

UNIVERSITÉ DE SHERBROOKE
Faculté de génie
Département de génie Mécanique

ÉTUDE D'UN SYSTÈME DE TRIGÉNÉRATION DÉCENTRALISÉ EN CLIMATS CANADIENS

Mémoire de maîtrise
Spécialité : génie mécanique

Dominique ALLAIRE TANGUAY

Jury : Nicolas GALANIS
Roberto SUNYÉ
Mikhail SORIN
Hachimi FELLOUAH

IV-2206



Library and Archives
Canada

Published Heritage
Branch

395 Wellington Street
Ottawa ON K1A 0N4
Canada

Bibliothèque et
Archives Canada

Direction du
Patrimoine de l'édition

395, rue Wellington
Ottawa ON K1A 0N4
Canada

Your file Votre référence

ISBN: 978-0-494-91703-9

Our file Notre référence

ISBN: 978-0-494-91703-9

NOTICE:

The author has granted a non-exclusive license allowing Library and Archives Canada to reproduce, publish, archive, preserve, conserve, communicate to the public by telecommunication or on the Internet, loan, distribute and sell theses worldwide, for commercial or non-commercial purposes, in microform, paper, electronic and/or any other formats.

The author retains copyright ownership and moral rights in this thesis. Neither the thesis nor substantial extracts from it may be printed or otherwise reproduced without the author's permission.

AVIS:

L'auteur a accordé une licence non exclusive permettant à la Bibliothèque et Archives Canada de reproduire, publier, archiver, sauvegarder, conserver, transmettre au public par télécommunication ou par l'Internet, prêter, distribuer et vendre des thèses partout dans le monde, à des fins commerciales ou autres, sur support microforme, papier, électronique et/ou autres formats.

L'auteur conserve la propriété du droit d'auteur et des droits moraux qui protègent cette thèse. Ni la thèse ni des extraits substantiels de celle-ci ne doivent être imprimés ou autrement reproduits sans son autorisation.

In compliance with the Canadian Privacy Act some supporting forms may have been removed from this thesis.

While these forms may be included in the document page count, their removal does not represent any loss of content from the thesis.

Conformément à la loi canadienne sur la protection de la vie privée, quelques formulaires secondaires ont été enlevés de cette thèse.

Bien que ces formulaires aient inclus dans la pagination, il n'y aura aucun contenu manquant.

Canada

RÉSUMÉ

Ce mémoire présente l'étude d'un système de trigénération ou CCHP (combined cooling, heating and power) au gaz naturel fournissant les besoins thermiques à un immeuble à logement typique de 13 étages. Un groupe électrogène permettant de générer de l'électricité tout en fournissant de l'eau chaude assure le chauffage du bâtiment et de l'eau chaude sanitaire tandis qu'une machine à absorption ammoniac-eau permet de transformer cette chaleur en puissance frigorifique afin de climatiser le bâtiment en période chaude. Le modèle de cette machine à absorption a spécialement été conçu pour fonctionner avec une température de désorption basse et permet d'évaluer les performances de telles machines dans des situations hors design. Ce modèle a été vérifié à l'aide d'autres modèles avérés et propose des coefficients de performance de l'ordre de 0,7 à 0,8. L'évaluation des performances horaires de ce système est présentée pour une année standard sous trois climats canadiens. Ces performances sont ensuite comparées aux différentes méthodes employées pour assurer ces besoins ainsi que pour générer l'électricité supplémentaire. Les résultats démontrent d'excellentes performances même lorsque comparées aux plus récentes technologies. Les résultats passent d'une légère augmentation de la consommation de gaz naturel dans un climat chaud comme Toronto à une importante réduction dans un climat froid comme Edmonton. Ce système permet donc de combler les besoins thermiques d'un bâtiment tout en générant de l'électricité dans des périodes de pointes annuelles et possiblement journalières. Plusieurs études dont notamment l'optimisation du système et le couplage à d'autres types de bâtiment permettraient cependant de mieux évaluer les possibilités complètes de la trigénération.

Mots-clés : Trigénération, CCHP, Absorption, Ammoniac-eau, cogénération.

À Caro, à mes parents



REMERCIEMENTS

Au terme de ce travail, je voudrais remercier mon directeur Monsieur Nicolas Galanis, professeur à l'Université de Sherbrooke, ainsi que mes collaborateurs de Ressources naturelles Canada, Messieurs Roberto Sunye et Martin Kegel. J'aimerais de plus remercier Monsieur Brice LeLostec mon guide dans les méandres des machines à absorption. J'aimerais par ailleurs souligner le support indispensable de la Chaire du CRSNG en efficacité énergétique industrielle.

TABLE DES MATIÈRES

CHAPITRE 1	Introduction	1
1.1	Mise en contexte et problématique.....	1
1.2	Définition du projet de recherche.....	2
1.3	Contributions originales	3
1.4	Plan du document	4
CHAPITRE 2	ÉTAT DE L'ART	5
2.1	Les bâtiments.....	5
2.1.1	La consommation énergétique des bâtiments.....	5
2.1.2	Les systèmes CVAC.....	7
2.1.3	L'eau chaude sanitaire.....	7
2.2	Les moteurs et groupes électrogènes.....	8
2.2.1	Les moteurs à combustion.....	8
2.2.2	Les groupes électrogènes.....	9
2.3	La consommation et génération électrique.....	9
2.4	Les machines à absorption.....	10
2.4.1	Fonctionnement du cycle à absorption.....	11
2.4.2	Études existantes	12
2.5	La trigénération.....	13
2.6	Étude de cas similaires utilisant TRNSYS	15
CHAPITRE 3	MACHINE À ABSORPTION	17
3.1	Mise en contexte.....	17
3.2	Choix du design.....	17
3.3	Principes de simulation.....	18
3.3.1	Hypothèses	19
3.3.2	Mise en équation du cycle à absorption.....	21
3.4	Paramètres	26
3.4.1	Distinctions des modèles de design.....	27
3.4.2	Vérification du modèle.....	28
3.5	Résultats des simulations.....	29
3.5.1	Effet des traces d'eau.....	29
3.5.2	Analyse des conditions typiques.....	31
3.5.3	Design du système.....	33
3.5.4	Point de design et analyse exergetique.....	39
3.5.5	Effet des échangeurs internes	42
3.5.6	Exemple de performance hors-design et taille du système.....	44
3.6	Conclusion.....	44
CHAPITRE 4	SYSTÈME DE TRIGÉNÉRATION	47
4.1	Fonctionnement général	47
4.2	Moteur et stockage chaud.....	49
4.2.1	Moteur	49
4.2.2	Pompe du moteur.....	50
4.2.3	Échangeur de chaleur moteur-réservoir (E-RC).....	51
4.2.4	Réservoir de stockage chaud (R-Chaud)	51

4.2.5	Système de contrôle	52
4.3	Réseau de répartition.....	52
4.3.1	Pompe de répartition (Pompe-1)	53
4.3.2	Séparateurs (Sep-1, Sep-2) et mélangeurs (Mel-1, Mel-2)	53
4.3.3	Système de contrôle (C-Rép)	54
4.4	Bâtiment et données météorologiques.....	55
4.4.1	Zonage.....	57
4.4.2	Enveloppe et infiltration.....	58
4.4.3	Gains thermiques et horaires	58
4.4.4	Chauffage et climatisation.....	58
4.4.5	Données météorologiques	59
4.5	Climatisation	59
4.5.1	Machines à absorption et lien EES (MaABS).....	60
4.5.2	Réservoir de stockage froid (R-Froid)	60
4.5.3	Pompes du stockage froid (Pompe-Clim)	61
4.5.4	Échangeur de chaleur air-eau (Ec-Clim).....	61
4.5.5	Système de contrôle	61
4.6	Eau chaude sanitaire.....	61
4.6.1	Horaire de consommation	62
4.6.2	Échangeur du réservoir d'eau chaude sanitaire (E-ECS).....	62
4.6.3	Réservoir d'eau chaude sanitaire (R-ECS)	62
4.7	Conclusion.....	63
CHAPITRE 5 RÉSULTATS		65
5.1	Analyse des climats étudiés.....	65
5.2	Validation et test du modèle.....	65
5.2.1	Vérification du modèle de bâtiment.....	65
5.2.2	Vérification des températures internes	66
5.2.3	Bilan énergétique des différents réservoirs	67
5.3	Analyse du fonctionnement du système de trigénération.....	70
5.3.1	Analyse de la consommation énergétique.....	70
5.3.2	Opération de la machine à absorption	74
5.3.3	Temps de fonctionnement du système	75
5.3.4	Analyse d'une semaine d'hiver	77
5.3.5	Analyse d'une semaine d'été.....	78
5.4	Comparaison de la trigénération aux autres scénarios traditionnels	80
5.4.1	Résultats de la comparaison	81
5.5	Corrélation entre génération et demandes de pointe saisonnières.....	85
5.6	Conclusion.....	86
CHAPITRE 6 CONCLUSION		87
ANNEXE A – DONNÉES.....		89
LISTE DES RÉFÉRENCES		93

LISTE DES FIGURES

FIGURE 1.1 : SCHÉMA DU SYSTÈME DE TRIGÉNÉRATION ENVISAGÉ	3
FIGURE 2.1 : SCHÉMA DU CYCLE À ABSORPTION ÉLÉMENTAIRE	11
FIGURE 3.1 : SCHÉMA DU CYCLE À ABSORPTION AMÉLIORÉ TEL QU'ENVISAGÉ.....	18
FIGURE 3.2 : SCHÉMA DU CYCLE MODÉLISÉ	19
FIGURE 3.3 : SCHÉMA DU MODÈLE DE LELOSTEC.....	28
FIGURE 3.4 : COP SELON LA PRESSION BASSE POUR DIFFÉRENTE CONCENTRATION DE RÉFRIGÉRANT POUR $T_{D_IN}=85^{\circ}C$	29
FIGURE 3.5 : TEMPÉRATURE POUR DIFFÉRENTS CONCENTRATIONS SELON LE TITRE DU RÉFRIGÉRANT	30
FIGURE 3.6 : TITRE x_1 ET CONCENTRATION y_3 SELON LA PRESSION BASSE POUR UNE TEMPÉRATURE FIXE DE $0^{\circ}C$	31
FIGURE 3.7 : COP SELON LA TEMPÉRATURE D'ÉVAPORATION POUR DIVERS FLUIDES DE REFROIDISSEMENT.....	32
FIGURE 3.8 : COP DE DIFFÉRENTS MACHINES ENVISAGÉES SELON LA TEMPÉRATURE DU DÉSORBEUR T_6	33
FIGURE 3.9 : ANALYSE DE LA TEMPÉRATURE OPTIMALE D'ÉVAPORATION POUR LA MACHINE B.....	35
FIGURE 3.10 : ANALYSE DE LA TEMPÉRATURE OPTIMALE D'ABSORPTION POUR LA MACHINE B.....	35
FIGURE 3.11 : ANALYSE DE LA TEMPÉRATURE OPTIMALE DE DÉSORPTION POUR LA MACHINE B.....	36
FIGURE 3.12 : VD SELON LA TEMPÉRATURE DE DÉSORPTION T_{D_IN} POUR DIFFÉRENTS ΔTe (MACHINE A).....	37
FIGURE 3.13 : VD SELON LA TEMPÉRATURE DE DÉSORPTION T_{D_IN} POUR DIFFÉRENTS ΔTe (MACHINE B).....	37
FIGURE 3.14 : EFFETS DES TEMPÉRATURES INTERNES D'ABSORPTION, T_3 ET DE CONDENSATION T_{12} POUR LA MACHINE B	38
FIGURE 3.15 : EFFETS DE L'ÉCHANGEUR DE SOLUTION.....	42
FIGURE 3.16 : EFFET DE L'ÉCHANGEUR DE RÉFRIGÉRANT.....	43
FIGURE 3.17 : EFFET DES ÉCHANGEURS INTERNES SUR LE CYCLE IMPARFAIT.....	43
FIGURE 3.18 : COP HORS-DESIGN SELON LA TEMPÉRATURE FOURNIE AU DÉSORBEUR ET DE REFROIDISSEMENT.....	44
FIGURE 4.1 : SCHÉMA SIMPLIFIÉ DU SYSTÈME DE TRIGÉNÉRATION	47
FIGURE 4.2 : SCHÉMA DU SYSTÈME DE TRIGÉNÉRATION SELON TRNSYS	48
FIGURE 4.3 : SOUS-SYSTÈME MOTEUR	49
FIGURE 4.4 : EXEMPLE DE COMPORTEMENT D'UNE POMPE ROTATIVE.....	51
FIGURE 4.5 : RÉSEAU DE RÉPARTITION.....	53
FIGURE 4.6 : BÂTIMENT ET DONNÉES MÉTÉOROLOGIQUES	54
FIGURE 4.7 : MODÉLISATION DES ZONES D'UN ÉTAGE.....	57
FIGURE 4.8 : CIRCUIT DE CLIMATISATION	59
FIGURE 5.1 : VALEURS DES TEMPÉRATURES EXTRÊMES EN DEGRÉS CELSIUS POUR CHAQUE ZONE	67
FIGURE 5.2 : CONSOMMATIONS PARTIELLES À TORONTO	71
FIGURE 5.3 : FRACTIONS DE LA CONSOMMATION TOTALE À TORONTO	71
FIGURE 5.4 : CONSOMMATIONS PARTIELLES À EDMONTON	72
FIGURE 5.5 : FRACTIONS DE LA CONSOMMATION TOTALE À EDMONTON	72
FIGURE 5.6 : CONSOMMATIONS PARTIELLES À MONTRÉAL.....	73
FIGURE 5.7 : FRACTIONS DE LA CONSOMMATION TOTALE À MONTRÉAL.....	73
FIGURE 5.8 : TEMPÉRATURES D'OPÉRATION DE LA MACHINE À ABSORPTION À TORONTO.....	74
FIGURE 5.9 : COEFFICIENT DE PERFORMANCE DE LA MACHINE À ABSORPTION À TORONTO.....	75
FIGURE 5.10 : TEMPÉRATURES EXTÉRIEURES LORS D'UNE SEMAINE D'HIVER À EDMONTON	77
FIGURE 5.11 : CORRÉLATION ENTRE CHAUFFAGE ET GÉNÉRATION D'ÉLECTRICITÉ D'UNE SEMAINE D'HIVER À EDMONTON	78
FIGURE 5.12 : CORRÉLATION ENTRE CONSOMMATION ET GÉNÉRATION D'ÉLECTRICITÉ D'UNE SEMAINE D'HIVER À EDMONTON	78
FIGURE 5.13 : TEMPÉRATURES EXTÉRIEURES LORS D'UNE SEMAINE D'ÉTÉ À EDMONTON	79
FIGURE 5.14 : CORRÉLATION ENTRE CLIMATISATION ET GÉNÉRATION D'ÉLECTRICITÉ D'UNE SEMAINE D'ÉTÉ À EDMONTON.....	80
FIGURE 5.15 : CORRÉLATION ENTRE CONSOMMATION ET GÉNÉRATION D'ÉLECTRICITÉ D'UNE SEMAINE D'ÉTÉ À EDMONTON	80
FIGURE 5.16 : CONSOMMATION ANNUELLE DE GAZ NATUREL POUR DIFFÉRENTS CLIMATS.....	82
FIGURE 5.17 : COMPARAISON MENSUELLE DE LA CONSOMMATION DE GAZ NATUREL DES DIFFÉRENTS SCÉNARIOS À TORONTO	83
FIGURE 5.18 : COMPARAISON MENSUELLE DE LA CONSOMMATION DE GAZ NATUREL DES DIFFÉRENTS SCÉNARIOS À EDMONTON	84
FIGURE 5.19 : COMPARAISON MENSUELLE DE LA CONSOMMATION DE GAZ NATUREL DES DIFFÉRENTS SCÉNARIOS À MONTRÉAL	84
FIGURE 5.20 : COMPARAISON DE LA GÉNÉRATION ÉLECTRIQUE MENSUELLE À LA CONSOMMATION DES ÉTATS-UNIS.....	85
FIGURE 5.21 : COMPARAISON DE LA GÉNÉRATION ÉLECTRIQUE MENSUELLE À LA CONSOMMATION DU QUÉBEC.....	86

LISTE DES TABLEAUX

TABLEAU 2.1 : CONSOMMATION ÉNERGÉTIQUE DES SECTEURS RÉSIDENTIELS ET COMMERCIAUX CANADIENS EN 2005	6
TABLEAU 3.1 : RÉSUMÉ DES HYPOTHÈSES	21
TABLEAU 3.2 : BILANS DU CYCLE À ABSORPTION	25
TABLEAU 3.3 : LISTE DES VARIABLES DU MODÈLE DE MACHINE À ABSORPTION	27
TABLEAU 3.4 : DESIGN OPTIMAL À 3KW	38
TABLEAU 3.5 : CARACTÉRISTIQUES DES ÉTATS INTERNES ET EXTERNES DE LA MACHINE A	39
TABLEAU 3.6 : CARACTÉRISTIQUES DES ÉTATS INTERNES ET EXTERNES DE LA MACHINE B	40
TABLEAU 3.7 : ÉTUDE EXERGÉTIQUE DE LA MACHINE A	41
TABLEAU 3.8 : ÉTUDE EXERGÉTIQUE DE LA MACHINE B	41
TABLEAU 4.1 : ORDRE DE MISE EN MARCHÉ DES MOTEURS	50
TABLEAU 4.2 : CARACTÉRISTIQUES DE L'IMMEUBLE RÉSIDENTIEL	56
TABLEAU 4.3 : PUISSANCE INSTALLÉES POUR DIFFÉRENTS CLIMATS	59
TABLEAU 5.1 : DEMANDES DE CHAUFFAGE ET CLIMATISATION DU BÂTIMENT SELON LE CLIMAT	65
TABLEAU 5.2 : COMPARAISON DU MODÈLE AUX DONNÉES RÉELLES DE TORONTO	66
TABLEAU 5.3 : BILAN ÉNERGÉTIQUE DU RÉSERVOIR CHAUD	68
TABLEAU 5.4 : BILAN ÉNERGÉTIQUE DU RÉSERVOIR FROID	69
TABLEAU 5.5 : BILAN ÉNERGÉTIQUE DU RÉSERVOIR D'EAU CHAUDE SANITAIRE	69
TABLEAU 5.6 : UTILISATION DES MOTEURS ET MACHINES À ABSORPTION À TORONTO	76
TABLEAU 5.7 : UTILISATION DES MOTEURS ET MACHINES À ABSORPTION À EDMONTON	76
TABLEAU 5.8 : UTILISATION DES MOTEURS ET MACHINES À ABSORPTION À MONTRÉAL	76
TABLEAU 5.9 : EFFICACITÉS ET COP DES PROCESSUS POUR CHAQUE SCÉNARIO	81

LISTE DES SYMBOLES

Symbole	Définition
T_i	température au point i , K
m_i	débit au point i , kg/s
x_i	fraction massique de vapeur au point i
y_i	fraction massique d'ammoniac au point i
Q_i	chaleur échangée dans la composante i , kW
W_p	puissance de la pompe, kW
P_B	pression basse, bar
P_H	pression haute, bar
UA	Conductance thermique, kW/K
SHX	échangeur de solution
RHX	échangeur de réfrigérant
SV	valve d'expansion de solution
RV	valve d'expansion de réfrigérant
ψ_i	exergie spécifique au point i , kJ/kg
η_p	efficacité de la pompe
$C_{p i}$	capacité thermique du fluide i , kJ/kgK
v_i	volume massique au point i , m ³ /kg
h_i	enthalpie au point i , kJ/kg
s_i	entropie au point i , kJ/kg
ε	efficacité

Indice	Définition
A	relatif à l'absorbeur
B	relatif au bouilleur
C	relatif au condenseur
D	relatif au désorbeur
E	relatif à l'évaporateur
S	solution à fort pouvoir d'absorption
W	solution à faible pouvoir d'absorption
SHX	relatif à l'échangeur de solution
RHX	relatif à l'échangeur de réfrigérant
in	entrant
out	sortant

LISTE DES ACRONYMES

Acronyme	Définition
ACH	nombre de changement d'air par heure
CCHP	combinaison de climatisation, chauffage et travail
COP	coefficient de performance
CVAC	climatisation, ventilation et air climatisée
ECS	eau chaude sanitaire
EES	engineering equation solver (v.8.9.2.8)
TRNSYS	transient system simulation tool (v.16)

CHAPITRE 1 INTRODUCTION

1.1 Mise en contexte et problématique

Le réchauffement climatique est, depuis maintenant plusieurs années, un phénomène accepté dans la communauté scientifique et est considéré par plusieurs comme l'un des grands défis auxquels l'humanité aura à faire face en ce vingt-et-unième siècle. Les gouvernements de plusieurs pays emboîtent déjà le pas dans le but de réduire la production de gaz à effets de serre mais se heurtent à une croissance de la demande en énergie et à un éventail limité de solutions. En effet, les alternatives aux hydrocarbures restent encore peu développées ou controversées dans la majorité des pays occidentaux; ainsi, leur utilisation devra vraisemblablement faire partie du portrait de génération électrique pour encore plusieurs années. Ce faisant, le perfectionnement des méthodes de génération à partir des hydrocarbures est un secteur de développement important.

Actuellement, une centrale thermique traditionnelle peut extirper, dans les meilleurs cas, près de 55 % [1] de l'énergie contenue dans le combustible fossile sous forme d'électricité. Le reste de l'énergie est perdu en friction mais surtout sous forme de chaleur inutilisée qui est renvoyée à l'environnement. Pour accroître l'efficacité du processus, il est possible de réutiliser cette chaleur excédentaire à des fins utiles, ce qui est couramment appelé la cogénération. Cependant, pour recourir à la cogénération, il est nécessaire d'avoir une demande compatible en chaleur à proximité du lieu de génération, et c'est ce qui explique que la cogénération est actuellement restreinte aux milieux industriels et à quelques cas de « *chauffage urbain* » où on peut retrouver une grande demande stable. Il ne s'agit toutefois que d'applications de large taille et en nombre limité; un élargissement du domaine applicable de la cogénération est toutefois envisagé depuis plusieurs années sous la forme de génération décentralisée.

Parallèlement, les secteurs résidentiels et commerciaux, qui représentaient respectivement 17 et 14 % de l'énergie consommée au Canada en 2005 [2], sont des avenues prometteuses pour la cogénération et restent fondamentalement inexplorées. À cet effet, plusieurs groupes

électrogènes de petite taille ont récemment été développés et testés et bien qu'il s'agisse de technologies récentes, les efficacités globales de ces systèmes peuvent dépasser les 90 % [3]. Toutefois, pour maintenir une haute efficacité, il est primordial de maintenir une demande de chaleur convenable durant le temps d'opération de la génératrice tant en hiver qu'en été. Les rejets thermiques, représentant souvent près de 60% de l'énergie récupérée par ces groupes électrogènes, devraient adéquatement combler les besoins en chauffage ainsi qu'en eau chaude sanitaire (ECS) durant les saisons froides. Par contre, en été, la demande en chauffage diminue de façon importante et c'est la climatisation qui représente la principale demande thermique. Pour permettre une utilisation plus longue durant la saison chaude, une machine à absorption peut être jumelée au système de cogénération pour transformer l'excédent de chaleur en puissance frigorifique tout en épargnant sur la demande électrique par rapport aux climatiseurs à compression traditionnels. Ce système qui permet une génération électrique, calorifique et frigorifique, communément appelée trigénération devrait subséquemment permettre d'assurer une utilisation maximale de l'énergie contenue dans le combustible fossile tout au long de l'année.

1.2 Définition du projet de recherche

Le système de trigénération envisagé dans cette étude, tel qu'illustré ci-dessous par la Figure 1.1, est composé des principaux éléments énoncés précédemment soit d'un groupe électrogène composé d'un moteur et d'une génératrice, d'une machine à absorption ainsi que d'échangeurs de chaleur pour récupérer l'énergie thermique inutilisée. Puisque l'efficacité du système dépend principalement de la demande thermique, c'est à partir de cette dernière que le système de trigénération sera dimensionné; il est donc possible que pour certains types de bâtiments, l'électricité générée ne subvienne que partiellement à la demande instantanée ou à l'inverse, qu'elle dépasse largement les besoins. Une partie de la chaleur du moteur est récupérée par la gaine de refroidissement à température intermédiaire et l'autre, provenant des gaz d'échappement à plus haute température, par un échangeur de chaleur. La chaleur est ensuite mélangée et sort du groupe électrogène sous forme d'eau chaude à moyenne température. L'électricité générée est envoyée directement au réseau; il n'est pas ici question de l'analyse de l'efficacité d'un bâtiment mais bien de l'efficacité d'un mode de génération électrique. Seul le

surplus d'électricité consommé par le système de trigénération sera inclus dans le bilan énergétique puisque le système n'influence pas le reste de la consommation du bâtiment.

Dans le but de mieux distribuer l'énergie thermique au fil de la journée, la chaleur sera stockée dans un réservoir d'eau chaude; ce réservoir fournira la chaleur requise pour le chauffage du bâtiment, pour le chauffage de l'eau chaude sanitaire et pour le fonctionnement de la machine à absorption. Un stockage froid est aussi envisagé pour permettre à la machine à absorption de fonctionner à plein régime et pour une plus longue durée. Ce deuxième réservoir pourrait stocker de l'eau froide ou un matériel à changement de phase; cette dernière option permettrait de minimiser les pertes thermiques.

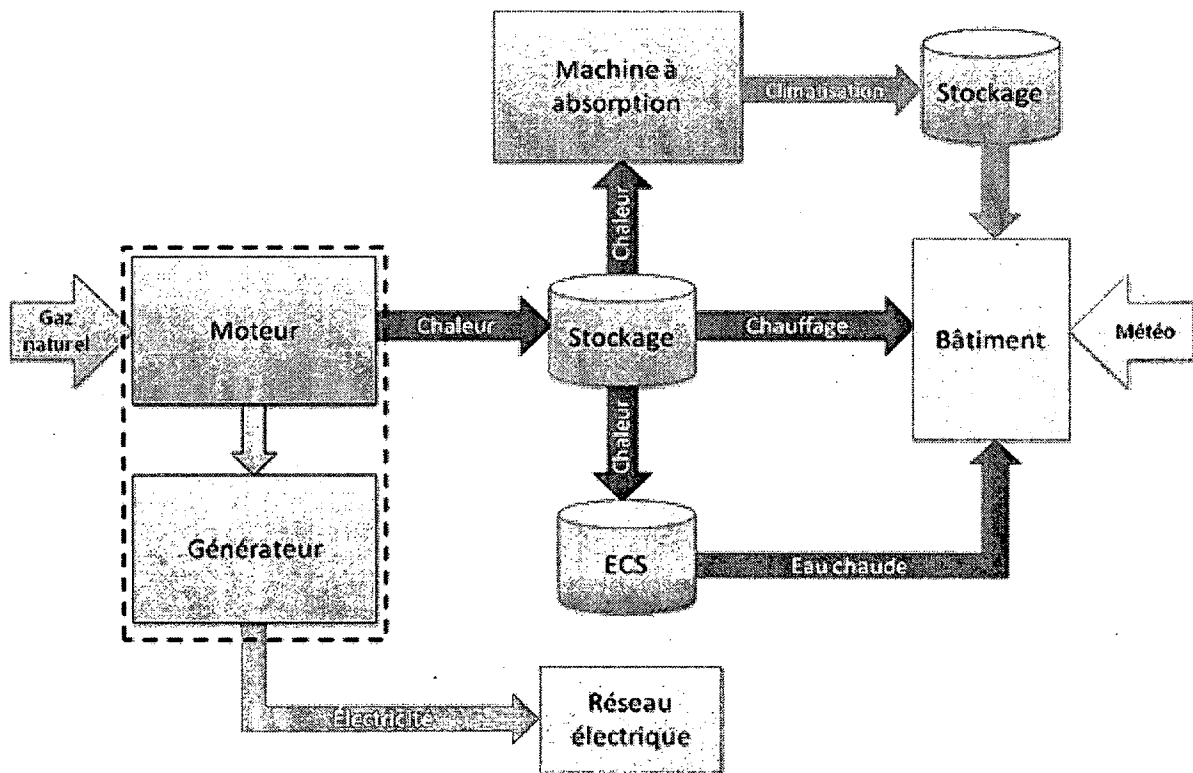


Figure 1.1 : Schéma du système de trigénération envisagé

1.3 Contributions originales

Tel que démontré dans l'état de l'Art (CHAPITRE 2), plusieurs études ont été menées sur les diverses composantes du système de trigénération proposé mais peu ont été menées sur l'évaluation du système complet. En effet, les moteurs, groupes électrogènes, les cycles à

absorption, la mécanique des bâtiments ainsi que le stockage thermique sont tous des sujets connus et maîtrisés et la documentation disponible permet une simulation précise et fidèle de ces composantes. Les logiciels de simulations sont aussi éprouvés et les nombreuses études sont garantes de validité et de précision. Cependant, beaucoup reste à faire pour mesurer et assurer le rendement des systèmes de trigénération. Des études expérimentales confirment le bon fonctionnement lorsque soumis à des paramètres constants et d'autres études tendent à démontrer le potentiel de ces systèmes dans des marchés particuliers à partir de valeurs fixes. Toutefois, aucune étude horaire annuelle telle que proposée ici n'a encore été menée et permettrait de faire le pont entre la théorie et la mise en pratique de la trigénération décentralisée.

1.4 Plan du document

Ce document présente tout d'abord une revue de l'état de l'art des principaux éléments de ce projet dont les bâtiments, les groupes électrogènes et les machines à absorption en plus de présenter quelques études connexes. Puis, le chapitre 3 sur la machine à absorption expose le fonctionnement, le design et l'analyse du modèle conçu. Ensuite, une présentation du système de trigénération ainsi que de la modélisation TRNSYS (v.16) de toutes ces composantes est faite dans le chapitre 4 et est suivi de l'analyse des résultats des simulations du système. Finalement, un résumé des conclusions tirées est proposé.

CHAPITRE 2 ÉTAT DE L'ART

Dans ce chapitre, on présente un résumé des connaissances et des études sur différents sujets affaillant. Il sera question, en ordre, des bâtiments, de l'eau chaude sanitaire, des groupes électrogènes, des machines à absorption et finalement des études préalables portant sur la trigénération.

2.1 Les bâtiments

Les besoins du bâtiment représentent la demande énergétique à laquelle doit répondre le système de trigénération ainsi, le type de demande définira la taille, la forme et le fonctionnement de ce système. Une maison unifamiliale requerra un petit système axé sur un chauffage sporadique tandis qu'un supermarché prescrira un système volumineux basé sur une climatisation quasi constante. Plusieurs bâtiments peuvent être envisagés comme : une habitation unifamiliale, un immeuble résidentiel, un supermarché, un dépanneur ou un immeuble à bureau. Ces multiples bâtiments pourraient permettre d'évaluer l'impact de la taille et de l'équilibre des charges thermiques sur le système donnant ainsi une meilleure vue d'ensemble de l'efficacité de la trigénération décentralisée. Les caractéristiques des bâtiments canadiens dont l'isolation, la fenestration, l'efficacité des appareils, etc. sont régies par le code modèle national énergétique canadien du bâtiment (CMNEB)¹. Il s'agit d'une norme de base adaptée aux conditions climatiques canadiennes pour les nouvelles constructions. Par ailleurs, il est possible d'obtenir des archétypes de différents bâtiments permettant de mieux cerner les méthodes de construction utilisées afin d'obtenir une simulation aussi réaliste que possible.

2.1.1 La consommation énergétique des bâtiments

Les bâtiments faisant partie de cette étude appartiennent aux catégories des bâtiments commerciaux et résidentiels pour lesquels les principales demandes pondérées sont énumérées dans le Tableau 2.1 [4]. Ces données tiennent en compte l'ensemble des bâtiments canadiens et bien qu'elles ne représentent pas nécessairement de cas typique, elles

¹ <http://oee.nrcan-rncan.gc.ca/commerciaux/batimentsneufs/cmneb.cfm?attr=20>

donnent une bonne idée quant aux proportions de la consommation énergétique. Le secteur résidentiel englobe ici les résidences unifamiliales et les appartements tandis que le secteur commercial comprend entre autre : les édifices à bureaux (41%), les commerces (22%) et les services d'enseignement et de santé (20%).

Tableau 2.1 : Consommation énergétique des secteurs résidentiels et commerciaux canadiens en 2005

Utilisation	Résidentiel	Commercial
Chauffage	53%	51%
Eau chaude sanitaire	15%	8%
Appareils et équipements	26%	22%
Éclairage	4%	10%
Climatisation	2%	9%

Dans ce tableau, on remarque tout d'abord la prédominance du chauffage fourni par le gaz naturel dans plusieurs des foyers canadiens et la forte demande des appareils et équipements. Compte tenu du système de trigénération sous considération, les charges de chauffage et d'eau chaude sanitaire seront comblées directement par les rejets thermiques mais le reste, représentant légèrement plus que 30% sera comblé par l'électricité produite et achetée. On note une utilisation moindre de l'eau chaude sanitaire pour les bâtiments commerciaux que pour les résidences mais ces dernières requièrent une très faible demande de climatisation.

Bien que la consommation de climatisation résidentielle soit faible, cette statistique ne reflète pas adéquatement la tendance des habitations puisqu'encore une majorité des résidences canadiennes (souvent plus âgées) est ventilé naturellement ou utilise une climatisation portative. De plus, la consommation en climatisation semble aller de paire avec les nouvelles habitations comme le prouve les données de Ressources naturelles Canada : « *Le nombre d'appareils de climatisation a plus que doublé entre 1990 et 2000, [...] par conséquent, l'énergie requise pour climatiser les habitations canadiennes a augmenté de 215 p. 100 (passant de 12 PJ à 37 PJ) entre 1990 et 2005* » [2]. Ces chiffres sont de plus atténués par le fait qu'au cours de cette période : « une amélioration du rendement énergétique des climatiseurs individuels et centraux neufs de 32 p. 100 et 13 p. 100, respectivement » aie été notée.

