PolyPublie
Polytechnique Montréal

POLYTECHNIQUE MONTRÉAL
UNIVERSITÉ D'INGÉNIERIE

Titre: Title:	Etude de la performance du refroidissement naturel indirect selon les conditions climatiques
Auteur: Author:	Frédéric Genest
Date:	1999
Type:	Mémoire ou thèse / Dissertation or Thesis
Référence: Citation:	Genest, F. (1999). Etude de la performance du refroidissement naturel indirect selon les conditions climatiques [Mémoire de maîtrise, École Polytechnique de Montréal]. PolyPublie. https://publications.polymtl.ca/8561/

Document en libre accès dans PolyPublie
Open Access document in PolyPublie

URL de PolyPublie: PolyPublie URL:	https://publications.polymtl.ca/8561/
Directeurs de recherche: Advisors:	Michel Bernier
Programme: Program:	Non spécifié

Ce fichier a été téléchargé à partir de PolyPublie, le dépôt institutionnel de Polytechnique Montréal
This file has been downloaded from PolyPublie, the institutional repository of Polytechnique Montréal

https://publications.polymtl.ca

UNIVERSITÉ DE MONTRÉAL

ÉTUDE DE LA PERFORMANCE DU REFROIDISSEMENT NATUREL INDIRECT SELON LES CONDITIONS CLIMATIQUES

FRÉDÉRIC GENEST

DÉPARTEMENT DE GÉNIE MÉCANIQUE

ÉCOLE POLYTECHNIQUE DE MONTRÉAL

MÉMOIRE PRÉSENTÉ EN VUE DE L'OBTENTION

DU DIPLÔME DE MAÎTRISE ÈS SCIENCES APPLIQUÉES

(GÉNIE MÉCANIQUE)

AVRIL 1999

©Frédéric Genest, 1999.

National Library of Canada
Acquisitions and Bibliographic Services
395 Wellington Street
Ottawa ON K1A 0N4
Canada

Bibliothèque nationale du Canada
Acquisitions et services bibliographiques
395, rue Wellington
Ottawa ON K1A 0N4
Canada

Your file Votre référence

Our file Notre référence

The author has granted a non-exclusive licence allowing the National Library of Canada to reproduce, loan, distribute or sell copies of this thesis in microform, paper or electronic formats.

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

L'auteur a accordé une licence non exclusive permettant à la Bibliothèque nationale du Canada de reproduire, prêter, distribuer ou vendre des copies de cette thèse sous la forme de microfiche/film, de reproduction sur papier ou sur format électronique.

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

0-612-42907-5

Canada

UNIVERSITÉ DE MONTRÉAL

ÉCOLE POLYTECHNIQUE DE MONTRÉAL

Ce mémoire intitulé :

ÉTUDE DE LA PERFORMANCE DU REFROIDISSEMENT NATUREL INDIRECT SELON LES CONDITIONS CLIMATIQUES

présenté par : GENEST Frédéric

en vue de l'obtention du diplôme de : Maîtrise ès sciences appliquées

a été dûment accepté par le jury d'examen constitué de :

M. TEYSSEDOU Alberto, Ph.D., président

M. BERNIER Michel, Ph.D., membre et directeur de recherche

M. KAJL Stanislas, Ph.D., membre

REMERCIEMENTS

Un travail de cette envergure demande soutien, encouragements et conseils de la part de nombreuses personnes et de nombreux organismes. Je tiens tout d'abord à remercier l'*American Society of Heating, Refrigerating and Air-conditionning Engineers* pour leur contribution financière sous forme d'une bourse de recherche d'études supérieures. Je tiens de plus à remercier tout particulièrement le professeur Michel Bernier, de m'avoir offert la chance de réaliser cette étude, pour sa grande patience ainsi que pour ses précieux conseils promulgués au cours de ces années.

Merci à Patrice Bonin, de la Compagnie Trane, qui a gracieusement donné de son temps afin de produire les 1 330 conditions d'opération du refroidisseur. Je remercie également Stéphane Hallé et Nicolas Lemire, fidèles compagnons de travail, qui parvenaient à me redonner le courage de continuer pendant les moments les plus ardus.

Et finalement, merci à mes parents, mes sœurs, mes amis, mes colocataires et ma copine, qui ont toléré mes absences et mes silences et qui m'ont encouragé jusqu'à la dernière ligne de cet ouvrage.

