejets de l'échappement vers un échangeur récupérateur conçu et monté sur le générateur d'une machine à absorption diffusion. Cette dernière est un réfrigérateur de volume 0,04 m<sup>3</sup> fonctionnant avec le mélange ammoniac-eau (NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O) et le dihydrogène (H<sub>2</sub>) comme gaz inerte.



Figure 28: Banc d'essai du micro-cogénérateur

La canalisation et le récupérateur sont calorifugés avec la laine de verre afin de réduire les pertes de chaleur. Un système de by-pass est installé sur la canalisation pour réguler la puissance thermique fournie à la machine à absorption diffusion, le surplus étant évacué vers l'environnement.

Plusieurs thermocouples de type K avec adhésif, qui sont des thermocouples qui couvrent bien notre plage de fonctionnement de température<sup>6</sup>, sont installés sur tout le système pour mesurer la température des différents points de fonctionnement. Ces thermocouples sont connectés à un système d'acquisition Agilent 34970A comme présenté à la figure 3.2. Plusieurs autres équipements connexes sont utilisés lors de l'expérimentation (figure 3.3). Un tachymètre numérique optique ( $\pm 0,02$  %) est utilisé pour mesurer la vitesse de rotation du moteur. Des capteurs de température et d'humidité LogTag HAX0-8 (+/- <0.5°C) sont utilisés pour mesurer la température et l'humidité ambiante lors des tests. Les données des tests sont enregistrées toutes les 60 secondes et effectuer sur une journée pleine afin d'analyser l'impact des paramètres externe sur le système.



Figure 29:Banc d'essai d'un micro-cogénérateur

<sup>&</sup>lt;sup>6</sup> Usage continu de 0 °C à 1 100 °C ; usage intermittent de −180 °C à 1 200 °C. Sa table de référence s'étend à 1 370 °C.



Figure 30: Capteur de température et d'humidité (a) et un tachymètre (b)

### **3.2.** Méthode de résolution numérique

Plusieurs équations différentielles élaborées décrivent le fonctionnement du système de cogénération. La méthode de Runge Kutta d'ordre 4 a été utilisée pour résoudre les différentes équations [73, 120-121]. La méthode Runge Kutta est présentée à l'annexe 6.

L'organigramme de résolution du moteur thermique, et de la machine à absorption présenté au chapitre 2, est implémenté dans le logiciel de simulation Matlab. Les différentes propriétés thermodynamiques du couple utilisé pour la machine à absorption diffusion sont importées du logiciel de simulation Engineering Equation Solver (EES) dans Matlab. Ceci est fait d'une part pour avoir le code de simulation du système de cogénération dans un même logiciel de simulation et d'autre part du fait que le logiciel EES n'est pas très adéquat pour une étude en régime dynamique.

# 3.3. Validation expérimentale du modèle de cogénération en régime dynamique

Pour la validation expérimentale, l'approche en régime dynamique est réalisée. Cette approche permet d'analyser le fonctionnement du cogénérateur en fonction du temps. De plus la validation est réalisée dans un contexte de production frigorifique pour la conservation des produits laitiers. En effet pour une meilleure conservation du lait il nous faut une température d'évaporation d'au moins 3 à 4 °C.

# 3.3.1. Validation expérimentale du modèle du moteur thermique

Les spécifications techniques du moteur sont présentées dans le tableau 3.1. D'autres paramètres importants à fournir au simulateur sont présentés dans le tableau 3.2.

Paramètres	Valeurs	
Puissance nette	3,6 kW	
Puissance en service continu	2,9 kW	
Cylindrée	163 cm <sup>3</sup>	
Alésage	68 mm	
course	45 mm	
Rapport de compression	9	
Vitesse de rotation	3600 tr/min	

Tableau 0 : Spécifications techniques du moteur

Du modèle numérique, la température et la pression dans le cylindre sont présentées aux figures 3.4 et 3.5 respectivement en fonction de l'angle de vilebrequin. Les résultats montrent des températures de combustion allant jusqu'à 2500 °C pour des pressions maximales allant jusqu'à 500 kPa.

Paramètres	Valeurs
Pression initiale (kPa)	100
Température initiale (K)	400
Température de la paroi du cylindre (K)	350
Pouvoir calorifique inférieur (MJ/kg)	46,5
Longueur soupape (m)	0,062
Début de combustion (rad)	0,88π
Durée de combustion (rad)	0,33π
Diamètre de la tête de la soupape	0,025
d'admission (m)	
Diamètre de la tête de la soupape	0,024
d'échappement	
Diamètre de la tige de la soupape	0.0055
d'admission (m)	
Diamètre de la tige de la soupape	0,0055
d'échappement (m)	
Facteur d'efficacité de Wiebe	5
Facteur de forme de Wiebe	2

Tableau 0 : Estimation des paramètres du moteur

Ces résultats permettent de déterminer la puissance effective du moteur (figure 3.6). Le modèle numérique et expérimental présente les mêmes profils. L'augmentation de la vitesse de rotation implique celle de la puissance effective. L'erreur relative maximale obtenue entre les deux modèles est de 3,6 %, ce qui prouve que notre modèle est assez précis pour prédire la puissance effective réelle du moteur.



Figure 31 : Température du cylindre à puissance nominale.



Figure 32 : Pression du cylindre à puissance nominale.

De même une étude comparative a été réalisée pour la consommation spécifique du moteur (figure 3.7). Elle est utilisée pour quantifier le rendement énergétique d'un moteur par rapport à sa puissance. Il permet de comparer le rendement de moteurs

différents. C'est une courbe en « U » dont le point inférieur correspond environ au régime de couple maximal.



Figure 33 : Puissance effective en fonction de la vitesse de rotation

A très bas régime, la consommation spécifique diminue jusqu'à un minimum avant d'augmenter pour une vitesse de rotation supérieure à 2500 tours/min. L'erreur relative maximale entre les deux modèles est inférieure à 1 %, ce qui prouve que notre modèle est assez précis pour prédire la consommation spécifique réelle du moteur.



Figure 34 : Consommation spécifique en fonction de la vitesse de rotation

La figure 3.8 présente l'évolution de la puissance disponible à l'échappement en fonction de la vitesse de rotation du moteur.



Figure 35 : Puissance à l'échappement en fonction de la vitesse de rotation

L'augmentation de la vitesse de rotation entraine celle de la puissance des gaz d'échappement. En effet cela est dû à l'augmentation du taux d'imbrûlés avec la vitesse de rotation. Ainsi à partir de ces résultats, nous avions obtenu l'évolution de la température des gaz d'échappement en fonction de la puissance effective (figure 3.9). Les données du constructeur donnent une température d'échappement de 740 K à puissance nominale. L'erreur maximale avec le modèle développé est de 2 %, ce qui prouve que notre modèle est assez précis pour prédire la température à l'échappement du moteur. La température des gaz d'échappement correspondant à une puissance effective peut être approximée comme étant la température moyenne du gaz dans le cylindre.



Figure 36 : Température à l'échappement en fonction de la puissance effective

## 3.3.2. Etude énergétique et exergétique du moteur à combustion interne

La figure 3.10 présente la part des puissances effectives à l'arbre, à l'échappement et perdue dans l'atmosphère par rapport à la puissance fournie au moteur, fonction de la vitesse de rotation du moteur. L'augmentation de la vitesse de rotation entraine celle des différentes puissances du simple au double allant de 2000 tours/min à 4000 tours/min. Néanmoins, il ne faudrait pas trop augmenter cette vitesse de rotation puis qu'au-delà

de 2500 tours/min la consommation spécifique augmente de 320 g/kWh à 350 g/kWh (figure 3.7). La puissance disponible à l'échappement représente environ 55 % de la puissance de combustible fournie au moteur. Cette part est importante et pourrait être valorisée. La possibilité d'utiliser cette énergie thermique à l'échappement permettra d'améliorer considérablement le rendement du moteur mais aussi de réduire les émissions de gaz de serre. La puissance perdue est déterminée à partir du bilan énergétique du moteur et représente environ 5 % de la puissance fournie au moteur. Cette puissance est dissipée à travers le bloc moteur et le système de lubrification.



Figure 37 : Analyse énergétique du moteur en fonction de la vitesse de rotation

La figure 3.11 représente les flux d'énergie et d'exergie du moteur à combustion interne pour une vitesse de rotation nominale de 3000 tours/min. En effet, dans le moteur thermique, les pertes exergétiques peuvent être analysées sous deux angles : les pertes évitables et les pertes inévitables. Dans les moteurs à combustion, le processus de combustion représente la principale cause des pertes exergétiques. Ces dernières sont inévitables. En termes d'exergie détruite évitable, on peut noter l'exergie détruite à l'échappement, à la paroi de refroidissement et au système de refroidissement. L'énergie mécanique, l'énergie électrique et d'une manière générale, les énergies dites "nobles" sont, si on admet la réversibilité (ou la non création d'entropie), intégralement de l'exergie. Le flux d'exergie détruite le plus important se situe à l'échappement et représente environ 40 % de l'énergie à l'échappement. La possibilité d'utiliser cette perte exergétique donne tout son intérêt aux moteurs à combustion interne.



*Figure 38*: Diagramme de Sankey des flux énergétiques et exergétiques du moteur à combustion interne

Ces différents résultats montrent le potentiel important que représentent les moteurs à combustion interne pour fonctionner en cogénération.

# 3.3.3. Validation expérimentale du modèle de la machine à absorption diffusion

La performance du régime transitoire des systèmes à absorption peut être définie en variant les puissances de chauffage et de refroidissement, la pression, la fraction massique et le débit massique en fonction du temps. Certains paramètres physiques et géométriques sont nécessaires pour la simulation de la machine à absorption diffusion comme présentés au tableau 3.3.