Pour ce qui est du secteur commercial, une demande plus forte de climatisation encourage le présent projet. Ajouté à ceci, une croissance importante de la consommation, bien qu'inférieure à celle du secteur résidentiel, rend l'utilisation d'une machine à absorption plus qu'intéressante pour cette étude. La simulation dans divers climats, chauds ou froids, humides ou secs, et pour divers types de bâtiments permettra de cibler les situations les plus avantageuses pour la trigénération.

2.1.2 Les systèmes CVCA

Les systèmes CVCA (chauffage, ventilation et climatisation de l'air) englobent tous les appareils et méthodes utilisés pour combler les demandes thermiques des bâtiments. Ces systèmes peuvent être périphériques (plinthes électriques ou à eau chaude et climatiseurs muraux) mais ceux-ci sont parfois moins performants que les systèmes centraux à air pulsé et réduisent le confort thermique des occupants. Ces derniers sont d'ailleurs majoritairement utilisés hors des régions bien nantis en électricité verte et représentent maintenant la norme pour les bâtiments neufs. Le chauffage dans ces systèmes est souvent fourni par une chaudière au gaz naturel et nécessite la purification de l'air de combustion qui doit passer aux travers d'un échangeur de chaleur. L'efficacité du transfert de chaleur de ces chaudières est souvent supérieure à 80% et peut parfois dépasser les 90% [1].

2.1.3 L'eau chaude sanitaire

L'eau chaude sanitaire représente une charge importante des bâtiments et particulièrement des résidences tel qu'illustré précédemment. Beaucoup de données et d'études sont disponibles quant à la consommation de l'eau chaude permettant d'utiliser des normes concrètes et établies [5]. L'eau chaude consommée, soit en moyenne 114 l/personne jour pour les nord-américains, reste pratiquement constante tout au long de l'année et assurera une demande calorifique même pendant la saison chaude permettant ainsi de compenser advenant une consommation moindre d'énergie frigorifique. En effet, certains bâtiments comme les résidences unifamiliales ont généralement une demande en climatisation durant l'été plus faible qu'en chauffage pendant l'hiver ainsi, l'eau chaude devrait permettre un meilleur équilibre et donc une utilisation plus fréquente et plus rentable du système de trigénération dans ce genre de situation. Les chaudières utilisées pour l'eau chaude sanitaire fonctionnent

généralement à l'électricité ou au gaz naturel. Dans ce dernier cas, le rendement énergétique annuel (AFUE) peut atteindre théoriquement 90% dans les meilleures chaudières tandis que le rendement minimal pour les nouveaux systèmes est de 80%.

2.2 Les moteurs et groupes électrogènes

Le groupe électrogène est l'élément central du système de trigénération et représente l'équivalent d'une centrale électrique de petite taille. Il permet la transformation du combustible primaire, le gaz naturel, en énergies propres à la consommation. Bien qu'il s'agisse d'un élément primordial, son étude n'est pas particulièrement approfondie pour des raisons expliquées subséquemment.

2.2.1 Les moteurs à combustion

Les moteurs à combustion sont connus et les fondements entourant leur fonctionnement sont maîtrisés depuis bon nombre d'années. Leur efficacité est bien connue (30 à 40%) [1] et leur constance est réputée et confirmée. Par contre, la simulation théorique des moteurs reste encore quelque peu éloigné de la réalité. Plusieurs phénomènes complexes entrent en jeu dans une chambre à combustion et de surcroît, de nombreux mécanismes sont employés pour améliorer l'efficacité de la combustion et du moteur en général. Ces mécanismes constituent de grandes avancées dans le domaine mais sont principalement le fait de compagnies privées et donc, il est plus ardu d'obtenir des modèles pour ceux-ci. De par ce fait, il est difficile de concevoir un modèle précis dont la complexité ne dépasserait pas les limites de cette étude. Un modèle simple, fondé sur des données commerciales sera par conséquent envisagé.

Toutefois, pour mieux comprendre le futur choix de moteur voici une courte analyse des possibilités. En effet, plusieurs types peuvent être utilisés dans ce cas comme les moteurs à ignition, les moteurs à compression, les moteurs à combustion externe et les turbines à gaz, alignés en ordre d'efficacité croissante mais aussi en ordre de coût. Les moteurs peuvent tous varier en taille mais tendent vers une meilleure efficacité lorsque plus volumineux. Il faut aussi noter que l'efficacité qui est la caractéristique la plus recherchée dans ce cas-ci, ne va pas toujours de paire avec la puissance développée ce qui explique l'engouement pour les

moteurs à combustion externe comme le moteur Stirling. Ce type de moteur est d'ailleurs à l'étude pour des systèmes de cogénération domiciliaires de petite taille [6].

2.2.2 Les groupes électrogènes

Les groupes électrogènes sont constitués d'un moteur qui fournit son énergie mécanique à un alternateur qui convertit cette énergie de rotation en courant alternatif. Pour permettre une évaluation plus précise et plus nuancée les données de la compagnie belge COGENGREEN [3] seront utilisées. Les groupes électrogènes, dont le rendement électrique peut s'élever jusqu'à 35%, récupèrent aussi la chaleur inutilisée pour fournir un apport en eau chaude (entre 80 et 100°C). La récupération se fait généralement par un échangeur air-eau situé à la sortie du moteur pour récupérer l'énergie des gaz d'échappements à haute température (parfois à 400°C) et par la gaine de refroidissement (entre 55 et 60% de la chaleur totale). Cette gaine de refroidissement requerra cependant une température de retour de 60 à 70°C pour prévenir la surchauffe du moteur. La chaleur recouvrée représente près de 60% de l'énergie fournie par le combustible. Plusieurs groupes électrogènes sont désormais accessibles au grand public assurant des efficacités de l'ordre de 85 à 91% pour des puissances très diversifiées aussi basses que 7,5 kWe (puissance électrique seulement).

2.3 La consommation et génération électrique

L'électricité représente une grande portion de l'utilisation des énergies primaires mondiales et la demande reste croissante. Même dans la plupart des pays industrialisés, la croissance du besoin d'électricité se fait sentir cependant, contrairement aux pays émergent, cette croissance se fait majoritairement lors des crêtes de consommation. La consommation dépasse la capacité de génération lors de grand froid ou de canicule mais ne représente qu'un faible pourcentage hors de ces périodes. C'est pourquoi, de plus en plus de centrales sont conçues presque uniquement pour les périodes de pointe tant annuelle que journalière.

Plusieurs options sont envisageables pour combler ces besoins soit le charbon, le gaz naturel, le mazout et l'énergie nucléaire. L'efficacité de ces centrales est ordinairement de l'ordre de 30 à 35% puisqu'ils utilisent presque tous le même procédé, le cycle de Rankine. Toutefois, les centrales au gaz naturel utilisent le cycle de Brayton ou turbine à gaz qui permet d'atteindre un

meilleur rendement en supplantant la condensation. Ces cycles peuvent même être améliorés pour atteindre 55% d'efficacité en recyclant la chaleur des gaz d'échappement dans un sous cycle de Rankine et s'avèrent donc l'une des méthodes les plus efficaces. En outre, le mazout et le charbon s'avèrent plus polluant tandis que l'énergie nucléaire est onéreuse et donc, de plus en plus de pays se tournent vers le gaz naturel pour combler la demande de crête.

Malgré tout, la croissance de cette demande demeure coûteuse et représente un grand défi pour plusieurs pays dont le Canada et le Québec qui doivent acheter une partie de leur électricité aux États-Unis. Effectivement, même si le Québec exporte beaucoup d'électricité vers les états du Vermont, de New York et vers l'Ontario, il demeure importateur lors des périodes de grands froid lorsque le système entier d'Hydro Québec ne subvient pas à la demande.

2.4 Les machines à absorption

Les machines à absorption, à l'instar des systèmes à compression traditionnels, permettent de retirer une quantité de chaleur à basse température moyennant une quantité d'énergie motrice. Toutefois, les systèmes à absorption sont mus par l'énergie thermique de basse qualité et ne nécessitent qu'une quantité très réduite de travail. Le fonctionnement général est similaire aux systèmes à compression : le réfrigérant subit les même transformations dans la majeure partie du cycle à l'exception de la compression. À cette étape, le réfrigérant est plutôt dilué dans une solution liquide, puis pompé et finalement distillé pour obtenir un résultat sensiblement égal à la compression. La hausse de pression se faisant sur un liquide, le travail nécessaire est réduit. Ceci s'explique par le fait qu'en négligeant les énergies potentielles et cinétiques, le travail à fournir est équivalent à $-\int v dP$ où le volume massique (v) d'un liquide est bien inférieur à celui d'un gaz. Pour permettre le fonctionnement de ce cycle, un apport constant de chaleur à des températures entre 70 et 120°C, fourni lors de la distillation du réfrigérant, est toutefois nécessaire et sert de force motrice au cycle. Il est ainsi possible de produire le même effet qu'un système de climatisation à compression en substituant le travail par de l'énergie thermique de basse qualité. Les machines à absorption sont moins efficaces et plus volumineuses que leurs équivalents à compression mais celles-ci gagnent en intérêt lorsque la chaleur motrice est disponible et peu dispendieuse.

Dans les systèmes à absorption, deux fluides sont nécessaires soit un absorbant et un réfrigérant. L'absorbant est le fluide dans lequel le réfrigérant est dilué, tandis que le réfrigérant garde la même fonction que dans les autres systèmes. Plusieurs paires de réfrigérant/absorbant existent mais deux se distinguent par leur utilisation fréquente et une documentation ainsi qu'une expérimentation plus éprouvée : les paires eau/bromure de lithium et ammoniac/eau. La première, plus récente, offre généralement une efficacité légèrement supérieure; par contre, l'eau, qui est le réfrigérant de ce couple, limite la température qui peut être atteinte dans l'évaporateur. La température minimum avoisine les 0°C , point de congélation de l'eau. Le mélange ammoniac/eau est pour ça part mieux connu et plus largement testé. Pour faciliter le stockage thermique à changement de phase qui, compte tenu de l'opération continue du système de trigénération ainsi que de la variation de la demande des bâtiments, semble être avantageux, le cycle eau/bromure de lithium sera abandonné dans la présente étude au profit du cycle ammoniac/eau. Cependant, l'utilisation de l'ammoniac, un gaz toxique, devra se faire avec des mesures de sécurité accrues pour palier à toute fuite.

2.4.1 Fonctionnement du cycle à absorption

Dans le but de mieux simuler le cycle à absorption, il est important de comprendre en profondeur son fonctionnement. Le cycle à effet simple, le plus élémentaire pour ce type de machine, se compose d'un absorbeur, d'une pompe, d'un désorbeur, d'un condenseur, d'un évaporateur et de deux soupapes agencées tel qu'illustré dans la Figure 2.1.

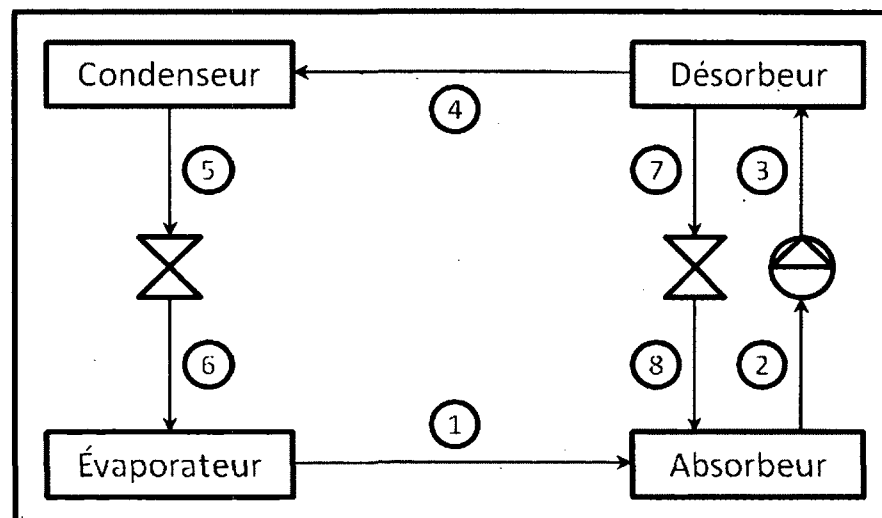


Figure 2.1 : Schéma du cycle à absorption élémentaire

L'ammoniac gazeux à basse pression sortant de l'évaporateur en 1 est absorbé dans une solution diluée de réfrigérant et d'absorbant. Ce processus requiert un rejet de chaleur à une température avoisinant les 20 à 30°C mais permet une liquéfaction complète de l'ammoniac. Une solution riche, à haute teneur en ammoniac, ressort donc à basse pression en 2 et passe par la pompe jusqu'au désorbeur. La solution riche, maintenant à haute pression, entre dans le désorbeur où elle est réchauffée entre 70 et 120°C pour séparer l'ammoniac de la solution. La majeure partie de l'ammoniac (plus de 97%) s'évapore et est envoyé vers le condenseur tandis que le reste de la solution appauvrie est drainé vers la soupape en 7. La solution pauvre est ensuite détendue jusqu'en 8 pour permettre la réabsorption de l'ammoniac dans l'absorbeur. L'ammoniac en 4 n'est cependant pas pur, en effet, un faible pourcentage d'eau (près de 3%) subsiste altérant légèrement les propriétés du réfrigérant dans le reste du cycle. Il est possible d'avoir recours à une seconde distillation dans un rectificateur pour atténuer le contenu en eau qui ne peut cependant être complètement éliminé [7,8]. Ces traces de vapeur d'eau ont pour effet de faire varier la température du fluide dans le condenseur et l'évaporateur durant le changement de phase. Justement, l'eau qui ne change pas de phase à ces températures fait varier la température globale de la solution de façon proportionnelle à sa concentration et l'impact peut altérer l'exactitude des simulations.

Plusieurs améliorations sont envisageables pour ce cycle, les plus communes sont notamment l'ajout d'un rectificateur (pratiquement essentiel pour un mélange ammoniac/eau), d'échangeurs de chaleur à divers emplacements dans le cycle permettant une augmentation le coefficient de performance [9] ou l'ajout d'un second effet de désorption augmentant significativement l'efficacité de la machine tout comme sa complexité [10].

2.4.2 Études existantes

Pour mieux apprécier l'éventail des capacités de ces machines, plusieurs modèles et résultats expérimentaux [11-13] sont accessibles et sont d'ailleurs utilisés pour vérifier et valider le présent modèle de cycle à absorption. La première [11] étudie une machine à absorption ammoniac-eau à simple effet pour déterminer les températures de l'absorbeur, du condenseur

et de l'évaporateur. La seconde [12] propose une série de tests sur une machine à absorption² récemment développée et testée au Québec sur des plages de température de réfrigération (16 à 19°C) plus élevées que celles requises par le présent projet. Enfin, la dernière [13] propose un modèle complet (programmé en langage C) pour des températures de réfrigération avoisinant les températures de cette étude (0°C).

2.5 La trigénération

La trigénération est un domaine de recherche nouveau et vaste sur lequel plusieurs études ont été publiées récemment. En effet, plusieurs études expérimentales [14-18] et théoriques [19-26] ont été menées sur les systèmes de trigénération et les plus probants sont résumés ci-dessous.

La première étude expérimentale [14] implique une machine à absorption ammoniac-eau utilisant les gaz d'échappement d'un moteur automobile à quatre cylindres. L'étude analyse l'impact du cycle à absorption sur les performances du moteur selon 4 différents pourcentages d'ouverture de la soupape d'étranglement. Il en ressort que la machine à absorption n'altère pas significativement les performances du moteur ni la qualité de la combustion. La seconde [15] propose l'analyse d'un système de trigénération au diesel de taille résidentielle réalisé en laboratoire. Il en résulte une efficacité maximale de 67.3% pour une efficacité électrique de 22.1% et démontre la faisabilité d'un tel système à petite échelle. La troisième [16] est similaire à la seconde mais pour une taille légèrement supérieure (70kW d'électricité) alliant des composantes plus élaborées dont notamment un cycle à absorption à double-effet. Les résultats se montrent encore plus encourageants avec une efficacité maximale de 90% pour une efficacité électrique de 26%.

La plupart des études théoriques tendent à déterminer le rendement de la trigénération selon différents modes opératoires pour différents climats. Ces études arrivent toutefois à des conclusions similaires malgré leurs différences : une triple évaluation économique, environnementale et technique pour différentes régions de Chine [19] ou une étude matricielle

² Le Chillii PSC10 de SOLARNEXT

du meilleur mode opératoire selon la saison et les prix de l'électricité en Espagne [20]. La conclusion, lorsque le chauffage est prédominant, le système suit la demande en chauffage et lorsque la climatisation est plus importante, il suit grosso modo la demande électrique malgré de légères variations. D'autres études sont parfois plus spécifiques comme dans le cas de l'étude [21] qui évalue la possibilité d'utiliser un système de trigénération à absorption pour combler partiellement les demandes d'un supermarché en Grande-Bretagne. Le modèle est basé sur des efficacités constantes pour les différentes composantes mais propose une analyse détaillée du retour sur l'investissement du système. Les résultats suggèrent qu'un tel système ne présente pas une meilleure rentabilité qu'un système traditionnel dans les conditions économiques actuelles³ mais pourrait devenir attrayant dans un contexte de lutte aux GES ou dans un marché où l'électricité serait plus onéreuse.

Ces études permettent une analyse préliminaire et tendent à confirmer le potentiel de la trigénération mais elles ne permettent pas l'évaluation du système dans des conditions réelles et variables ni leur interaction avec les autres composantes. Pour permettre cette analyse, l'évaluation de chaque composante doit être faite sur une très longue période avec des intervalles de temps très courts pour assurer la meilleure représentativité possible avec un système réel.

Une autre étude récente, effectuée en parallèle à la présente évaluait les performances d'un système de trigénération sur une résidence unifamiliale [22]. Le système utilisé est constitué d'un groupe électrogène existant et de deux systèmes de climatisations existants, l'un à absorption LiBr-eau et l'autre à adsorption. Les résultats de cette étude tendent à démontrer que les systèmes de trigénération peuvent permettre une réduction des gaz à effet de serre ainsi qu'un coût d'opération inférieur dans des conditions où l'électricité est chère et le gaz naturel peu dispendieux. Il en résulte aussi que les coûts d'investissement actuels élevés et la faible consommation des résidences unifamiliales rendent son utilisation moins attrayante dans les conditions évaluées.

³ Étude publiée en 2009

La particularité principale de la présente étude par rapport aux autres études concernant la trigénération est donc l'évaluation annuelle et continue du système entier à partir de modèles généraux plutôt que d'utiliser des données de machines n'ayant parfois pas été conçus pour ce rôle. La présente simulation se déroulera ainsi sur une année climatique standard permettant une variation de la température extérieure, de l'ensoleillement et de l'occupation de façon aléatoire sans être extrême par rapport à la moyenne des années. Pour ce faire, les bases de données météorologiques d'Environnement Canada seront employées. Ces données sont compilées depuis plus de 50 ans [27] sur une base horaire et contiennent les taux d'ensoleillement, les températures extérieures, et autres conditions météorologiques pour la majorité des climats canadiens. Ces fichiers sont conçus suivant le format standard établi par l'ASHRAE soit le format WYEC⁴. Il est à noter que malgré le fait que les intervalles de temps des fichiers météorologique soient limités à une heure, il est possible d'interpoler pour obtenir des intervalles aussi fins que 6 minutes.

2.6 Étude de cas similaires utilisant TRNSYS

Les études annuelles horaires sont déjà couramment utilisées dans plusieurs domaines notamment celui de la mécanique du bâtiment qui nous intéresse particulièrement. De par ce fait, de nombreux logiciels ont été conçus pour permettre ce genre de simulation mais peu sont en mesure d'offrir une aussi grande latitude que TRNSYS pour la conception et l'interaction de composantes variées. Plusieurs études similaires à celle-ci ont été produites par l'entremise de ce logiciel et un coup d'œil approfondi sur quelques unes d'entre elles permet de bien comprendre les possibilités offertes par TRNSYS. Les études présentées ci-dessous mettent en œuvre des systèmes de climatisation solaire aussi appelé « solar cooling », qui font appel à des cycles à absorption; ce sont ainsi des systèmes pratiquement identiques au système de trigénération présenté hormis la différence d'énergie primaire.

La première étude [28], propose l'analyse de trois bâtiments typiques soit une résidence unifamiliale, un hôtel ainsi qu'un immeuble à bureau dans trois différents climats européens. Le bâtiment est simulé à partir des données météorologiques et ses demandes en chauffage et

⁴ Weather Year for Energy Calculation 2

climatisation sont transmises aux réservoirs de stockage thermique qui sont alimenté par les capteurs solaires et le cycle à absorption. Chaque composante reçoit les informations nécessaires à sa simulation pour chaque heure et transmet les informations nécessaires au suivant; toute les données transmises peuvent être surveillées se qui assure une analyse rapide et précise. Il en ressort que le logiciel a permis une analyse approfondie et précise d'un système complexe très semblable à celui proposé par la présente étude.

La seconde étude [29,30], analyse un système de climatisation solaire situé en Pennsylvanie. Le système solaire installé est la source primaire de chauffage et climatisation d'un bâtiment principalement constitué de laboratoires. Il est constitué de collecteurs solaires et d'une machine à absorption au LiBr/H₂O et est secondé par un système traditionnel qui entre en fonction lorsque le premier système ne parvient pas à subvenir aux demandes. Le logiciel EES est utilisé pour fonder les modèles mathématiques des composants et TRNSYS et utilisé pour analyser ces modèles sur une base annuelle. Les résultats récemment obtenus par le monitoring des installations réelles tendent à confirmer la validité de résultats obtenus par TRNSYS; les résultats trop optimistes sont expliqués presque entièrement par une surévaluation de certains composants par les modèles de base.

CHAPITRE 3 MACHINE À ABSORPTION

Ce chapitre présente la conception ainsi que l'application du modèle de la machine à absorption. Il inclut notamment : une description détaillée de la modélisation et de ses hypothèses, une analyse de l'impact de certaines hypothèses, une étude de la conception de cette machine ainsi qu'une démonstration des résultats du modèle.

3.1 Mise en contexte

Dans le but d'obtenir un système de trigénération optimisé pour l'application actuelle, un modèle complet est développé et permet de mieux simuler les performances d'une machine conçue expressément pour cette application. Le modèle est fondé presque uniquement sur les lois thermodynamiques pour le dissocier de toute contrainte liée à une machine existante. Le modèle perd malencontreusement l'estimation des imperfections évaluées sur des machines réelles mais permet de façonner une machine mieux adaptée.

3.2 Choix du design

Comme expliqué précédemment, plusieurs modifications sont envisageables pour améliorer les performances du cycle. Cependant, le niveau de complexité ajouté est souvent proportionnel à cette amélioration. Or, dans le but de conserver un niveau d'efficacité suffisamment élevé sans pour autant trop augmenter le temps de simulation, le cycle choisi contient un rectificateur et deux échangeurs mais un seul effet de désorption. Les échanges de chaleur se feront dans l'échangeur de réfrigérant (RHX) et dans l'échangeur de solution (SHX) tel qu'illustré à la Figure 3.1. L'échangeur de réfrigérant augmente le sous-refroidissement du réfrigérant tandis que l'échangeur de solution préchauffe la solution à l'entrée du désorbeur et refroidit la solution à l'entrée de l'absorbeur. Cela a pour effet de réduire la quantité de chaleur nécessaire au désorbeur et à l'absorbeur.

Il est aussi possible d'utiliser la basse température de la solution à la sortie de la pompe avant son entrée dans le désorbeur pour approvisionner le rectificateur permettant ainsi une augmentation d'environ 6,5% du coefficient de performance [9]. Bien que ceci ait pu être

envisagé dans ce projet pour améliorer les caractéristiques de la machine à absorption son addition aurait significativement complexifié les calculs par rapport au faible gain envisagé.

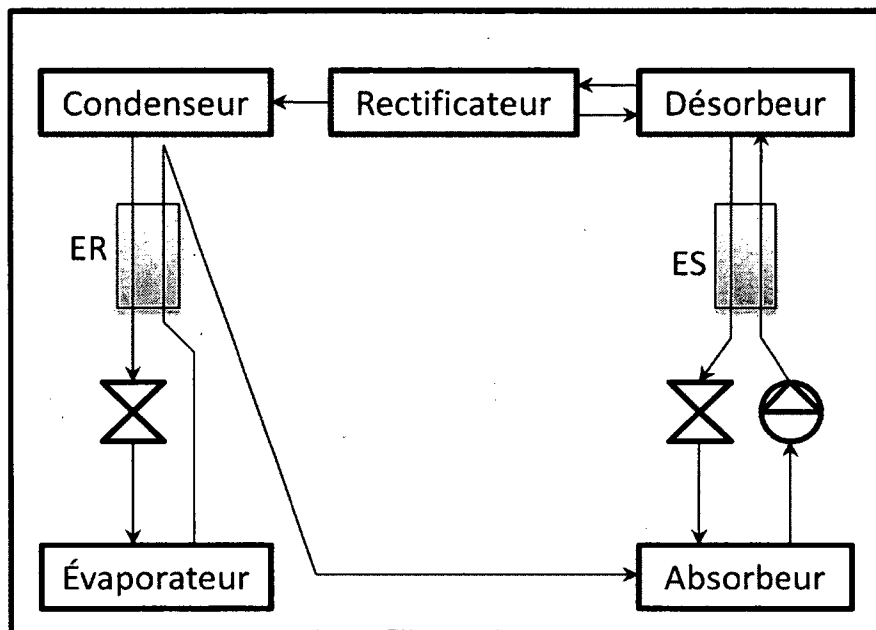


Figure 3.1 : Schéma du cycle à absorption amélioré tel qu'envisagé

3.3 Principes de simulation

Pour simuler le cycle à absorption à l'aide du logiciel EES (v. 8.9.2.8), il est envisagé de prendre chaque composante du cycle comme un système ouvert en équilibre thermodynamique. Il est assumé que le cycle est en régime permanent à chaque évaluation du système. Deux bilans de matière ainsi qu'un bilan d'énergie seront fait pour chaque composante hormis les échangeurs qui auront le double de bilan de matière. Ces équations non-linéaires seront résolues simultanément à chaque itération du système global intégrant la trigénération et le bâtiment. Il sera ainsi possible de déterminer avec précision la performance de la machine à absorption pour des conditions variables.

Dans un souci de précision, le désorbeur, aussi appelé colonne de désorption a été subdivisé en trois sections soit le bouilleur, le purificateur et l'épuisement. Cette subdivision permet de minimiser l'importance des hypothèses nécessaires pour la modélisation ainsi que de

permettre une meilleure analyse du fonctionnement de cet organe vital. Ces détails sont repris dans le diagramme complet de la machine simulé à la Figure 3.2.

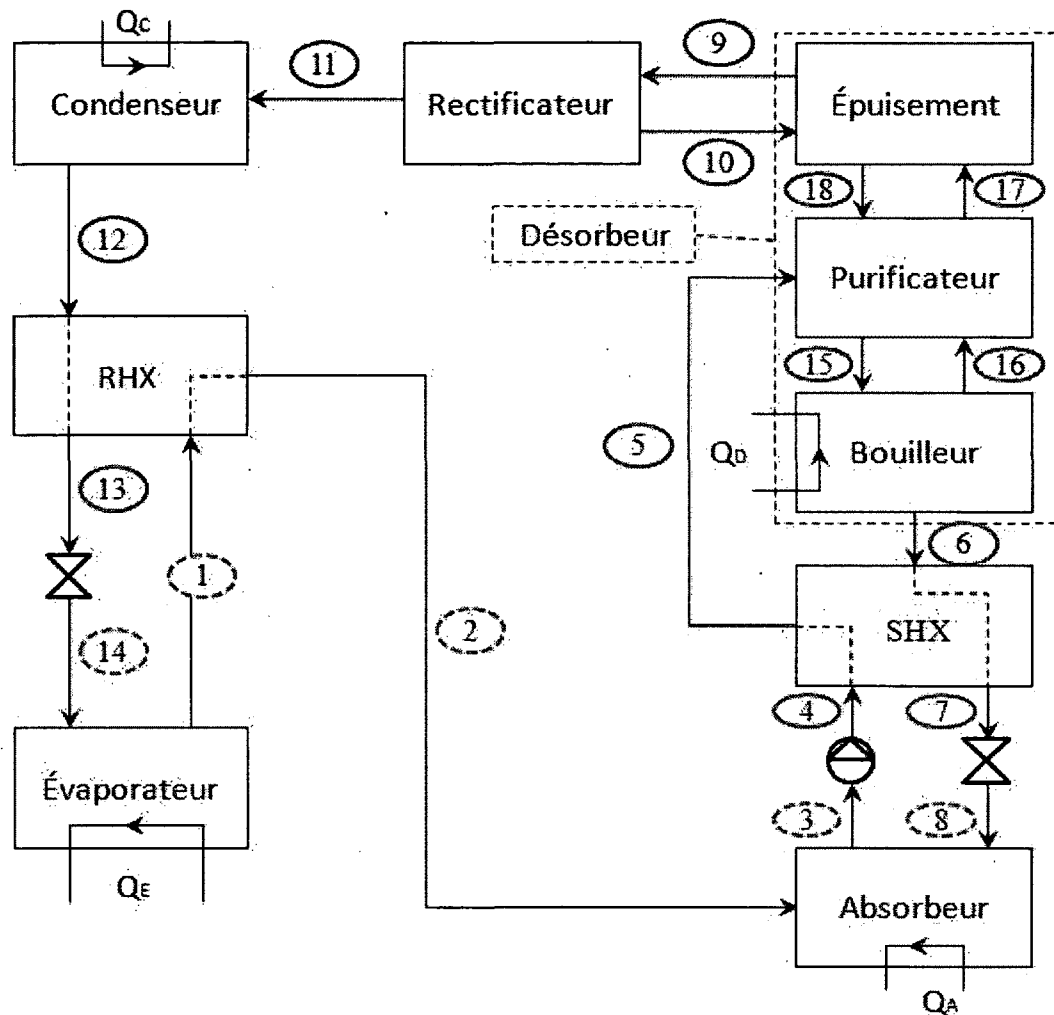


Figure 3.2 : Schéma du cycle modélisé

3.3.1 Hypothèses

Le modèle présenté se fonde tout d'abord sur ces quelques hypothèses simples :

- 1) Chaque composante est un système ouvert en régime permanent.
- 2) Le fluide est en équilibre thermodynamique à chaque état.
- 3) Il n'y a pas pertes de pression hormis dans les composantes prévues à cet effet ni aucunes pertes de chaleur vers l'extérieur.

De plus, il est assumé que la solution à la sortie de l'absorbeur est sous forme de liquide saturé ($x_3=0$). Il est aussi assumé que les fluides sortants de chaque palier du désorbeur sont

saturés ($x_6=x_{15}=x_{18}=0$ et $x_9=x_{16}=x_{17}=1$) [31]. En effet, les fluides du désorbeur, ne sont mues que par la chaleur et la gravité et ne devraient donc pas être autrement que saturés. Ce même principe nous permet de dire que deux fluides quittant le même palier, un sous forme de liquide et l'autre sous forme de vapeur, ont la même température puisqu'ils partent tous deux du même bassin considéré comme homogène ($T_6=T_{16}$ et $T_9=T_{18}$). Les températures des fluides sortants du purificateur ne sont toutefois pas considérées comme égales compte tenu de l'insertion du fluide provenant de l'échangeur de solution (état 5).

En outre, il est assumé que le rectificateur fonctionne de façon similaire au désorbeur et que les fluides sortants de celui-ci sont saturés et possèdent la même température ($x_{10}=0$, $x_{11}=1$ et $T_{10}=T_{11}$). Il ne s'agit pas d'une hypothèse répandue mais le rectificateur bien qu'essentiel au bon fonctionnement d'une machine ammoniac-eau n'influence que très peu les résultats de même que l'efficacité générale. Plusieurs études se sont penchées sur la question du fonctionnement de cet organe [32] et il en ressort des recommandations sur le débit de retour minimal ($\dot{m}_{10} \approx 0,1 \cdot \dot{m}_R$).

Aussi, il est assumé que le fluide à la sortie du condenseur atteint la saturation ($x_{12}=0$) et que l'évaporation est aussi complète ($x_1=1$). Bien que moins réaliste, il est trop complexe de modéliser le cycle sans fixer pour autant ces deux états (12 et 1) qui permettent de déterminer les pressions basse et haute du cycle. Plusieurs ont d'ailleurs choisit cette approche [12,33].

Enfin, le réfrigérant est assumé être constitué d'ammoniac pur. Il est peu probable d'atteindre une concentration en eau nulle tel qu'énoncé précédemment et l'effet de ces traces d'absorbant sur l'efficacité réelle de la machine à absorption est important comme démontré plus tard (§2.2). Malgré cela, il est particulièrement ardu de concevoir un système tenant compte de ces traces tout en fonctionnant dans un environnement hors-design. Deux modèles de simulation ont d'ailleurs été conçus; l'un avec un réfrigérant ayant une concentration d'ammoniac de 98% et l'autre une concentration de 100%. Le premier permet une meilleure compréhension de limitation d'une telle machine tandis que le second, plus léger et plus maniable, sera utilisé dans les simulations du système de trigénération et sera

l'objet principal des analyses présentés dans ce document. Ces paramètres sont résumés dans le Tableau 3.1.

Tableau 3.1 : Résumé des hypothèses

Fraction d'ammoniac à la sortie du rectificateur	$y_R=1$	Température égale à la sortie du bouilleur	$T_6=T_{16}$
Liquide saturé à la sortie du condenseur	$x_{12}=0$	Température égale à la sortie de l'épuisement	$T_9=T_{18}$
Liquide saturé à la sortie de l'absorbeur	$x_3=0$	Liquide saturé descendant des paliers de la colonne de désorption	$x_6=x_{15}=x_{18}=0$
Vapeur saturée à la sortie de l'évaporateur	$x_1=1$	Vapeur saturée s'élevant des paliers de la colonne de désorption	$x_9=x_{16}=x_{17}=1$
Température égale à la sortie du rectificateur	$T_{10}=T_{11}$	Saturation à la sortie du rectificateur	$x_{10}=0$
Ratio de reflux fixe	$\dot{m}_{10}=0,1\dot{m}_R$	Saturation à la sortie du rectificateur	$x_{11}=1$

3.3.2 Mise en équation du cycle à absorption

Tel qu'énoncé précédemment, le cycle en question fonctionne en régime permanent et reste en équilibre thermodynamique. Il compte 18 états internes, 8 états externes, 6 échanges d'énergie et 6 échangeurs pour un grand total de 184 variables indépendantes.