RÉSUMÉ

Un système de refroidissement est typiquement constitué d'un serpentin de refroidissement, d'un refroidisseur et d'une tour de refroidissement. Le refroidisseur produit de l'eau glacée qui est utilisée au serpentin pour refroidir et déshumidifier de l'air. Le refroidissement naturel indirect (RNI) est une méthode qui permet de produire de l'eau glacée par temps froid, en utilisant la tour de refroidissement. Pendant cette période, le refroidisseur est à l'arrêt, ce qui permet de réduire la demande et la consommation énergétique du système.

Afin d'évaluer la performance du RNI selon le climat, le système de refroidissement est simulé à l'aide du programme TRNSYS, auquel certaines modifications sont apportées. À titre comparatif, deux autres méthodes d'économie d'énergie sont aussi étudiées à l'aide de simulation. La première méthode (DR) consiste à réduire le débit d'eau de refroidissement de 30 % environ, ce qui permet de réduire la puissance de pompage et la consommation du ventilateur de la tour de refroidissement. Cependant, le rendement du refroidisseur diminue. Avec la seconde méthode (BT), la température de l'eau de refroidissement à l'entrée du condenseur est diminuée jusqu'au minimum permis par le refroidisseur, ce qui améliore le rendement du refroidisseur. Par contre, la demande énergétique du ventilateur de la tour de refroidissement est augmentée.

Pour un climat semblable à celui de Montréal, Québec, les résultats des simulations indiquent que l'application du mode DR permet de réduire la consommation énergétique annuelle du système de 3,4 %. En appliquant le mode BT, les économies s'élèvent à 9,4 %. Cependant, c'est le mode RNI qui est le plus performant. Il peut être en fonction pendant plus de 48 % de l'année, permettant une réduction de la consommation énergétique annuelle du système de 31,6 %.

En général, lorsque le climat est froid et sec, le mode le plus performant est le mode RNI. Lorsque le système de refroidissement est soumis à un climat plus tempéré, le mode BT doit être préféré au mode RNI. Finalement, le mode DR qui doit être privilégié lorsque le climat est chaud et humide.

ABSTRACT

A cooling system is typically made of a cooling coil, a chiller and a cooling tower. Chilled water, produced by the chiller, is used to cool and dehumidify an air stream using the cooling coil. When the weather is cold, indirect free cooling (IFC) produces chilled water using the cooling tower. During that time, the chiller is turned off, which considerably reduces power demand and energy consumption.

In order to evaluate the performance of IFC, a simulation of the cooling system is performed using TRNSYS, to which some modifications were made. The performances of two other methods for reducing a system's energy consumption are also evaluated, in order to compare them with IFC. With the first one (RF), the water flowrates were reduced by as much as 30 %, thus reducing the pumps and tower fan power consumption. However, RF causes a decrease in chiller efficiency. The second one (RT) consists in reducing the condenser water supply temperature to the minimum allowable by the chiller. With a reduced condenser water supply temperature, the chiller efficiency increases; however, the energy consumption of the tower fan also increases.

In the case of Montreal, Qc, the results from the simulations show that the system energy consumption is reduced by 3,4 % with RF. With RT, the system energy consumption is reduced by 9,4 %. Finally, the simulations show that IFC can be in use at least 48 % of

the year, which reduces the system's energy consumption by 31,6 %; thus IFC is the most effective of all the methods studied.

Overall, IFC is the most effective method under cold and dry climates. Under temperate climates, RT should be implemented instead. Finally, under a hot and wet climate, RF should typically be used.