Quantité	Valeur
Température initiale de chaque composant (°C)	25
Température ambiante (°C)	25
Volume de l'évaporator (m <sup>3</sup> )	1,64E-4
Volume du condenseur (m <sup>3</sup> )	4,6E-5
Volume de l'absorbeur (m <sup>3</sup> )	6,72E-4
Volume du rectifieur (m <sup>3</sup> )	1,1E-5
Volume du Générateur (m <sup>3</sup> )	1,3E-4
Débit massique de la solution riche en ammoniac (kg•s <sup>-1</sup> )	0,001
$(U_gA)_{absorbeur} (W \bullet K^{-1})$	712,3
$(U_gA)_{condenseur} (W \bullet K^{-1})$	303,8
$(U_gA)_{générateur} (W \bullet K^{-1})$	12,6
$(U_gA)_{\acute{e}vaporateur} (W \bullet K^{-1})$	23,8
Efficacité échangeur de solution	0,8
Efficacité échangeur de gaz	0,8

Tableau 0 : Paramètres de la machine à absorption diffusion

Pour la validation expérimentale du modèle, la machine à absorption diffusion fonctionne avec son système de chauffage original à savoir une résistance électrique dont les paramètres sont présentés dans le tableau 3.4. L'objectif étant d'abord d'identifier les conditions de fonctionnement optimal avant de coupler le système aux gaz d'échappement.

Paramètres	Valeur
Puissance (W)	80
Tension (V)	220
Fréquence (Hz)	50
Cos phi	0,92

Tableau 0 : Caractéristiques de la résistance électrique

La température de chaque composant est simulée et comparée aux valeurs expérimentales, comme présentée dans les figures (3.12) à (3.14).



Figure 39 : Comparaison de la température d'évaporation expérimentale et numérique

Le modèle est utilisé pour prédire la performance du réfrigérateur à absorption. Le profil de la température d'évaporation (figure 3.12) montre une différence au démarrage du système entre le modèle numérique et expérimental. En effet, un temps de démarrage est nécessaire avant la chute de la température d'évaporation. Cela est dû au temps minimum pour créer la première bulle de vapeur au générateur avant que la phase transitoire de la température d'évaporation ne démarre [125]. L'erreur relative maximale entre les profiles numériques et expérimentaux est de 14,5 %. Ces résultats montrent une concordance entre les deux modèles, prouvant une précision adéquate pour prédire les conditions en fonctionnement réel de l'évaporateur de la machine à absorption



diffusion. L'analyse de la figure (3.13) montre une instabilité de la température de condensation mesurée.



La température ambiante affecte énormément la température de condensation, ce qui pourrait expliquer cette évolution. Pour des raisons de temps de simulation, nous avions pris constante la température ambiante comme présenté dans le tableau 3.3. L'erreur relative maximale entre le modèle numérique et expérimental est de 2,9 %, prouvant une précision adéquate pour prédire les conditions en fonctionnement réel du condenseur de la machine à absorption diffusion.

L'analyse de la figure 3.14 montre une rapide croissance de la température du générateur, et cela a pris environ 50 minutes pour atteindre le régime permanent. La température minimale de 152 °C a permis d'obtenir la première chute de la température d'évaporation lequel coïncide avec le démarrage de sa phase transitoire.

Un retard de 15 minutes du modèle numérique comparé au modèle expérimental est observé avant d'atteindre le régime permanent. Une erreur relative maximale entre les deux modèles est de 3,8 % prouvant une précision adéquate pour prédire le fonctionnement du générateur de la machine à absorption en conditions réelles.



*Figure 41*: Comparaison de la température de la source de chaleur expérimentale et numérique

La pression du système augmente de 1034 kPa à 1130 kPa de 0 à environ 2 h de temps (figure 3.15). Durant ce temps, la fraction massique de l'ammoniac décroît de 0,91 à 0,58 et 0,13 pour la solution riche et pauvre respectivement.

L'augmentation de la pression du système est espérée durant le démarrage [126]. L'augmentation du taux de transfert de chaleur dans le générateur implique l'augmentation de la génération de la vapeur. Ainsi, la vapeur de réfrigérant chauffé entre dans le condenseur, mais n'est pas complètement condensé. Cela est dû à un taux de refroidissement faible dans le condenseur durant le démarrage de la machine.

La figure 3.16 montre les résultats expérimentaux montrant la relation entre les différentes températures interne du système en fonction du temps. Le profil montre clairement une relation entre les différentes températures en régime transitoire. L'augmentation de la température du générateur implique plus de vapeur d'ammoniac au générateur ce qui cause plus de chaleur à absorber à l'évaporateur. Durant la période

initiale de chauffage, la température du générateur augmente rapidement linéairement jusqu'à 23 minutes de fonctionnement. Après cette période, le taux d'élévation de la température a diminué légèrement pendant une heure, et se stabilise finalement, indiquant que l'état d'équilibre est atteint et ceci s'est réalisé jusqu'à la fin de la période des tests.



Figure 42: Pression du système et la fraction massique de l'ammoniac

La température d'équilibre est environ de 152 °C. De plus, ces résultats montrent que l'évaporateur commence à fonctionner effectivement après que la température du générateur ait atteint sa température d'équilibre. Ainsi il faut une température minimale au générateur pour commencer la production frigorifique.

Les températures d'absorbeur et de condenseur ont un profil similaire à la température du générateur. Durant la phase transitoire, la température du condenseur et de l'absorbeur demeure constant jusqu'à environ 16 minutes avant d'augmenter à 29 °C pour être constante jusqu'à la fin du test. De ces résultats, nous pouvons conclure que ces températures ont une forte corrélation avec la température du générateur. La température du condenseur commence à augmenter quand la température du générateur atteint environ 140 °C, indiquant une température minimum pour vaporiser l'ammoniac de la solution riche.



*Figure 43*: Température interne des composants de la machine à absorption diffusion fonctionnant à la résistance électrique

La variation de la température d'évaporation montre qu'il est beaucoup affecté par la température du générateur. Durant la période de démarrage, cette température demeure constante. Ceci s'explique par le fait qu'il n'y a pas assez d'ammoniac vaporisé au générateur pour absorber la chaleur à l'évaporateur. Lorsque la température du générateur atteint 152 °C, la température de l'évaporateur commence à chuter linéairement, ce qui explique la forte relation entre ces températures. Cependant, ces températures présentent une faible relation à la fin de la période de test.

Des tests ont aussi été effectués dans un local ou la température ambiante varie en fonction du temps comme le présente la figure (3.17). L'objectif est d'analyser l'effet

de cette température sur les températures internes du système et ainsi la production frigorifique (Figure 3.18).



Figure 44: Profil de la température ambiante

En effet, l'augmentation de la température ambiante moyenne de 23 °C à 32 °C entraine une augmentation de la température de condensation de 29 °C à 37 °C. Cette augmentation n'est pas bénéfique au système puisqu'elle entraine l'augmentation de la température de la chambre froide.



*Figure 45*: Effet de la température ambiante sur la température des composants du système

En tenant compte de la performance de la machine à absorption fonctionnant grâce à la résistance électrique d'une part, et de la performance mécanique (figure 3.6), thermique (figure 3.8) et de la consommation spécifique (figure 3.7) du moteur thermique, les conditions de fonctionnement du moteur à essence ont été définies pour un couplage optimal comme présenté au tableau 3.5.

 Tableau 0: Paramètres utilisés pour l'évaluation de la performance du système de réfrigération

Paramètres	Valeurs
Vitesse de rotation (tour/min)	3000
Puissance effective (kW)	3.25

Les résultats du couplage des gaz d'échappement à la MAD (figure 3.19) montre que au cours des 20 premières minutes, la température du générateur a augmenté rapidement

avant de diminuer après environ six minutes, puis est restée constante à 140 °C jusqu'à la fin de la période d'essai.



*Figure 46* : Température interne des composants de la machine à absorption diffusion fonctionnant au gaz d'échappement

Les températures de l'évaporateur, de l'absorbeur et du condenseur sont restées constant pendant les 20 premières minutes de fonctionnement du système. Les températures de l'absorbeur et du condenseur ont augmenté linéairement de 28 °C à 39 °C et 50 °C, respectivement, et sont restées constantes jusqu'à la fin de la période du test. La température d'évaporation a pris plus de temps avant de se stabiliser.

Cela est dû au fait que le générateur a besoin d'assez de chaleur pour produire les premières vapeur d'ammoniac. Le système s'est en définitive stabilisé à 3 °C une heure après le début de la chute de température d'évaporation. Le profil de la température d'évaporation montre un taux de chute rapide pendant environ 25 minutes avant que ce taux de décroissance ne diminue progressivement. Cela montre qu'une forte corrélation négative entre la température du générateur et de l'évaporateur.

### 3.3.4. Etude comparative des deux sources d'énergie

La figure 3.20 montre l'étude comparative des températures du générateur en fonction du temps pour les deux cas étudiés. La température du générateur pour les deux sources d'énergie a augmenté avec le temps. Cependant, il y a eu une différence dans les temps d'échauffement / démarrage et les températures maximales atteintes. Avec les gaz d'échappement, le temps de démarrage de chauffage est très court, il n'a fallu seulement que 40 secondes pour démarrer le chauffage alors qu'il faut environ 3 minutes lorsque le système fonctionne avec les résistances électriques. La différence, pour la présente étude, s'explique principalement par une efficacité de conversion d'énergie différente. Pour le chauffage électrique, l'élément chauffant a eu besoin de plus de temps pour convertir l'énergie électrique en énergie thermique, alors que la chaleur des gaz d'échappement a été produite directement par une réaction de combustion chimique.



*Figure 47* : Profile de la température du générateur pour les gaz d'échappement et la résistance électrique

La figure 3.21 présente la comparaison des températures d'évaporation pour les deux cas étudiés. En fonctionnant avec les gaz d'échappement, le taux de décroissance est très élevé et il faut seulement environ 2 heures pour atteindre le régime permanent. Avec

la conception de notre système de récupération, le temps pour atteindre le régime permanent a été réduit [127]comparé aux travaux de Koehler et al. [128], dont le temps était estimé à environ 3 à 3,5 heures. Pour la résistance électrique la température d'évaporation décroît très faiblement et il a fallu environ 7 heures pour atteindre le régime permanent.