3.3.2.1 Analyse des pressions

Les machines à absorption comme la plupart des cycles de réfrigération font varier un réfrigérant d'une pression haute à une pression basse. Ces deux niveaux de pression sont créés par la pompe et les valves de détentés. Puisque les pertes de pression sont négligées dans cette étude, le cycle se divise en deux sections :

- La section à basse pression (P_B), constituée des états 1 à 3, 8 et 14.
- La section à haute pression (P_H) constituée des états 4 à 7, 9 à 13 et 15 à 18.

Ces hypothèses donnent 16 équations.

$$P_1 = P_2 = P_3 = P_8 = P_{14} = P_B \quad (3.1)$$

$$P_4 = P_5 = P_6 = P_7 = P_9 = P_{10} = P_{11} = P_{12} = P_{13} = P_{15} = P_{16} = P_{17} = P_{18} = P_H \quad (3.2)$$

3.3.2.2 Bilans de matière

Contrairement aux cycles standards, le cycle à absorption comprend à la base trois flux de matière principaux tel que décrit par l'ASHRAE:

- Le flux de réfrigérant, \dot{m}_R , représentant le débit des points 11 à 14 ainsi que des points 1 et 2. La concentration en réfrigérant (ammoniac) de ce flux étant très élevée, il est souvent considéré comme de l'ammoniac pur.
- Le flux de solution forte, \dot{m}_S , représentant le débit des points 6 à 8 dont la concentration en ammoniac est faible permettant une forte capacité d'absorption.
- Le flux de solution faible, \dot{m}_W , représentant le débit des points 3 à 5 dont la concentration en ammoniac est forte diminuant sa capacité d'absorption.

Ces trois débits, pour lesquels la concentration en ammoniac reste constante, représentent un excellent indice de l'efficacité du système puisqu'une machine nécessitant des débits \dot{m}_S et \dot{m}_W plus élevés pour un même débit \dot{m}_R risque de voir son rendement diminuer considérablement. De par ce fait, les débits utilisés dans l'analyse sont normalisés par rapport au débit de réfrigérant voir Équation 3.6 et 3.8.

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}_{11} = \dot{m}_{12} = \dot{m}_{13} = \dot{m}_{14} = \dot{m}_R \quad (3.4)$$

$$y_1 = y_2 = y_{11} = y_{12} = y_{13} = y_{14} = y_R \quad (3.5)$$

$$\frac{\dot{M}_S}{\dot{m}_R} = \dot{m}_S = \dot{m}_6 = \dot{m}_7 = \dot{m}_8 \quad (3.6)$$

$$y_6 = y_7 = y_8 = y_S \quad (3.7)$$

$$\frac{\dot{M}_W}{\dot{m}_R} = \dot{m}_W = \dot{m}_3 = \dot{m}_4 = \dot{m}_5 \quad (3.8)$$

$$y_3 = y_4 = y_5 = y_W \quad (3.9)$$

D'autres débits moins importants sont aussi analysés principalement dans la colonne de désorption (9, 10, 15-18) mais aussi dans les échangeurs externes des composantes suivantes : absorbeur, bouilleur, condenseur et évaporateur. Tous les bilans de matière sont résumés dans le Tableau 3.2.

Il est à noter que, malgré l'utilisation d'un fluide de refroidissement externe dans le rectificateur, son débit n'est pas pris en compte. Cette simplification se fait sur la base que le débit nécessaire, tel que démontré plus avant dans ce document, est infime due au très faible besoin en refroidissement allié à la température élevée à l'entrée du rectificateur.

3.3.2.3 Bilans d'énergie

Chaque composante ainsi que ses raccordements sont présumés comme étant adiabatiques. Les seuls échanges d'énergie avec l'extérieur ne surviennent donc que dans les 6 organes principaux soit le travail \dot{W}_P de la pompe et les échanges de chaleur : Q_A dans l'absorbeur, Q_C dans le condenseur, Q_D dans le bouilleur, Q_E dans l'évaporateur et Q_R dans le rectificateur. Le coefficient de performance (COP) de cette machine dépend évidemment de ces échanges avec l'extérieur à l'exception des échanges intermédiaires Q_A , Q_C et Q_R . Ces derniers se produisant sur des plages de températures plus près du point neutre. Le COP dépend donc du ratio énergie utile sur énergie fournie. Un bilan de conservation d'énergie interne est mené sur chaque composante et un second pour les quatre échangeurs externes; ceux-ci sont résumés dans le Tableau 3.2.

$$COP = \frac{\text{énergie obtenue à l'évaporateur}}{\text{énergie fournie au système}} = \frac{Q_E}{Q_D + \dot{W}_P} \quad (3.10)$$

3.3.2.4 Gestion des échangeurs

Il existe trois méthodes de calcul des transferts de chaleur entre les différents fluides. Il s'agit, dans un ordre croissant de précision, d'utiliser : un écart de température fixe, une efficacité fixe ou une valeur UA^5 fixe.

La première méthode permet de simplifier les calculs mais ne permet pas un aussi grand réalisme que les autres puisqu'il est impossible de faire varier la taille ou l'efficacité de chaque composante limitant ainsi le design. La seconde, quelque peu améliorée, permet de tels changements mais ne reflète pas aussi fidèlement la réalité que la troisième option. En effet, peu importe les changements d'opérations, la valeur UA d'un échangeur précis reste pratiquement invariable pour une plage de débits standards. Toutefois, une efficacité fixe peut s'avérer valide si le mode d'opération reste relativement constant.

⁵ Produit du coefficient de transfert de chaleur et de l'aire de la surface d'échange.

Or, le choix de la méthode de calcul des échangeurs est important, puisque ce sont les températures extérieures au cycle qui déterminent son fonctionnement. C'est ce qui a motivé le choix de la méthode la plus précise soit celle des échangeurs à valeur UA fixe. Toutefois, il est possible de relier les valeurs UA aux efficacités des échangeurs par l'équation 3.11.

$$\varepsilon_i = 1 - e^{(-UA_i / \dot{m}_i \cdot C_{pi})} \quad (3.11)$$

3.3.2.5 Calcul de l'exergie

Afin de mieux comprendre les forces et les faiblesses de ce cycle, une analyse exergetique est aussi proposée. Ce calcul permettra une analyse plus poussée du fonctionnement du cycle. L'exergie est évaluée en chaque point du cycle selon l'équation 3.12 où la température (T_0) du point mort est déterminée par la température de l'eau froide entrant au condenseur. Les autres caractéristiques du point mort soit l'enthalpie (h_0) ainsi que l'entropie (s_0) sont déterminées pour chaque concentration d'ammoniac à partir de la température T_0 et d'une pression de 1bar permettant ainsi d'inclure l'exergie chimique due aux variations de concentration. La destruction d'exergie dans chaque composante est calculée selon l'équation 3.13 [34].

$$\psi_i = (h_i - h_0) - T_0 \cdot (s_i - s_0) \quad (3.12)$$

$$\psi_{dest} = \sum_{in} \dot{m}_i \psi_i - \sum_{out} \dot{m}_i \psi_i + \left(1 - \frac{T_0}{T_{out}}\right) \cdot Q_n - W_n \quad (3.13)$$

3.3.2.6 Notes sur les échanges de chaleur

Il est à noter que les écarts de température sont logarithmiques dans le cas de l'évaporateur, du condenseur ainsi que des deux échangeurs internes et moyens dans le cas des écarts de température du bouilleur et de l'absorbeur. Ces choix ont été vérifiés à partir du modèle et représentent adéquatement la moyenne des écarts de température dans chaque situation. Aussi, l'échange de chaleur lors de l'absorption est calculé avec la température de la solution en 8 plutôt que la température du mélange même. Ceci à pour effet de sous-estimer légèrement l'efficacité de cet échange mais facilite grandement le calcul.

Tableau 3.2 : Bilans du cycle à absorption

Composante	Bilan de matière	Bilan d'énergie
Absorbeur	$\dot{m}_2 + \dot{m}_8 = \dot{m}_3$	$\dot{m}_2 \cdot h_2 + \dot{m}_8 \cdot h_8 = \dot{m}_3 \cdot h_3 + Q_A$
	$\dot{m}_2 \cdot y_2 + \dot{m}_8 \cdot y_8 = \dot{m}_3 \cdot y_3$	$Q_A = UA_A \cdot dT_A$
	$\dot{m}_{A,in} = \dot{m}_{A,out} = \dot{m}_A$	$Q_A = \dot{m}_A \cdot C_{P,A} \cdot (T_{A,out} - T_{A,in})$
		$Q_A = \varepsilon_A \cdot (\dot{m}_A \cdot C_{P,A} \cdot (T_B - T_{A,in}))$
Pompe	$\dot{m}_3 = \dot{m}_4$	$\dot{m}_3 \cdot h_3 + W_P = \dot{m}_4 \cdot h_4$
	$y_3 = y_4$	$h_4 = h_3 + v_3 \cdot (P_H - P_B) / \eta_P$
SHX	$\dot{m}_4 = \dot{m}_5$ et $\dot{m}_6 = \dot{m}_7$	$\dot{m}_W \cdot (h_5 - h_4) = \dot{m}_S \cdot (h_6 - h_7)$
	$y_4 = y_5$	$\dot{m}_W \cdot (h_5 - h_4) = UA_{SHX} \cdot dT_{SHX}$
	$y_6 = y_7$	$\varepsilon_{SHX} = (T_7 - T_6) / (T_4 - T_6)$
VS	$\dot{m}_7 = \dot{m}_8$ et $y_7 = y_8$	$h_7 = h_8$
Bouilleur	$\dot{m}_{15} = \dot{m}_6 + \dot{m}_{16}$	$\dot{m}_{15} \cdot h_{15} + Q_D = \dot{m}_6 \cdot h_6 + \dot{m}_{16} \cdot h_{16}$
	$\dot{m}_{15} \cdot y_{15} = \dot{m}_6 \cdot y_6 + \dot{m}_{16} \cdot y_{16}$	$Q_D = UA_D \cdot dT_D$
	$\dot{m}_{D,in} = \dot{m}_{D,out} = \dot{m}_D$	$Q_D = \dot{m}_D \cdot C_{P,D} \cdot (T_{D,in} - T_{D,out})$
		$Q_D = \varepsilon_D \cdot (\dot{m}_D \cdot C_{P,D} \cdot (T_{D,in} - T_{15}))$
Purificateur	(Déjà définis)	$\dot{m}_5 \cdot h_5 + \dot{m}_{18} \cdot h_{18} + \dot{m}_{16} \cdot h_{16} = \dot{m}_{15} \cdot h_{15} + \dot{m}_{17} \cdot h_{17}$
Épuisement	$\dot{m}_{10} + \dot{m}_{17} = \dot{m}_9 + \dot{m}_{18}$	$\dot{m}_{10} \cdot h_{10} + \dot{m}_{17} \cdot h_{17} = \dot{m}_9 \cdot h_9 + \dot{m}_{18} \cdot h_{18}$
	$\dot{m}_{10} \cdot y_{10} + \dot{m}_{17} \cdot y_{17} = \dot{m}_9 \cdot y_9 + \dot{m}_{18} \cdot y_{18}$	
Rectificateur	$\dot{m}_9 = \dot{m}_{10} + \dot{m}_{11}$	$\dot{m}_9 \cdot h_9 = \dot{m}_{10} \cdot h_{10} + \dot{m}_{11} \cdot h_{11} + Q_R$
	$\dot{m}_9 \cdot y_9 = \dot{m}_{10} \cdot y_{10} + \dot{m}_{11} \cdot y_{11}$	
Condenseur	$\dot{m}_{11} = \dot{m}_{12}$	$\dot{m}_{11} \cdot h_{11} = \dot{m}_{12} \cdot h_{12} + Q_C$
	$y_{11} = y_{12}$	$Q_C = UA_C \cdot dT_C$
	$\dot{m}_{C,in} = \dot{m}_{C,out} = \dot{m}_C$	$Q_C = \dot{m}_C \cdot C_{P,C} \cdot (T_{C,out} - T_{C,in})$
		$Q_C = \varepsilon_C \cdot (\dot{m}_C \cdot C_{P,C} \cdot (T_{11} - T_{C,in}))$
RHX	$\dot{m}_{12} = \dot{m}_{13}$ et $\dot{m}_1 = \dot{m}_2$	$(h_{13} - h_{12}) = (h_1 - h_2)$
	$y_{12} = y_{13}$ et $y_1 = y_2$	$\dot{m}_W \cdot (h_{13} - h_{12}) = UA_{RHX} \cdot dT_{RHX}$
		$\varepsilon_{RHX} = (T_2 - T_1) / (T_{12} - T_1)$
VR	$\dot{m}_{13} = \dot{m}_{14}$	$h_{13} = h_{14}$
	$y_{13} = y_{14}$	
Évaporateur	$\dot{m}_{14} = \dot{m}_1$	$\dot{m}_{14} \cdot h_{14} + Q_E = \dot{m}_1 \cdot h_1$
	$y_{14} = y_1$	$Q_E = UA_E \cdot dT_E$
	$\dot{m}_{E,in} = \dot{m}_{E,out} = \dot{m}_E$	$Q_E = \dot{m}_E \cdot C_{P,E} \cdot (T_{E,in} - T_{E,out})$
		$Q_E = \varepsilon_E \cdot (\dot{m}_E \cdot C_{P,E} \cdot (T_{E,in} - T_{14}))$

3.3.2.7 Calcul des propriétés du mélange ammoniac-eau

Les propriétés des mélanges comme l'ammoniac-eau sont interdépendantes. En effet, il est possible d'exprimer plusieurs d'entre elles en fonction d'autres propriétés à partir de relations thermodynamiques. Les variables intéressantes pour ce modèle sont la température, l'enthalpie, la pression, l'entropie, le titre ou ratio vapeur-liquide (lorsque sous la forme liquide ou vapeur), la concentration en ammoniac et le débit volumique. Il suffit de connaître trois propriétés du mélange pour déterminer les autres permettant ainsi d'ajouter 72 équations.

3.4 Paramètres

Les 59 équations présentées au Tableau 3.2, les 16 hypothèses formulées au Tableau 3.1, les 72 équations des propriétés du mélange, les 16 équations reliant la pression (équations 3.1 et 3.2) et l'équation 3.10 constituent un système d'équations non-linéaires à 184 variables qui sont énumérées au Tableau 3.3. Pour permettre sa résolution 20 paramètres doivent être posés. Le choix des paramètres à fixer diffère entre le design de la machine et le fonctionnement hors design.

Paramètres fixés lors du design :

- Les 4 températures aux sorties internes de échangeurs principaux (T_1 , T_3 , T_6 , T_{12}).
- L'efficacité de la pompe (η_p).
- Les 4 températures externes fournies au système (T_{A_in} , T_{C_in} , T_{D_in} et T_{E_in})
- 4 équations reliant UA et ε pour chaque échangeur principal (équation 3.11).
- Les 2 valeurs d'efficacité des échangeurs internes (ε_{RHX} , ε_{SHX}).
- La nature des 4 fluides externes (C_{P_A} , C_{P_C} , C_{P_D} et C_{P_E}); de l'eau dans le cas présent ($C_p=4.18$ kJ/kg·K).
- Ainsi que la puissance du système (Q_E) permettant la détermination de la taille du système.

Paramètres fixés lors du fonctionnement hors-design :

- Les 6 valeurs UA des échangeurs de chaleur ($U_{A,A}$, $U_{A,C}$, $U_{A,D}$, $U_{A,E}$, $U_{A,RHX}$ et $U_{A,SHX}$).

- L'efficacité de la pompe (η_p).
- Les 4 températures externes fournies au système (T_{A_in} , T_{C_in} , T_{D_in} et T_{E_in})
- Les 4 débits externes (\dot{m}_A , \dot{m}_C , \dot{m}_D et \dot{m}_E).
- La nature des 4 fluides externes (C_{p_A} , C_{p_C} , C_{p_D} et C_{p_E}); de l'eau dans le cas présent ($C_p=4.18$ kJ/kg·K).
- Ainsi que le débit (\dot{m}_R) permettant la détermination de la taille du système.

Tableau 3.3 : Liste des variables du modèle de machine à absorption

26	Températures	$T_1, T_2, T_3, T_4, T_5, T_6, T_7, T_8, T_9, T_{10}, T_{11}, T_{12}, T_{13}, T_{14}, T_{15}, T_{16}, T_{17}, T_{18}, T_{A_in}, T_{A_out}, T_{C_in}, T_{C_out}, T_{D_in}, T_{D_out}, T_{E_in}, T_{E_out}$
18	Enthalpies	$h_1, h_2, h_3, h_4, h_5, h_6, h_7, h_8, h_9, h_{10}, h_{11}, h_{12}, h_{13}, h_{14}, h_{15}, h_{16}, h_{17}, h_{18}$
18	Titres	$X_1, X_2, X_3, X_4, X_5, X_6, X_7, X_8, X_9, X_{10}, X_{11}, X_{12}, X_{13}, X_{14}, X_{15}, X_{16}, X_{17}, X_{18}$
18	Entropies	$S_1, S_2, S_3, S_4, S_5, S_6, S_7, S_8, S_9, S_{10}, S_{11}, S_{12}, S_{13}, S_{14}, S_{15}, S_{16}, S_{17}, S_{18}$
18	Volumes massiques	$v_1, v_2, v_3, v_4, v_5, v_6, v_7, v_8, v_9, v_{10}, v_{11}, v_{12}, v_{13}, v_{14}, v_{15}, v_{16}, v_{17}, v_{18}$
18	Concentrations d'ammoniac	$y_1, y_2, y_3, y_4, y_5, y_6, y_7, y_8, y_9, y_{10}, y_{11}, y_{12}, y_{13}, y_{14}, y_{15}, y_{16}, y_{17}, y_{18}$
18	Pressions	$P_1, P_2, P_3, P_4, P_5, P_6, P_7, P_8, P_9, P_{10}, P_{11}, P_{12}, P_{13}, P_{14}, P_{15}, P_{16}, P_{17}, P_{18}$
26	Débits massiques	$\dot{m}_1, \dot{m}_2, \dot{m}_3, \dot{m}_4, \dot{m}_5, \dot{m}_6, \dot{m}_7, \dot{m}_8, \dot{m}_9, \dot{m}_{10}, \dot{m}_{11}, \dot{m}_{12}, \dot{m}_{13}, \dot{m}_{14}, \dot{m}_{15}, \dot{m}_{16}, \dot{m}_{17}, \dot{m}_{18}, \dot{m}_{A_in}, \dot{m}_{A_out}, \dot{m}_{C_in}, \dot{m}_{C_out}, \dot{m}_{D_in}, \dot{m}_{D_out}, \dot{m}_{E_in}, \dot{m}_{E_out}$
6	Échanges d'énergie	$Q_A, Q_C, Q_E, Q_D, Q_R, W_P$
6	Conductances thermiques	$U_{A_A}, U_{A_C}, U_{A_E}, U_{A_D}, U_{A_{RHX}}, U_{A_{SHX}}$
4	Capacités thermiques	$C_{p_A}, C_{p_C}, C_{p_E}, C_{p_D}$
8	Efficacités	$COP, \eta_p, \epsilon_{RHX}, \epsilon_{SHX}, \epsilon_A, \epsilon_C, \epsilon_D, \epsilon_E$

3.4.1 Distinctions des modèles de design

Compte tenu de la disparité entre les systèmes à ammoniac pur et ceux avec traces d'eau, il est convenu de développer deux modèles distincts l'un analysant le système selon différents stimuli extérieurs et l'autre pour mieux évaluer l'effet de la concentration d'eau dans le réfrigérant. Ce dernier n'est pas dépourvu d'échangeurs externes mais requiert, inversement au premier, que les températures internes principales (T_1 , T_3 , T_6 et T_{12}) soient fixées. Il est

ainsi possible de fixer ces températures à partir des températures obtenues par le modèle principal pour évaluer l'impact des traces d'eau et d'obtenir des résultats plus réalistes.

3.4.2 Vérification du modèle

Le modèle présenté ici a été vérifié à partir du modèle de LeLostec [12] dont le schéma est illustré à la Figure 3.3. Ce modèle propose l'analyse d'une machine à absorption similaire ayant été testée sur une machine commercialisée. Pour comparer ces modèles, les valeurs des températures internes à la sortie des principales composantes obtenues par le modèle de LeLostec seront introduites dans le modèle étudié. Les propriétés des autres états incluant les températures des fluides externes seront ensuite comparées.

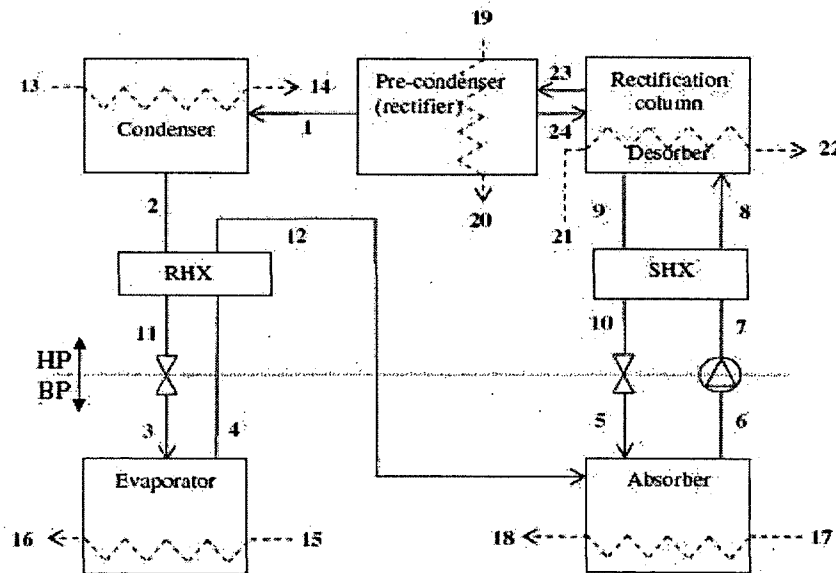


Figure 3.3 : Schéma du modèle de LeLostec

Le résultat de la comparaison au modèle de LeLostec démontrent que les deux modèles concordent bien. Les températures internes sont égales au degré près et les valeurs d'échanges de chaleur sont à moins d'un demi-pourcent d'écart relatif à l'exception du rectificateur (3%) et de l'échangeur de solution (2%). Les températures externes sont à moins d'un degré d'écart relatif et les écarts de pression sont acceptables, 0,1% pour la haute pression mais 3% pour la basse pression. Toutefois, les concentrations en ammoniac, les débits massiques et l'enthalpie sont très similaires avec moins de 2%, 3% et 4% respectivement. Les plus grands écarts sont cependant reliés aux valeurs les plus faibles, où une légère variation peu causer un grand écart

relatif. L'entropie et l'exergie proposent un écart moyen de près de 2% en excluant l'exergie de l'état 8 qui compte tenu de sa faible valeur suggère un écart relatif de 160% bien qu'il ne s'agisse que de 1,6 kJ/kg·K d'écart absolu.

3.5 Résultats des simulations

3.5.1 Effet des traces d'eau

Les traces d'eau dans le condenseur et l'évaporateur ont un effet important sur les performances des systèmes à absorption ammoniac/eau. En effet, l'hypothèse du réfrigérant pur serait l'une des raisons principales des disparités entre les résultats expérimentaux et calculés selon *Fernandez-Seara et al* [32]. Comme le modèle complexe le démontre en utilisant des réfrigérants avec successivement 98, 99 et 100% d'ammoniac (Figure 3.4), la quantité d'eau affecte largement le coefficient de performance si bien que sur le cycle proposé il est possible d'observer un écart sur le COP de 10 à 20%.

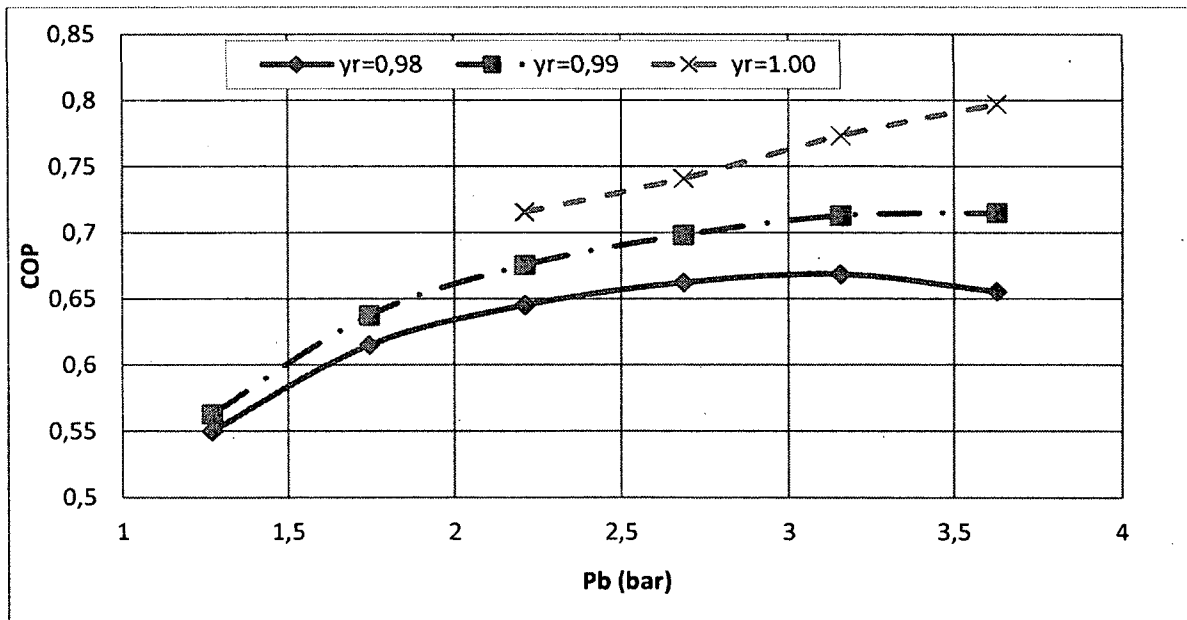


Figure 3.4 : COP selon la pression basse pour différentes concentrations de réfrigérant pour $T_{D_in}=85^{\circ}\text{C}$

Cet écart s'explique surtout à partir des propriétés du réfrigérant à la sortie de l'évaporateur. Justement, le contenu en eau du réfrigérant a pour effet, de faire varier la température lors du changement de phase. Comme le montre la Figure 3.5, la température monte drastiquement

lorsque le fluide se rapproche de la saturation. Ceci a pour effet de limiter le degré de saturation à la sortie de l'évaporateur et de donner à la courbe du COP cette forme parabolique comme démontré plus avant.

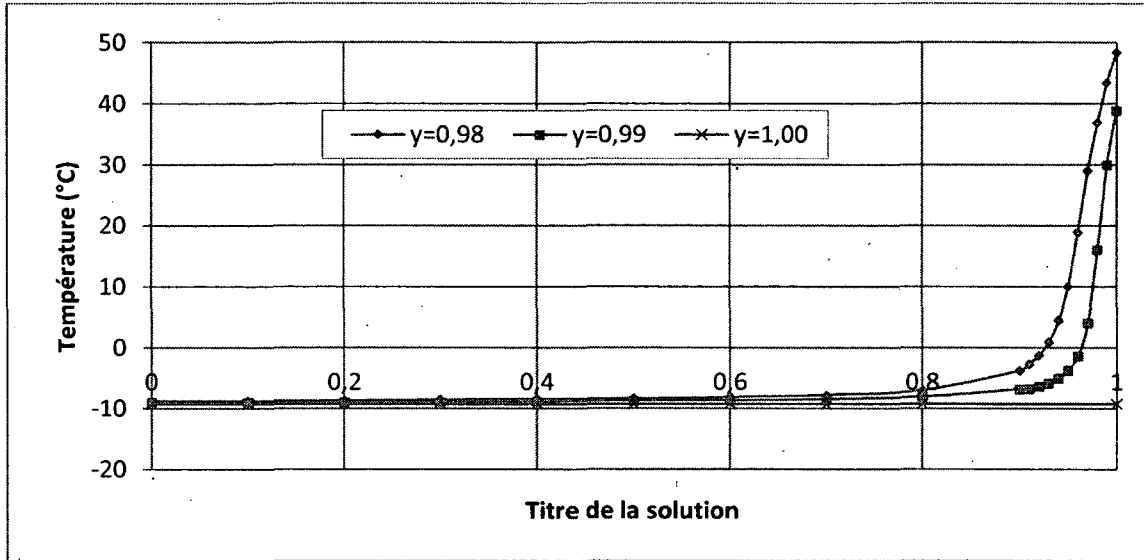


Figure 3.5 : Température pour différentes concentrations selon le titre du réfrigérant

3.5.1.1 Précision sur les limitations dues au traces d'eau

Comme mentionné précédemment, la présence d'eau dans l'évaporateur est la cause principale de la diminution de l'efficacité du système réel. En effet, la pression basse dépend surtout de la température d'évaporation et incidemment de son taux de saturation à la sortie de l'évaporateur (voir effet des traces d'eau). Comme le démontre la Figure 3.6, pour avoir un réfrigérant près de la saturation il est nécessaire d'avoir une pression basse très faible ($P_B < 1\text{bar}$). Cette diminution de la pression fait cependant chuter la concentration à la sortie de l'absorbeur puisqu'ils partagent la même pression. À l'opposé, pour avoir une haute concentration à la sortie de l'absorbeur, il faut augmenter cette pression basse qui entraîne une diminution du titre à la sortie de l'évaporateur limitant la quantité de chaleur Q_E absorbée. Ce fait diminue donc le COP de manière à ce qu'il ne soit maximum ni lorsque l'état 1 est saturé ni à une plus haute pression mais quelque part entre les deux ce qui donne son sens à la forme parabolique du COP des machines réelles.

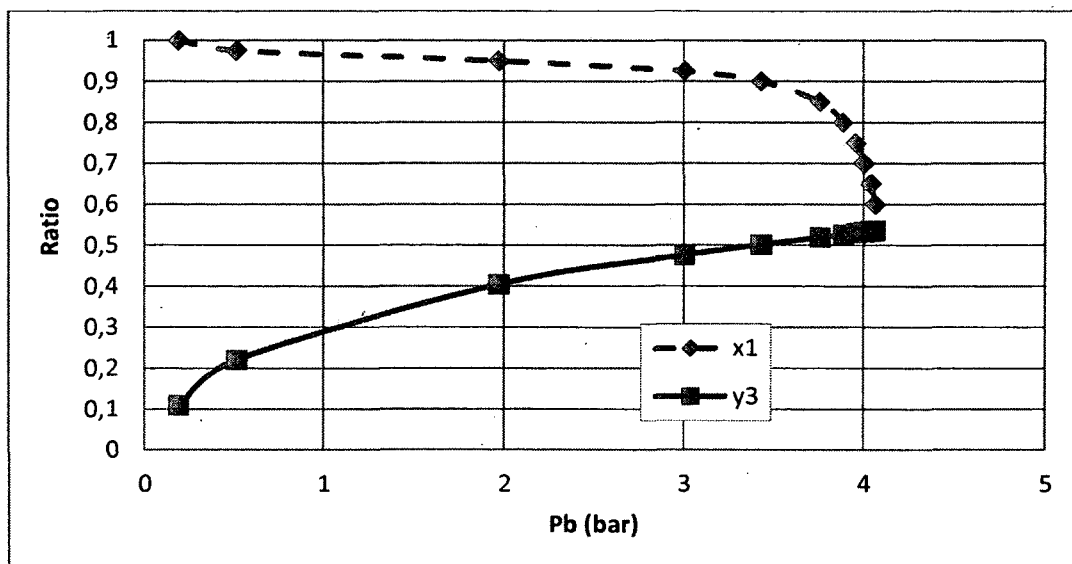


Figure 3.6 : Titre x_1 et concentration y_3 selon la pression basse pour une température fixe de 0°C

3.5.2 Analyse des conditions typiques

Les machines modélisées ici servent à climatiser directement un bâtiment ou par le biais de stockage thermique. Il est donc normal d'espérer obtenir des températures (T_{E_out}) de climatisation de 7°C pour la climatisation directe afin de permettre de refroidir l'air au moins à 12°C limite technique pour absorber la chaleur latente. Pour ce qui est du stockage, il est estimé qu'une température de -5°C devraient être suffisante pour permettre un changement de phase dans le stockage. En outre, la température chaude (T_{D_in}) est fixée par le groupe électrogène qui fournit au travers d'un ballon de stockage une température oscillant entre 77 et 85°C .