TABLE DES MATIÈRES

REMERCIEMENTS iv

RÉSUMÉ v

ABSTRACT vii

TABLE DES MATIÈRES ix

LISTE DES TABLEAUX xiv

LISTE DES FIGURES xvii

INTRODUCTION 1

CHAPITRE I - NOTIONS DE REFROIDISSEMENT NATUREL 7

1.1 Généralités 7

1.2 Refroidissement naturel aéraulique 8

1.3 Refroidissement naturel hydraulique 11

1.4 Performance des méthodes de refroidissement naturel 18

1.5 Survol du programme de simulation TRNSYS 20

CHAPITRE II - MODÉLISATION DE LA TOUR DE REFROIDISSEMENT 23

2.1 Généralités 23

2.2 Description du modèle mathématique 25

2.2.1 Développement général 26

2.2.2 Bilan Final 32

2.2.3 Puissance au ventilateur 32

2.2.4 Cas particuliers du modèle 33

2.2.4.1 Cas où $M_{min} = M_a$ 33

2.2.4.2 Tour de refroidissement à contre-courant 34

2.3 Évaluation des coefficients c et n de la corrélation pour NUT_L 34

2.4 Modifications apportées au modèle de TRNSYS 36

2.5 Choix des paramètres 37

2.6 Validation du modèle 39

2.7 Étude paramétrique de la performance de la tour de refroidissement 40

CHAPITRE III - MODÉLISATION DU SERPENTIN DE REFROIDISSEMENT 43

3.1 Généralités 43

3.2 Description du modèle de serpentin de refroidissement 44

3.2.1 Efficacité du serpentin sec 46

3.2.2 Efficacité du serpentin humide 49

3.2.3 Efficacité du serpentin partiellement sec et humide 53

3.2.4 Performance du serpentin 55

3.3 Calcul des NUT_e et NUT_a, et de l'efficacité des ailettes 56

3.4 Sélection des serpentins pour les simulations 61

3.5 Vérification du modèle 63

3.6 Étude paramétrique de la performance du serpentin de refroidissement 64

CHAPITRE IV - MODÉLISATION DU REFROIDISSEUR 67

4.1 Généralités 67

4.2 Problématique de la modélisation d'un refroidisseur 71

4.3 Description du modèle utilisé 75

4.4 Détermination des paramètres du modèle 77

4.5 Étude paramétrique de la performance du refroidisseur 79

CHAPITRE V - MODÉLISATION DE L'ÉCHANGEUR À PLAQUES 83

5.1 Généralités 83

5.2 Description des phénomènes d'échange thermique 86

5.3 Nouveau modèle d'échangeurs à plaques 90

5.4 Dimensionnement de l'échangeur à plaques 91

5.5 Influence du nombre de plaques sur la performance de l'échangeur à plaques 95

CHAPITRE VI - SIMULATIONS ET RÉSULTATS 97

6.1 Généralités 97

6.2 Description des systèmes étudiés 97

6.2.1 Cas de référence 98

6.2.2 Réduction des débits d'eau glacée et de refroidissement 98

6.2.3 Diminution de la température d'alimentation d'eau de refroidissement 99

6.2.4 Refroidissement naturel indirect 99

6.3 Implantation dans TRNSYS/IISiBat 102
6.3.1 Profil de charge 103
6.3.2 Composantes secondaires de l'assemblage 105
6.3.3 Composantes secondaires de la macro Charge 106
6.3.4 Composantes secondaires de la macro Rejet 107
6.3.5 Contrôleurs du serpentin et de la tour 108
6.3.6 Pompes de circulation 110
6.3.7 Critère de convergence des simulations et temps de calcul 111
6.4 Exemple de simulation horaire 112
6.5 Résultats des simulations 114
6.5.1 Résultats du mode d'opération Classique 115
6.5.2 Résultats du mode d'opération à débit réduit (DR) 116
6.5.3 Résultats du mode d'opération à basse température (BT) 118
6.5.4 Résultats du mode d'opération de refroidissement naturel indirect (RNI) . 121
6.6 Combinaison des modes d'opération 123
6.6.1 Résultats du mode d'opération hybride BT-DR 124
6.6.2 Résultats du mode d'opération hybride RNI-DR 125
6.7 Influence des conditions climatiques selon les modes d'opération 126
6.7.1 Performance du mode d'opération Classique selon le climat 129
6.7.2 Performance du mode d'opération à débit réduit (DR) selon le climat 130
6.7.3 Performance du mode d'opération à basse température (BT) selon le climat 132