### 3.3.5. Etude énergétique et exergétique de la MAD

La figure 3.22 présente les flux énergétique et exergétique au sein de la machine à absorption diffusion. Ce diagramme présente la puissance des différents composants de la machine et l'exergie détruite au sein de chaque composant. L'analyse de la figure montre que le système présente un coefficient de performance (COP) avoisinant 0,44. Dans l'optique d'améliorer ce rendement, il urge d'analyser les composants présentant de fortes irréversibilités. Ainsi les résultats montrent que les pertes exergétiques maximales sont obtenues à l'absorbeur et représentent environ 35 % des pertes exergétiques totales du système suivi de l'évaporateur qui représente environ 30 % de
l'exergie totale détruite. Le condenseur se présente comme l'échangeur ayant la plus faibe exergie détruite soit environ 5 % des pertes exergétiques. Le rendement exergétique (ECOP) de la MAD est de 0,12.



Puissance du rectifieur [kW]: 0.0503

*Figure 49*: Diagramme de Sankey du flux énergétique et exergétique de la machine à absorption diffusion

La figure 3.23 présente l'influence de la température du générateur sur le coefficient de performance et le rendement exergétique de la machine frigorifique à absorption diffusion. L'augmentation de la température du générateur entraine l'augmentation du COP. Néanmoins il ne faudrait pas trop augmenter cette température pour ne pas trop augmenter l'exergie détruite au générateur. Ceci se remarque par le profil de l'ECOP qui atteint un maximum avant de décroitre. Afin de fonctionner dans des conditions optimales il serait important de travailler pour des températures de la source de chaleur

inférieure à 145 °C. La figure 3.24 présente l'influence de la température de la source de chaleur et de condensation sur le rendement exergétique de la machine.



*Figure 50* : Variation du rendement exergétique et énergétique en fonction de la température du générateur



*Figure 51*: Estimation de la surface de réponse pour une température d'évaporation fixée

Pour une température de la source de chaleur l'augmentation de la température de condensation décroît le rendement exergétique de la machine. En effet, l'augmentation de la température de condensation entraine l'augmentation de la différence de température entre le medium de refroidissement qui est l'air et le réfrigérant au condenseur. Cette analyse est réalisée pour apprécier l'influence de la température ambiante sur la machine à absorption. En effet, le fonctionnement du moteur entraine l'augmentation de la température ambiante. Ainsi il est plus judicieux que cette élévation de la température dans l'environnement immédiat du moteur n'impact pas sur celui de la machine à absorption.

### 3.4. Analyse énergétique et exergétique du système de cogénération

L'analyse énergétique et exergétique du système de cogénération permettent d'évaluer la qualité des énergies produites et son rendement. Pour ce faire, trois critères nous ont permis d'analyser le système : le rendement énergétique et exergétique de l'installation est déterminée. De plus l'économie d'énergie primaire (EEP) réalisée au niveau du système est évaluée. Ce dernier paramètre nous permet de déterminer le pourcentage de combustible primaire que le système permet de sauvegarder. Afin de mieux analyser le système, une comparaison est faite si la production de l'électricité et la production de froid sont réalisées de manière séparée. Pour la comparaison on prendra une production d'électricité à partir d'une turbine à gaz-vapeur de rendement électrique de 55 % et d'une production de froid par compression de coefficient de performance 4. Le calcul de l'EEP nous a permis de réaliser qu'un gain d'énergie primaire de 19,1 % a été réalisé en produisant de manière simultanée l'électricité et le froid. Ce résultat nous permet de conclure que le système de cogénération étudiée est de haut rendement [129-130]. De plus, une comparaison du résultat avec celui obtenu en littérature, nous indique une bonne concordance pour l'économie d'énergie primaire réalisée par notre système [131-133].

L'analyse énergétique et exergétique du système de cogénération nous a permis de déterminer le rendement énergétique et exergétique du système. Les conditions de fonctionnement en tenant compte de la performance du moteur à essence, de sa consommation, et de la température minimale pour une production frigorifique à une

température d'évaporation d'au moins de 3 °C sont présentées dans le tableau 3.6. Un rendement énergétique de notre système de production simultanée d'électricité et de froid de 0,88 est obtenu. En effet le rendement énergétique du système de cogénération pour la production d'électricité et de chaleur est de 0,94.

Tableau 0 : Paramètres de fonctionnement du moteur pour l'évaluation de la

Paramètres	Valeurs
Vitesse de rotation (tour/min)	3000
Puissance effective (kW)	3,25
Couple moteur (Nm)	10,15

performance du système

La faible performance de la machine à absorption diffusion a eu un impact sur ce rendement soit une diminution de 6 %. En tenant compte des différentes irréversibilités tant sur la puissance thermique à la sortie du moteur et sur les différents composants de la machine à absorption diffusion comme présentés à la figure (3.22), le rendement exergétique de l'installation est de 0,52. Cette réduction s'explique par le fait que l'apport de chaleur à la machine thermique entraine une création d'entropie, d'où les irréversibilités observées au sein de l'installation. Ces différents résultats montrent tout l'intérêt de produire de façon simultanée deux énergies à partir d'une même source.

# Conclusion

Cette étude a permis d'analyser la performance du micro-cogénérateur selon trois critères à savoir le rendement énergétique, le rendement exergétique et l'économie d'énergie primaire. Les résultats présentent un rendement énergétique de 0,88, un rendement exergétique de 0,52 et une économie d'énergie primaire de 19,1 %. Ces différents indicateurs nous ont permis de conclure que notre installation de cogénération est à haut rendement.





#### **Conclusion Générale**

Cette thèse a consisté à mettre en place un banc d'essai pour un prototype d'une unité de micro-cogénération, d'un moteur à combustion interne, d'un échangeur gaz de combustion-air alimentant une machine à absorption diffusion pour la production simultanée de l'électricité et du froid en vue de la conservation des produits laitiers. Le banc d'essai se décompose en plusieurs éléments (un moteur à combustion interne, une canalisation de gaz d'échappement, un échangeur récupérateur réalisé, une machine à absorption diffusion et un système de by-pass mécanique) qui peuvent être testés séparément pour établir les plages de réglages des paramètres de fonctionnement optimales. Un couplage des différents éléments est également possible pour se rapprocher du fonctionnement réel de l'unité de micro-cogénération complète. Des essais ont été réalisés : profil de température des différents composants de la machine, la vitesse de rotation du moteur et les débits de gaz de combustion à l'échappement. Pour la mise en place du banc d'essai (caractérisation du fonctionnement des éléments de l'unité de micro-cogénération et dimensionnement), différentes modélisations ont été établies. Un modèle thermodynamique en régime transitoire et permanent du moteur thermique monocylindre et de la machine à absorption diffusion est mis en Pour le moteur thermique le cycle Otto est modélisé afin d'analyser le place. fonctionnement de chaque paramètre du moteur à savoir entre autres pression, température et débit de masse en fonction de l'angle de vilebrequin. Le modèle est développé sans hypothèse sur le transfert thermique à travers les parois. Ceci est fait pour rapprocher le modèle à un fonctionnement réel. De même, pour la machine à absorption un modèle transitoire est élaboré pour analyser le temps de démarrage du système avant le régime établi. Une étude exergétique du modèle est réalisée pour analyser la part d'énergie utile que l'on peut récupérer du système. Pour maximiser la performance du système, les conditions optimales de fonctionnement du moteur sont déterminées permettant d'avoir un meilleur rendement exergétique. Les résultats ont montré que le moteur doit fonctionner avec une vitesse de rotation de 3000 tours/min pour une consommation spécifique de 330 g/kWh pour permettre un fonctionnement optimal de la micro-cogénération. L'étude énergétique a permis d'obtenir un rendement global de 0,88. Les pertes ont été observées dû aux différentes irréversibilités dans l'installation. Ces pertes sont estimées ce qui a permis d'obtenir un rendement exergétique de 0,52. Enfin l'économie d'énergie réalisée si la production n'était pas combinée nous a permis de conclure que la micro cogénération est à haut rendement avec un gain d'énergie primaire de 19,1 %, ce qui est conforme à la littérature. Ces différents résultats nous ont permis de mettre en exergue les conditions de fonctionnement de la micro cogénération pour une production simultanée d'électricité et de froid.

Le travail présenté ici a été réalisé dans le cadre d'un projet correspondant au lancement d'un nouveau champ d'investigation au laboratoire : la micro-cogénération pour une production simultanée d'électricité et de froid. Cette thèse a conduit à la mise en place d'un banc d'essai des différents composants de l'unité de micro-cogénération étudiée. Il reste un certain nombre d'essais à réaliser pour valider les modèles des transferts thermiques dans l'échangeur gaz brûlés-air, ainsi que pour affiner les résultats obtenus : poursuite des mesures de température des gaz brûlés, caractérisation de l'échangeur gaz brûlés-air pour différentes débit de masse de gaz brûlés. Une étude sur l'encrassement de l'échangeur de chaleur gaz-brûlés-air. Un contrôle électronique de la vanne de by-pass permettrait de rendre le système plus autonome. Une conversion du moteur en un moteur à biogaz permettrait d'utiliser directement les bouses de vaches présente dans la zone d'étude afin d'avoir un système intégré et adapté à la zone visée. Dans les modèles du transfert thermique global à travers l'échangeur, la prise en compte du rayonnement des gaz brûlés pourrait être améliorée. Le couplage des transferts thermiques dans l'échangeur avec un modèle CFD de l'écoulement des gaz brûlés (mélange de gaz et particules de suie) pourrait être également développé. Une analyse économique peut également être envisagée.