Enfin, le choix du médium pour la condensation limite les températures envisageables en entrée du condenseur et de l'absorbeur. Les deux médiums les plus simples et les moins coûteux sont sans contredire l'air ambiant et l'eau courante. Ceux-ci se retrouvent tous deux facilement et sont peu onéreux. Bien que l'air soit le choix environnemental logique, dû à la potabilité de l'eau consommée, les températures envisageables (30 à 35°C) sont de beaucoup supérieures aux températures de l'eau courante (10 à 15°C) dans les périodes chaudes. Or, l'écart entre la température secondaire (points 3 et 12) et la température d'évaporation influence directement le COP comme le démontre l'équation 3.14 et le confirme la Figure 3.7.

$$COP = \frac{Q_E}{Q_D + \dot{W}_P} \leq \frac{T_1(T_6 - T_3)}{T_6(T_3 - T_1)} \quad (3.14)$$

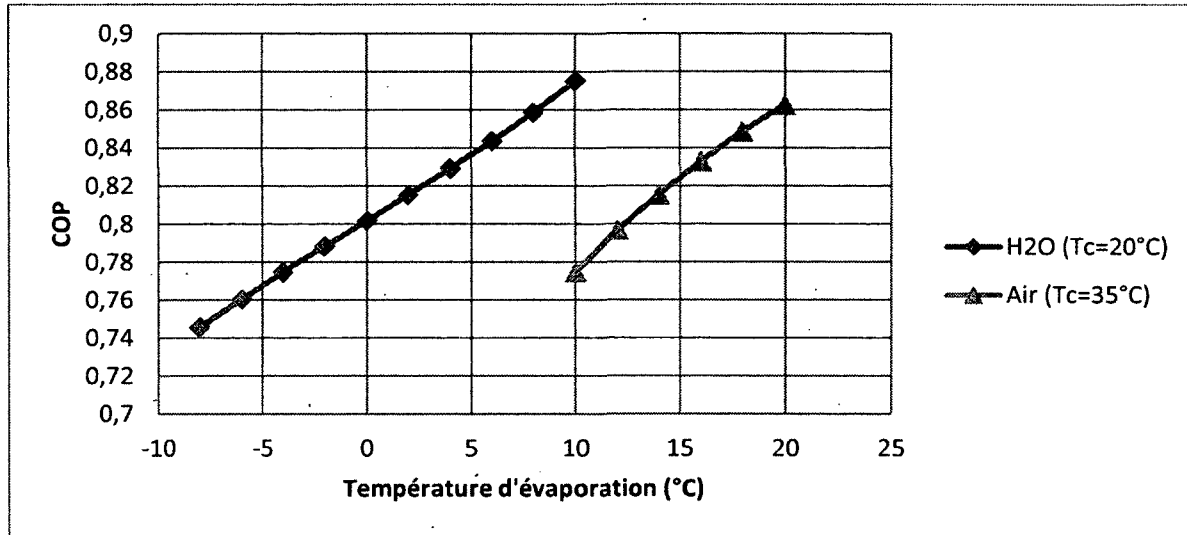


Figure 3.7 : COP selon la température d'évaporation pour divers fluides de refroidissement

À partir de la Figure 3.7, il est possible de déterminer que, pour la gamme de températures chaudes envisagées, un refroidissement à l'air est peu envisageable sans augmenter sensiblement la température de climatisation. Pour mieux comprendre ces limites, des tests pour quatre machines particulières ont été menés et sont montrés à la Figure 3.8. Il s'agit :

- D'une machine qui réfrigère ($T_{E_out} = -5^\circ\text{C}$), refroidie à l'eau ($T_{C_in} = 15^\circ\text{C}$).
- D'une machine qui climatise ($T_{E_out} = 7^\circ\text{C}$), refroidie à l'eau ($T_{C_in} = 15^\circ\text{C}$).
- D'une machine qui climatise ($T_{E_out} = 7^\circ\text{C}$), refroidie à l'air ($T_{C_in} = 35^\circ\text{C}$).
- Et d'une machine qui climatise directement; sans le biais d'un échangeur ou d'un stockage ($T_{E_out} = 12^\circ\text{C}$), refroidie à l'air ($T_{C_in} = 35^\circ\text{C}$).

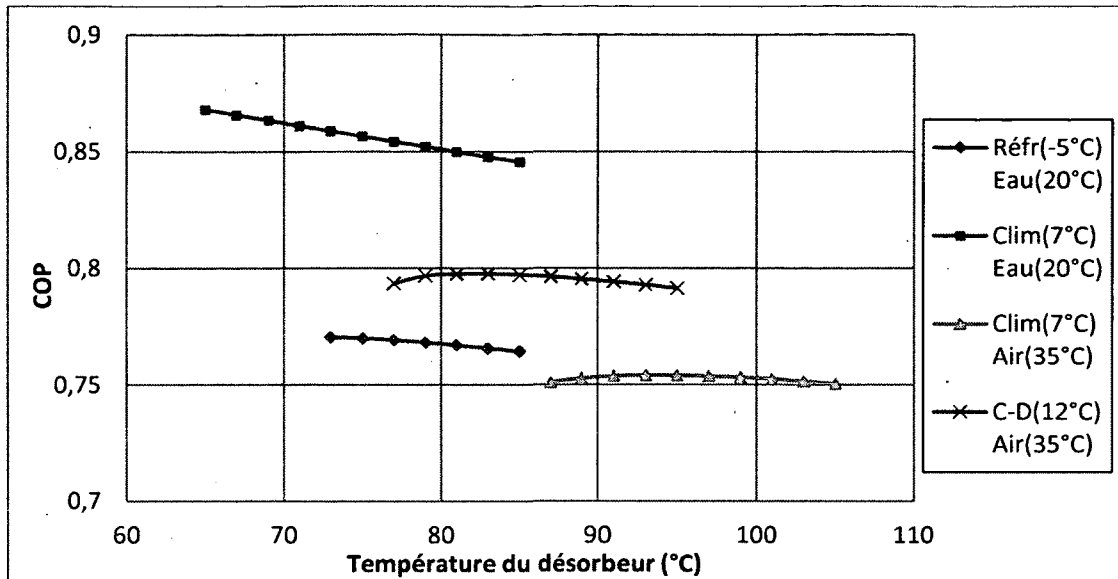


Figure 3.8 : COP de différentes machines envisagées selon la température du désorbeur T_6

Il est ainsi possible de remarquer que pour climatiser à 7°C en utilisant de l'air pour le refroidissement une température de l'ordre de 90°C est nécessaire au désorbeur. Bien qu'il ne soit possible d'obtenir de telles températures avec le groupe électrogène utilisé pour ce projet, il reste envisageable de parvenir à utiliser de l'air comme médium de refroidissement s'il est possible d'obtenir un moteur mieux adapté.

Afin de bien situer le cycle et de permettre une quantification de ces caractéristiques, deux machines standards ont été choisies :

- La machine A ayant pour température de sortie de l'évaporateur $T_{E_out} = -5^\circ\text{C}$ permettant le stockage à changement de phase.
- Et la machine B ayant pour température de sortie de l'évaporateur $T_{E_out} = 7^\circ\text{C}$; température avoisinant la limite pour permettre un stockage thermique.

3.5.3 Design du système

Pour permettre le design de ces deux machines, il est prévu de fixer les températures externes et de faire varier les températures internes correspondantes (T_1 , T_3 , T_6 et T_{12}) pour évaluer le COP obtenu, la taille requise des échangeurs et les débits nécessaires pour obtenir ces conditions internes.

Comme démontré précédemment, le refroidissement à l'air n'est pas envisageable, les machines simulées seront donc refroidies par de l'eau à 14°C ($T_{C_in}=T_{A_in}=14^{\circ}\text{C}$). Enfin, la température du fluide fourni au désorbeur (T_{D_in}) sera fixée arbitrairement à 80°C pour les tests préliminaires, une température figurant dans la fourchette des températures permises. Afin de faciliter l'analyse et le choix du design, une variable de design est proposée. Celle-ci évalue le rapport du carré du COP par la somme des tailles des échangeurs (équation 3.15). Plusieurs variables ont été testées et cette dernière reflète au mieux le rapport performance coût d'une machine à absorption. En effet, le COP est le principal indice de performance du système et la taille des échangeurs, adéquatement représentée par la somme des valeurs UA, représente la majeure partie des coûts d'une machine à absorption. Le numérateur est par contre élevé au carré pour pallier à l'écart entre les variations du COP et des valeurs UA et multiplié par un facteur de cent pour approcher sa valeur à celle du COP.

$$VD = 100 \times \frac{COP^2}{\sum UA} \quad (3.15)$$

3.5.3.1 Effet de la température d'évaporation

La température d'évaporation, représentant les températures internes T_1 et T_{14} , est un des paramètres les plus influents du cycle. Comme il est possible de constater dans la Figure 3.9, le COP croît de façon intéressante avec l'augmentation de la température d'évaporation. Bien entendu, il en est de même pour la taille totale des échangeurs et plus particulièrement de celle de l'évaporateur. On peut choisir comme température de design celle qui maximisera la variable VD soit 264K pour la machine A et 275K pour la machine B qui seront appelées températures d'évaporation optimales.

Malgré tout, cette température d'évaporation optimale pourrait varier en fonction des autres paramètres; il est donc nécessaire d'évaluer la variation de cette température sous différentes conditions. Des tests pour diverses combinaisons ont été menés et ont démontrés une variation pratiquement nulle de la température d'évaporation optimale; les résultats sont disponibles en annexe. À partir de ces données, il est possible de conclure que la température d'évaporation optimale demeure sensiblement constante à 264K pour la machine A et 275K pour la machine B.

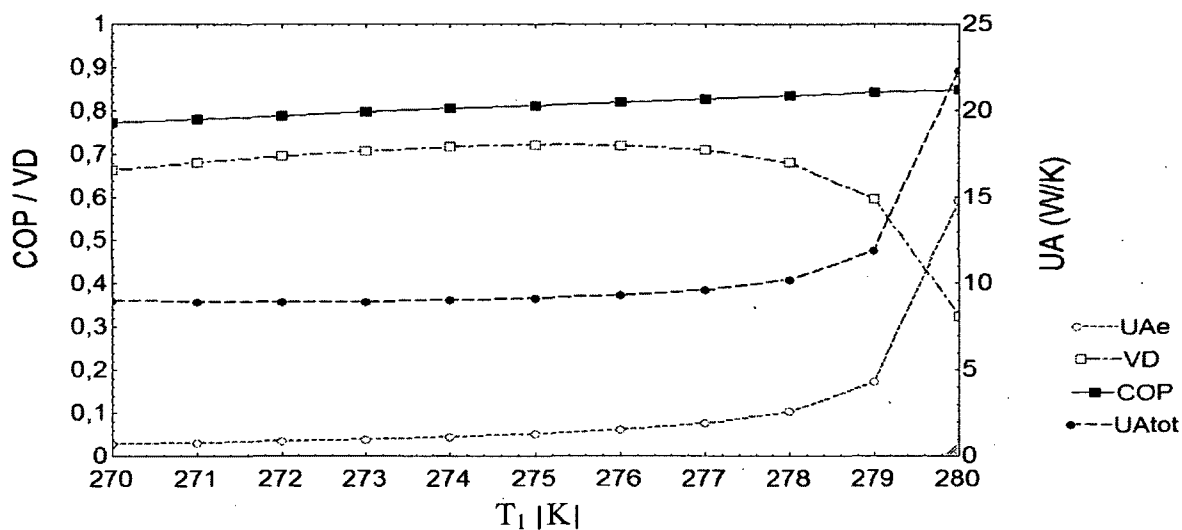


Figure 3.9 : Analyse de la température optimale d'évaporation pour la machine B

3.5.3.2 Effet des autres températures principales

Les autres paramètres, soit la température de désorption (T_6 et T_{16}), la température de condensation (T_{11} et T_{12}) et la température d'absorption (T_3) affectent beaucoup moins le COP du système que la température d'évaporation comme en font foi la Figure 3.10 et la Figure 3.11 où la température T_1 est fixée à 275K.

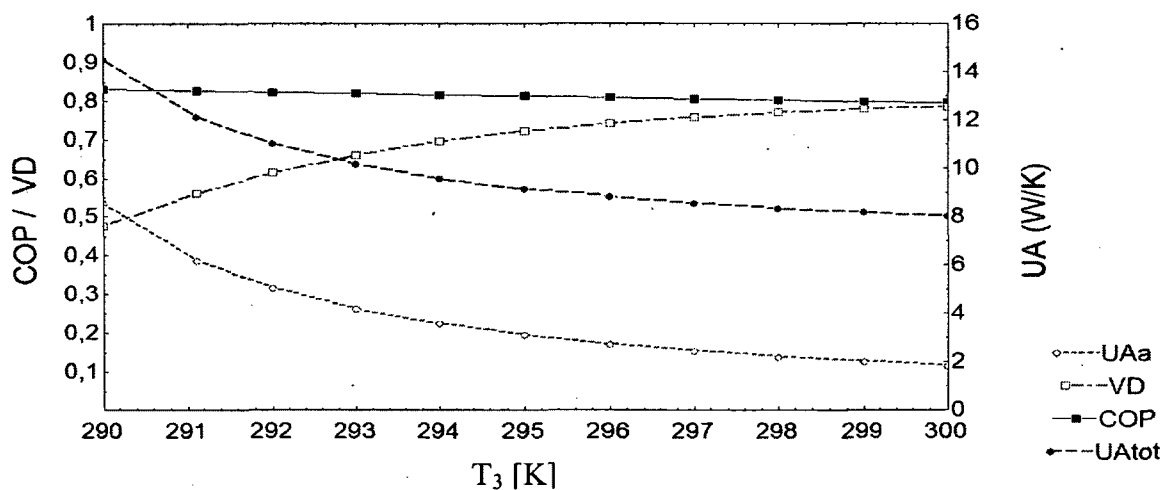


Figure 3.10 : Analyse de la température optimale d'absorption pour la machine B

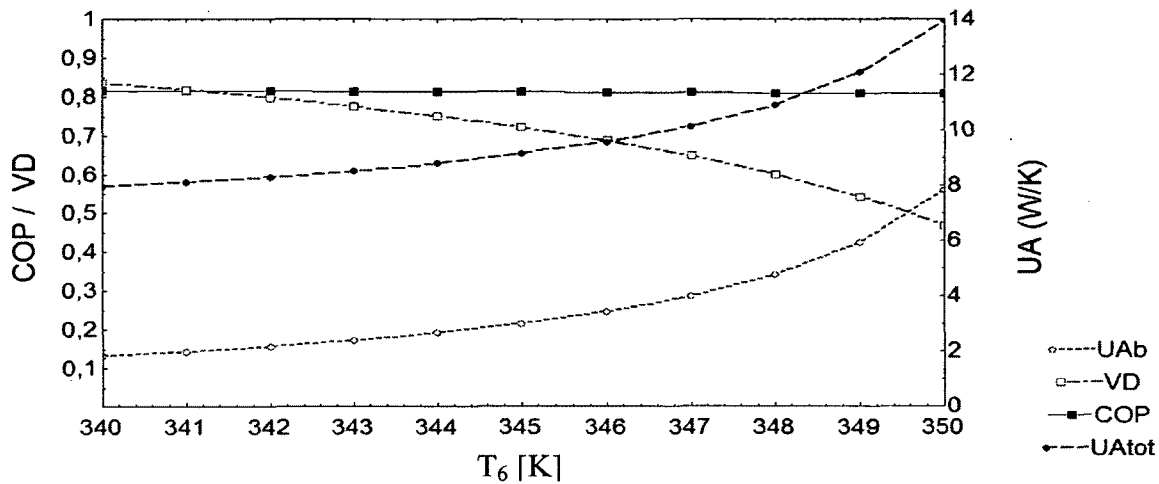


Figure 3.11 : Analyse de la température optimale de désorption pour la machine B

En effet, la variation du COP pour ces paramètres est si faible par rapport à la variation de la taille des échangeurs que VD ne trouve de maximum avant d'atteindre la limite physique du système. À la lumière de cette conclusion, le choix de ces trois derniers paramètres ne sera mu que par les restrictions du système afin d'assurer que celui-ci puisse fonctionner pour toutes les conditions hors design possibles.

3.5.3.3 Limites du système

Malgré la faible variation du COP et la diminution importante de la taille des échangeurs, les températures internes de désorption, de condensation et d'absorption sont limitées à des plages précises qui dépendent les unes des autres. Cette interrelation associée à la variation possible des températures externes complique l'évaluation des restrictions du système. Pour palier à ce problème, il est nécessaire d'analyser les liens entre certaines variables pour réduire les possibilités.

Tout d'abord, il est possible de lier les températures de désorption internes et externes à partir de l'écart les séparant puisque, comme le démontre la Figure 3.12 et la Figure 3.13, la variable de design VD ne varie pratiquement pas lorsque l'écart (ΔT_e) entre T_6 et T_{D_in} est maintenu constant. À l'opposé, ces figures confirment qu'un ΔT plus grand est plus attrayant.

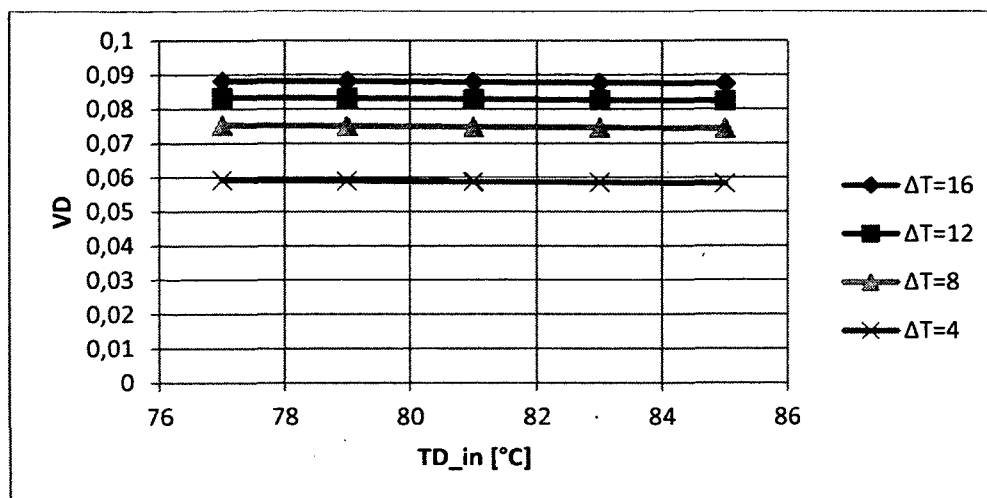


Figure 3.12 : VD selon la température de désorption $T_{D,in}$ pour différents ΔT_e (machine A)

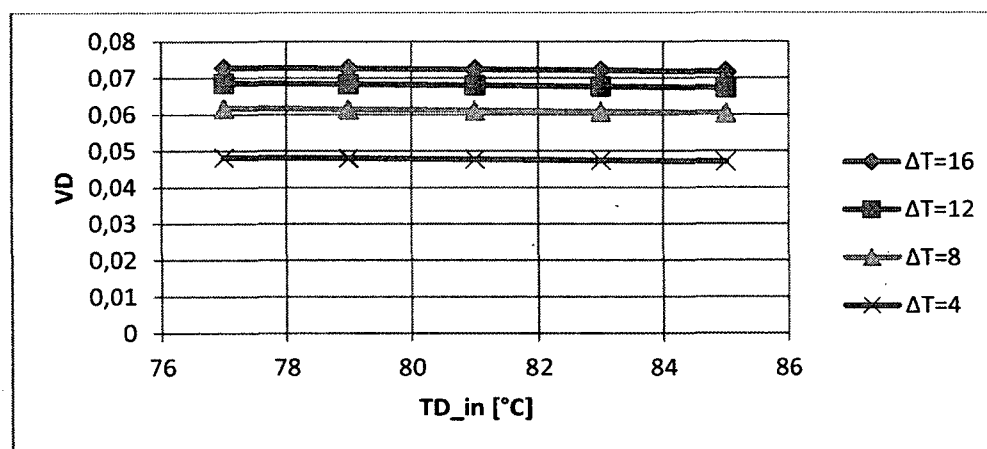


Figure 3.13 : VD selon la température de désorption $T_{D,in}$ pour différents ΔT_e (machine B)

Ensuite, il est pertinent de comparer les impacts des variations des températures d'absorption T_3 et de condensation T_{12} afin de déterminer lequel permet la plus grande économie sur la taille des échangeurs. Tel que démontré par la Figure 3.14, les deux températures n'influencent pas le COP. Par contre, on dénote que pour des températures plus élevées, l'économie de taille devient moins prononcée dans le cas de la variation de la température de condensation. Il est donc possible d'en déduire que cette température devrait être plus élevée que la température d'absorption ($T_{12} \geq T_3$).

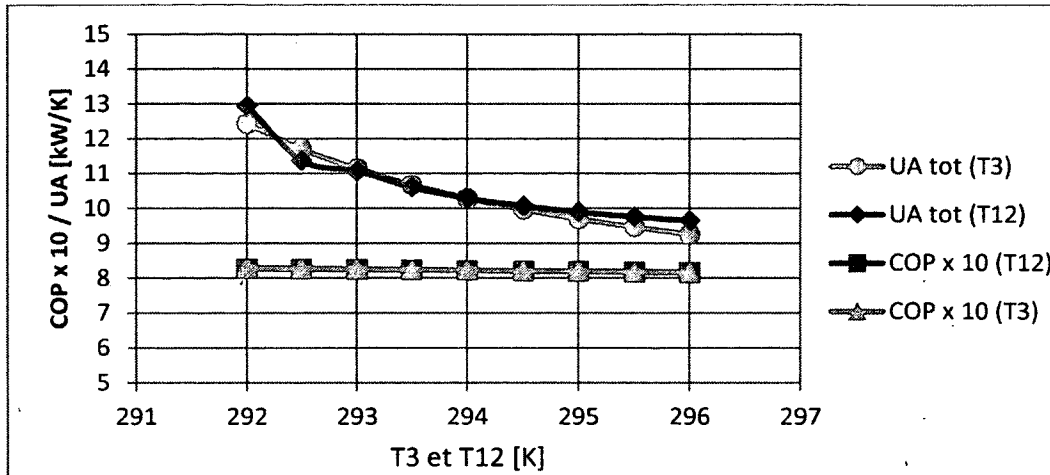


Figure 3.14 : Effets des températures internes d'absorption T_3 et de condensation T_{12} pour la machine B

Enfin, une analyse systématique a été menée pour évaluer les températures de désorption minimales pour divers couples de températures d'absorption T_3 et de condensation T_{12} dans les conditions les plus difficiles c.à.d. pour la température minimale à l'entrée du désorbeur (77°C) et les températures maximales aux entrées de l'absorbeur et du condenseur (15°C). Il en résulte le design optimal des deux machines tel que spécifié dans le Tableau 3.4.

Tableau 3.4 : Design optimal à 3kW

Machine A				Machine B			
COP	0,7702	ΣUA (kW/K)	4,487	COP	0,8038	ΣUA (kW/K)	2,303
UA_A (kW/K)	1,547	UA_E (kW/K)	0,8676	UA_A (kW/K)	0,6963	UA_E (kW/K)	0,4643
UA_D (kW/K)	1,165	UA_{RHX} (kW/K)	0,5719	UA_D (kW/K)	0,4309	UA_{RHX} (kW/K)	0,03352
UA_C (kW/K)	0,5688	UA_{SHX} (kW/K)	0,6036	UA_C (kW/K)	0,3278	UA_{SHX} (kW/K)	0,35
mCp_A (kW/K)	1,55	mCp_C (kW/K)	3,233	mCp_A (kW/K)	0,8421	mCp_C (kW/K)	3,257
mCp_D (kW/K)	0,1674	mCp_E (kW/K)	0,8676	mCp_D (kW/K)	0,1309	mCp_E (kW/K)	1,06

3.5.4 Point de design et analyse exergetique

À partir des design déterminés précédemment, voici les caractéristiques des états internes et externes pour la machine A et B donnés respectivement par le Tableau 3.5 et le Tableau 3.6.

Tableau 3.5 : Caractéristiques des états internes et externes de la machine A

État	T (K)	P (bar)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg)	χ (kJ/kg)	\dot{m} (g/s)	x	y (g _{NH3} /g)
1	264,2	3,034	1251	4,74	155,3	2,445	1	1
2	293,6	3,034	1323	4,998	152,8	2,445	1,001	1
3	291,5	3,034	-155,2	0,114	19,2	12,460	0	0,545
4	291,6	8,729	-154,5	0,1143	19,9	12,460	-0,001	0,545
5	326,4	8,729	30,77	0,7092	33,72	12,460	0,020	0,545
6	343,5	8,729	79,42	0,8624	23,51	10,015	0	0,434
7	291,8	8,729	-151	0,1355	2,517	10,015	-0,001	0,434
8	291,9	3,034	-151	0,1378	1,859	10,015	-0,001	0,434
9	293,7	8,729	1286	4,384	289,6	2,721	1	1
10	293,7	8,729	96,19	0,3483	262,5	0,276	0	1
11	293,7	8,729	1280	4,368	291,2	2,445	1	1
12	293,7	8,729	96,22	0,3371	268,8	2,445	0	1
13	278,4	8,729	24,4	0,08597	269,3	2,445	-0,001	1
14	264,2	3,034	24,4	0,09568	266,5	2,445	0,051	1
15	326,9	8,729	4,524	0,633	27,77	12,205	0	0,533
16	343,5	8,729	1437	4,856	302,6	2,190	1	0,983
17	293,5	8,729	1286	4,382	289,5	2,721	1	1
18	293,7	8,729	96,25	0,3485	262,5	0,278	0	1
Point	T _{IN} (K)	T _{OUT} (K)	$\dot{m} \cdot C_p$ (kW/K)	Q _i (kW)				
A	288,2	290,5	1,55	3,657				
C	288,2	289	3,233	2,895				
D	350,1	326,9	0,1674	3,885				
E	271,6	268,1	0,8676	3,000				

Tableau 3.6 : Caractéristiques des états internes et externes de la machine B

État	T (K)	P (bar)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg)	χ (kJ/kg)	\dot{m} (g/s)	x	y (g _{NH3} /g)
1	275	4,601	1264	4,595	209,4	2,489	1	1
2	296,4	4,601	1319	4,79	208,8	2,489	1,001	1
3	294,7	4,601	-125,7	0,1749	40,9	11,639	0	0,618
4	294,8	9,829	-124,9	0,1752	41,57	11,639	-0,001	0,618
5	320,4	9,829	12,14	0,6181	51	11,639	0,015	0,618
6	334,2	9,829	35,8	0,7313	28,28	9,150	0	0,514
7	295,6	9,829	-138,5	0,177	13,65	9,150	-0,001	0,514
8	295,7	4,601	-138,5	0,1792	13,03	9,150	-0,001	0,514
9	297,5	9,829	1288	4,341	304,1	2,770	1	1
10	297,5	9,829	114,4	0,4092	263,1	0,281	0	1
11	297,5	9,829	1283	4,325	306,1	2,489	1	1
12	297,5	9,829	114,3	0,3976	269,4	2,489	0	1
13	285,7	9,829	58,49	0,2062	268,8	2,489	-0,001	1
14	275	4,601	58,49	0,2126	266,9	2,489	0,040	1
15	320,4	9,829	-8,772	0,5573	46,83	11,509	0	0,612
16	334,2	9,829	1397	4,686	313,5	2,358	1	0,993
17	297,4	9,829	1288	4,34	304,1	2,770	1	1
18	297,5	9,829	114,3	0,4091	263,1	0,282	0	1
Point	T _{IN} (K)	T _{OUT} (K)	$\dot{m} \cdot C_p$ (kW/K)	Q _i (kW)				
A	288,2	292,3	0,8421	3,479				
C	288,2	289	3,257	2,909				
D	350,1	321,7	0,1309	3,724				
E	283	280,2	1,06	3,000				

Le Tableau 3.7 et le Tableau 3.8 résument, pour chaque composante du cycle, les échanges d'énergie, l'exergie détruite ainsi que sa proportion sur la destruction totale. On y note que la valve et l'échangeur de solution détruisent la majeure partie de l'exergie. L'absorbeur et l'évaporateur arrivent ensuite suivis du condenseur et du désorbeur. Les autres composantes

détruisent beaucoup moins d'exergie. On peut aussi souligner que la machine A détruit 8% plus d'exergie que la machine B; un résultat logique compte tenu de son COP inférieur.

Tableau 3.7 : Étude exergetique de la machine A

<i>Composante</i>	<i>Échange</i>		
	<i>d'énergie (W)</i>	<i>Destruction d'exergie (W)</i>	
Évaporateur	3000	68	10%
Absorbeur	-3657	138	19%
Condenseur	-2895	51	7%
Désorbeur*	3885	46	7%
Pompe	26	9	1%
SHX	2308	172	24%
RHX	176	6	1%
SV	0	210	30%
RV	0	7	1%
Rectificateur	-343	4	1%
Total	0	711	

Tableau 3.8 : Étude exergetique de la machine B

<i>Composante</i>	<i>Échange</i>		
	<i>d'énergie (W)</i>	<i>Destruction d'exergie (W)</i>	
Évaporateur	3000	73	11%
Absorbeur	-3479	138	21%
Condenseur	-2909	87	13%
Désorbeur*	3724	95	14%
Pompe	26	8	1%
SHX	1595	110	17%
RHX	137	1	0%
SV	0	134	20%
RV	0	5	1%
Rectificateur	-67	7	1%
Total	0	658	

3.5.5 Effet des échangeurs internes

Les échangeurs internes font partie de la majorité des modèles de machines à absorption mais il est intéressant de se pencher sur leurs effets tant sur le cycle que sur ses performances.

Comme expliqué précédemment, l'échangeur de solution permet l'échange de chaleur entre le fluide pompé (état 4) et le liquide chaud provenant du désorbeur (état 6). Il permet ainsi de diminuer la chaleur nécessaire dans le désorbeur et l'absorbeur de façon significative, près de 2,5% dans son état actuel. Incidemment, cette diminution permet d'augmenter le COP de façon similaire comme illustré dans la Figure 3.15.

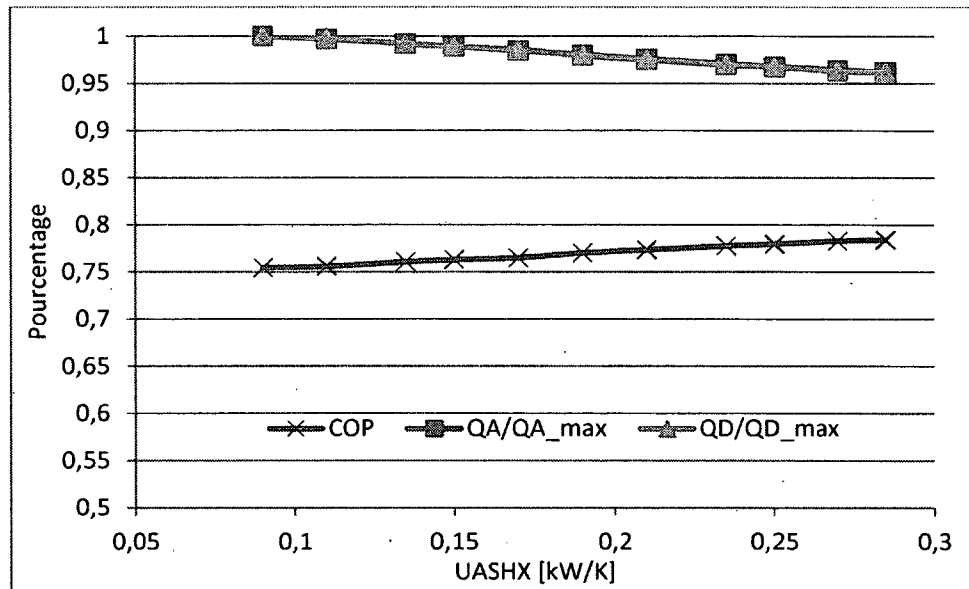


Figure 3.15 : Effets de l'échangeur de solution

L'échangeur de réfrigérant est quand à lui plus petit et son effet moins prononcé, comme le démontre la Figure 3.16, bien qu'il affecte un plus grand nombre de composantes du cycle. Cet échangeur permet de sous-refroidir le réfrigérant après sa condensation (état 12) permettant l'utilisation d'une portion plus large de la zone de changement de phase. Cependant, cet avantage significatif se fait au détriment des autres composantes du cycle et entraîne des conséquences limitant son apport. Effectivement, la chaleur absorbée de l'état 12 surchauffe le réfrigérant de l'état 1 augmentant par le fait même son enthalpie et sa

température. Ce faisant, le mélange de fluide dans l'absorbeur se fait à une température plus élevée et oblige un refroidissement (Q_A) accru. De plus, son utilisation diminue légèrement la température à la sortie de l'évaporateur et de par ce fait diminue la pression basse du cycle. Ceci réduit donc la concentration d'ammoniac à la sortie de l'absorbeur et ainsi diminue l'efficacité du cycle en augmentant le débit m_s nécessaire. Bien que faible, ce dernier effet contrecarre l'apport de l'échangeur de réfrigérant et réduit son gain utile.

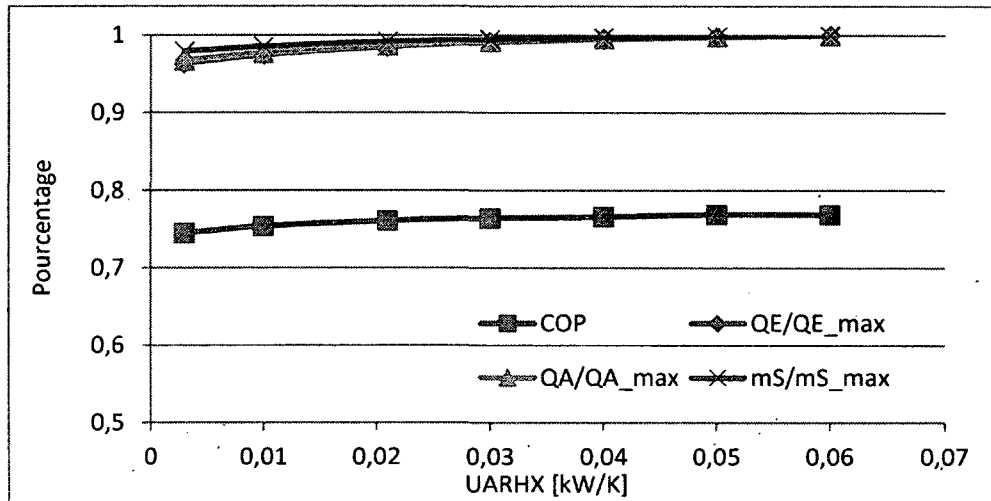


Figure 3.16 : Effet de l'échangeur de réfrigérant

Les effets de chaque échangeur sont similaires lorsque l'on tient compte des traces d'eau comme en fait foi la Figure 3.17.