6.7.4 Performance du mode de refroidissement naturel (RNI) selon le climat.... 133

CONCLUSION **136**

7.1 Revue des objectifs de l'étude 136

7.2 Méthodologie utilisée 137

7.3 Contributions de la présente étude 138

7.3.1 Ajouts et modifications à la bibliothèque de TRNSYS 138

7.3.2 Simulations et résultats 139

7.3.2.1 Performance des modes d'opération pour le climat de Montréal, Qc..... 141

7.3.2.2 Performance des modes d'opération pour tous les climats 143

7.4 Autocritiques 146

7.5 Recommandations pour travaux futurs 147

BIBLIOGRAPHIE **149**

ANNEXE A - DONNÉES EXPÉRIMENTALES ET ERREURS DES MODÈLES **156**

LISTE DES TABLEAUX

Tableau 1.1 - Comparaison des méthodes de refroidissement naturel. 19

Tableau 2.1 - Caractéristiques de la tour BAC-15250 38

Tableau 2.2 - Définition des paramètres du modèle de tour de refroidissement 39

Tableau 3.1 - Paramètres du modèle de serpentin de refroidissement 61

Tableau 4.1 - Conditions d'opération du refroidisseur CenTraVac CVHE 320 78

Tableau 4.2 - Coefficients pour la corrélation du refroidisseur 78

Tableau 5.1 - Comparaison des caractéristiques entre un échangeur à plaques et un échangeur tubulaire 84

Tableau 5.2 - Caractéristiques des différents types d'échangeurs à plaques (Alfa-Laval, 1987) 91

Tableau 5.3 - Conditions nominales d'opération de l'échangeur à plaques. 92

Tableau 5.4 - Paramètres du modèle d'échangeur à plaques dans TRNSYS. 93

Tableau 6.1 - Paramètres des modes d'opération simulés pour une charge nominale de 880 kW. 99

Tableau 6.2 - Pertes de charge (kPa) dans les circuits d'eau glacée et d'eau de refroidissement. 110

Tableau 6.3 - Consommation annuelle des composantes du système de climatisation opérant en mode Classique (Montréal, Qc). 115

Tableau 6.4 - Consommation annuelle des composantes du système de climatisation opérant en mode DR (Montréal, Qc). 116

Tableau 6.5 - Consommation annuelle des composantes du système de climatisation opérant en mode BT (Montréal, Qc). 118

Tableau 6.6 - Consommation annuelle totale des composantes du système de climatisation opérant en mode RNI (Montréal, Qc). 121

Tableau 6.7 - Paramètres des modes d'opération hybrides étudiés. 123

Tableau 6.8 - Consommation énergétique annuelle des modes d'opération hybrides (Montréal, Qc). 125

Tableau 6.9 - Climats étudiés. 127

Tableau 6.10 - Résultats de la simulation du mode d'opération Classique pour tous les climats 129

Tableau 6.11 - Résultats de la simulation du mode d'opération DR pour tous les climats. 131

Tableau 6.12 - Résultats de la simulation du mode d'opération BT pour tous les climats. 131

Tableau 6.13 - Résultats de la simulation du mode d'opération RNI pour tous les climats. 133

Tableau 7.1 - Conditions des modes d'opération simulés. 140

Tableau 7.2 - Consommation annuelle (kW·h) du système de climatisation, pour tous les modes étudiés (Montréal, Qc). 141

Tableau 7.3 - Sommaire des résultats pour tous les modes d'opération, pour tous les climats. 144

Tableau A.1 - Données du manufacturier pour la tour de refroidissement (BAC, 1996, modèle 15250) 157

Tableau A.2 - Évaluation de l'erreur du modèle de tour de refroidissement 158

Tableau A.3 - Données du manufacturier pour le serpentin de refroidissement (TRANE,1981, type W, ailettes Prima-Flo) 160

Tableau A.4 - Températures de sortie du modèle de serpentin et avec les valeurs du manufacturier 162

Tableau A.5 - Évaluation de l'erreur sur les échanges de chaleur total (sensible + latent). 164

LISTE DES FIGURES

Figure I.1 - Schéma d'une centrale de traitement d'air typique. 2

Figure 1.1a - Abaque psychrométrique décrivant le cycle économiseur d'air sensible..... 8

Figure 1.1b - Abaque psychrométrique décrivant le cycle économiseur d'air enthalpique. 8

Figure 1.2 - Système de climatisation fonctionnant en mode refroidissement naturel direct. 12

Figure 1.3 - Système de climatisation fonctionnant en mode refroidissement naturel indirect. 14

Figure 1.4 - Système de climatisation fonctionnant en mode refroidissement naturel par partage de charge. 15

Figure 1.5 - Assemblage dans IISiBat des composantes d'une simulation TRNSYS..... 21

Figure 1.6 - Exemple de définition de liens entre les sorties du refroidisseur et les entrées du serpentin..... 22

Figure 2.1 - Schéma d'une tour de refroidissement à courant-croisé. 24

Figure 2.2 - Paramètres décrivant les états de l'eau et de l'air dans la tour. 24