#### Références

- [1] France 2, «Sénégal : la concurrence du lait européen,» 21 Février 2017. [En ligne]. Available: http://www.francetvinfo.fr/economie/senegal-la-concurrence-du-lait-europeen\_2068493.html. [Accès le 20 juin 2017].
- [2] CIWF FRANCE, «Vaches laitières, vaches à lait,» [En ligne]. Available: https://www.ciwf.fr/animaux-de-ferme/vaches-laitieres/elevage-standard/.
   [Accès le 15 Juin 2017].
- [3] T. Téné, «Quelques chiffres clés sur la production d'électricité en Afrique,» Bioénergie International, Magazine & Portail d'information francophone No 1 sur les bioénergies, 26 Janvier 2011.
- [4] J. Kiciński et L. Piotr, «Cogeneration in a large and small scale,» Acta Energetica, pp. 21-28, 2009.
- [5] P. Phelan, C. Moné et D. Chau, «Economic feasibility of combined heat and power and absorption refrigeration with commercially avalaible gas turbines,» *Energy Conversion & Management*, pp. 1559-1573, 2001.
- [6] R. Wang, X. Kong et X. Huang, «Energy efficiency and economic feasibility of CCHP driven by stirling engine,» *Energy Conversion and Management*, p. 1433–1442, 2004.
- K. Blok et C. Hendriks, «Regulation for combined heat and power in the European Union,» *Energy Conversion and Management*, vol. 37, n° %16-8, pp. 729-734, 1996.
- [8] United Nations Industrial Development Organization, «The energy sector in Africa,» 2014. [En ligne]. Available: http://www.unido.org/fileadmin/media/documents/pdf/EEU\_Training\_Package /Module2.pdf. [Accès le Décembre 2014].

- [9] L. Nséké, «Énergies renouvelables : La biomasse comme filière de pointe,» 18 Avril 2013. [En ligne]. Available: http://www.afriqueexpansion.com/energiesrenouvelables/8734-energies-renouvelables--la-biomasse-comme-filiere-depointe.html. [Accès le 22 Décembre 2014].
- [10] B. Aoun, «Micro-cogeneration pour les batiments residentiels fonctionnant avec des energies renouvelables (micro combined heat and power operating on renewable energy for residential building),» Thèse Mines Paris Tech, 2008.
- [11] V. Ugursal et H. Onovwiona, «Residential cogeneration systems: review of the current technology,» *Renewable and sustanaible Energy Reviews*, pp. 389-431, 2006.
- [12] M. Jradi et S. Riffat, «Tri-generation systems: Energy policies, prime movers, cooling technologies, configurations and operation strategies,» *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, pp. 396-415, 2014.
- [13] M.Gandiglio, A. Lanzini, M. Santarelli et P. Leone, «Design and optimization of a proton exchange membrane fuel cell CHP system for residential use,» *Energy and Buildings*, pp. 381-393, 2014.
- [14] A. Adam, E. S. Fraga et D. J. Brett, «Modelling and optimisation in terms of CO 2 emissions of a solid oxide fuel cell based micro-CHP system in a four bedroom house in London,» *Energy Procedia*, p. 201 – 209, 2013.
- [15] C.-E. Hubert, «Etude du fonctionnement et optimisation de la conception d'un système pile à combustible PEM exploité en cogénération dans le bâtiment.,» Thèse Mines Paris Tech, 2005.
- [16] P. Stouffs, A. Fula et F. Sierra, «In-Cylinder Heat Transfer in an Ericsson Engine Prototype,» *Renewable Energy and Power Quality Journal*, pp. 2172-038, 2013.

- [17] J. Bert, «Contribution à l'étude de la valorisation des rejets thermiques: Etude et optimisation de moteurs Stirling,» Thèse, Bourgogne, 2012.
- [18] Z. Samaras, D. Mertzis, P. Mitsakis, S. Tsiakmakis, P. Manara et A. Zabaniotou, «Performance analysis of a small-scale combined heat and power system using agricultural biomass residues: The SMARt-CHP demonstration project,» *Energy*, pp. 367-374, 2014.
- [19] T. Gogoi et D. Baruah, «A cycle simulation model for predicting the performance of a diesel engine fuelled by diesel and biodiesel blends,» *Energy*, p. 1317–1323, 2010.
- [20] T. Korakianitis, A. Namasivayam et R. Crookes, «Natural-gas fueled sparkignition (SI) and compression-ignition (CI) engine performance and emissions,» *Progress in Energy and Combustion Science*, pp. 89-112, 2011.
- [21] R. Chandra, V. Vijay, P. Subbarao et T. Khura, «Performance evaluation of a constant speed IC engine on CNG, methane enriched biogas and biogas,» *Applied Energy*, p. 3969–3977, 2011.
- [22] I. W. E. P. Putra, I. W. Surata, T. G. T. Nindhia, I. K. A. Atmika et D. N. K. P. Negara, «Simple Conversion Method from Gasoline to Biogas Fueled Small Engine to Powered Electric Generator,» *Energy Procedia*, p. 626 632, 2014.
- [23] F. O. C. González, K. Mahkamov, E. E. Silva Lora, R. V. Andrade et R. L. Jaen, «Prediction by mathematical modeling of the behavior of an internal combustion engine to be fed with gas from biomass, in comparison to the same engine fueled with gasoline or methane,» *Renewable Energy*, pp. 427-432, 2013.
- [24] F. V. Tinaut, A. Melgar, A. Horrillo et A. Diéz de la Rosa, «Method for predicting theperformance of an internal combustion engine fuelled by

producer gas and other low heating value gases,» *Fuel Processing Technology*, p. 135 – 142, 2006.

- [25] D. Chiaramonti, A. M. Rizzo, A. Spadi, M. Prussi, G. Riccio et F. Martelli, «Exhaust emissions from liquid fuel micro gas turbine fed with diesel oil, biodiesel and vegetable oil,» *Applied Energy*, p. 349–356, 2013.
- [26] M. Venturini, A. Vaccari, P. R. Spina, M. Pinelli, M. Morini et A. Cavarzere, «Experimental Analysis of a Micro Gas Turbine Fuelled with Vegetable Oils from Energy Crops,» *Energy Procedia*, p. 91–100, 2014.
- [27] F. Chiariello, P. Massoli, C. Allouis et F. Reale, «Gaseous and particulate emissions of a micro gas turbine fuelled by straight vegetable oil–kerosene blends,» *Experimental Thermal and Fluid Science*, p. 16–22, 2014.
- [28] A. Rehman, D. R. Phalke et R. Pandey, «Alternative fuel for gas turbine: Esterified jatropha oilediesel blend,» *Renewable Energy*, pp. 2635-2640, 2011.
- [29] A. Ohannessian, «Composés Organiques Volatils du Silicium : Un frein à la valorisation énergétique des biogaz,» Rapport biogaz, Lyon, 2008.
- [30] P. T. Héteu et J. Martin, «Compatibilité du biogaz avec les moteurs de cogénération,» Rapport moteur biogaz, Louvain, 2007.
- [31] P. K. Ngani, «Micro-cogénération à partir de biogaz: Modélisation et Rentabilité pour une PME Agro-alimentaire,» Thèse Liège, 2013.
- [32] P. Wheeler, T. Jaatinen, A. Lindberg, J. B. Holm-Nielsen, A. Wellinger et A. Pettigrew, «Biogas upgrading and utilisation,» Dans Task 24 : Energy from biological conversion of organic waste, IEA-Bioenergy, 2000.
- [33] A. Chmielewski, M. Harasimowicz, P. Orluk et G. Zakrzewska-Trznadel,
   «Application of polyimide membranes for biogas purification and enrichment,»
   Journal of Hazardous Materials, p. 698–702, 2007.

- [34] M. Syed, G. Soreanu, P. Falletta et M. Béland, «Removal of hydrogen sulfide from gas streams using biological processes - A review,» *Canadian Biosystems Engineering*, vol. 48, 2006.
- [35] E. Cardona et A. Piacentino, «A methodology for sizing a trigeneration plant in mediterranean areas,» *Appl Therm Eng*, vol. 23, p. 1665–1680, 2003.
- [36] E. Cardona et A. Piacentino, «Matching economical, energetic, and environmental benefits: an analysis for hybrid CCHP-heat pump systems,» *Energy*, vol. 31, n° %14, p. 490–515, 2006.
- [37] A. Jalalzadeh-Azar, «A Comparison of electrical- and thermal-load following CHP system,» ASHRAE Trans, vol. 110, p. 85–94, 2004.
- [38] H. Cho, S. Eksioglu, R. Luck et L. M. Chamra, «Operation of micro-CHP system using an optimal energy dispatch algorithm,» ASME proceedings of energy sustainability, pp. 10-14, 2008..
- [39] A. Rong et R. Lahdelma, «An efficient linear programming model and optimization algorithm for trigeneration,» *Appl Energy*, n° %182, p. 40–63, 2005.
- [40] R. Lahdelma et H. Hakonen, «An efficient linear programming algorithm for combined heat and power production,» *Eur J Oper Res*, n° %1148, p. 141–51, 2003.
- [41] E. Thorin, H. Brand et C. Weber, «Long-term optimization of cogeneration systems in a competitive market environment,» *Appl Energy*, vol. 81, p. 152–69., 2005.
- [42] P. J. Mago, N. Fumo et L. M. Chamra, «Performance analysis of CHP and CCHP systems operating following the thermal and electric load,» *Int J Energy Res.*

- [43] P. J. Mago, N. Fumo et L. M. Chamra, «Methodology to perform a nonconventional evaluation of cooling, heating, and power systems.,» *J Power Energy*, vol. 222, p. 1075–87, 2007.
- [44] M. Pierluigi et G. Chicco, «Assessment of the greenhouse gas emissions from cogeneration and trigeneration systems. Part II: Analysis techniques and application cases,» *Energy*, vol. 33, n°13, p. 418–30., 2008.
- [45] B. Wahlund et J. Yan, «Westermark M. Increasing biomass utilisation in energy systems: a comparative study of CO<sub>2</sub> reduction and cost for different bioenergy processing options.,» *Biomass Bioenergy*, vol. 26, n°16, p. 531–44., 2004.
- [46] P. Mancarella et G. Chicco, «Global and local emission impact assessment of distributed cogeneration systems with partial-load models,» *Appl Energy*, vol. 86, n°110, p. 2096–106, 2009.
- [47] Z.-G. Sun et N.-L. Xie, «Experimental studying of a small combined cold and power system driven by a micro gas turbine,» *Applied Thermal Engineering*, p. 1242–1246, 2010.
- [48] J. E. Thorsen, J. Bovin et H. Carlseri, «3 kW stirling engine for power and heat production», Rapport moteur stirling, Danemark, 1996.
- [49] T. Li, D. Tang, Z. Li, J. Du, T. Zhou et Y. Jia, «Development and test of a Stirling engine driven by waste gases for the micro-CHP system,» *Applied Thermal Engineering*, pp. 119-123, 2012.
- [50] M. Creyx, E. Delacourt, C. Morin, B. Desmet et P. Peultier, «Energetic optimization of the performances of a hot air engine for micro-CHP systems working with a Joule or an Ericsson cycle,» *Energy*, pp. 229-239, 2013.