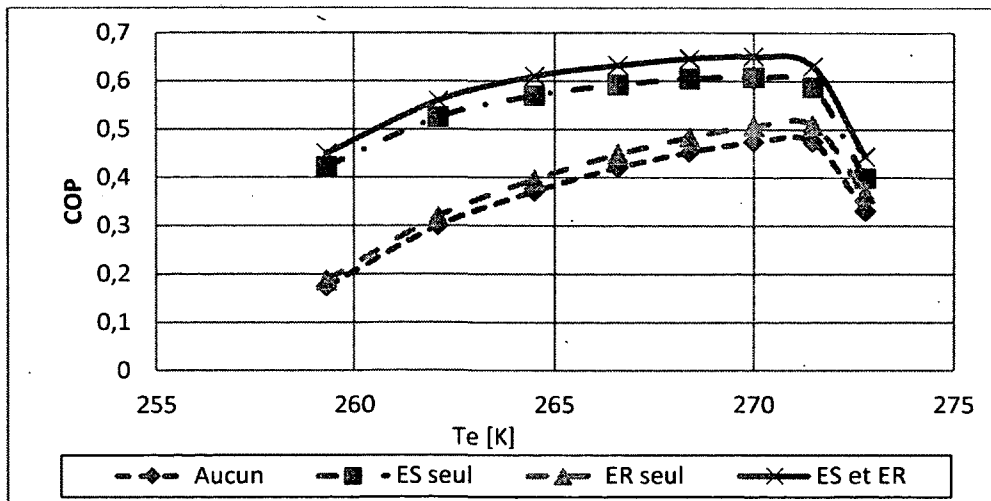


Figure 3.17 : Effet des échangeurs internes sur le cycle imparfait

3.5.6 Exemple de performance hors-design et taille du système

Il est maintenant possible d'évaluer les performances de chacune des machines (A et B) hors du point de design. La Figure 3.18 démontre les performances de la machine B sur une plage réaliste de températures fournies au désorbeur pour une température de fluide refroidisseur variant de 12 à 16°C.

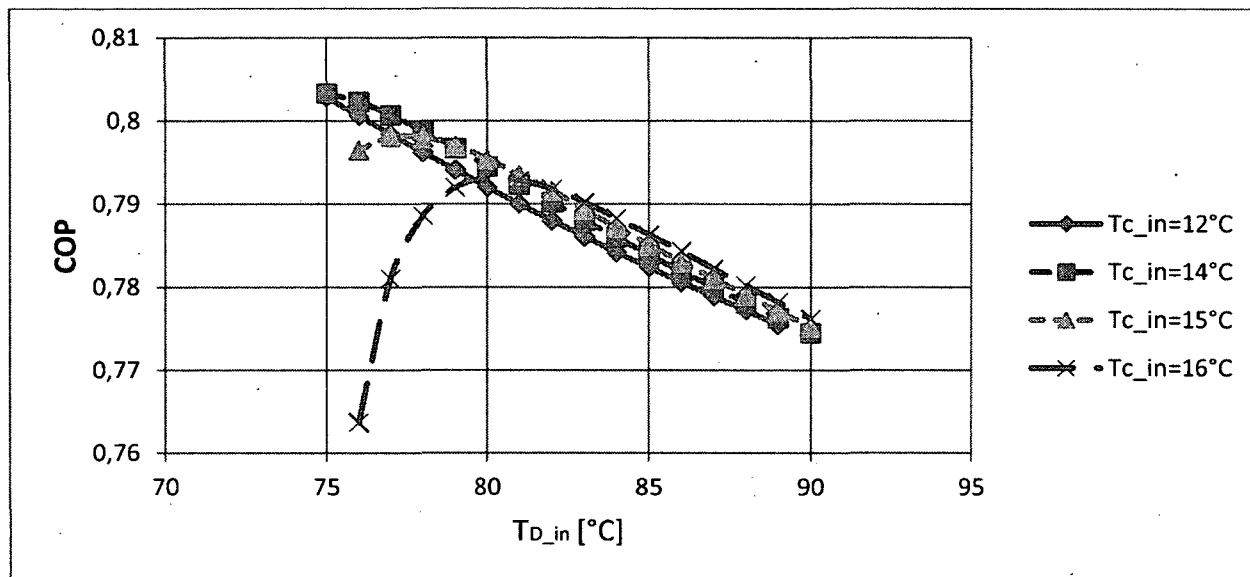


Figure-3.18 : COP hors-design selon la température fournie au désorbeur pour diverses températures de refroidissement

Il est à noter que la taille des machines modélisées est de $Q_E=3\text{kW}$ mais le modèle est addimensionnalisé de telle sorte qu'il est possible de modifier la taille de la machine sans pour autant modifier les variables intensives du système. Il faut toutefois noter que les débits externes et la taille des échangeurs varieront en fonction de cette puissance.

3.6 Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons présenté un modèle de machine à absorption ammoniac-eau à simple effet qui permet d'évaluer ses performances détaillées pour diverses conditions d'opérations. Les coefficients de performance obtenus se maintiennent entre 0,65 et 0,85 selon le type d'application qu'il s'agisse de réfrigérer ou de climatiser. Les températures de refroidissement requises ne permettant pas un refroidissement à l'air, c'est l'eau qui sera

favorisée. Le modèle se comporte normalement face aux variations de température de condensation, d'évaporation et de génération.

À partir de ce modèle, il a été possible d'évaluer le fonctionnement d'une machine à absorption pour un réfrigérant contenant des traces d'eau et un réfrigérant d'ammoniac pure permettant d'estimer l'impact des traces d'eau. Le design d'une machine a par la suite été fait pour optimiser le rapport coût/performance pour les plages de températures d'un système de trigénération.

Ce modèle nous a aussi permis d'évaluer l'impact des échangeurs de chaleur internes déterminant que l'échangeur de solution augmente efficacement le COP en plus de minimiser la quantité de chaleur requise au désorbeur Q_D . L'impact de l'échangeur de réfrigérant, tel que démontré, n'est pas aussi important mais augmente l'énergie échangée à l'évaporateur Q_E en augmentant toutefois le refroidissement Q_A nécessaire.

L'analyse exergétique a confirmé l'importance particulière du désorbeur tout en soulignant l'impact important de l'absorbeur, de l'évaporateur, de l'échangeur de solution ainsi que de la valve de solution. Les autres composantes, dont le condenseur, revêtent des importances bien moindres d'un point de vue exergétique.

CHAPITRE 4 SYSTÈME DE TRIGÉNÉRATION

4.1 Fonctionnement général

Le système de trigénération simulé ici permet de combler la demande en chauffage et en climatisation d'un immeuble à logement de type tour à 13 étages tout en générant de l'électricité. Un schéma simplifié, présenté à la Figure 4.1, permet de mieux illustrer le système de trigénération. Du gaz naturel est utilisé pour faire fonctionner un moteur actionnant le générateur qui produit de l'électricité. La chaleur de la gaine de refroidissement et des gaz d'échappement est recueillie par un échangeur interne et est transmise à un débit d'eau de refroidissement. Cette eau chaude permet de réchauffer l'eau du réservoir de stockage chaud. Cette eau est ensuite acheminée au réservoir d'eau chaude sanitaire (ECS), à la machine à absorption et au bâtiment pour le chauffage. Les eaux usées sont par la suite retournées au réservoir de stockage chaud. L'eau de climatisation sortant de l'évaporateur de la machine à absorption passe d'abord par un réservoir de stockage froid avant d'être dirigée vers le bâtiment.

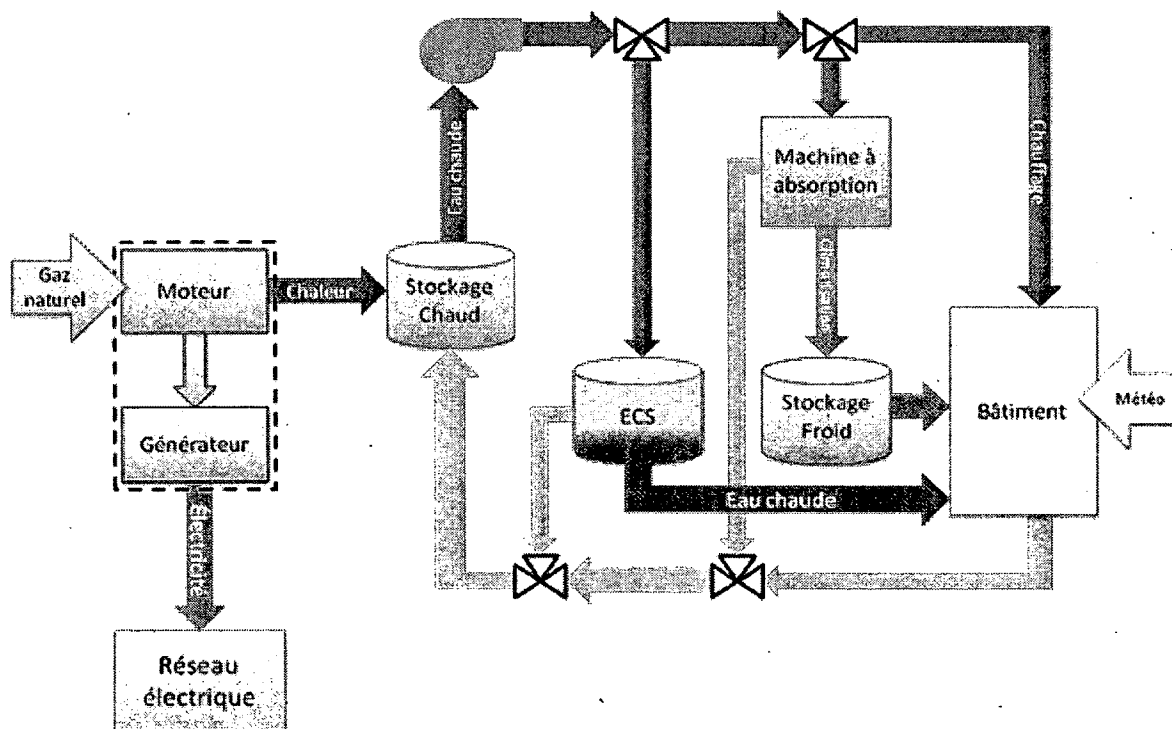


Figure 4.1 : Schéma simplifié du système de trigénération

Pour faciliter la compréhension, le système complet, illustré tel que simulé dans TRNSYS à la Figure 4.2, sera découpée en cinq sections:

- A. Le moteur et stockage chaud. (§4.2)
- B. Le réseau de répartition. (§4.3)
- C. Le bâtiment et données météorologiques. (§4.4)
- D. La climatisation. (§4.5)
- E. Le réseau d'eau chaude sanitaire. (§4.6)

Pour chacune de ces sections, une description des composantes constitutives ainsi que leur fonctionnement sera fourni et accompagné d'une explication du système de contrôle et d'un exemple de résultat.

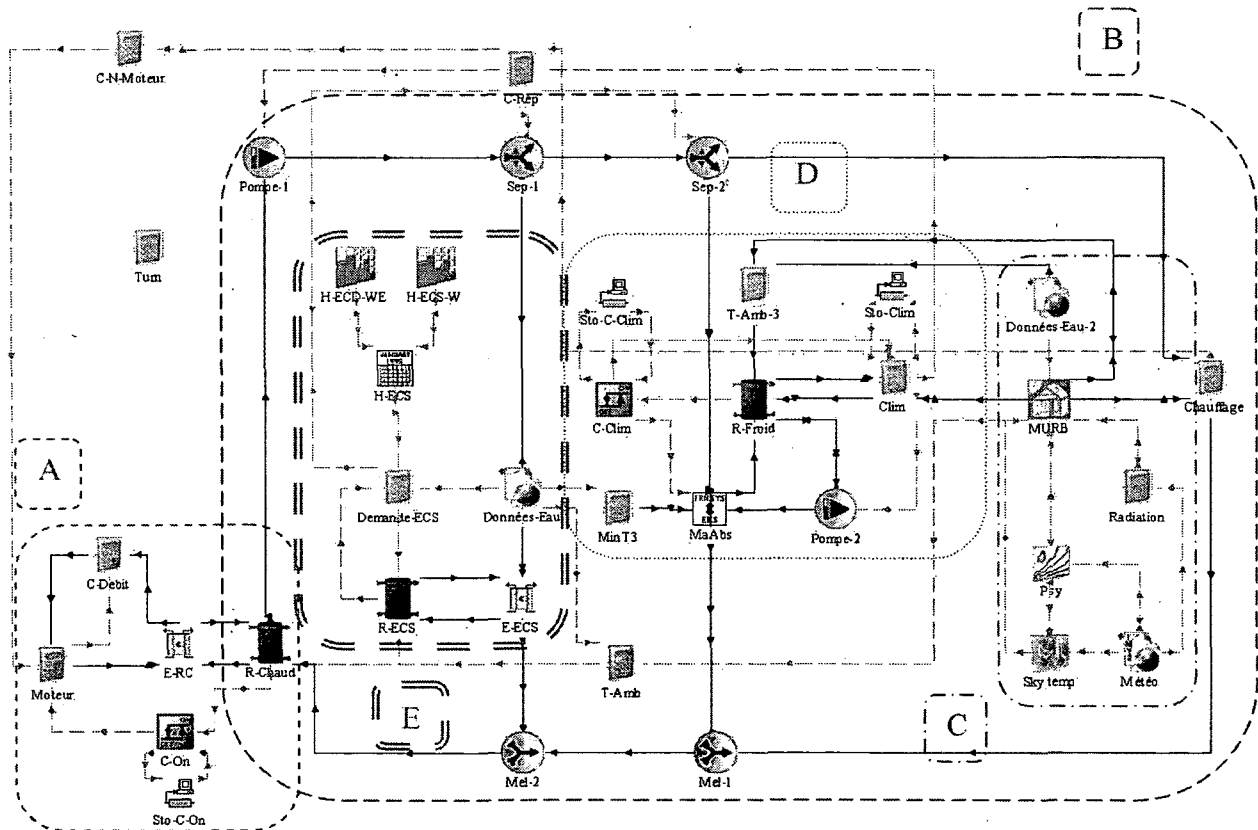


Figure 4.2 : Schéma du système de trigénération selon TRNSYS

4.2 Moteur et stockage chaud

Le sous-système moteur, illustré à la Figure 4.3, est constitué du moteur à combustion, d'une pompe à débit variable et d'un réservoir de stockage d'eau chaude. Il génère la chaleur nécessaire et la stocke pour la distribuer au moment opportun.

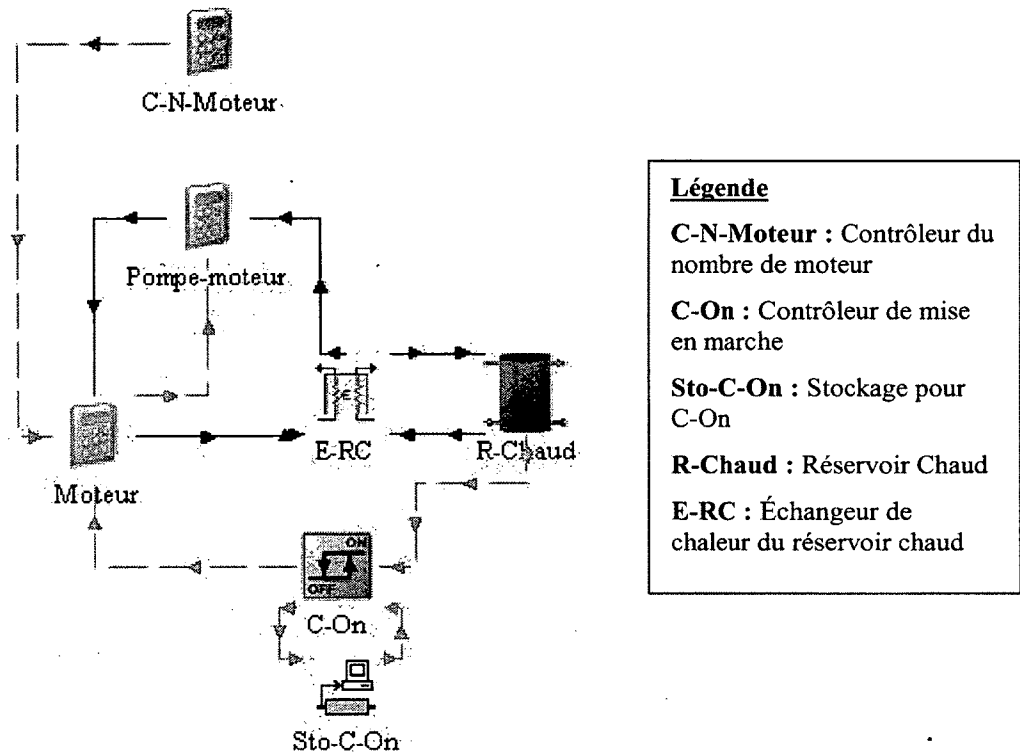


Figure 4.3 : Sous-système moteur

4.2.1 Moteur

Le moteur choisit ici est en fait le regroupement de plusieurs groupes électrogènes au gaz naturel qui se retrouvent actuellement sur le marché. Pour assurer des données précises sans pour autant rendre trop complexe la simulation, il a été choisit d'utiliser plusieurs moteurs à leur capacité optimale pour laquelle il est possible d'obtenir des données précises. Les moteurs seront mis en marche selon la demande afin de permettre le maintien de la température du stockage chaud. Les moteurs choisis proviennent de la compagnie Belge Cogengreen qui fournissait des données complètes pour une vaste gamme de moteurs. Cinq moteurs ont été sélectionnés soit trois moteurs ecoGEN-70SG (A) de 70kWe et deux ecoGEN-140SG (B) de 140kWe. Ces moteurs proposent des rendements respectifs de 91% et 90% et génèrent respectivement 114kW et 216kW de chaleur utilisable sous forme d'eau

chaude à une température maximale de 90°C. Cette chaleur est extraite tant des gaz d'échappement que de la boucle de refroidissement du moteur et il importe donc que la température de retour demeure inférieure à 70°C. L'ordre de mise en marche des moteurs déterminée par les demandes thermiques du bâtiment est présenté au Tableau 4.1.

Tableau 4.1 : Ordre de mise en marche des moteurs

Niveau	1	2	3	4	5	6	7
Machines	A	2A	A+B	2B	A+2B	2A+2B	3A+2B
Puissance Thermique (kWt)	114	228	330	432	546	660	774
Puissance Électrique (kWe)	70	140	210	280	350	420	490

4.2.2 Pompe du moteur

Une pompe à débit variable permet l'apport de l'eau chaude sortant du moteur au réservoir ainsi que son retour qui servira au refroidissement du moteur. Puisqu'il s'agit d'application à fort débit et à faible tête, une pompe à mouvement rotatif est fortement conseillée. Le système ne comportant pas de tête statique importante, il est aisé d'en modifier le débit en faisant varier la vitesse de rotation tout en demeurant à efficacité constante comme en fait fois la Figure 4.4 puisque la tête dépend du carré du débit volumique. En outre, comme la densité de l'eau utilisée demeure sensiblement inchangée, sa consommation sera estimée en fonction du cube du coefficient de contrôle γ qui détermine le débit massique de la pompe à partir de l'équation 4.1. La puissance de design est estimée à partir d'une pompe Peerless de type 2AE11.

$$P_{Consommée} = P_{Design} \cdot \left(\frac{\text{Débit}}{\text{Débit au design}} \right)^3 \quad (4.1)$$

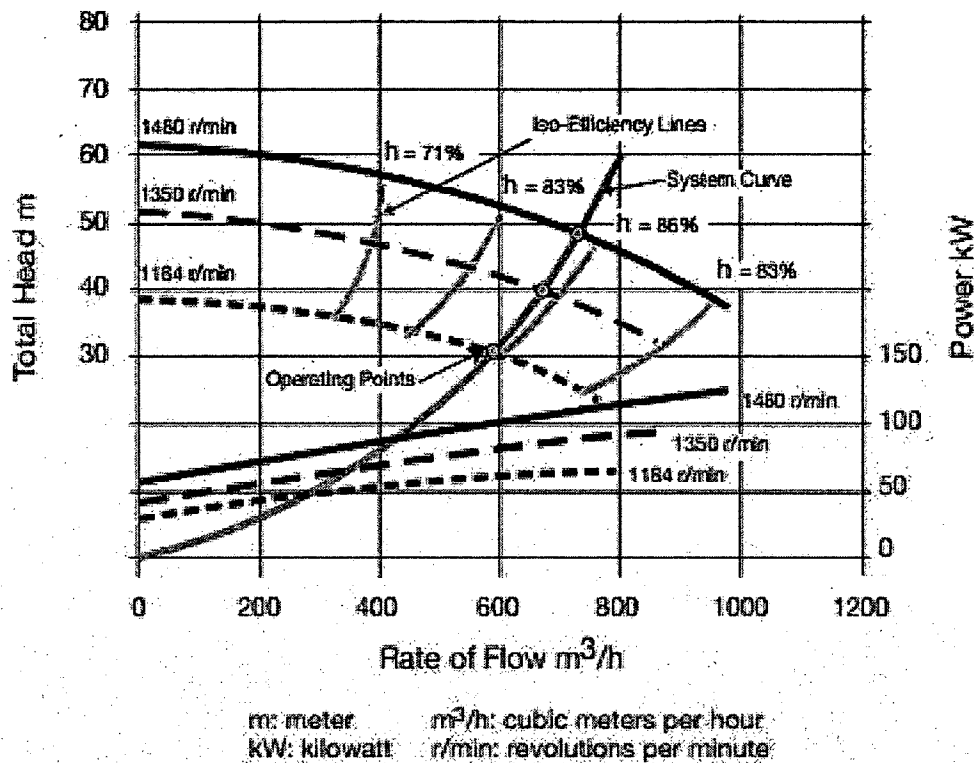


Figure 4.4 : Exemple de comportement d'une pompe rotative

4.2.3 Échangeur de chaleur moteur-réservoir (E-RC)

En raison de problèmes de compatibilité, un échangeur a dû être utilisé pour simuler l'échange entre le moteur et le réservoir. Cet échangeur à efficacité constante est représenté dans TRNSYS par le type 91. Son efficacité a cependant été fixée à 1 puisque son utilisation n'est plus nécessaire dans la simulation finale.

4.2.4 Réservoir de stockage chaud (R-Chaud)

Le réservoir de stockage chaud permet de temporiser la mise en opération des moteurs afin d'assurer une meilleure réponse aux demandes thermiques du bâtiment et une génération optimale par le biais d'un fonctionnement à capacité maximale. La taille de ce réservoir dépend principalement de la charge de crête du bâtiment tant en chauffage, en climatisation, qu'en eau chaude sanitaire. De par ce fait, la taille choisie pour l'immeuble à logement simulé est de 120m³. Pour le cas présent, l'eau chaude est stockée dans un seul réservoir cylindrique d'une hauteur de 8,5m et de 2.1m de rayon. Ce réservoir est simulé avec le type 4a de

TRNSYS soit un réservoir de stockage à stratification; le réservoir est découpé en cinq nœuds équidistants. Les pertes thermiques sont estimées comme étant uniformes pour tous les nœuds avec un coefficient d'échange avec l'extérieur de $2,5 \text{ kJ/h}\cdot\text{m}^2\cdot\text{K}$ et la température ambiante de sous-sol est estimée à partir de la moyenne entre la température du sol et la température de la zone Sud du rez-de-chaussée.

4.2.5 Système de contrôle

Pour contrôler le cycle moteur, trois outils sont utilisés. Tout d'abord, un contrôleur différentiel avec hystérésis de type 2b selon TRNSYS commande la mise en marche du moteur lorsque la température de sortie du réservoir chaud descend en-deçà de 77°C et le maintient ainsi jusqu'à l'atteinte de 85°C . L'hystérésis permet au contrôleur de reconnaître si le moteur était en fonction au pas de temps précédent et ainsi d'assurer la conformité de la température à la sortie du réservoir. En deuxième lieu, lorsque le moteur est en marche, le débit passant du moteur à l'échangeur de chaleur est contrôlé pour maintenir la température de sortie à 90°C . Enfin, pour déterminer la combinaison de moteurs en fonction à chaque pas de temps, la demande instantanée en chauffage et en chaleur requise pour la climatisation sont analysées. Cette dernière est estimée à partir de la demande en climatisation et du coefficient de performance moyen de la machine à absorption. Une valeur moyenne de la demande en eau chaude est aussi ajoutée pour estimer la demande totale instantanée en chaleur. À partir de cette demande, une combinaison de moteurs est choisie entre les combinaisons présentées au Tableau 4.1 pour assurer que la chaleur accessible sur demande soit suffisante pour combler les besoins instantanés. De cette façon, la température du réservoir n'a pas à descendre au delà de 77°C pour augmenter la puissance du groupe de moteurs.

4.3 Réseau de répartition

Le réseau de répartition permet d'acheminer l'eau chaude stockée dans le réservoir aux différents constituants du système de trigénération soit le chauffage du bâtiment, la climatisation et le réservoir d'eau chaude sanitaire. Il est ainsi constitué d'une pompe à débit variable, de séparateurs de débit à clapet et d'un mélangeur tel qu'indiqué à la Figure 4.5. Bien

qu'il ait été possible d'inclure deux ou trois pompes ce qui aurait possiblement été plus approprié, la présence d'une seule pompe nous permet une plus grande simplicité de calcul et de simulation. Le bon fonctionnement du système prime ici sur la précision de son design.

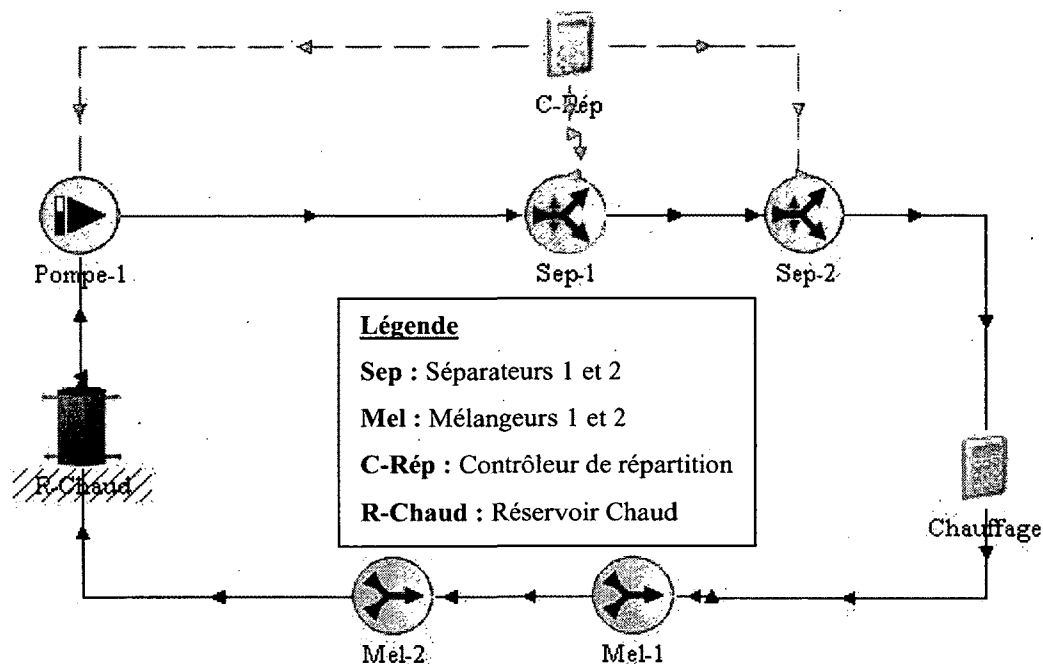


Figure 4.5 : Réseau de répartition

4.3.1 Pompe de répartition (Pompe-1)

Une seule pompe à débit variable est utilisée pour distribuer l'eau chaude aux composantes et est modélisée à partir du type 2b de TRNSYS. Sa consommation est estimée à partir de l'équation 4.1.

4.3.2 Séparateurs (Sep-1, Sep-2) et mélangeurs (Mel-1, Mel-2)

Puisqu'une seule pompe est utilisée, il est important de diviser adéquatement le débit d'eau avant de l'acheminé à chaque composante. Pour ce faire, deux séparateurs de débits (Type 11f de TRNSYS) sont utilisés. Ces séparateurs permettent de contrôler la fraction de débit sortant à l'aide de clapets et ainsi de le diviser selon la demande de chaque composante (chauffage, eau chaude sanitaire et machine à absorption). Deux mélangeurs simples (Type 11h de TRNSYS) sont utilisés pour recueillir et mélanger le retour d'eau.

4.3.3 Système de contrôle (C-Rép)

Pour contrôler le débit de la pompe ainsi que les clapets des séparateurs, les débits d'eau chaude requis sont évalués pour l'eau chaude sanitaire \dot{m}_{ECS} , le chauffage \dot{m}_{Chau} , et la climatisation \dot{m}_{Clim} , de l'immeuble. Le débit requis par le réservoir d'eau chaude sanitaire est calculé à partir du débit d'eau consommée et de la température de l'eau d'approvisionnement obtenue par un fichier météo; il est exprimé par l'équation 4.2. Le débit de chauffage est calculé à partir de la charge totale en chauffage de l'immeuble Q_{Bat} , de l'efficacité de l'échangeur de chaleur de chauffage ϵ_{Cha} , et de la différence de température entre la sortie du réservoir et celle du bâtiment (estimée à la température de consigne en chauffage T_{Bat}) à l'aide de l'équation 4.3. Finalement, le débit de climatisation est calculé comme le démontre l'équation 4.4 par le produit du nombre de machines à absorption en fonction, n_{opt} , et du débit fixe requis au bouilleur. Le débit total fourni par la pompe de répartition est modulé à partir du rapport de la somme instantanée de ces trois débits et du débit maximal annuel.

$$\dot{m}_{ECS} = \dot{m}_{ECS,C} \cdot \frac{50 - T_{EC}}{T_{Res} - T_{ER}} \quad (4.2)$$

$$\dot{m}_{Chau} = \frac{Q_{Bat}}{\epsilon_{Cha} \cdot C_{peau} \cdot (T_{Res} - T_{Bat})} \quad (4.3)$$

$$\dot{m}_{Clim} = n_{opt} \cdot \dot{m}_b \quad (4.4)$$

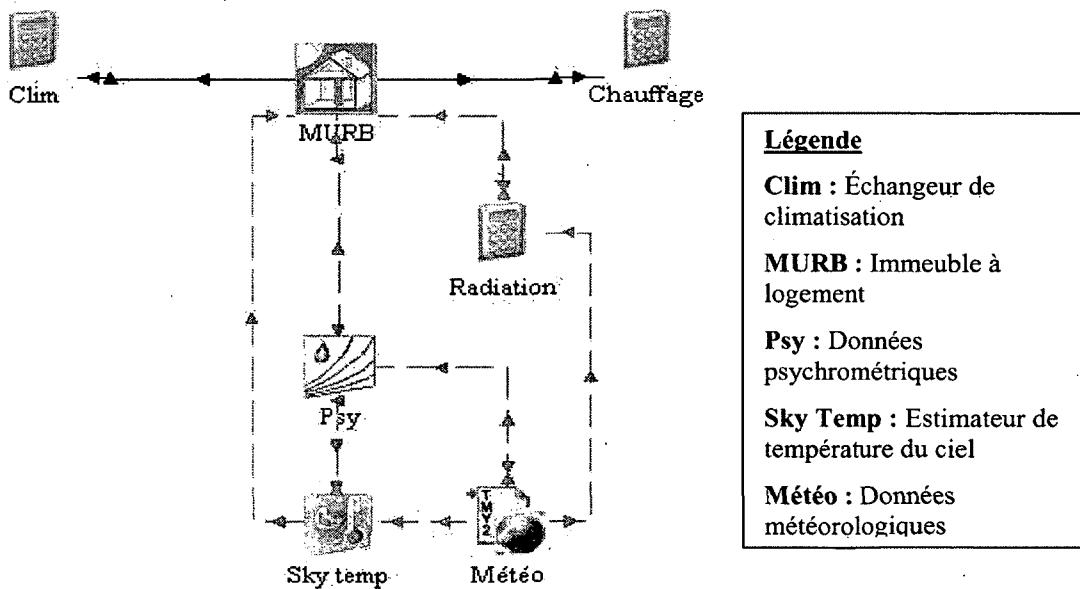


Figure 4.6 : Bâtiment et données météorologiques

4.4 Bâtiment et données météorologiques

Le bâtiment est ici simulé de façon à ce qu'il soit autonome au reste du système, le modèle reçoit les données météorologiques mais ne requiert aucune autre information. Il est donc muni de systèmes de chauffage et de climatisation intégrés qui recueillent la consommation requise à chaque pas de temps. Cette consommation est par la suite envoyée à l'échangeur de climatisation ou de chauffage, selon le cas, qui s'occupent par la suite de répondre à la demande. Pour assurer que les deux échangeurs sont en mesure de fournir l'énergie demandée, chaque zone possède une charge maximale tant en chauffage qu'en climatisation pour laquelle est conçu le système.

Devant la tâche que représente la modélisation d'un seul type de bâtiment, seul l'immeuble à logement sera choisis. Il représente une consommation plus importante et surtout plus constante que d'autres bâtiments tout en requérant une charge accrue de climatisation due à l'effet de cheminée ou plume thermique (stacking effect) que lui confère son grand nombre d'étages et à l'effet tampon créé par le premier et dernier étage. L'immeuble à logement est simulé à l'aide du type 56 de TRNSYS qui permet une analyse multi-zonale du bâtiment. Il s'agit d'un bâtiment calqué sur un archétype mis au point par Ressources Naturelles Canada à partir de différents immeubles à logement de type tour de la région de Toronto datant de 1980 à 1994 [35]. Ses 12 513 m² de plancher sont répartis sur 13 étages et abritent 200 occupants, d'autres détails sont fournis au Tableau 4.2 [35].

Tableau 4.2 : Caractéristiques de l'immeuble résidentiel

Characteristic	MURB (1980-1994)
HVAC System	PTAC w/Gas Boiler, HW coil,
Width (m)	35
Depth (m)	27.5
Floor Area (m ²)	12,513
Number of stories	13
Volume (m ³)	51,512
Aspect Ratio	1.13
Ceiling Area (footprint) (m ²)	962
Ducts Inside?	Yes
Autobuild HVAC sizing	w/o daylighting
# of people	200
Hot Water (W/m ²)	7.1 D
Plug Loads (W/m ²)	3.88 D
Days open	7 D
Lighting (W/m ²)	14
Heating setpoint (C)	21
Cooling setpoint (C)	25
Schedule	7 to 11 D
Average floor wall height (m)	2.74
Height of façade	35.6
Effective Leakage Area (cm ²)	41,137 D
Partitions	D
Wall RSI	2.68
Flat Roof RSI	4.63
Exposed Floor RSI	0.35
Heating system eff	77%
Front Door	2 each elevation
Type	Foamcore (Steel Polystyrene)
U value	1.01 D
Width (mm)	914.4 D
Window type	Double, alum, metal spacer
Back Windows	96
Total Area (m ²)	320.6
Front Windows	96
Total Area (m ²)	320.6
Side Windows	96 (each side)
Total Area (m ²)	320.6 (each side)
Window U-value (w/m ² k)	2.84 (solar coefficient of 0.86)
Misc	DHW natural gas, 367 kWh capacity, 78% eff

À noter que les *D* du Tableau 4.2 représentent des valeurs par défaut du logiciel utilisé dans l'étude ressource [35].

4.4.1 Zonage

Pour bien modéliser la demande thermique du bâtiment, un découpage en zones thermiques de chaque étage est nécessaire. Dans ce cas, chaque étage contient quatre zones tempérées : Nord, Sud, Est et Ouest, ainsi qu'un corridor qui n'est ni chauffé ni climatisé. La modélisation des zones ainsi que leurs superficies sont montrés à la Figure 4.7. Cependant, les 13 étages de l'immeuble donnent 65 zones thermiques ce qui surpasse la limite du modèle de bâtiment multizone de TRNSYS et qui rend la simulation fastidieuse. Pour simplifier sans trop perdre de précision, trois étages seront modélisés soit le rez-de-chaussée, le toit et un étage médian dont les résultats seront multipliés par 11 pour obtenir la consommation des 13 étages. L'immeuble est ainsi modélisé en 15 zones thermiques distribuées sur trois étages pour permettre la bonne simulation de l'impact du toit et du plancher sur les étages inférieur et supérieur. Cette méthode n'est pas idéale mais permet de diminuer drastiquement le nombre de zones tout en ne négligeant que partiellement l'effet de cheminée.

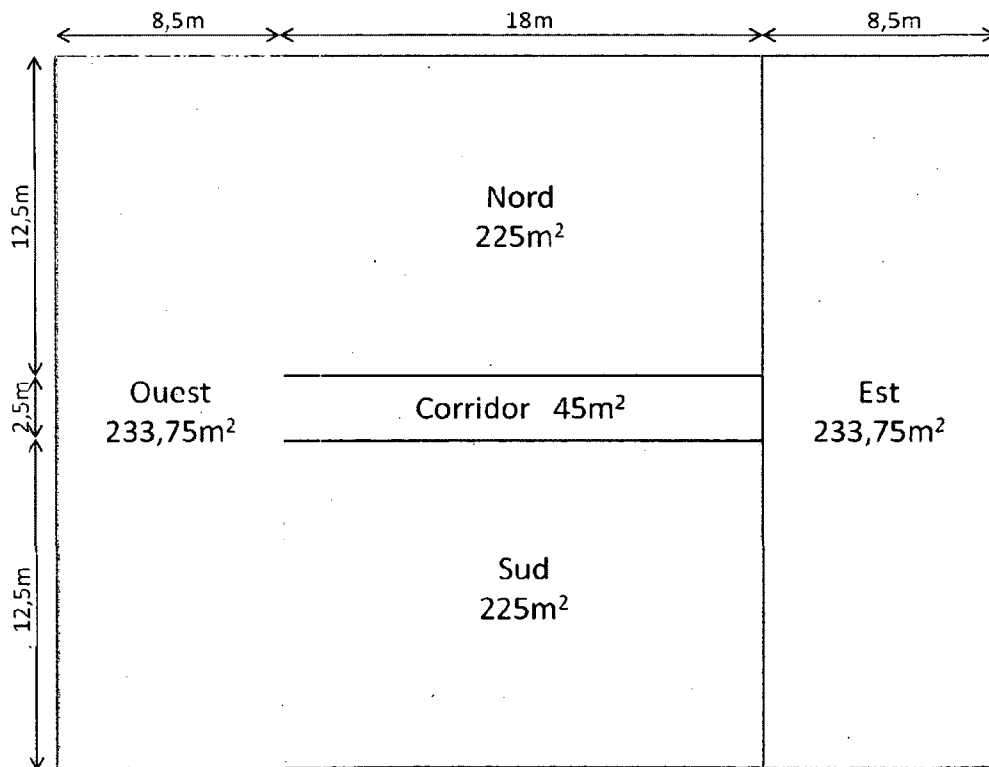


Figure 4.7 : Modélisation des zones thermiques d'un étage

4.4.2 Enveloppe et infiltration

L'enveloppe du bâtiment est construite à partir des assemblages de base de TRNSYS, seule l'épaisseur de l'isolant est modifiée pour se conformer aux valeurs RSI des murs, du toit et du plancher. Il en va de même pour les partitions entre différentes zones sur un même étage et pour plafonds/planchers entre les étages à ceci près qu'aucune modification à l'isolation n'a été apportée compte tenu de l'absence de données sur ces assemblages. Bien que des données sur l'aire effective de fuite (Effective leakage area) aient été données, l'infiltration est fixée à 0.2 ACH et la ventilation mécanique à 0.8 ACH. Le calcul à partir de l'aire effective de fuite requiert des données à chaque pas de temps sur le vent et la température extérieure et a donc été abandonné au profit de coefficients fixes standards.

4.4.3 Gains thermiques et horaires

Les gains thermiques émanant des divers appareils électriques, de l'éclairage et des occupants sont pris en compte dans la simulation. Ces gains suivent des horaires précis déterminés par le CMNÉB6 de type G avec des valeurs moyennes telles que stipulées au Tableau 4.2. Cependant, les gains dus à l'éclairage sont estimés à 13W/m^2 avec un coefficient de transfert convectif de 10%; les gains dus aux occupants, quant à eux sont estimés par le nombre d'occupants ainsi que par leur type d'activité : "seated, very light writing" de la norme ISO 7730.

4.4.4 Chauffage et climatisation

Tel qu'expliqué précédemment, les besoins en chauffage et en climatisation du bâtiment sont fournis par un système intégré au bâtiment et indépendants du système de trigénération. La demande est évaluée pour chaque pas de temps et est envoyée à l'échangeur de chaleur approprié (Figure 4.6) où cette demande sera comblée par le système de trigénération. Les demandes sont calculées sans système de trigénération afin de prescrire la puissance installée requise pour chaque zone. Ces demandes sont analysées statistiquement et leurs limites sont fixées afin de pourvoir au 98ième percentile, donc d'assurer que les besoins soient atteints 98% du temps. Les températures de consigne en chauffage et en climatisation sont

⁶ Code Modèle National de l'Énergie pour les Bâtiments

respectivement 21 et 25°C et les puissances totales installées dans chaque climat sont indiquées au Tableau 4.3.

Tableau 4.3 : Puissance installées pour différents climats

	Toronto	Edmonton	Montréal
Chauffage (kW)	534	723	619
Climatisation (kW)	595	574	567

4.4.5 Données météorologiques

Pour son bon fonctionnement, le modèle du bâtiment requiert plusieurs données météorologiques dont la température ambiante et l'humidité relative requise lors du calcul des pertes par infiltration ainsi que la température effective du ciel pour évaluer les pertes radiatives. Pour mesurer les gains solaires, le modèle recueille les niveaux de radiations solaires directes et diffuses sur chacune des cinq surfaces ainsi que l'azimut et le zénith du soleil à chaque heure.

4.5 Climatisation

Le système de climatisation tel qu'illustré à la Figure 4.8 est constitué d'un regroupement de machines à absorption, d'un réservoir de stockage froid et d'un échangeur de chaleur. Le circuit transforme la chaleur provenant du moteur en climatisation et la réachemine au bâtiment sur demande.

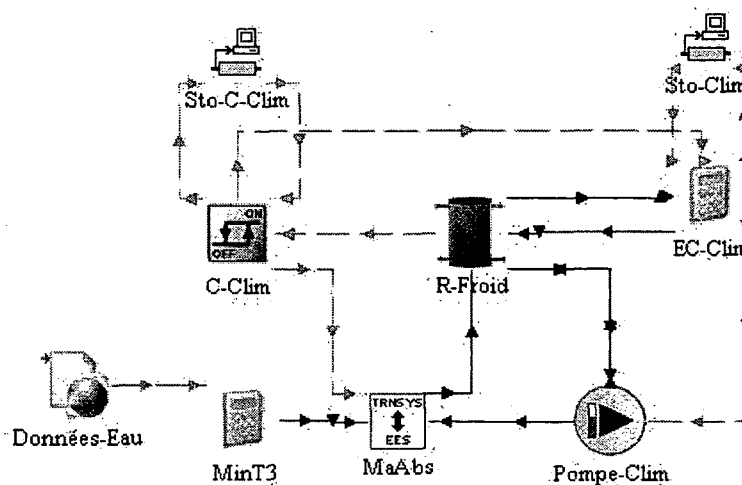


Figure 4.8 : Circuit de climatisation

Légende

EC-Clim : Échangeur de climatisation et contrôleur du nombre de machines en marche

R-Froid : Réservoir de stockage froid

MaABS : Machine à absorption

C-Clim : Contrôleur de mise en marche des machines à absorption

Sto : Stockage de données

4.5.1 Machines à absorption et lien EES (MaABS)

Pour transformer la chaleur fournie en climatisation une série de machines à absorption est utilisée, chacune des machines possédant une puissance au design de 100kW. Certaines simulations utilisent jusqu'à sept de ces machines afin de faciliter la simulation mais des simulations avec un nombre réduit de machines ont démontré qu'il était possible d'en limiter le nombre. Pour la simulation, le modèle conçu au chapitre 3 à l'aide du logiciel EES, est appelé par TRNSYS; ce dernier envoie les données de température à l'entrée du bouilleur, de l'évaporateur, de l'absorbeur et du condenseur à chaque pas de temps où le fonctionnement de la machine à absorption est requise. EES fait alors les calculs afin de déterminer la température à la sortie du bouilleur et de l'évaporateur ainsi que la puissance fournie à la pompe interne de la machine. Cette interaction permet d'évaluer les performances du système de climatisation sans utiliser un COP fixe et de mieux jauger l'efficacité de la machine hors des conditions de design. Cependant, ce processus augmente considérablement le temps de simulation de moins de cinq minutes sans l'interaction avec EES à plus de deux heures. Il est à noter que la température de condensation est limitée à un minimum de 12°C pour assurer le bon fonctionnement du modèle de la machine à absorption. Bien que l'eau courante puisse descendre à des températures inférieures et qu'une température de condensation plus faible soit fondamentalement plus souhaitable, la machine elle, est conçue pour des températures supérieures et ne permet pas son utilisation.

4.5.2 Réservoir de stockage froid (R-Froid)

Le réservoir de stockage froid permet de temporiser la mise en opération des machines à absorption afin d'assurer une meilleure performance des machines en assurant un fonctionnement à capacité maximale. La taille de ce réservoir dépend principalement de la charge de crête du bâtiment en climatisation elle est estimée à 120 m³ pour ce projet. Tout comme le réservoir chaud, le type 4a de TRNSYS est utilisé pour la simulation avec des dimensions de 8,5m de hauteur et 2,12m de rayon. Les pertes thermiques sont estimées comme étant uniformes pour tous les nœuds avec un coefficient d'échange avec l'extérieur de 2,5 kJ/h·m²·K et une température ambiante de sous-sol estimée par la moyenne entre la température du sol et celle de la zone Nord du rez-de-chaussée.

4.5.3 Pompes du stockage froid (Pompe-Clim)

Afin d'acheminer l'eau à refroidir du réservoir à la machine à absorption, une seule pompe à débit variable est utilisée et est modélisée à partir du type 2b de TRNSYS. Sa consommation est estimée à partir de l'équation 1.

4.5.4 Échangeur de chaleur air-eau (Ec-Clim)

L'eau froide stockée dans le réservoir passe dans un serpentin de climatisation afin de réduire la température de l'air apporté au bâtiment. L'efficacité de cet échangeur est fixée à 80% et utilise la température de consigne en climatisation soit 24,5°C pour calculer l'échange maximal d'énergie.

4.5.5 Système de contrôle

Trois types de contrôles sont nécessaires au bon fonctionnement de la climatisation. Le premier consiste en un contrôleur différentiel avec hystérésis (type 2b de TRNSYS) qui commande la mise en marche du groupe de machine à absorption lorsque la température de sortie du réservoir froid monte au-delà de 14°C et l'arrête lorsque cette température descend en-deçà de 10°C. Par la suite, la demande en climatisation du bâtiment des trois dernières heures est analysée pour déterminer combien de machines doivent être mises en fonction. Comme chaque machine à absorption fonctionne à plein régime, le débit circulant entre les machines à absorption et le réservoir froid est simplement égal au débit de design multiplié par le nombre de machines en marche. Le débit est ainsi actualisé en direction du bouilleur et de l'évaporateur permettant de simuler l'effet de plusieurs machines en marche sans pour autant augmenter le temps de calcul requis. Le dernier élément est un contrôleur de débit qui permet de faire fluctuer le débit passant du réservoir froid au serpentin de refroidissement du bâtiment pour assurer que la charge de climatisation demandée par celui-ci soit complètement obtenue.

4.6 Eau chaude sanitaire

L'eau chaude sanitaire est un besoin intrinsèque d'un bâtiment résidentiel et représente une charge quasi-constante tout au long de l'année. Il s'agit de réchauffer l'eau courante fournie par

la ville afin d'assurer une température de sortie de près de 50°C de façon constante. Cette demande est ici séparée des autres besoins du bâtiment afin de faciliter sa simulation et d'en assurer une meilleure exactitude.

4.6.1 Horaire de consommation

La consommation en eau chaude sanitaire suit les horaires déterminés par le CMNÉB⁷ de type G distinct pour la semaine et la fin de semaine. La valeur moyenne de consommation utilisée est stipulée au Tableau 4.2.

4.6.2 Échangeur du réservoir d'eau chaude sanitaire (E-ECS)

Un échangeur est requis pour éviter la contamination de l'eau chaude sanitaire par l'eau chaude sortant des moteurs. Bien qu'il y ait déjà un échangeur entre les gaz d'échappement des moteurs et l'eau de chauffage, un deuxième niveau de sécurité est employé. Cet échangeur a une efficacité fixe de 80% et est simulé par le type 91 de TRNSYS.

4.6.3 Réservoir d'eau chaude sanitaire (R-ECS)

Le réservoir d'eau chaude sanitaire est un réservoir cylindrique typique dont la taille dépend du nombre d'occupants et de la puissance calorifique disponible. Celle-ci, fixée à 5,2 m³ est basée sur des calculs de consommation d'une durée de 60 minutes et requiert techniquement un chauffage de 240kW. La température de sortie y est maintenue à 50°C grâce à l'apport en eau chaude de l'échangeur. Le diamètre de ce réservoir est de 1,49m et sa hauteur de 2,98m. Tout comme les deux autres réservoirs simulés, le coefficient d'échange avec l'extérieur est fixé à 2,5 kJ/h·m²·K avec une température ambiante équivalente à la température de la zone Sud du rez-de-chaussée.

⁷ Code Modèle National de l'Énergie pour les Bâtiments

4.7 Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons présenté la modélisation d'un système de trigénération couplant une série de moteurs et de machines à absorption assurant les besoins thermiques d'un immeuble à logement de 13 étages. Une description détaillée des différents composants du modèle a été présentée tout comme leurs caractéristiques principales.

CHAPITRE 5 RÉSULTATS

5.1 Analyse des climats étudiés

Pour cette étude, trois climats Canadiens distincts ont été étudiés soit ceux de Toronto, d'Edmonton et de Montréal. Ces climats, respectivement continental humide chaud, continental humide froid et continental sec représentent trois des principaux climats canadiens. Compte tenu des températures relativement douces, les climats maritimes Est et Ouest n'ont pas fait l'objet d'étude tout comme les climats arctiques et subarctiques qui sont trop peu habités. Les demandes en chauffage et climatisation du bâtiment décrit à la section 4.4 sont démontrées au Tableau 5.1 pour chacun de ces climats. Ces climats permettent d'analyser trois types de fonctionnement distincts : le premier plus axé sur la climatisation, le second sur le chauffage et le dernier alliant grande nécessité de chauffage et de climatisation.

Tableau 5.1 : Demandes de chauffage et climatisation du bâtiment selon le climat

	Degrés-jours ⁸		Consommation (GJ)		Puissance installée (kW)	
	Chauffage	Climatisation	Chauffage	Climatisation	Chauffage	Climatisation
Toronto	3956	276	2305	2726	534	595
Edmonton	5275	63	4049	2048	723	574
Montréal	4428	253	2915	2681	619	567

5.2 Validation et test du modèle

Avant de présenter les résultats obtenus avec le modèle il est nécessaire de vérifier le bon fonctionnement de celui-ci. Pour ce faire, une vérification des températures de chaque zone habitée ainsi qu'une vérification des bilans énergétiques sur les réservoirs seront menées.

5.2.1 Vérification du modèle de bâtiment

Afin de valider le modèle du bâtiment, les demandes en chauffage et climatisation obtenues par simulation ont été comparées aux données recueillies lors de la conception de l'archétype

⁸ Degrés-jours : mesure de l'écart entre la température moyenne d'un jour donné et une température de référence quantifiant les besoins en chauffage ou climatisation d'un climat. Le nombre de degrés-jours est la différence entre 18°C et la température moyenne d'une journée et est évalué sur une année standard pour un climat précis.

de l'immeuble à logement. Les données disponibles [35] ne représentent cependant que les consommations primaires en électricité et en gaz naturel et un tiers logiciel a été utilisé pour estimer, à partir de ces consommations totales, la quantité de chauffage et de climatisation requise. Ce tiers logiciel appelé « Screening Tool » est un outil web permettant d'estimer rapidement la consommation annuelle d'un bâtiment. Ce logiciel a été mis en ligne par l'office de l'efficacité énergétique de Ressources naturelles Canada et se base sur les résultats de nombreuses simulations sur le logiciel de mécanique du bâtiment DOE 2.1.

Les consommations annuelles des données disponibles [35] et du « screening tool » ont d'abord été comparées et les demandes en chauffage et climatisation suggérées par le « screening tool » ont été comparées aux demandes évaluées par le modèle à Toronto; ces comparaisons se retrouvent au Tableau 5.2. On y remarque que les écarts relatifs sont très faibles ce qui démontre une bonne conformité entre le présent modèle et les données recueillies sur des immeubles à logement réels de Toronto.

Tableau 5.2 : Comparaison du modèle aux données réelles de Toronto

Source	Consommation annuelle (kWh)		Source	Demande (GJ)	
	Électricité	Gaz Naturel		Chauffage	Climatisation
Archétype	1227520	1181586	Screening Tool	2365	2732
Screening Tool	1211357	1161944	TRNSYS	2305	2726
Écart (%)	-1,32%	-1,66%	Écart (%)	-2,55%	-0,22%

5.2.2 Vérification des températures internes

Puisque le bâtiment est chauffé et climatisé en deux temps et que la puissance permise à chaque zone est limitée, il est important qu'une vérification des températures zonales soit faite pour assurer qu'elles ne s'écartent pas trop des températures de consigne. Cette analyse a été menée sur les températures zonales de Montréal et a démontrée que les températures extrêmes des zones tempérées ne s'éloignent pas beaucoup des valeurs de consigne (établies à 21°C pour le chauffage et à 25°C pour la climatisation) comme le témoigne la Figure 5.1. Cette figure montre une vue en coupe de chaque étage, le rez-de-chaussée est au bas de la figure tandis que le dernier étage est au haut. Sur chaque coupe, la zone la plus haute est la zone nord. Les températures représentent les extrêmes froids et chauds respectivement qui

ne sont dépassés qu'un pourcent du temps. Il est toutefois à noter que la température des corridors qui ne sont ni chauffés ni climatisés n'est pas analysée puisque ceux-ci sont uniquement considérés comme des zones tampons. On remarque d'ailleurs que les zones nord sont plus susceptibles de descendre sous la température de consigne en chauffage compte tenu du plus faible rayonnement solaire sur le mur nord. Pour ces mêmes raisons, il aurait été attendu que les zones sud soient plus susceptibles de dépasser la consigne en climatisation ce qui n'est pas le cas. Toutefois, les écarts entre les températures extrêmes des zones nord et sud sont inférieurs à $0,05^{\circ}\text{C}$ et peuvent être expliqués par la différence de puissance installée dans chacune de ces zones.

Chauffage				Climatisation		
20,8	20,9	20,8	Étage supérieur	25,1	25,1	25,1
	Corridor				Corridor	
	21,0				25,1	
20,9	20,8	20,8	Étages Intermédiaires	25,1	25,1	25,1
	Corridor				Corridor	
	21,0				25,0	
20,5	20,3	20,5	Rez-de-chaussée	25,0	25,0	25,0
	Corridor				Corridor	
	20,5				25,0	

Figure 5.1 : Valeurs des températures extrêmes en degrés Celsius pour chaque zone

5.2.3 Bilan énergétique des différents réservoirs

Pour vérifier le bon fonctionnement du modèle, il est nécessaire d'assurer qu'il n'y ait ni pertes ni gains majeurs qui pourraient discréditer les résultats de cette étude. Or, pour estimer les flux énergétiques entrants et sortants, un bilan a été fait sur chaque réservoir de telle sorte

qu'il est possible de mesurer la précision des calculs. Les entrées, sorties, pertes et variations d'énergie interne ont été mesurées et sont représentées dans les tableaux ci-dessous. Le « lack of closure » c.à.d. la différence entre les entrées et la somme des trois autres quantités, est d'ailleurs calculé afin de déterminer la quantité d'énergie indument gagnée ou perdue. Ces faibles valeurs, soit en deçà de 1% pour chaque réservoir, sont probablement dues à une erreur d'arrondi, ce qui cadre parfaitement avec le fait que les pourcentages d'écart sont proportionnels à l'énergie contenue dans chaque réservoir. Toutefois, ces écarts ne tendent pas à s'annuler et leurs sommes sont presque toujours positives ce qui n'a pu être expliqué.

Tableau 5.3 : Bilan énergétique du réservoir chaud

Réservoir Chaud						
Mois	Entrées (kWh)	Sorties (kWh)	Pertes (kWh)	Énergie interne (kWh)	Lack of closure (kWh)	Relative lack of closure ⁹
Jan	256716	254097	3442	317	1140	0,44%
Fév	209419	207308	3191	-304	775	0,37%
Mars	153686	149699	3698	735	445	0,29%
Avr	95487	91902	3893	-193	113	0,12%
Mai	148622	145607	4041	164	1190	0,80%
Juin	209809	208315	3804	10	2320	1,11%
Juil	262400	262339	3794	-50	3683	1,40%
Août	234837	233968	3794	83	3008	1,28%
Sep	154479	152120	3733	176	1550	1,00%
Oct	89149	86221	3937	-643	366	0,41%
Nov	107340	104044	3576	-63	217	0,20%
Déc	215196	213041	3478	-452	872	0,41%
Total	2137142	2108659	44381	-220	15678	0,73%

⁹ Rapport entre le "Lack of closure" et la somme des entrées.

Tableau 5.4 : Bilan énergétique du réservoir froid

Réservoir Froid						
Mois	Entrées (kWh)	Sorties (kWh)	Pertes (kWh)	Énergie interne (kWh)	Lack of closure (kWh)	Relative lack of closure ⁹
Jan	40	0	219	-178	0	0,73%
Fév	215	0	172	43	0	0,12%
Mars	3147	1914	15	1224	6	0,18%
Avr	21562	21182	282	123	26	0,12%
Mai	83001	83008	223	-141	89	0,11%
Juin	140652	140434	119	355	256	0,18%
Juil	184156	184304	25	201	375	0,20%
Août	164296	164397	-18	285	368	0,22%
Sep	98626	99082	13	-265	205	0,21%
Oct	35671	35513	68	124	34	0,09%
Nov	3334	3520	121	-303	5	0,15%
Déc	170	0	169	2	0	0,09%
Total	734870	733355	1408	1470	1363	0,19%

Tableau 5.5 : Bilan énergétique du réservoir d'eau chaude sanitaire

Réservoir ECS						
Mois	Entrées (kWh)	Sorties (kWh)	Pertes (kWh)	Énergie interne (kWh)	Lack of closure (kWh)	Relative lack of closure ⁹
Jan	29683,4	29708,1	-5,7	-7,0	12,0	0,04%
Fév	27462,7	27485,3	-10,6	-1,2	10,8	0,04%
Mars	30136,9	30155,6	-11,3	4,4	11,7	0,04%
Avr	28074,5	28079,0	-1,6	9,1	12,0	0,04%
Mai	27182,6	27174,5	12,3	11,1	15,3	0,06%
Juin	24629,4	24611,3	22,5	11,2	15,6	0,06%
Juil	23956,9	23938,2	28,9	6,8	17,1	0,07%
Août	23193,4	23174,4	34,2	1,7	16,9	0,07%
Sep	22890,3	22873,6	36,1	-4,6	14,8	0,06%
Oct	24632,8	24621,9	34,3	-9,6	13,7	0,06%
Nov	25531,7	25534,3	20,6	-11,2	12,0	0,05%
Déc	28395,9	28413,5	5,5	-10,8	12,4	0,04%
Total	315770,5	315769,7	165,3	-0,2	164,3	0,05%

5.3 Analyse du fonctionnement du système de trigénération

5.3.1 Analyse de la consommation énergétique

Pour mieux comprendre la consommation énergétique du système de trigénération, une analyse de son utilisation pour le chauffage, la climatisation, la génération électrique, le chauffage de l'eau chaude sanitaire ainsi que les pertes, est présentée pour chaque climats de la Figure 5.2 à la Figure 5.7. Ces consommations partielles représentent les demandes telles que consommées sous leur forme énergétique finale, aucune conversion n'est considérée. Les pertes, elles, sont évaluées à partir de la consommation totale du système à laquelle on soustrait les autres consommations afin que la hauteur totale de la colonne soit équivalente à la consommation totale en gaz naturel. Elles sont dues aux pertes de chaleur du groupe électrogène, aux pertes de chaleur des réservoirs et à la transformation de la chaleur en énergie frigorifique. Il est à noter que la consommation électrique des pompes supplémentaires est directement soustraite à la génération électrique et n'est donc pas considérée dans les pertes.

Les consommations totales suivent adéquatement les climats puisque la consommation totale à Toronto est plus forte en été, à Edmonton en hiver et à Montréal en été bien que la consommation en hiver soit pratiquement équivalente. La consommation maximale en climatisation se produit en juillet, le mois le plus chaud, avec des températures moyennes pour Toronto, Edmonton et Montréal de 22.2°C, 17.4°C et 20.9°C respectivement. La consommation maximale en chauffage pour les trois climats se produit en janvier avec des moyennes respectives de -4.2°C, -13.9°C, -10.2°C.