- [51] P. Stouffs, S. Bonnet et M. Alaphilippe, «Energy, exergy and cost analysis of a micro-cogeneration system based on an Ericsson engine,» *International Journal of Thermal Sciences*, p. 1161–1168, 2005.
- [52] V. Kuhn, J. Klemes et I. Bulatov, «MicroCHP: Overview of selected technologies, products and field test results,» *Applied Thermal Engineering*, p. 2039–2048, 2008.
- [53] M. Jradi et S. Riffat, «Tri-generation systems: Energy policies, prime movers, cooling technologies, configurations and operation strategies,» *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, p. 396–415, 2014.
- [54] H. Taherian, V. I. Ugursal, A. S. Fung et C. D. Aussant, «Residential application of internal combustion engine based cogeneration in cold climate-Canada,» *Energy and Buildings*, p. 1288–1298, 2009.
- [55] R. Wang et D. Wu, «Combined cooling, heating and power: A review,» Progress in Energy and Combustion Science, p. 459–495, 2006.
- [56] C. Wassila, «Etude et analyse d'une machine frigorifique solaire à adsorption», Thèse, Université Mentouri Constantine, 2008.
- [57] L. Ouassila, «Modélisation d'une machine frigorifique à absorption: application des équilibres de phase», Thèse, Université Mentouri Constantine, 2012.
- [58] M. Makhlouf, S. Kherris, R. Chadouli et A. Asnoun, «Amélioration de la performance d'un cycle frigorifique à absorption-diffusion NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O-H<sub>2</sub>,» *Revue des Energies Renouvelables*, pp. 215-224, 2009.
- [59] S. Zhi-Gao et X. Nuo-Lin, «Experimental studying of a small combined cold and power system driven by a micro gas turbine,» *Applied Thermal Engineering*, vol. 30, n° %110, pp. 1242-1246, 2010.

- [60] P. J. Martínez et J. M. Pinazo, «A method for design analysis of absorption machines,» *International Journal of Refrigeration*, vol. 25, n°15, pp. 634-639, 2002.
- [61] B. Le Lostec, N. Galanis et J. Millette, «Simulation of an ammonia–water absorption chiller,» *Renewable Energy*, vol. 60, pp. 269-283, 2013.
- [62] S. A. Adewusi et S. M. Zubair, «Second law based thermodynamic analysis of ammonia–water absorption systems,» *Energy Conversion and Management*, vol. 45, n°115-16, pp. 2355-2369, 2004.
- [63] J. Aman, D. S. Ting et P. Henshaw, «Residential solar air conditioning: Energy and exergy analyses of an ammonia–water absorption cooling system,» *Applied Thermal Engineering*, vol. 62, n°12, pp. 424-432, 2014.
- [64] S. Gong et K. Goni Boulama, «Parametric study of an absorption refrigeration machine using advanced exergy analysis,» *Energy*, vol. 76, pp. 453-467, 2014.
- [65] K. J. Kim, K. E. Herold et J. Chen, «Performance enhancement of a diffusionabsorption refrigerator,» *International Journal of refrigeration*, pp. 208-218, 1996.
- [66] S. A. Akam, Z. Ouchiha, N. Said et B. Bellal, «Expérimentation d'une Boucle à Absorption NH3-H2O,» *Revue Energie Renouvelable*, pp. 17-22, 1999.
- [67] A. Zohar, M. Jelinek, A. Levy et I. Borde, «Numerical investigation of a diffusion absorption,» *International Journal of Refrigeration*, p. 515–525, 2005.
- [68] S. Aphornratana et P. Srikhirin, «Investigation of a diffusion absorption refrigerator,» *Applied thermal engineering*, pp. 1181-1193, 2002.

- [69] A. Zohar, M. Jenilek, A. Levy et I. Borde, «The influence of diffusion absorption refrigeration cycle configuration on the performance,» *Applied Thermal Engineering*, pp. 2213-2219, 2007.
- [70] G. Starace et L. De Pascalis, «An advanced analytical model of the Diffusion Absorption Refrigerator cycle,» *International Journal of Refrigeration*, vol. 35, n° %13, pp. 605-612, 2012.
- [71] A. Zohar, M. Jelinek, A. Levy et I. Borde, «Performance of diffusion absorption refrigeration cycle with organic working fluids,» *International Journal of Refrigeration*, vol. 32, n° %16, pp. 1241-1246, 2009.
- [72] G. Starace, L. De Pascalis et F. Carluccio, The Diffusion Absorption Refrigerator Operation and Performance, in: Handbook of Research on Advances and Applications in Refrigeration Systems and Technologies (ed. Gaspar P.D., da Silva P.D.), IGI Global, 2015.
- [73] H. Cho, K. T. Yun, R. Luck et P. J. Mago, «Modeling of reciprocating internal combustion engines for power generation and heat recovery,» *Applied Energy*, pp. 327-335, 2013.
- [74] K. Kannan, M. Udayakumar et T. Kovilvenni, «Modeling of nitric oxide formation in single cylinder direct injection diesel engine using diesel–water emulsion,» *American Journal of Applied Sciences*, vol. 6, n° %17, p. 1313–20, 2009.
- [75] B. R. Prasad, P. T. Porai et M. F. Shabir, «Two-zone modeling of diesel/biodiesel blended fuel operated ceramic coated direct injection diesel engine,» *International Journal of Energy and Environment*, pp. 1039-1056, 2010.

- [76] T. Gogoi et D. Baruah, «A cycle simulation model for predicting the performance of diesel engine fulled by diesel end biodiesel blends,» *Energy*, vol. 35, p. 1317–23, 2010.
- [77] K. Qi, L. Feng et X. Leng, «Simulation of quasi dimensional combustion model for predicting diesel engine performance.,» *Applied Mathematical Modeling*, vol. 35, p. 930–40, 2010.
- [78] A. Boretti, «Stochastic reactor modelling of multi modes combustion with diesel direct injection or hydrogen jet ignition start of combustion,» *International Journal of Hydrogen Energy*, vol. 37, p. 13555–5563., 2012.
- [79] N. Komninos et C. Rakopoulos, «Modeling HCCI combustion of biofuels:a review,» *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 16, p. 1588–610, 2012.
- [80] O. Grondin, «Modélisation du moteur à allumage par compression dans la perspective du contrôle et du diagnostic,» Thèse, Rouen, 2004.
- [81] S. Kumar, M. K. Chauhan et Varun, «Numerical modeling of compression ignition engine: A review,» *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, pp. 517-530, 2013.
- [82] J. I. Ramos, Internal combustion engine modeling, New-York: Hemisphere Publishing Corporation, 1989.
- [83] M. Nadjiba, «Modélisation thermodynamique d'un moteur à pistons: calcul des émissions NOx», Thèse, Université Mentouri Constantine, 2006.
- [84] A. C. Saville, «Numerical simulation of the pivotal internal combustion engine,» Rapport moteur, 2002.
- [85] J. B. Heywood, «Internal combustion engine fundamentals,» McGraw-Hill Edition, 1988.

- [86] G. Woschni, «A universally applicable heat transfer equation for the instantaneous heat transfer coefficient in the internal combustion engine,» SAE paper 670931, 1967.
- [87] M. V. Rocco, E. Colombo et E. Sciubba, «Advances in exergy analysis: a novel assessment of the Extended Exergy Accounting method,» *Applied Energy*, vol. 113, pp. 1405-1420, 2014.
- [88] Y. A. Cengel et M. A. Boles, «Thermodynamics: An Engineering Approach,» McGraw-Hill College, Boston, 2006.
- [89] Y. J. Da Costa, A. G. de Lima et C. R. Filho, «Energetic and exergetic analyses of a dual-fuel diesel engine,» *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 16, p. 4651– 4660., 2012.
- [90] J. Zheng et J. A. Caton, « Second law analysis of a low temperature combustion diesel engine: Effect of injection timing and exhaust gas recirculation,» *Energy*, vol. 38, p. 78–84, 2012.
- [91] T. J. Kotas, «The Exergy Method of Thermal Plant Analysis,» Elsevier, Amsterdam, 2013.
- [92] M. J. Moran et H. N. Shapiro, «Fundamentals of Engineering Thermodynamics,» Wiley: Hoboken, NJ, USA, 2000.
- [93] J. Patek et J. Klomfar, «Simple functions for fast calculations of selected thermodynamic properties of the ammonia-water system,» *Inst. Journal of Refrigeration*, pp. 228-234, 1995.
- [94] O. M. Ibrahim et S. A. Klein, «Absorption power cycles,» *Energy*, vol. 21, p. 21–27, 1996.
- [95] M Conde Engineering, Thermophysical properties of NH3-H2O solutions for the industrial design of absorption refrigeration equipments, 2004.