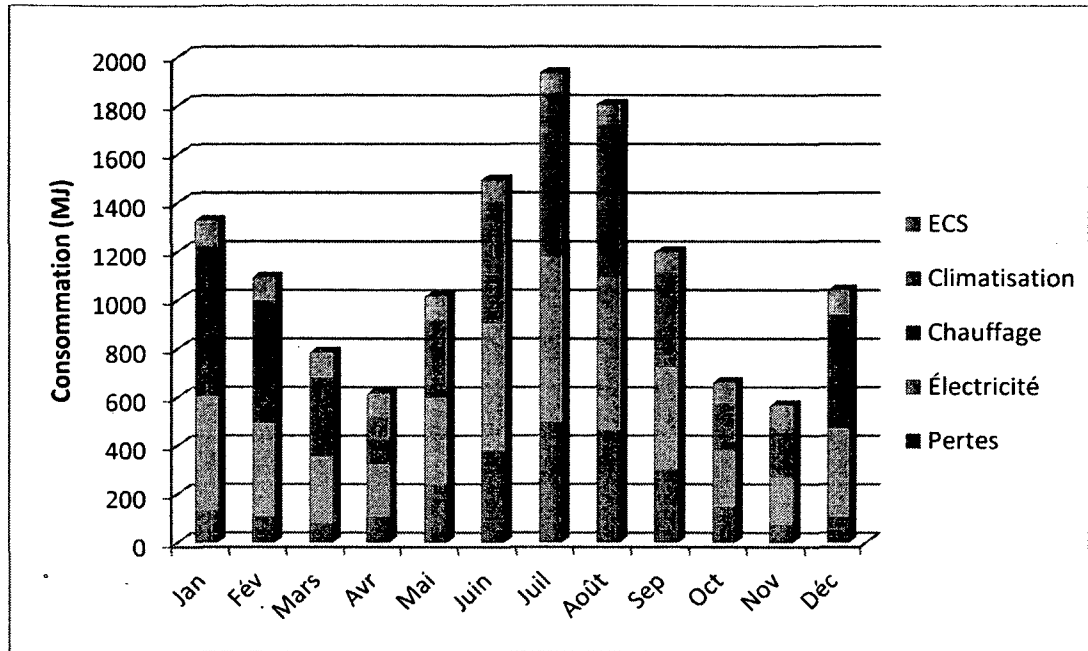


Figure 5.2 : Consommations partielles à Toronto

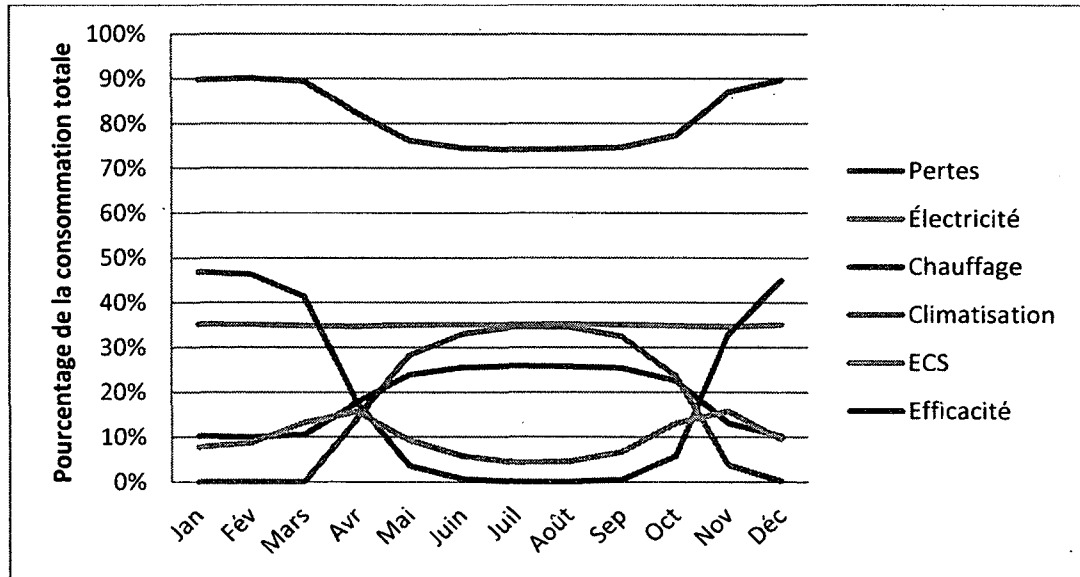


Figure 5.3 : Fractions de la consommation totale à Toronto

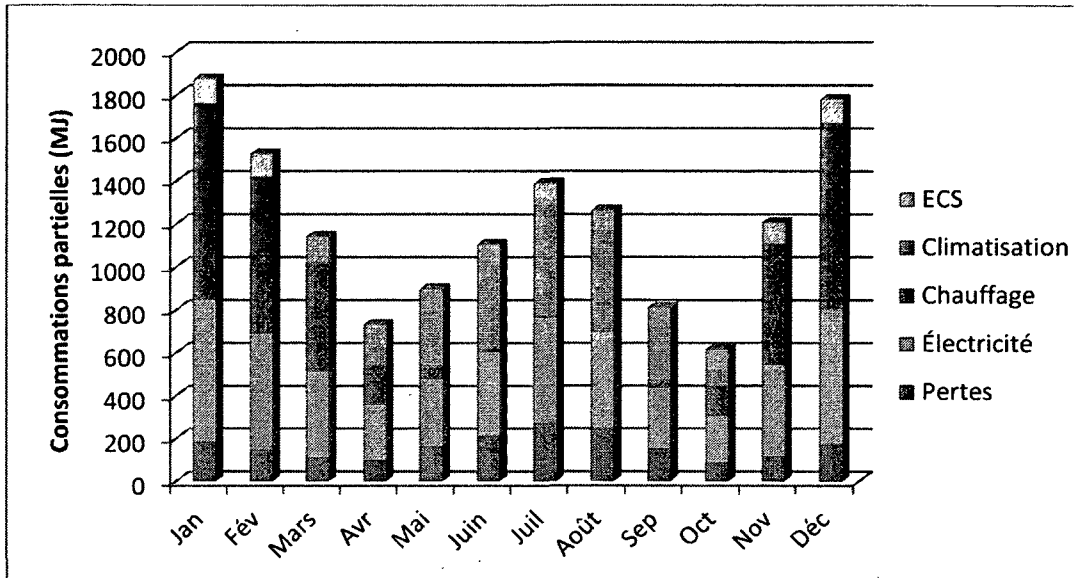


Figure 5.4 : Consommations partielles à Edmonton

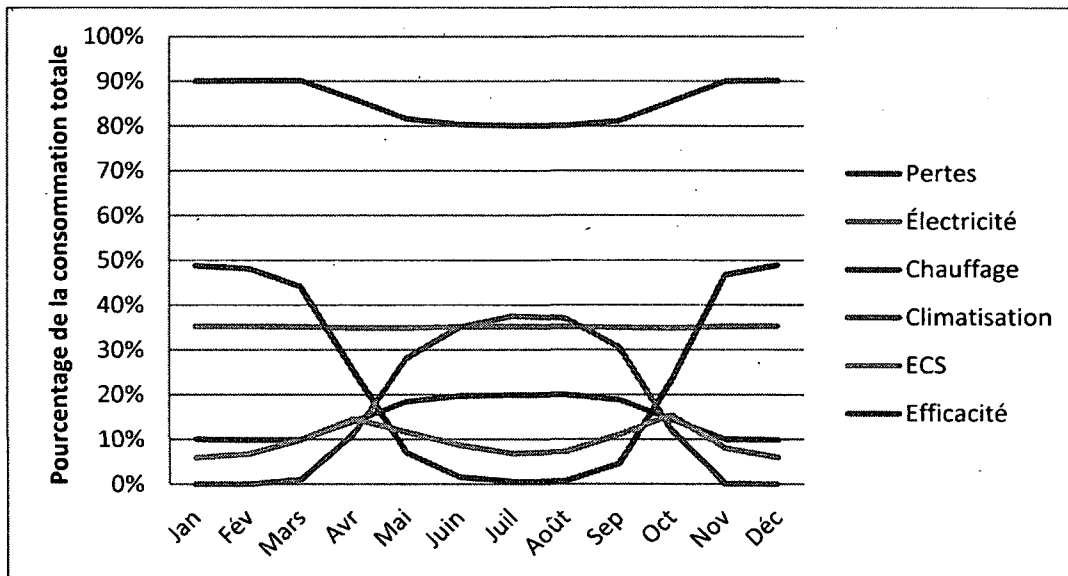


Figure 5.5 : Fractions de la consommation totale à Edmonton

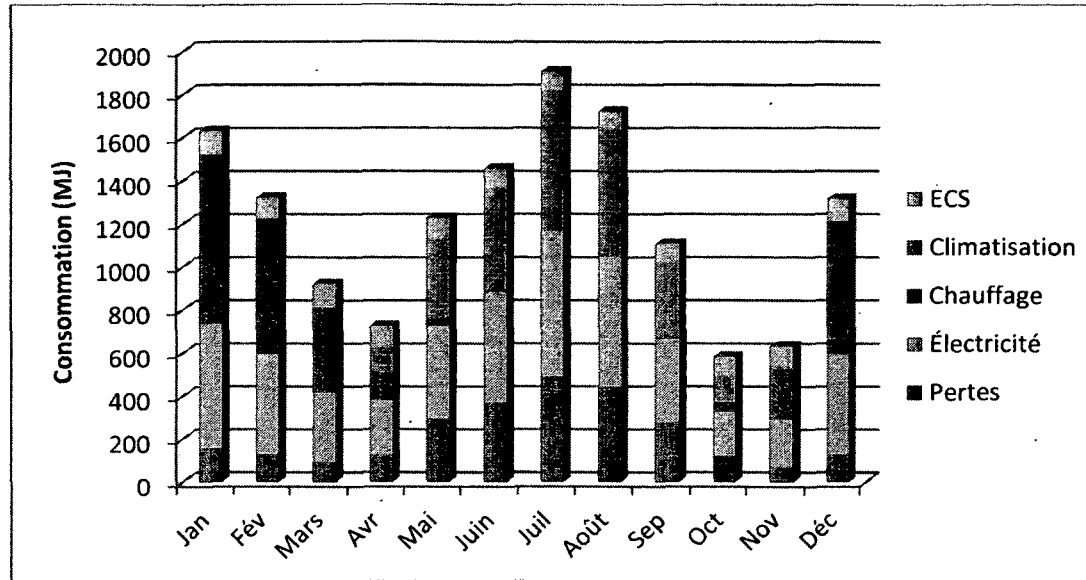


Figure 5.6 : Consommations partielles à Montréal

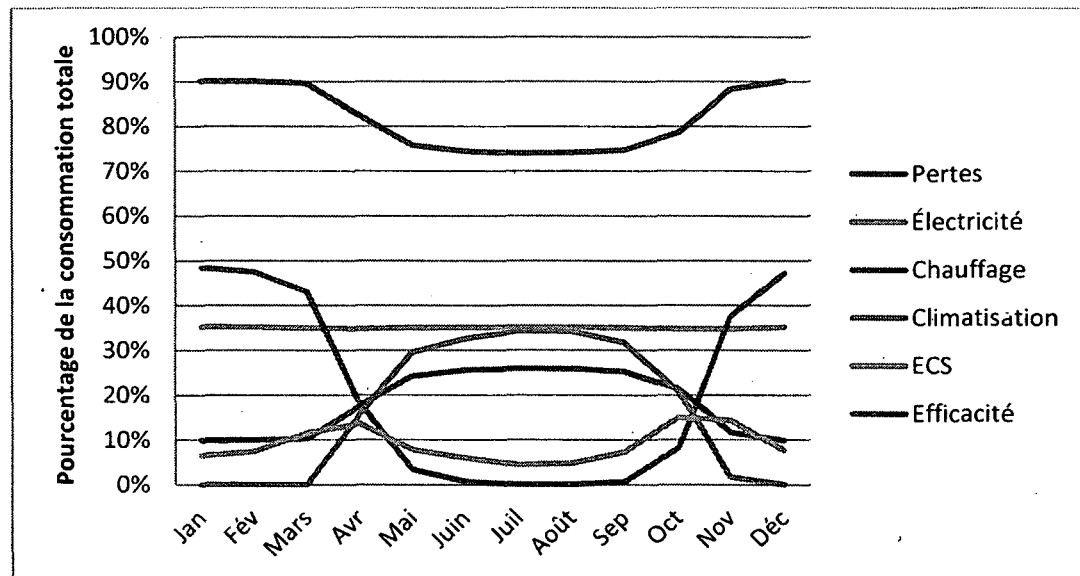


Figure 5.7 : Fractions de la consommation totale à Montréal

Dans ces figures, on remarque que les pertes sont généralement proportionnelles à la consommation totale puisqu'une grande partie de celles-ci sont dues aux pertes du groupe électrogène. On remarque aussi que ces pertes sont plus importantes durant les mois ayant des demandes de climatisation plus fortes ce qui s'explique par l'ajout d'une limite d'efficacité supplémentaire imposée par la machine à absorption. On peut donc assumer que l'efficacité du système en chauffage est de l'ordre de 90% tandis que l'efficacité en climatisation varie entre 75 et 80% selon le climat. Les pertes sont donc plus importantes à

Montréal et Toronto où l'on remarque une quantité accrue de climatisation. La fraction d'électricité générée reste sensiblement constante puisque les moteurs fonctionnent toujours au point de design, les seules variations sont causées par la consommation électrique des pompes qui est soustraite de l'électricité produite. La fraction de la consommation allouée à l'eau chaude sanitaire est légèrement inférieure à 10% pour tous les climats et augmente dans les entre-saisons. Sa valeur absolue diminue quelque peu en été et augmente légèrement en hiver puisque la température de l'eau d'approvisionnement varie en fonction de la température du sol. Cette température suit une courbe sinusoïdale avec un minimum en janvier et un maximum en juillet.

5.3.2 Opération de la machine à absorption

Le système de trigénération simulé dans cette étude a comme particularité importante l'utilisation d'un modèle de machine à absorption conçue spécialement pour cette application et permettant d'évaluer les performances de la machine hors du point de design. Les températures externes d'opération de la machine à absorption ainsi que le COP résultant sont respectivement illustrés à la Figure 5.8 et à la Figure 5.9.

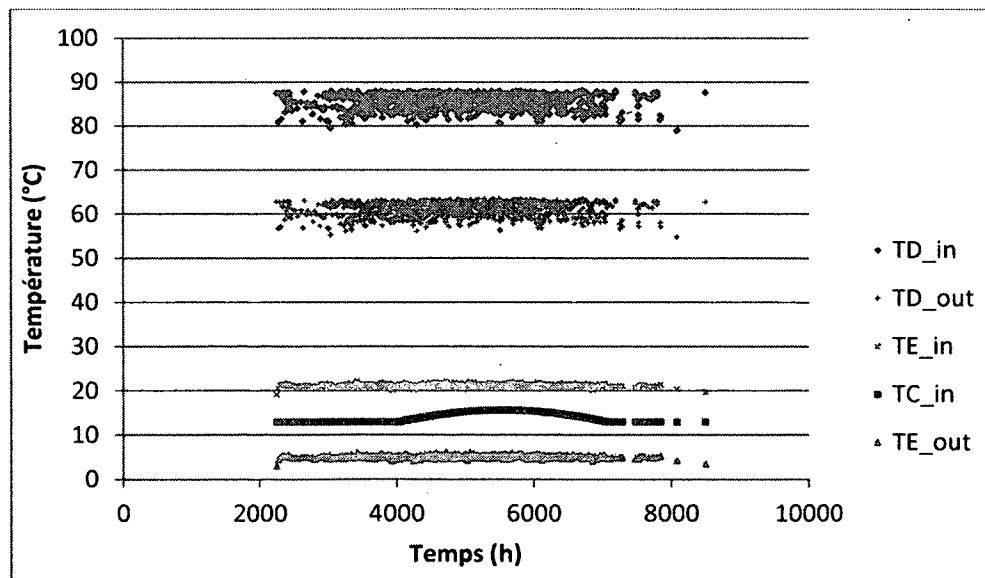


Figure 5.8 : Températures d'opération de la machine à absorption à Toronto

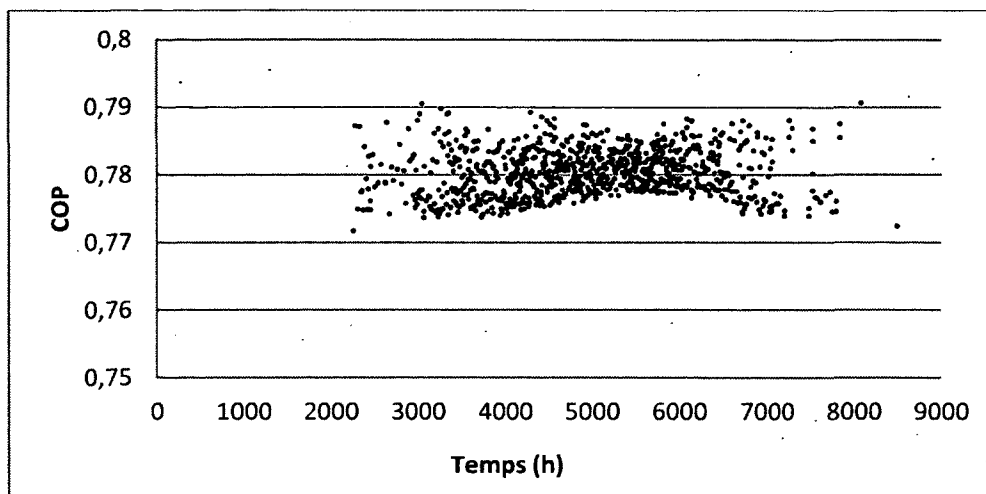


Figure 5.9 : Coefficient de performance de la machine à absorption à Toronto

On note que malgré une température d'entrée au désorbeur variant entre 80 et 90°C, le COP de la machine à absorption reste très constant avec une moyenne de 0.78 et un écart moyen de moins de 0.003 soit 3.5%. Ceci est en partie dû au stockage thermique froid qui permet de maintenir le fonctionnement de la machine à absorption à plein régime et à la faible variation de la température des fluides externes au condenseur, à l'absorbeur et à l'évaporateur. On remarque aussi que la hausse de la température au condenseur coïncide avec une augmentation du COP entre 4000 et 7000 heures puisque cette température se rapproche du point de design fixé à 15°C.

5.3.3 Temps de fonctionnement du système

Le système de trigénération modélisé utilise un grand nombre de moteurs et de machines à absorption qui pourrait être réduit et optimisé en accord avec la taille des réservoirs de stockage. Les pourcentages d'utilisation de chaque niveau de moteurs et de chaque machine à absorption sont présentés aux Tableau 5.6 à Tableau 5.8. On y remarque que dans l'état actuel, certains niveaux de moteurs et machines à absorption sont superflus voir inutilisés. Au moins un moteur est en usage pendant près de 75% du temps ce qui démontre une génération relativement constante. Le niveau d'utilisation des machines à absorption est toutefois moins élevé tout particulièrement à Edmonton où aucune machine n'est en fonction pendant 87% du temps. Une diminution du nombre de machines à absorption et de moteur est donc possible puisqu'aucun climat n'utilise tous les niveaux de moteur ni toute les machines à absorption.

Tableau 5.6 : Utilisation des moteurs et machines à absorption à Toronto

Moteurs		Machine à absorption	
Niveau	Utilisation	Nombre	Utilisation
0	26%	0	76%
1	36%	1	19%
2	18%	2	21%
3	14%	3	24%
4	5%	4	22%
5	12%	5	14%
6	9%	6	0%
7	6%	7	0%
8	0%		

Tableau 5.7 : Utilisation des moteurs et machines à absorption à Edmonton

Moteurs		Machine à absorption	
Niveau	Utilisation	Nombre	Utilisation
0	25%	0	87%
1	35%	1	21%
2	14%	2	23%
3	14%	3	26%
4	8%	4	17%
5	12%	5	7%
6	10%	6	5%
7	6%	7	0%
8	0%		

Tableau 5.8 : Utilisation des moteurs et machines à absorption à Montréal

Moteurs		Machine à absorption	
Niveau	Utilisation	Nombre	Utilisation
0	25%	0	77%
1	34%	1	18%
2	16%	2	21%
3	14%	3	29%
4	6%	4	16%
5	14%	5	11%
6	8%	6	5%
7	8%	7	0%
8	0%		

5.3.4 Analyse d'une semaine d'hiver

La semaine du 31 Janvier au 5 Février a été analysée et les résultats sont illustrés de la Figure 5.10 à la Figure 5.12. Ces résultats sont tirés d'un système de trigénération dont le nombre de moteurs et de machines à absorption a été restreint et n'a été simulé que pour le climat d'Edmonton. Lors de cette semaine, les températures extérieures ont oscillé entre 2.6 et -26.1°C ce qui explique adéquatement la variation de la demande en chauffage. Le chauffage et la génération d'électricité sont très bien corrélés puisque la mise en marche du groupe électrogène est dictée par le besoin en chauffage. On remarque cependant certains écarts qui sont principalement dus à l'effet du stockage thermique. Toutefois, lorsque comparée à la consommation d'électricité du bâtiment pour l'éclairage et les appareils électroménagers, on remarque que la génération est décalée et ne correspond pas aux besoins du bâtiment. Il en résulte qu'en hiver, l'électricité générée pourrait servir à chauffer des immeubles voisins puisqu'ils risquent d'avoir des besoins en chaleur similaires à ce bâtiment mais ne répond pas adéquatement aux autres demandes électriques.

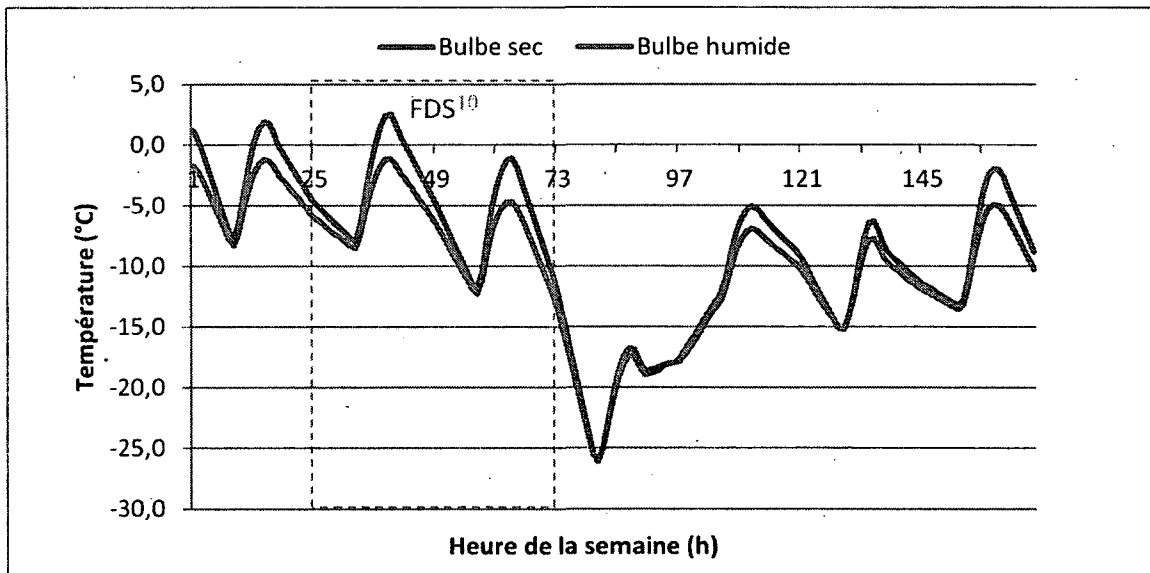


Figure 5.10 : Températures extérieures de bulbes sec et humide lors d'une semaine d'hiver à Edmonton

¹⁰ Fin de semaine

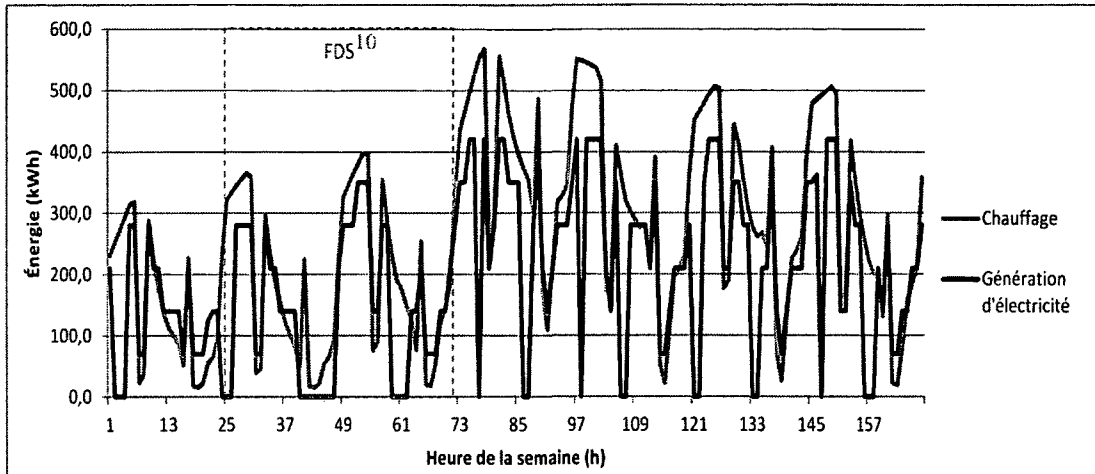


Figure 5.11 : Corrélation entre chauffage et génération d'électricité d'une semaine d'hiver à Edmonton

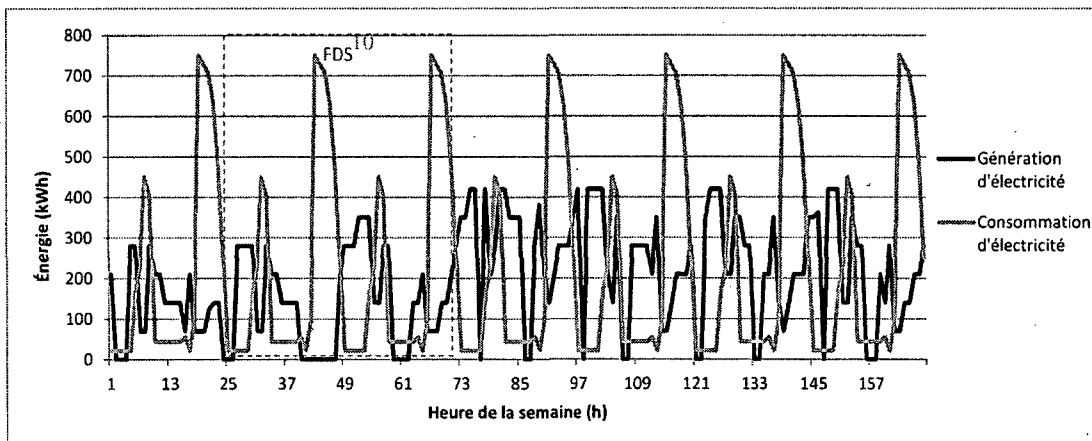


Figure 5.12 : Corrélation entre consommation et génération d'électricité d'une semaine d'hiver à Edmonton

5.3.5 Analyse d'une semaine d'été

La semaine du 25 au 31 Juillet a été analysée et les résultats pour Edmonton sont illustrés de la Figure 5.13 à la Figure 5.15. Lors de cette semaine, les températures extérieures ont oscillé entre 5.8 et 27.5°C et expliquent les besoins en climatisation du bâtiment. On remarque que la climatisation et la génération d'électricité sont très bien corrélées puisqu'en été, la mise en marche du groupe électrogène est dictée par le besoin en chaleur du stockage chaud qui est à son tour déterminé principalement par le besoin en climatisation. Certains écarts persistent et sont principalement dus au stockage thermique. La corrélation entre la génération et la consommation d'électricité en été est meilleure qu'en hiver mais ne semble toujours pas être optimale. Comme en hiver, il semble que l'électricité générée, selon ce système de contrôle,

puisse plus adéquatement servir pour climatiser les immeubles voisins qui auraient des besoins en climatisation similaires à ce bâtiment. Il est probable que le système puisse être optimisé pour favoriser une meilleure coïncidence de la génération et de la consommation à partir de contrôles plus précis et d'une optimisation de la taille des réservoirs de stockage et du nombre de moteurs. Dans ce cas, la trigénération pourrait s'avérer un bon moyen d'amenuiser l'impact des demandes de pointes quotidiennes. Il est à noter qu'il est possible d'avoir une demande en climatisation malgré une température extérieure inférieure à 20°C. Cette demande survient principalement au dernier étage en raison du surplus de chaleur créé par la radiation solaire, les charges internes et l'effet de plume thermique qui envoie le surplus de chaleur des étages inférieurs vers le haut.

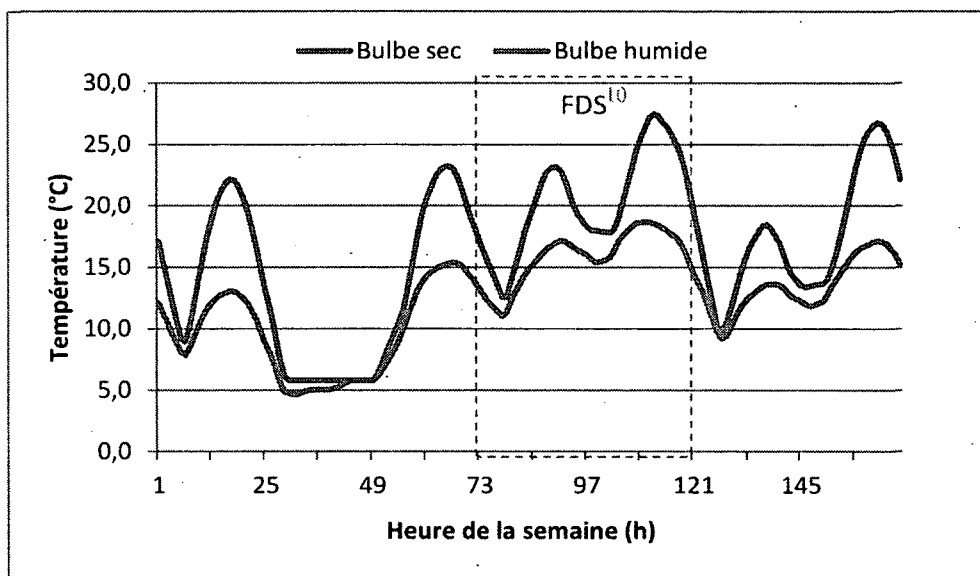


Figure 5.13 : Températures extérieures de bulbes sec et humide lors d'une semaine d'été à Edmonton

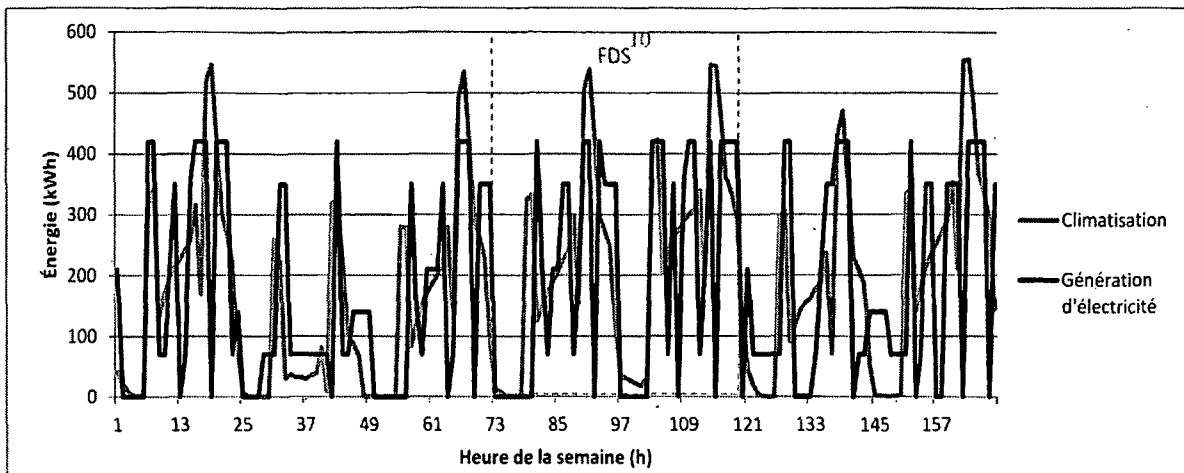


Figure 5.14 : Corrélation entre climatisation et génération d'électricité d'une semaine d'été à Edmonton

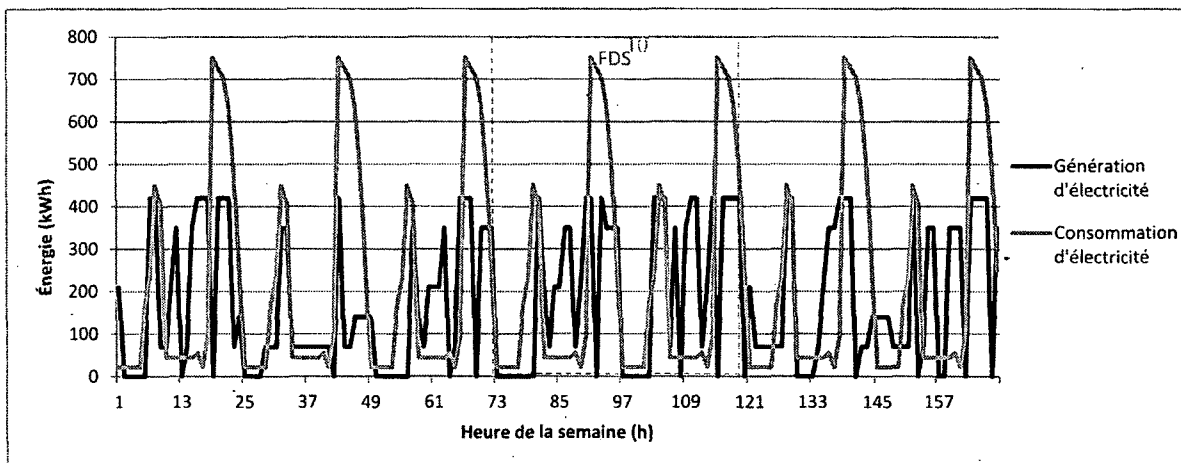


Figure 5.15 : Corrélation entre consommation et génération d'électricité d'une semaine d'été à Edmonton

5.4 Comparaison de la trigénération aux autres scénarios traditionnels

Pour mesurer l'intérêt et les performances du système de trigénération modélisé, deux autres scénarios seront considérés : le cas de base « Business as Usual » (BAU) et le meilleur scénario possible « Best Available Technology » (BAT). Ces scénarios proposent une méthode alternative pour combler les mêmes besoins du bâtiment tout en générant la même quantité d'électricité. Dans ces deux cas, l'électricité est fournie par le réseau électrique et les demandes pour le chauffage et l'eau chaude sanitaire sont comblées par des chaudières installées pour le bâtiment. La consommation d'énergie brute pour chaque scénario sera évaluée et puisque le système de trigénération fonctionne au gaz naturel, il en sera de même pour les autres scénarios. Ce choix est justifié par l'utilisation très commune du gaz naturel

pour le chauffage et la génération d'électricité de pointe. Une évaluation du portrait de la génération énergétique serait probablement plus intéressante mais demanderait un effort trop important et risquerait d'influencer de façon indésirable les résultats compte tenu du portfolio très distinct des différentes provinces évaluées.

La consommation de l'énergie primaire sera donc évaluée pour chacun de ces deux scénarios à partir de coefficients d'efficacité fixes pour chaque type de demande. Les efficacités de la génération électrique sont estimées à partir d'une turbine à gaz de faible efficacité dans le cas du BAU et à partir d'un cycle combiné, turbine à gaz et vapeur, pour le BAT. Les efficacités du chauffage et du chauffage de l'eau chaude sanitaire sont estimées à partir de chaudières au gaz naturel. Bien qu'il existe des chaudières de meilleure et de moins bonne efficacité, des valeurs d'efficacité plus communes ont été préférées. Enfin, la climatisation se fait à l'aide de cycles à compression traditionnelles ayant des coefficients de performance électrique standards qui sont par la suite convertis en coefficients de gaz naturel à partir de leur efficacité électrique susmentionnée. Les efficacités et coefficients de performance utilisés sont résumés et chiffrés au Tableau 5.9.

La consommation en gaz naturel de chaque processus est ensuite calculée à partir des besoins du bâtiment et de ces coefficients et permettra d'évaluer la performance du système de trigénération considéré.

Tableau 5.9 : Efficacités et COP des processus pour chaque scénario

Eff/COP	Électricité	Chauffage	ECS	Climatisation	
				Électrique	Gaz naturel
BAU	0,35	0,8	0,8	3,5	1,225
BAT	0,55	0,9	0,9	7	3,85

5.4.1 Résultats de la comparaison

La comparaison du système de trigénération aux scénarios alternatifs définis précédemment a été menée pour chacun des climats et montre des résultats particulièrement encourageants (Figure 5.16). En effet, la trigénération se compare fort avantageusement au BAU proposant des économies de gaz naturel de l'ordre de 35% et suggère même une consommation

moindre ou comparable au BAT. En effet, une réduction de 8% est atteinte à Edmonton, une faible augmentation de 3% est concédée à Toronto tandis que la consommation est similaire à Montréal avec une augmentation de moins d'un pourcent sur la consommation du BAT. La consommation totale et de par ce fait la génération d'électricité sont plus importantes à Montréal et Edmonton qu'à Toronto puisque la somme des demandes de chauffage et de climatisation y sont supérieures (voir Tableau 5.1). Bien que la méthodologie de cette évaluation ne permet pas d'assurer la précision des résultats au point d'assurer la viabilité de la trigénération dans un climat comme Toronto, les résultats d'Edmonton et même de Montréal sont très encourageants.

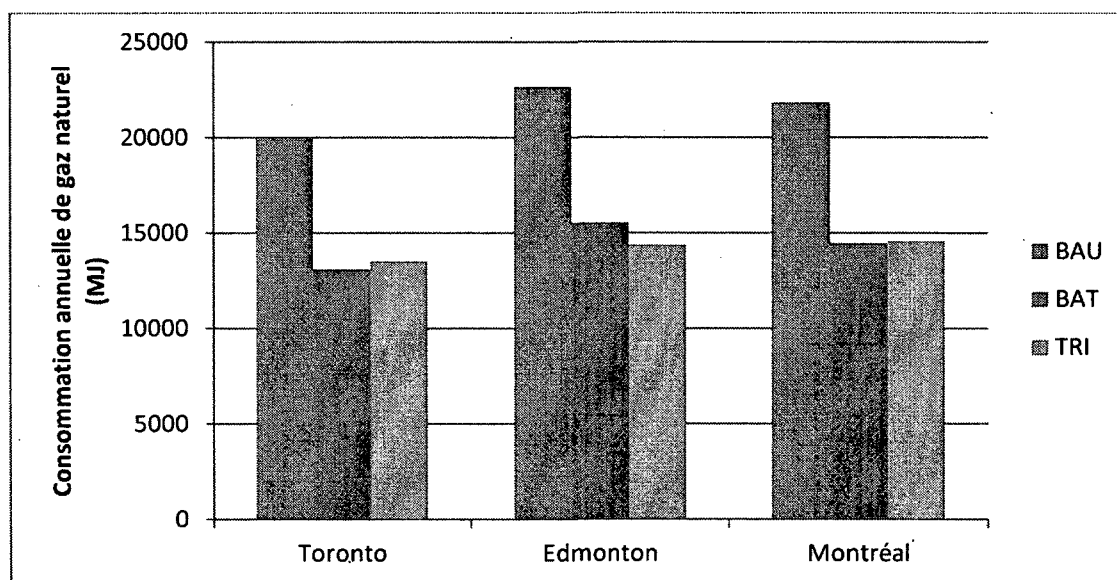


Figure 5.16 : Consommation annuelle de gaz naturel pour différents climats

Comme la Figure 5.17 le démontre, ce gain de performance face au BAT se fait particulièrement lors des périodes froides et démontre l'efficacité supérieure de la trigénération en mode chauffage. Toutefois, ce gain est réduit lors des périodes chaudes où l'efficacité des systèmes de climatisation à compression assure une performance plus élevée par rapport à la machine à absorption. La Figure 5.18 et la Figure 5.19 démontrent respectivement que les climats plus froids en hiver d'Edmonton et de Montréal permettent un gain sur le BAT plus important sur une plus longue période par rapport au climat doux de l'hiver dans le climat de Toronto. Inversement, l'été chaud de Toronto et Montréal occasionne

plus de pertes face au BAT ce qui explique que Toronto présente la plus faible efficacité et Edmonton la meilleure.

Ainsi, une corrélation directe peut-être faite entre l'efficacité du système de trigénération et le ratio des demandes en chauffage et climatisation; les climats plus froids en été et en hiver comme Edmonton présentent une excellente situation pour la trigénération. Ce résultat est particulièrement intéressant pour la génération électrique canadienne puisque le climat continental chaud de Toronto ne représente qu'une faible proportion du territoire et que les climats d'Edmonton et de Montréal représentent adéquatement l'Alberta, la Saskatchewan, le Manitoba, le Québec et la majeure partie de l'Ontario.