- [96] K. E. Herold, R. Radermacher et S. A. Klein, Absorption chillers and heat pumps, Congress press, 1996.
- [97] Ashrae, Ashrae Fundamental Handbook. Thermodynamics and Refrigeration cycle, 2001.
- [98] A. Yildiz et M. A. Ersöz, «Energy and exergy analyses of the diffusion absorption refrigeration system,» *Energy*, pp. 407-415, 2013.
- [99] F. Merkel et F. Bošnjaković, Diagramme und Tabellen zur Berechnung der Absorptions-Kältemaschinen, Michigan: J. Springer, 1929.
- [100] R. M. Enick, G. P. Donahey et Holsinger, «Modeling the high-pressure ammonia-water system with WAT AM and the Peng-Robinson Equation of state for Kalina cycle studies,» *Ind. Eng. Chem. Res.*, pp. 1644-1650, 1998.
- [101] B. Ziegler et C. Trepp, «Equation of state for ammonia-water mixtures,» Int. J. Refrig., pp. 101-106, 1984.
- [102] O. M. Ibrahim et S. A. Klein, «Thermodynamic properties of ammonia-water mixtures,» ASHRAE Trans. Symposia, pp. 1495-1502, 1993.
- [103] F. Xu et D. Yogi Goswani, «Thermodynamic properties of ammonia-water mixtures for power-cycle applications,» *Energy*, pp. 525-536, 1999.
- [104] P. K. Nag et Gupta, «Exergy analysis of the Kalina cycle,» Applied Thermal Engineering, pp. 427-439, 1997.
- [105] T. M. Smolen, D. B. Manley et B. E. Poling, «Vapor liquid equilibrium data for the NH3-HzO system and its description with a modified cubic equation,» J *Chem Eng Data*, pp. 202-208, 1991.

- [106] C. L. Sassen, R. A. Kwartel, H. J. van der Kooi et J. de Swaan Arons, «Vaporliquid equilibria for the system ammonia+water up to the critical region,» J *Chem Eng Data*, pp. 140-144, 1990.
- [107] S. H. Rizvi et R. A. Heidemann, «Vapor liquid equilibria in the ammonia-water system,» J Chem Eng Data, pp. 183-191, 1987.
- [108] J. L. Guillevic, D. Richon et H. Renon, «Vapor-liquid equilibrium data for the binary system water-ammonia at 4031, 453.1 and 503.1 K up to 7 MPa,» J *Chem Eng Data*, pp. 332-335, 1985.
- [109] J. Polnk et B. C. Y. Lu, «Vapor-liquid equilibria in system ammonia water at 14.69 and 65 Psia,» J Chem Eng Data, pp. 182-183, 1975.
- [110] G. Seatehard, L. F. Epstein, J. Warburton et P. J. Cody, «Thermodynamic properties saturated liquid and vapor of ammonia-water mixtures,» *Refrig. Eng.*, pp. 413-452, 1947.
- [111] I. L. Clifford et E. Hunter, «The system ammonia-water at temperatures up to 150°C and at pressures up to twenty atmospheres,» *J Phys Chem*, pp. 108-118, 1933.
- [112] L. Zhu et J. Gu., «Thermodynamic Analysis of a Novel Thermal Driven Refrigeration System.,» World Academy of Science, Engineering and Technology, 2009.
- [113] K. BLOK et C. HENDRIKS, «REGULATION FOR COMBINED HEAT AND POWER IN THE EUROPEAN UNION,» Energy Conversion and Management, vol. 37, n° %16-8, pp. 729-734, 1996.
- [114] IEA, Combined heat and power: evaluating the benefits of greater global investment, Paris, 2008.

- [115] J. L. Cuddihy, «A User-Friendly, Two-Zone Heat Release Model for Predicting Spark-Ignition Engine Performance and Emissions,» Idaho, 2014.
- [116] I. M. Khan, G. Greeves et D. M. Probert, «Prediction of soot and nitric oxide concentrations in Diesel engine exhaust. Air pollution control in transport engines,» *Institution of Mechanical Engineers*, pp. 205-217, 1971.
- [117] C. D. Rakopoulos, «Influence of ambient temperature and humidity on the performance and emissions of nitric oxideand smoke of high speed diesel engines in the Athens,» *Energy Conversion and Management*, pp. 447-453, 1991.
- [118] K. Qi, L. Feng et X. Leng, «Simulation of quasi dimensional combustion model for predicting diesel engine performance,» *Applied Mathematical Modeling*, pp. 930-940, 2010.
- [119] J. C. Guibert, Carburants et moteurs, Technologie Energie Environnement. Tome 1, Paris: Technip, 1997.
- [120] O. Spitsov, «Heat transfert inside internal combustion engine:modelling and comparison with experimental data,» Lappeenranta, 2013.
- [121] A. S. Ramadhas, S. Jayaraj et C. Muraleedharan, «Theoretical modeling and experimental studies on biodiesel-fueled engine,» *Renewable Energy*, pp. 1813-1826, 2006.
- [122] H. Ibrahim, A. Ilinca et J. Perron, «Moteur Diesel suralimenté: Bases et calculs cycles réel, théorique et thermodynamique,» Rapport moteur, Rimouski, Canada, 2006.
- [123] M. Abdulhadi et A. M. Hassan, «Internal combustion engines», Rapport final moteur.

- [124] L. Abdelghani, «Nouveaux mélanges frigorigènes pour les pompes à chaleur,» 2008.
- [125] M. I. Adjibade, A. Thiam, C. Awanto, B. A. Ndiogou et V. Sambou, «Dynamic investigation of the diffusion absorption refrigeration system NH3-H2O-H2,» *Case Studies in Thermal Engineering*, vol. 10, p. 468–474, 2017.
- [126] M. I. Adjibade, E. Ntsoukpoe, A. Thiam, C. Awanto et D. Azilinon, «Exergetic Optimization of Absorption Chiller Single Stage H2O-NH3 by Experiments Design Method,» *Journal of Materials Science and Engineering A*, vol. 7, n° %16, pp. 143-156, 2017.
- [127] M. I. Adjbade, A. Thiam, C. Awanto et D. Azilinon, «Experimental analysis of diffusion absorption refrigerator driven by electrical heater and engine exhaust gas,» *Case Studies in Thermal Engineering*, vol. 10, p. 255–261, 2017.
- [128] J. Koehler, W. Tegethoff, D. Westphalen et M. Sonnekalb, «Absorption refrigeration system for mobile applications utilizing exhaust gases,» *Heat and Mass Transfer*, vol. 32, n° %15, pp. 333-340, 1997.
- [129] J.-M. Seynhaeve, «Cogénération et trigénération,» Rapport UCL- Ecole Polytechnique de Louvain, Louvain, 2009.
- [130] W. Jiang-Jiang, Z. Chun-Fa et J. You-Yin, «Multi-criteria analysis of combined cooling, heating and power systems in different climate zones in China,» *Applied Energy*, vol. 87, pp. 1247-1259, 2010.
- [131] R. Possidente, C. Roselli, M. Sasso et S. Sibilio, «Experimental analysis of micro-cogeneration units based on reciprocating internal combustion engine,» *Energy and Buildings*, vol. 38, pp. 1417-1422, 2006.
- [132] N. Fumo, P. J. Mago et L. M. Chamra, «Emission operational strategy for combined cooling, heating, and power systems,» *Applied Energy*, vol. 86, pp. 2344-2350, 2009.

[133] V. Havelsky, «Energetic e•cienc y of cogeneration systems for combined heat, cold and power production,» *International Journal of Refrigeration*, vol. 22, pp. 479-485, 1999.



## Annexe 1 : Méthodes de purification du biogaz

Composants	Déchets domestiques	Stations de traitement des eaux usées	Déchets agricoles	Déchets industries agro- alimentaires
CH4 (% vol)	50-60	60-75	60-75	68
CO2 (% vol)	38-34	33-19	33-19	26
N2 (% vol)	5-0	1-0	1-0	-
O2 (% vol)	1-0	<0.5	<0.5	-
H2O (%vol) à 40 °C	6	6	6	6
Total (% vol)	100	100	100	100
H2S (mg/m3)	100-900	1000-4000	3000-10000	400
NH3 (mg/m3)	-	-	50-100	-

Table de composition du biogaz selon le type de substrat

## • Elimination du sulfure de dihydrogène (H<sub>2</sub>S)

L'hydrogène sulfuré impose des exigences particulières en matière de sécurité du travail. C'est le principal responsable de la corrosion des matériaux de construction et des matières d'une installation de biogaz. Lors de la combustion, la part d'hydrogène sulfuré est oxydée et il se forme de l'anhydride sulfureux acide à partir de l'équation :

$$2H_2S + 3O_2 \rightarrow 2SO_2 + 2H_2O$$

Ce gaz est hautement corrosif, qui pourrait entrainer l'usure des matériaux du moteur. En plus, les traces de soufre se retrouvent dans les huiles de moteurs et y provoquent une acidification qui a pour conséquence une augmentation de la fréquence des vidanges. Une méthode physique permet de purifier le biogaz. Elle consiste à « laver le biogaz » avec un solvant dans l'optique d'utiliser son caractère soluble en phase liquide. L'eau est le solvant le plus simple ou bien le polyéthylène glycol pour augmenter la solubilité. Le biogaz est injecté sous pression en bas d'une colonne contenant le solvant et récupéré épuré en haut de la colonne. Le solvant peut être régénéré après saturation soit en abaissant la pression ou en admettant de l'air dans la colonne. La soude à l'eau augmente la solubilité des gaz, qui avec le H<sub>2</sub>S donne du sulfate de soude, dans ce cas l'adsorption est en partie chimique.

Les tamis moléculaires permettent aussi de séparer les molécules les plus grosses des plus fines. La taille des pores des tamis conditionne les molécules à piéger. Le charbon actif est le tamis couramment utilisé.

D'autres méthodes ont été présentées pour convertir le H<sub>2</sub>S en soufre élémentaire solide valorisable (engrais, compostage..). Le sulfure de dihydrogène est solubilisé dans de l'eau pour former des ions soufre S<sup>2-</sup>. Ces ions réagissent avec les composés ferriques (billes, copeaux d'acier) pour donner du soufre. L'apport de l'oxygène dans le milieu permet la régénération des composés ferriques. L'élimination d'H<sub>2</sub>S se fait selon la réaction (1) et la régénération de l'oxyde de fer ( $Fe_2O_3$ ) par circulation de l'air dans le filtre ou le retrait selon la réaction (2):

- Réaction de fixation (1)  $3H_2S + 3H_2O + Fe_2O_3 \rightarrow 6H_2O + Fe_2S_3$
- Réaction de régénération (2)

$$Fe_2S_3 + \frac{3}{2}O_2 + 3H_2O \rightarrow Fe_2O_3 + 3H_2S + 3S$$

Pour un biogaz contenant 0.5% de sulfure de dihydrogène, il faut 12g de  $Fe_2O_3$  pur, pour la désulfuration de un mètre cube de biogaz.

Pour effectuer une bonne épuration, le temps de contact du biogaz et la masse épurant dans le filtre est estimé en moyenne à 3 minutes (réaction de fixation lente) à une température ambiante supérieure à 15 °C (en dessous la réaction est très lente). Il serait

alors important de dimensionner le filtre en fonction du débit du biogaz pour une bonne épuration.

Du fait de sa simplicité et de son coût réduit, la méthode biologique s'est généralisée dans le traitement du H<sub>2</sub>S. L'introduction d'une faible quantité d'air dans la partie du digesteur où le biogaz s'accumule favorise sous l'action des micro-organismes la réduction du H<sub>2</sub>S en soufre élémentaire et de l'eau selon l'équation :

$$2H_2S + O_2 \rightarrow 2S + 2H_2O$$

La quantité d'air nécessaire dépend de la stœchiométrie des réactions de digestion. En pratique, l'apport d'air correspondant à 3 à 8% en volume de la production journalière du biogaz permet d'éliminer 95 à 99% de H<sub>2</sub>S du biogaz. Néanmoins cette méthode présente l'inconvénient de réduire la production du méthane étant donné que la digestion anaérobie n'est plus complète si l'on ajoute de l'air directement dans le digesteur.

### • Elimination de la vapeur d'eau

La présence de la vapeur d'eau dans le biogaz est l'un des freins à son développement ; sa réaction avec le H<sub>2</sub>S pour former un acide corrosif mais aussi le risque de sa condensation. Il urge une déshydratation du biogaz. Le pourcentage volumique de vapeur d'eau dans le biogaz est proportionnel à la température du biogaz. Le tableau 1 montre l'augmentation de la teneur en eau du biogaz avec la température. Ainsi si le biogaz est refroidi à 20 °C en passant par des tuyaux métalliques enterrés par exemple, il perdra une certaine quantité d'eau qui se condensera et est extraite par des pièges à eau.

Tableau 1	l: '	Variatior	n de la	teneur	en eau	ı du	biogaz	en	fonctio	n de sa	ı temp	oérature
							0				1	

Température	du	biogaz	Teneur du biogaz en eau	% volumique d'eau dans le
(°C)			(g/m <sup>3</sup> )	biogaz
20			20	2,5
30			33	4,1

40	53	6,6

Les moyens les plus simples et les plus utilisés pour la déshumidification du biogaz consistent en :

• L'installation de piège à eau

Les purges sont installées au niveau des points les plus bas de rupture de pentes. A la sortie du digesteur, la canalisation est enterrée et au point le plus bas de la canalisation, on installe un raccord amovible et étanche. La condensation de l'eau dans la canalisation se matérialise par la fluctuation de la pression au niveau du manomètre. Une purge est effectuée en détachant le raccord et vider l'eau une fois que la vanne principale soit fermée préalablement.



Figure 1: Schéma d'un piège à eau

• L'installation de filtre à pierre

Il est installé avant les points d'utilisation du biogaz comme le présente la figure 2. Cependant, ce procédé n'est efficace que si le filtre est plus froid que le biogaz.



Figure 2: Schéma d'un filtre de pierre

# • Elimination du dioxyde de carbone (CO<sub>2</sub>)

Ce gaz est inerte et il augmente le volume de stockage du biogaz. Il est éliminé soit par le barbotage du biogaz dans de l'eau, ce qui nécessite un volume d'eau important à renouveler souvent soit par le passage du biogaz sur la chaux qui n'est pas régénérée. Son élimination est très coûteuse donc elle n'est pas nécessaire pour des utilisations stationnaires du biogaz.

# Annexe 2 Spécifications techniques du moteur

Le moteur étudié est un moteur HONDA monocylindre fonctionnant à l'essence à arbre de prise de force horizontal.

Type du moteur	Moteur à essence monocylindre 4 temps
	OHV, refroidissement à air, cylindre
	incliné 25°, arbre de prise de force
	horizontal, cylindre chemisé en fonte
Alésage x course	68 x 45 mm
Cylindrée	163 cm3
Taux de compression	9,0:1
Puissance nette	3,6 kW (4.8 HP) / 3 600 tr/mn
Puissance en service continu	2,5 kW (3.4 HP) / 3 000 tr/mn
	2,9 kW (3.9 HP) / 3 600 tr/mn
Couple maximum	10,3 Nm / 1,05 kgfm / 2500 tr/mn
Système d'allumage	Transistorisé
Système de démarrage	Lanceur à rappel (démarr. électr. en
	option)
Capacité du réservoir d'essence	3,11
Consommation de carburant	1,4 litre(s)/heure - 3 600 tr/mn
en service continu	
Capacité d'huile moteur	0,61
Dimensions (L x l x H)	312 x 362 x 346 mm
Poids à sec	15,1 kg

#### Annexe 3 : Equations des propriétés thermodynamiques du couple NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O

#### Propriétés des solutions

Les propriétés thermodynamiques du mélange NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O sont la pression, la concentration, la fraction molaire, la température, l'enthalpie, l'entropie. Ces propriétés sont interdépendantes et sont nécessaires pour la simulation des machines frigorifiques à absorption. Certaines propriétés sont obtenues à partir du réfrigérant et d'autres à partir du mélange binaire.

### Réfrigérant NH<sub>3</sub>

Pour ce qui concerne le réfrigérant NH<sub>3</sub>, la pression P de saturation (kPa) fonction de la température T(K) est calculée d'après l'équation :

$$P(T) = 10^3 \sum_{i=0}^{6} a_i \left(T - 273.15\right)^i \tag{1}$$

Les enthalpies spécifiques du liquide saturé et de la vapeur saturée de l'ammoniac sont exprimées en fonction de la température :

$$h_{l}(T) = \sum_{i=0}^{6} b_{i}(T - 273.15)^{i}$$

$$h_{v}(T) = \sum_{i=0}^{6} c_{i}(T - 273.15)^{i}$$
(3)

Table des coefficients des équations 1,2, 3

1	ai	bi	Ci
0	4.2871×10 <sup>-1</sup>	$1.9879 \times 10^{2}$	$1.4633 \times 10^{3}$
1	1.6001×10 <sup>-2</sup>	$4.4644 \times 10^{0}$	$1.2839 \times 10^{0}$
2	2.3632×10 <sup>-4</sup>	6.2790×10 <sup>-3</sup>	-1.1501×10 <sup>-2</sup>

3	1.6132×10 <sup>-6</sup>	1.4591×10 <sup>-4</sup>	-2.1523×10 <sup>-4</sup>
4	2.4303×10-9	-1.5262×10 <sup>-6</sup>	1.9055×10 <sup>-6</sup>
5	-1.2494×10 <sup>-11</sup>	-1.8069×10 <sup>-8</sup>	2.5608×10 <sup>-8</sup>
6	1.2741×10 <sup>-13</sup>	1.9054×10 <sup>-10</sup>	-25964×10 <sup>-10</sup>

L'entropie du réfrigérant pur en phase vapeur est présentée à l'équation 4.

$$s_{\nu NH3}(T) = \sum_{i=0}^{5} b_i T^i$$
 4

L'entropie du réfrigérant pur en phase liquide est présentée à l'équation 5.

$$s_{1NH3} = 5E - 09T^4 - 4E - 07T^3 - 3E - 05T^2 + 0,0174T + 0,9992$$
(5)

L'entropie de l'eau pure est présentée à l'équation 6.

$$s_{H20}(T) = \sum_{i=0}^{3} a_i T^i$$
(6)

i	ai	bi
0	$+9.1536 \times 10^{0}$	$+6.0973 \times 10^{0}$
1	-2.6289×10 <sup>-2</sup>	-1.2755×10 <sup>-2</sup>
2	$+1.0505 \times 10^{-4}$	+3.0495×10 <sup>-5</sup>
3	-2.2033×10-7	-5.0194×10 <sup>-7</sup>
4	-	+9.6447×10 <sup>-9</sup>
5	-	-6.1023×10 <sup>-11</sup>

Table des coefficients des équations 4 et 6

### Mélange binaire NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O

Le calcul des propriétés thermodynamiques pour le mélange diffère par rapport au réfrigérant seulement. La relation entre la pression de saturation P (Kpa), la température T (°C) et la concentration du mélange ammoniac-eau est donnée par l'équation 7:

$$\log P = A - \frac{B}{T}$$
(7)  
Avec  $A = 7.44 - 1.767X + 0.982X^2 + 0.362X^3$   
 $B = 2013.8 - 2155.7X + 1540.9X^2 - 194.7X^3$ 