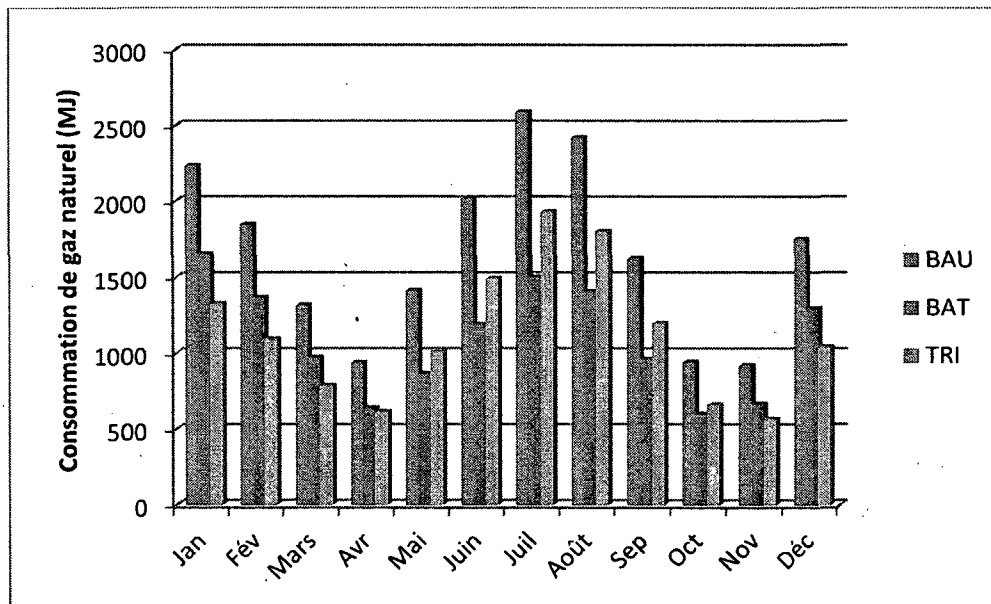


Figure 5.17 : Comparaison mensuelle de la consommation de gaz naturel des différents scénarios à Toronto.

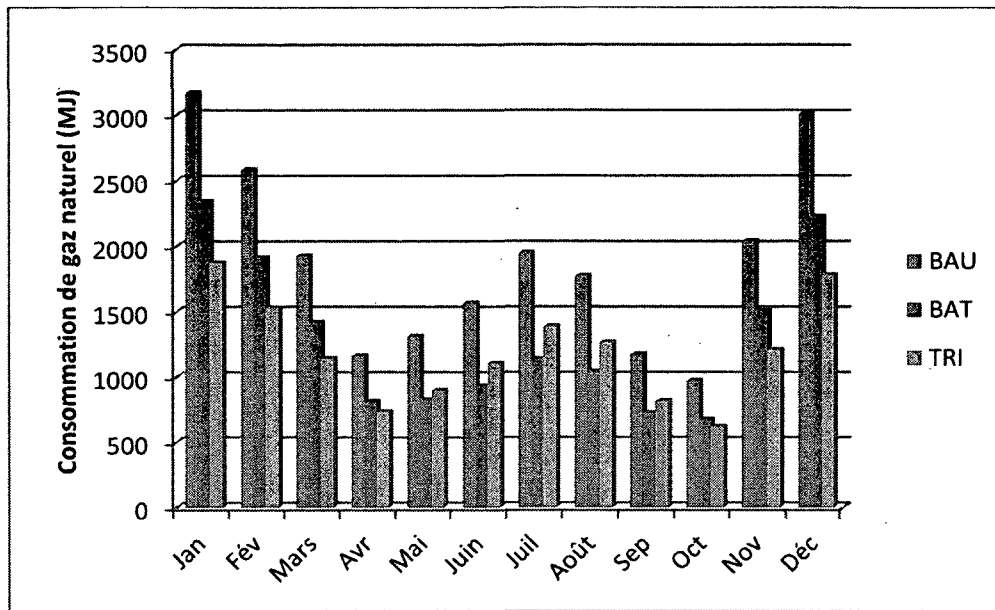


Figure 5.18 : Comparaison mensuelle de la consommation de gaz naturel des différents scénarios à Edmonton

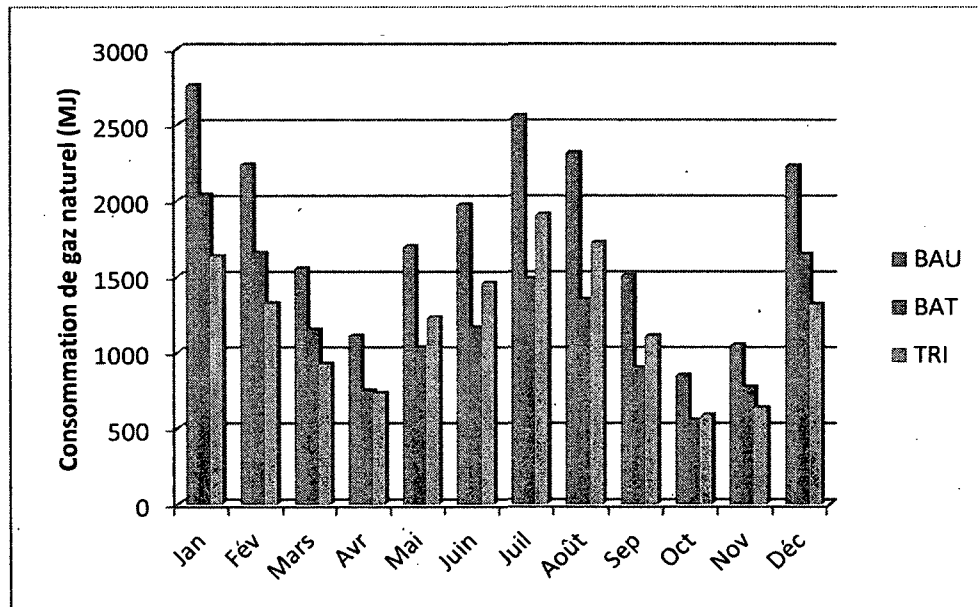


Figure 5.19 : Comparaison mensuelle de la consommation de gaz naturel des différents scénarios à Montréal

5.5 Corrélation entre génération et demandes de pointe saisonnières

Le but de la trigénération n'est pas uniquement d'augmenter l'efficacité énergétique mais aussi de répondre plus adéquatement aux demandes de pointe. Ces demandes, tel qu'expliqué précédemment, peuvent être journalières (voir sections 5.3.3 et 5.3.4), pendant les périodes du jour où la consommation électrique est plus forte mais peuvent aussi être saisonnières, durant quelques mois de plus forte consommation. Afin d'évaluer la capacité de la trigénération à répondre aux demandes de pointe saisonnières une comparaison a été faite entre la génération mensuelle du système simulé et la consommation électrique de différentes régions. La Figure 5.20 démontre que la génération d'électricité par le système de cogénération se corrèle adéquatement à la consommation générale pour les États-Unis¹¹ puisque les mois de plus forte et de plus faible demande correspondent. Le fait qu'une plus grande proportion de l'électricité soit générée durant les mois de forte consommation n'est pas signe de gaspillage d'électricité, bien au contraire. Pour combler les demandes de pointes il est important que cette génération soit très grande lors de ces périodes et très faible lors des creux de demande. Cela permet d'aplanir la consommation globale afin de permettre aux grandes centrales traditionnelles qui sont conçues pour fournir une quantité d'électricité constante de fonctionner plus efficacement. La trigénération pourrait donc permettre de diminuer les arrêts et départs de ces centrales et remplacer celles qui ne fonctionnent que pendant ces périodes.

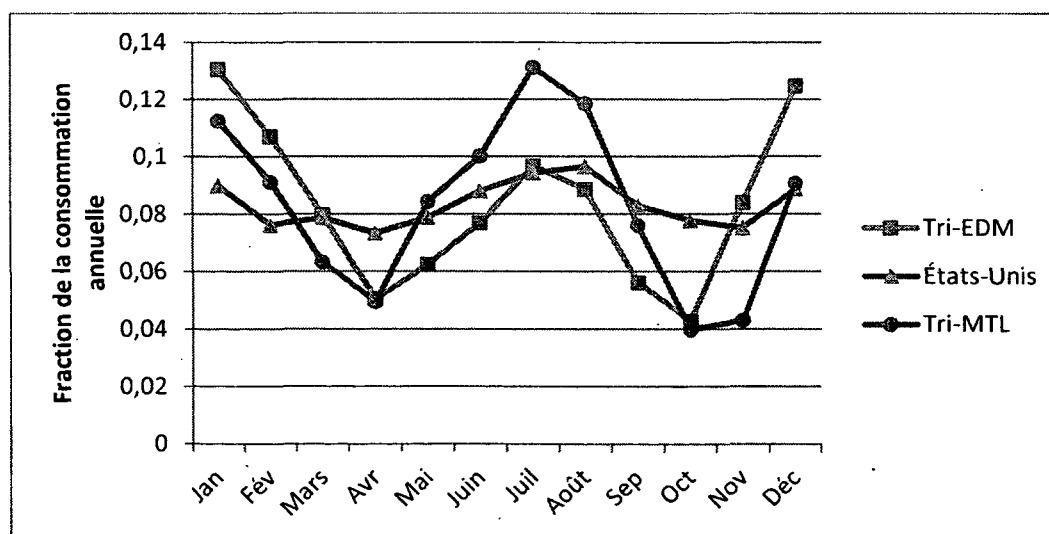


Figure 5.20 : Comparaison de la génération électrique mensuelle à la consommation des États-Unis

¹¹ Génération électrique totale des États-Unis pour l'année 2010, U.S. Energy Information Administration.

Au Québec la faible demande en climatisation qu'on remarque à la Figure 5.21 fait que la génération électrique en été est trop importante pour la consommation¹² et génère de l'électricité en surplus. Dans ce cas, l'électricité générée peut être vendue ou l'on peut utiliser uniquement un système de cogénération et climatiser de façon traditionnelle ce qui diminue toutefois le temps d'utilisation du système.

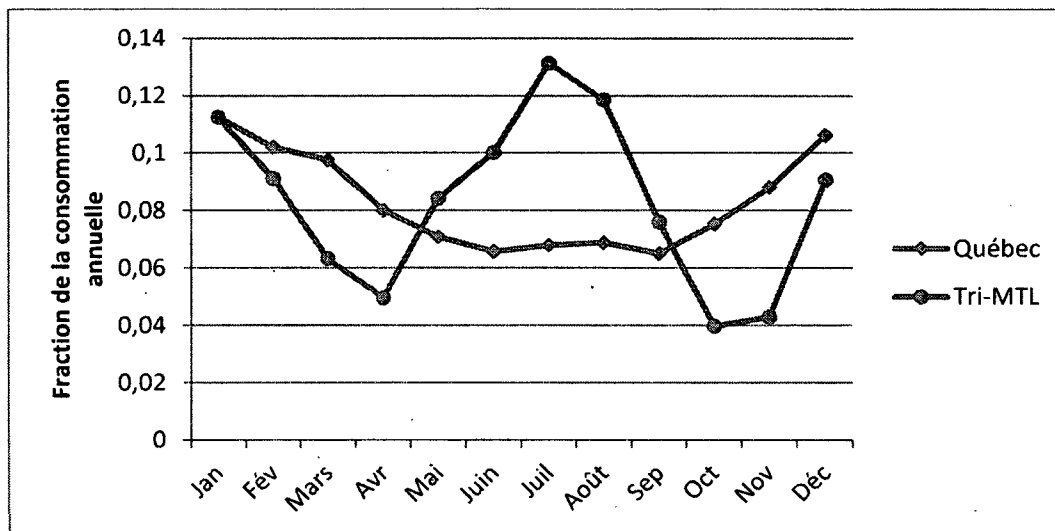


Figure 5.21 : Comparaison de la génération électrique mensuelle à la consommation du Québec

5.6 Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons présenté les trois climats évalués dans la présente étude et la validation du système de trigénération modélisé. Une analyse des résultats obtenus à partir de celui-ci a été faite pour les trois climats évalués ainsi qu'une comparaison du système de trigénération à deux autres scénarios traditionnels. Une analyse de la réponse aux demandes de pointes a par ailleurs été faite.

¹² Prévission des besoins en électricité d'Hydro-Québec Distribution pour l'année 2012 en date du 11 nov. 2011.

CHAPITRE 6 CONCLUSION

Ce mémoire a présenté l'étude d'un système de trigénération fournissant les besoins en climatisation, en chauffage et en eau chaude sanitaire à un immeuble à logement sous différents climats Canadiens. Ce système utilise un groupe électrogène au gaz naturel et deux réservoirs de stockages, chaud et froid, pour permettre d'étaler la période de génération et ultimement de diminuer les coûts d'investissement. L'immeuble à logement de type tour est modélisé à partir de l'étude de plusieurs immeubles à logement de Toronto.

Le modèle d'une machine à absorption ammoniac-eau a spécialement été conçu pour fonctionner avec une température de désorption basse et permet d'évaluer les performances de telles machines dans des situations hors design. Deux machines ont été conçues, l'une fournissant une température de l'ordre de 7°C et l'autre de l'ordre de -5°C permettant dans ce dernier cas l'utilisation d'un stockage froid à changement de phase. Cependant, seule la première machine a été utilisée dans les simulations du système de trigénération. Ce modèle a été vérifié à l'aide d'autres modèles avérés et propose des coefficients de performance de l'ordre de 0,7 à 0,8. Néanmoins, le condenseur et l'absorbeur sont refroidis à l'eau limitant l'attrait de ces machines; plusieurs solutions comme l'accroissement de la température de désorption ou l'utilisation de géothermie sont toutefois envisageables.

Ce système a été évalué sur une base annuelle avec un pas de temps d'une heure ce qui permet une évaluation précise de la trigénération. Le modèle présenté propose par ailleurs l'interaction de composantes conçues spécifiquement pour la trigénération sous un système de contrôle réaliste. Son étude permet aussi d'analyser ses performances dans des climats propices à la trigénération jusqu'alors inexplorés. Ce modèle peut en outre servir de base pour évaluer d'autres variantes du système sur d'autres bâtiments sous d'autres climats.

L'étude de ce système de trigénération sous trois climats Canadiens propose des conclusions intéressantes quant au possible avenir de la trigénération. Les résultats des simulations démontrent d'excellentes performances même lorsque la trigénération est comparée aux plus récentes technologies. Les résultats passent d'une légère augmentation de la consommation de

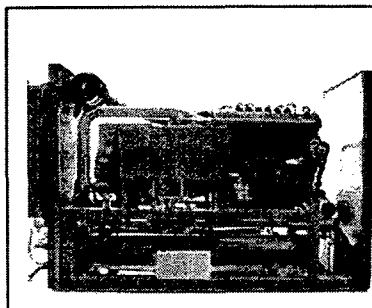
gaz naturel dans un climat chaud comme Toronto à une importante réduction dans un climat froid comme Edmonton. Ce système permet donc de combler les besoins thermiques d'un bâtiment tout en générant de l'électricité dans des périodes de pointes annuelles et possiblement journalières.

Plusieurs avenues restent cependant à emprunter. Outre l'optimisation de la taille des réservoirs et du nombre de moteurs et machines à absorption, l'utilisation de machines à absorption plus performantes, le couplage à d'autres types de bâtiments, et, bien entendu, une vérification de ces résultats par des cas réels restent à être réalisés.

Bien qu'il reste plusieurs étapes à franchir avant que la trigénération ne fasse partie intégrante du parc électrique, il semble clair que celle-ci possède des atouts importants pour combler une partie de la génération électrique de pointe.

ANNEXE – DONNÉES DES MOTEURS

UNITE DE COGENERATION **ecoGEN-70SG**



Combustible	Gaz naturel
Fonctionnement	parallèle au réseau BT
Puissance électrique	70kW
Puissance thermique	114 kW
Consommation	204 kW (204 m ³ /h gaz naturel)
Rendement thermique	56.5 %
Rendement électrique	34.5 %
Tension	400 V (triphasé)
Courant	95 A
Cos φ	1.00
Niveau sonore	68 dB/A à 1 mètre
Température sortie	max 90°C
Température retour	max 70°C

MOTEUR	
Marque	MAN E0836 E 302
Configuration cylindres	En ligne
Nombre de cylindres	6
Cycle	4 temps gaz
Cylindrée	6,37 l
Régime nominal	1500 t/min
Puissance nominale	75 kW à 1500 t/min

ALTERNATEUR	
Type	Synchrone
refroidissement	Par air
Puissance	105 kVA
Tension	400 V (triphasé)
Fréquence	50 Hz
Courant nominal	150 A
Enroulement	Etoile

DIMENSIONS, POIDS ET CONNEXIONS HYDRAULIQUES			
Longueur	2400 mm	Connexion sortie	G 1 1/2 "
Largeur	900 mm	Connexion retour	G 1 1/2 "
Hauteur	1800 mm	Echappement	DN 80
poids	2070 kg	Connexion gaz	G 1 1/4 "

Construction

Châssis en profilés d'acier avec fond récolteur étanche. Amortisseur de couple sur l'arbre moteur, moteur et générateur fixés au châssis par l'intermédiaire d'amortisseurs de vibrations. 3 échangeurs de chaleur intégrés : circuit de refroidissement, collecteur d'échappement et gaz d'échappements. Armoire électrique de contrôle séparée.

Démarrage du moteur

Démarrateur 24V. Batteries 24V. Pas d'alternateur : chargeur 220V intégré.

Alimentation en carburant

Système d'alimentation incluant robinet principal, manomètre, réducteur de pression, régulateur de débit et 2 électrovannes.

Système d'échappement

Collecteur d'échappement refroidi par eau. Échangeur gaz d'échappement autonettoyant en inox monté verticalement. Silencieux d'échappement intégré. Pot catalytique en option.

Circuit de chauffage

Régulation intégrée de la température de sortie eau chaude. Le relevage de la température de retour par un dispositif externe n'est pas nécessaire.

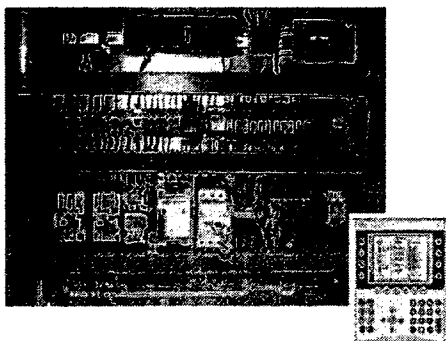
Isolation acoustique et thermique

L'isolation acoustique et thermique est composée d'une feuille en acier galvanisé percée, de 2 couches (3mm) d'absorbant phonique et de 80 mm de laine de verre, le tout renforcé par une tôle extérieure de 1.5mm en acier peint. Le couvercle et les 2 faces sont amovibles pour un entretien aisé de l'unité.

Modulation de charge.

La production de puissance électrique peut-être modulée de 50% à 100% de la charge nominale.

Le fonctionnement à charge partiel est piloté par un module optionnel qui limite la production afin de suivre la courbe de demande thermique ou électrique.



Armoire de contrôle

Coffret en acier 1.5mm d'épaisseur, IP40 pour montage sur paroi verticale. Dimensions : hauteur 800mm, largeur 600 mm, épaisseur 300 mm. Livré précâblé avec 4m de câble.

Unité de régulation programmable

Unité programmable multifonctions pour l'affichage, l'enregistrement des paramètres, les diagnostics, la mesure de puissance et le comptage d'énergie électrique.

Fonctions :

- Démarrage/ arrêt/ automatique
- Sécurités de fonctionnement
- Diagnostics
- Fonction thermostat d'ambiance
- Programmation horaire
- Régulation à puissance constante
- Possibilité de régulation supplémentaire de 2 vannes 3 Voies externes.
- Régulation de la température de boucle primaire en fonction d'une sonde extérieure.

Protections moteur et alternateur :

- Détection surrégime moteur
- Détection sous-régime moteur
- Détection pression d'huile
- Détection surtempérature moteur
- Détection surtempérature échappement
- Surveillance température eau de sortie

Protection Réseau / compensation du cos ϕ

- Gestion de protection des réseaux triphasés suivant norme SYNERGRID ou VDE0126
- Régulateur de cos Phi et synchronisateur intégré.

Sorties :

- cogen en fonction
- Signal défaut
- Pompe de circulation circuit secondaire

Entrées :

- Pilotage externe
- Thermostat d'ambiance
- Température accumulateur

Interrupteurs de commandé :

- Switch principal d'alimentation « coup de poing »
- Clavier de l'unité programmable
- Switch de mise en fonction

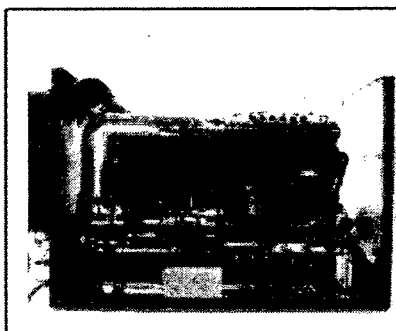
Affichage (écran graphique LCD rétroéclairé) :

- Puissance électrique instantanée
- Graphique des dernières 24h
- Energie électrique produite
- Courant alternateur
- Compteur d'heures de fonctionnement
- Compteur d'heures avant prochain entretien
- Température moteur
- Température gaz échappement.
- Température eau sortie
- Température eau retour
- Température supérieure accumulateur
- Erreurs et diagnostics

Options :

- Pilotage chaudière d'appoint, vannes 3 voies, préparation d'ECS
- Contrôle à distance via internet
- Catalyseur et régulation Lambda=1
- Fonction groupe de secours

UNITE DE COGENERATION ecoGEN-140SG



Combustible	Gaz naturel
Fonctionnement	parallèle au réseau BT
Puissance électrique	140kW
Puissance thermique	216 kW
Consommation	399 kW (39,9 m ³ /h)
Rendement global	90 %
Rendement électrique	34,5 %
Tension	400 V (triphasé)
Courant	202 A
Cos φ	0,99
Niveau sonore	69 dB/A à 1 mètre
Température sortie	max 90°C
Température retour	max 70°C

MOTEUR	
Marque	MAN E2876 E 312
Configuration cylindres	En ligne
Nombre de cylindres	6
Cycle	4 temps gaz
Cylindrée	12,82 l
Régime nominal	1500 t/min
Puissance nominale	150 kW à 1500 t/min

ALTERNATEUR	
Type	Synchrone
refroidissement	Par air
Puissance	184 kVA
Tension	400 V (triphasé)
Fréquence	50 Hz
Courant nominal	253 A
Enroulement	Etoile

DIMENSIONS, POIDS ET CONNEXIONS HYDRAULIQUES			
Longueur	3300 mm	Connexion sortie	R 2"
Largeur	1100 mm	Connexion retour	R 2"
Hauteur	2000 mm	Echappement	DN 100
Poids	3600 kg	Connexion gaz	R 1 1/2"

Construction

Châssis en profilés d'acier avec fond récolteur étanche. Amortisseur de couple sur l'arbre moteur, moteur et générateur fixés au châssis par l'intermédiaire d'amortisseurs de vibrations.

Deux échangeurs de chaleur intégrés : circuit de refroidissement, et gaz d'échappements. Armoire électrique de contrôle intégrée au capot.

Démarrage du moteur

Démarrateur 24V. Batteries 24V. Pas d'alternateur, chargeur 220V intégré.

Alimentation en gaz

L'alimentation en gaz se fait par l'intermédiaire d'une de 2 électrovannes d'alimentation redondantes pour la sécurité.

Système d'échappement

Échangeur gaz d'échappement turbulent en inox monté horizontalement. Silencieux d'échappement externe. Pot catalytique en option.

Circuit de chauffage

Régulation intégrée du relevage de la température de retour par une vanne mélangeuse 3 voies.

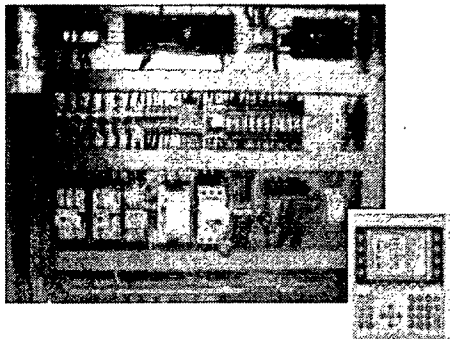
Isolation acoustique et thermique

Le capotage acoustique et thermique est composée de panneaux en acier peint de 1,5mm d'épaisseur garnis d'une mousse d'absorbeur phonique. Les panneaux sont amovibles pour un entretien aisé de l'unité.

Modulation de charge.

La production de puissance électrique peut-être modulée de 50% à 100% de la charge nominale.

Le fonctionnement à charge partiel est piloté par un module optionnel qui limite la production afin de suivre la courbe de demande thermique ou électrique.



Armoire de contrôle

Coffret en acier 1.5mm d'épaisseur intégré au capotage de la machine. Inclut jeu de barres et protections, relais de commande et unité de contrôle et de monitoring à distance.

Unité de régulation programmable

Unité programmable multifonctions pour l'affichage, l'enregistrement des paramètres, les diagnostics, la mesure de puissance et le comptage d'énergie électrique.

Fonctions

- Démarrage/ arrêt/ automatique
- Sécurités de fonctionnement
- Diagnostics
- Fonction thermostat d'ambiance
- Programmation horaire
- Régulation à puissance constante
- Possibilité de régulation supplémentaire de 2 vannes 3 Voies externes.
- Régulation de la température de boucle primaire en fonction d'une sonde extérieure.

Protections moteur et alternateur

- Détection surrégime moteur
- Détection sous-régime moteur
- Détection pression d'huile
- Détection surtempérature moteur
- Détection surtempérature échappement
- Surveillance température eau de sortie

Protection Réseau / compensation du cos Φ

- Gestion de protection des réseaux triphasés suivant norme SYNERGRID ou VDE0126
- Régulateur de cos Phi et synchronisateur intégré.

Sorties :

- Signal défaut
- Pompe de circulation circuit secondaire
- Pilotage V3V relevage température retour

Entrées :

- Pilotage externe
- Thermostat d'ambiance
- Température accumulateur

Interrupteurs de commande

- Switch principal d'alimentation « coup de poing »
- Clavier de l'unité programmable
- Switch de mise en fonction

Affichage (écran graphique LCD rétroéclairé) :

- Puissance électrique instantanée
- Graphique des dernières 24h
- Energie électrique produite
- Courant alternateur
- Compteur d'heures de fonctionnement
- Compteur d'heures avant prochain entretien
- Température moteur
- Température gaz échappement.
- Température eau sortie
- Température eau retour
- Température supérieure accumulateur
- Erreurs et diagnostics

Options :

- Pilotage chaudière d'appoint, vannes 3 voies, préparation d'ECS
- Contrôle à distance via internet
- Catalyseur et régulation Lambda=1
- Fonction groupe de secours

LISTE DES RÉFÉRENCES

- [1] Lazzarin, R. et Noro, M. (2006). Local or district heating by natural gas: Which is better from energetic, environmental and economic point of views? *Applied Thermal Engineering*, volume 26, n° 2-3, p. 244-250.
- [2] Gouvernement du Canada (mars 2010) *Ressources naturelles Canada*. <http://nrcan.gc.ca/eneene/effeff/index-fra.php>, page consultée le 12 mai 2010.
- [3] COGENGREEN S.A. (janvier 2010) *La cogénération à l'huile végétale et au gaz naturel*. http://www.cogengreen.com/cogeneration_belgique/cogeneration_technique.htm, page consultée le 23 mai 2010.
- [4] Gouvernement du Canada (mars 2010) *Ressources naturelles Canada*. <http://www.nrcan.gc.ca/eneene/effeff/resuse-fra.php>, page consultée le 04/12 2010.
- [5] ASHRAE Handbook (2007). HVAC Applications. p.49,14
- [6] Lombardi, K. M. (2008). *Investigation of performance and simulation modelling of a stirling engine for residential cogeneration*. mémoire de maîtrise, Université Dalhousie, Génie Mécanique Halifax, Canada, 121 p.
- [7] Herold, K. Radermakher, R. Klein, S. A. (1996). *Absorption chillers and heat pumps*, CRC Press, 1^e édition. USA, 350p.
- [8] Herold, K. Punwani, D. V. Ryan, W. A. et Kalensky, D. C. (2005). *Natural gas-fired cooling technologies and economics*, Gas Technology Institute report, USA, 286p.
- [9] Soussi, M. (2007). *Étude du potentiel d'une installation de climatisation par machine à absorption solaire*. Mémoire de maîtrise, École nationale d'ingénieurs de Monastir, Génie Mécanique, Monastir, Tunisie, 98 p.
- [10] Engler, M., Grossman, G. et Hellmann, H. (1997). Comparative simulation and investigation of ammonia-water: Absorption cycles for heat pump applications. *International Journal of Refrigeration*, volume 20, n° 7, p. 504-516.
- [11] Klein, S. A. (1982). *A model of the steady state performance of an absorption heat pump*. U.S. Department of Commerce, National Bureau of Standards, National Engineering Laboratory, Center for Building Technology, NBSIR 82-2606, Washington.
- [12] Le Lostec, B., Millette, J. et Galanis, N. (2010). Finite time thermodynamics study and exergetic analysis of ammonia-water absorption systems. *International Journal of Thermal Science*. volume 49, n° 7, p. 1264-1276.
- [13] Sathyabhama, A. et Ashok Babu, T. P. (2008). Thermodynamic simulation of ammonia-water absorption refrigeration system. *Thermal Science*, volume 12, numéro 3, p. 45-53.
- [14] Manzela, A. A., Hanriot, S. M., Cabezas-Gómez, L. et Sodr , J. R. (2010). Using engine exhaust gas as energy source for an absorption refrigeration system. *Applied Energy*, volume 87, n° 4, p. 1141-1148.

- [15] Fu, L., Zhao, X. L., Zhang, S. G., Jiang, Y., Li, H. et Yang, W. W. (2009). Laboratory research on combined cooling, heating and power (CCHP) systems. *Energy Conversion and Management*, volume 50, n° 4, p. 977-982.
- [16] Lin, L., Wang, Y., Al-Shemmeri, T., Ruxton, T., Turner, S., Zeng, S., Huang, J., He, Y. et Huang, X. (2007). An experimental investigation of a household size trigeneration. *Applied Thermal Engineering*, volume 27, n° 2-3, p. 576-585.
- [17] Bruno, J. C., Ortega-López, V. et Coronas, A. (2009). Integration of absorption cooling systems into micro gas turbine trigeneration systems using biogas: Case study of a sewage treatment plant. *Applied Energy*, volume 86, n° 6, p. 837-847.
- [18] Campanari, S., Boncompagni et Macchi, E. (2004). Microturbines and trigeneration: Optimization strategies and multiple engine configuration effects. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, volume 126, n° 1, p. 92-101.
- [19] Jiang-Jiang, W., Chun-Fa, Z. et You-Yin, J. (2010). Multi-criteria analysis of combined cooling, heating and power systems in different climate zones in China. *Applied Energy*, volume 87, n° 4, p. 1247-1259.
- [20] Chicco, G. et Mancarella, P. (2009). Matrix modelling of small-scale trigeneration systems and application to operational optimization. *Energy*, volume 34, n° 3, p. 261-273.
- [21] Sugiarta, N., Tassou, S. A., Chaer, I. et Marriott, D. (2009). Trigeneration in food retail: An energetic, economic and environmental evaluation for a supermarket application. *Applied Thermal Engineering*, volume 29, n° 13, p. 2624-2632.
- [22] Kegel, M., Sunye, R., Galanis, N. and Douglas, M. A. (2011). Assessment of a sorption chiller driven by a cogeneration unit in a residential building. Dans *Ressources naturelles Canada*. http://canmetenergy-canmetenergie.nrcan-ncan.gc.ca/eng/buildings_communities/buildings/heat_pumps/publications/2011041.html, page consultée le 22 octobre 2011.
- [23] Qin, C., Li, W., Xie, W. et Fang, J. (2008). Thermodynamic analysis on micro-turbine CCHP system. *Natural Gas Industry*, volume 28, n° 1, p. 129-131, A18.
- [24] Tracy, T., Ordonez, J. C. et Vargas, J. V. C. (2007). First and second law thermodynamic analysis of a domestic scale trigeneration system. Dans *Proceedings of the Energy Sustainability Conference 2007* p. 759-766.
- [25] Lozano, M. A., Carvalho, M. et Serra, L. M. (2009). Operational strategy and marginal costs in simple trigeneration systems. *Energy*, volume 34 n° 11, p. 2001-2008.
- [26] Lai, S. M. et Hui, C. W. (2009). Integration of trigeneration system and thermal storage under demand uncertainties. *Applied Energy*, volume 87, n° 9, p. 2868-2880.
- [27] U.S. Department of energy (novembre 2009). Information resources. Dans *EnergyPlus Energy Simulation Software*. http://apps1.eere.energy.gov/buildings/energyplus/weatherdata_sources.cfm#CWEC page consultée le 18 mars 2010.
- [28] Mateus, T. et Oliveira, A. C. (2009). Energy and economic analysis of an integrated solar absorption cooling and heating system in different building types and climates. *Applied Energy*, volume 86, n° 6, p. 949-957.

-
- [29] Qu, M., Archer, D. H. et Yin, H. (2009). Experiment based performance analysis of a solar absorption cooling and heating system in carnegie mellon university. Dans *2008 Proceedings of the 2nd International Conference on Energy Sustainability*, volume 2p. 583-590.
- [30] Qu, M., Archar, D. H., Yin, H. et Masson, S. (2007). Solar absorption cooling and heating system in the intelligent workplace. Dans *Proceedings of the Energy Sustainability Conference 2007*, p. 647-656.
- [31] Duminil, M. (2002). Machines thermofrigorifiques Calcul d'un système à absorption, Dans *Technique de l'Ingénieur*, Paris, France, 15p.
- [32] Fernandez-Seara, J., et Sieres, J., The importance of the ammonia-water absorption systems, *Energy Conversion and Management*, Vigo, Espagne, volume 47, n° 13-14, pp. 1975-1987, (2006).
- [33] Sun, D.W., (1997). Computer simulation and optimization of ammonia-water absorption refrigeration systems, *Energy Sources*, volume 19, n° 7, p. 677-690.
- [34] Çengel, Y.A., Boles, M.A., et Lacroix, M., (2008). *Thermodynamique : une approche pragmatique*, Chenelière McGraw-Hill, Montréal, Canada, 784 p.
- [35] Zizzo, R. (2009). *Designing an optimal urban community mix for an aquifer thermal energy storage system*. Mémoire de maîtrise en sciences appliqués, Université de Toronto, Département de Génie Civil, Toronto, Canada, 93 p.