La relation entre la température, la concentration et l'enthalpie est donnée par la relation 8

$$h_l(T, \overline{X}) = 100 \sum_i a_i (\frac{T}{273.15} - 1)^{m_i} \overline{X}^{n_i}$$
(8)

Avec  $\overline{X}$  la fraction molaire fonction de la concentration à travers l'équation :

$$\overline{X} = \frac{18.015X}{18.015X + 17.03(1 - X)} \tag{9}$$

i	mi	ni	ai
1	0	1	-0.761080×101
2	0	4	$0.256905 \times 10^{2}$
3	0	8	-0.247092×10 <sup>3</sup>
4	0	9	$0.325952 \times 10^{3}$
5	0	12	-0.158854×10 <sup>3</sup>
6	0	14	0.619084×10 <sup>2</sup>
7	1	0	$0.114314 \times 10^{2}$
8	1	1	$0.118157 \times 10^{1}$

Table de l'équation 8

9	2	1	0.284179×10 <sup>1</sup>
10	3	3	$0.741609 \times 10^{1}$
11	5	3	$0.891844 \times 10^{3}$
12	5	4	-0.161309×10 <sup>4</sup>
13	5	5	0.622106×10 <sup>3</sup>
14	6	2	-0.207588×10 <sup>3</sup>
15	6	4	-0.687393×10 <sup>1</sup>
16	8	0	0.350716×10 <sup>1</sup>

L'entropie du mélange ammoniac-eau en phase liquide saturé est donnée en fonction de la température T et de la fraction massique x de l'ammoniac dans le mélange. On a :

$$s_l(T,x) = \sum_{i=0}^{3} (\sum_{j=0}^{5} a_{ij} T^j) x^i$$
(10)
(11)

Avec

$$\chi = \frac{\overline{X}M_{NH_3}}{M_{H_2O}(1-\overline{X}) + \overline{X}M_{NH_3}}$$

 $M_{NH_3} = 17.03026 kg.\,kmol^{-1}M_{H_2O} = 18.015268 kg.\,kmol^{-1}$ 

i	j	a <sub>ij</sub>
0	0	2.1713×10 <sup>-2</sup>
0	1	1.5910×10 <sup>-2</sup>
0	2	-5.0981×10 <sup>-5</sup>
0	3	3.2942×10 <sup>-7</sup>
0	4	-1.0652×10 <sup>-9</sup>
0	5	0
1	0	7.8243×10 <sup>-1</sup>
1	1	-6.6703×10 <sup>-3</sup>
1	2	2.0955×10 <sup>-4</sup>
1	3	-2.5047×10 <sup>-6</sup>
1	4	1.7901×10 <sup>-8</sup>
1	5	-4.6583×10 <sup>-11</sup>
2	0	1.2675×10 <sup>-1</sup>
2	1	2.4487×10 <sup>-2</sup>
2	2	-3.9966×10 <sup>-4</sup>
2	3	3.5886×10 <sup>-6</sup>
2	4	-2.3771×10 <sup>-8</sup>
2	5	5.5948×10 <sup>-11</sup>
3	0	5.7267×10 <sup>-1</sup>
3	1	-1.6800×10 <sup>-2</sup>
3	2	2.1541×10 <sup>-4</sup>
3	3	-1.5282×10 <sup>-6</sup>
3	4	1.0844×10 <sup>-8</sup>
3	5	-2.3703×10 <sup>-11</sup>

Table des coefficients de l'équation 10

Le calcul de la capacité calorifique spécifique Cp en kJ/Kg K est fonction de la température et de la concentration de la solution. Ainsi on a :

$$C_p = 4.210 - \frac{t}{1000} (1.35 - 0.0138t) + \frac{X}{1000} (520 + 5.35t + 0.0462t^2)$$
(12)

Le calcul du volume spécifique est donné en fonction de la température et de la concentration. Ainsi on a :

$$v(T,X) = \sum_{j=0}^{3} \sum_{i=0}^{3} a_{ij} (T - 273.15)^{i} X^{j}$$
<sup>(13)</sup>

Table de l'équation 13

1	j	a <sub>ij</sub>
0	0	$9.98442 \times 10^{-4}$
1	0	$-7.8161 \times 10^{-8}$
2	0	$8.7601 \times 10^{-9}$
3	0	$-3.9076 \times 10^{-11}$
0	1	$3.5489 \times 10^{-4}$
1	1	$5.2261 \times 10^{-6}$
2	1	$-8.4137 \times 10^{-8}$
3	1	$6.4816 \times 10^{-10}$
0	2	$-1.2006 \times 10^{-4}$
1	2	$-1.0567 \times 10^{-5}$
2	2	$2.4056 \times 10^{-7}$
3	2	$-1.9851 \times 10^{-9}$
0	3	$3.2426 \times 10^{-4}$
1	3	$9.8890 \times 10^{-6}$
2	3	$-1.8715 \times 10^{-7}$
3	3	$1.7727 \times 10^{-9}$
## Annexe 4 : Diagrammes thermodynamiques

La pression, la température et la concentration massique peuvent être obtenues à partir du diagramme de Oldham et le diagramme de Merkel permet une étude complète de la machine à absorption, car il fournit aussi les bilans thermiques des différents appareils du circuit par lecture directe des différences d'enthalpie. L'axe des abscisses est gradué en concentrations de la phase liquide et l'axe des ordonnées en enthalpies. Il comporte, à la partie inférieure, des réseaux d'isothermes et d'isobares, de même que des courbes d'égale concentration de la phase vapeur en équilibre avec la phase liquide ; A la partie supérieure, des courbes de référence permettent, en partant d'un point d'équilibre déterminé dans la partie inférieure, de définir les caractéristiques de la phase vapeur.



Diagramme de Oldham pour le couple ammoniac eau



Diagramme de Merkel pour le couple NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O

## Annexe 5 : Modèle de transfert de chaleur par la corrélation de Woschni

La corrélation de Woschni est un ensemble d'équations empiriques qui prédisent le coefficient de transfert de chaleur entre les gaz et les parois du cylindre. Les pertes par convection entre les gaz et les parois du cylindre peuvent être prédites en utilisant la loi de Newton.

$$\delta Q_w = h_w A_w (T - T_w) dt$$

avec

 $Q_w$  la chaleur perdue par convection

h<sub>w</sub> le coefficient de transfert de chaleur instantanée

A<sub>w</sub> la surface de transfert de chaleur instantanée

T la température instantanée des gaz

Tw la température instantanée de la paroi du cylindre

Ce modèle suppose une température de la paroi constante et égale à 350 K.

L'équation des pertes par convection est dépendant du temps et doit être convertie en angle de vilebrequin afin que cela concorde avec le modèle uni zone du moteur. La conversion du temps en angle de vilebrequin est donnée par relation suivante :

$$dt = \frac{d\theta}{360} \frac{60}{rpm} = \frac{d\theta}{360} \frac{1}{N}$$

avec

Rpm la vitesse de rotation en tour/min

N la vitesse de rotation en tour/s.

Le coefficient de transfert de chaleur instantanée établie en fonction de l'angle de vilebrequin est obtenu à partir de l'équation suivante :

$$h_w = 3.26B^{-0.2}P^{0.8}T^{-0.55}w^{0.8}$$

avec

P la pression instantanée dans le cylindre

B la course du piston

w la vitesse moyenne des gaz

En fonction de la corrélation de Woschni, la vitesse moyenne des gaz varie en fonction des paramètres du moteur et de l'état de référence, par exemple la fermeture de la soupape d'admission. Woschni définit la vitesse des gaz comme :

$$w = C_1 \overline{S_p} + \frac{C_2 (V_d T_r)}{P_r V_r} (P - P_m)$$

 $\overline{S_p}$  est la vitesse moyenne du piston

Tr la température de référence

Pr la pression de référence

Vr le volume de référence

Pm la pression de fonctionnement du cylindre

C<sub>1</sub> et C<sub>2</sub> sont des constantes de la corrélation de Woschni durant la compression et la combustion définies respectivement par :

C1=2.28 et C2=0

 $C_1=2.28$  et  $C_2=3.24x10^{-3}$ 

## Annexe 6: Discrétisation numérique par la methode de Runge Kutta

Les équations différentielles de notre étude sont du premier ordre sous la forme :

$$\frac{dy}{dx} = f(x, y)$$

Avec condition initiale  $y_o$  connue pour une valeur de  $x_o$ 

La méthode de Runge Kutta permet d'obtenir une plus grande précision que la méthode d'Euler (dans le sens où elle donne en général des solutions numériques plus proches des solutions analytiques que la méthode d'Euler). La méthode de Runge Kutta d'ordre 4 est la plus utilisée (elle converge à l'ordre 4).

Dans la méthode de Runge Kutta d'ordre 4, on remplace la pente de la tangente  $f(x_n, y_n)$  de la méthode d'Euler par une moyenne coefficientée de cette pente avec 3 valeurs corrigées successivement en 3 points de l'intervalle $[x_n; x_{n+1}]$ .

Pente au départ : 
$$k_1 = f(x_n, y_n)$$
  
1<sup>ère</sup> correction (point milieu) :  $k_2 = f(x_n + \frac{\Delta x}{2}, y_n + \Delta x. \frac{k_1}{2})$   
2<sup>ème</sup> correction (point milieu) :  $k_3 = f(x_n + \frac{\Delta x}{2}, y_n + \Delta x. \frac{k_2}{2})$   
4<sup>ème</sup> correction (extrémité droite) :  $k_4 = f(x_n + \Delta x, y_n + \Delta x. k_3)$ 

La combinaison linéaire nous donne :

$$y_{n+1} = y_n + \frac{\Delta x}{6} \cdot (k_1 + 2k_2 + 2k_3 + k_4)$$