Figure 2.3 - Définition de la chaleur spécifique de saturation de l'air 27

Figure 2.4 - Comportement du modèle de tour suivant fidèlement la théorie de l'efficacité des échangeurs. 36

Figure 2.5 - Erreur sur la température de l'eau à la sortie de la tour par rapport aux conditions du manufacturier. 39

Figure 2.6 - Température de l'eau à la sortie de la tour en fonction du débit d'air. 41

Figure 2.7 - Température de l'eau à la sortie de la tour en fonction du débit d'eau. 41

Figure 2.8 - Température de l'eau à la sortie de la tour en fonction des conditions de l'air humide à l'entrée. 41

Figure 2.9 - Température de l'eau à la sortie de la tour en fonction de la température de l'eau à l'entrée. 41

Figure 3.1 - Représentation schématique d'un serpentin de refroidissement 43

Figure 3.2 - Diagramme des températures dans un serpentin de refroidissement 49

Figure 3.3 - Erreur sur la charge de climatisation 63

Figure 3.4 - Énergie échangée dans le serpentin en fonction du débit d'air. 66

Figure 3.5 - Énergie échangée dans le serpentin en fonction du débit d'eau. 66

Figure 3.6 - Énergie échangée dans le serpentin en fonction de la température sèche de l'air à l'entrée. 66

Figure 3.7 - Énergie échangée dans le serpentin en fonction de la température de l'eau à l'entrée 66

Figure 4.1 - Schémas d'un refroidisseur centrifuge 67

Figure 4.2 - Schéma du cycle thermodynamique de réfrigération par compression 68

Figure 4.3 - Erreur relative sur la puissance obtenue avec la corrélation. 79

Figure 4.4 - Influence de la charge de refroidissement sur le coefficient de performance. 80

Figure 4.5 - Influence du débit d'eau au condenseur sur le coefficient de performance.. 80

Figure 4.6 - Influence de la température de l'eau à la sortie de l'évaporateur sur le coefficient de performance. 80

Figure 4.7 - Influence de la température de l'eau à l'entrée du condenseur sur le coefficient de performance. 80

Figure 5.1 - Schéma explosé d'un échangeur à plaques 85

Figure 5.2 - Résistances thermiques dans l'échangeur à plaques 88

Figure 5.3 - Influence du débit d'eau glacée sur la température de l'eau glacée à la sortie de l'échangeur. 94

Figure 5.4 - Influence du débit d'eau de refroidissement sur la température de l'eau glacée à la sortie. 94

Figure 5.5 - Influence de la température de l'eau glacée à l'entrée sur la température de l'eau glacée à la sortie. 94

Figure 5.6 - Influence de la température de l'eau de refroidissement à l'entrée sur celle à la sortie. 94

Figure 5.7 - Influence du nombre de plaques sur la perte de charge. 96

Figure 5.8 - Influence du nombre de plaques sur le coefficient de transfert thermique global 96

Figure 5.9 - Influence du nombre de plaques sur l'efficacité de l'échangeur. 96

Figure 5.10 - Influence du nombre de plaques sur l'énergie échangée. 96

Figure 6.1a - Assemblage global des composantes de la simulation pour le mode Classique. 101

Figure 6.1b - Assemblage global des composantes de la simulation pour le mode RNI. 102

Figure 6.1c - Assemblage des composantes de la macro Charge. 102

Figure 6.1d - Assemblage des composantes de la macro Rejet. 102

Figure 6.2a - Variation de la fraction horaire de la charge de climatisation quotidienne. 104

Figure 6.2b - Variation de la fraction quotidienne de la charge de climatisation nominale. 104

Figure 6.2c - Exemple de profil de charge pour le 1er juillet. 105

Figure 6.3a - Températures obtenues en mode Classique pour le 1er mars, à 13h00..... 113

Figure 6.3b - Températures obtenues en mode RNI pour le 1er mars, à 13h00. 113

Figure 6.4 - Profil annuel de la consommation énergétique des composantes du système de climatisation opérant en mode Classique (Montréal, Qc). 116

Figure 6.5 - Profil annuel de la consommation énergétique des composantes du système de climatisation opérant en mode DR (Montréal, Qc). 117

Figure 6.6 - Profil annuel de la consommation énergétique des composantes du système de climatisation opérant en mode BT (Montréal, Qc). 119

Figure 6.7 - Profils annuels de la consommation énergétique hebdomadaire du refroidisseur et de la tour, pour les modes d'opération Classique et BT (Montréal, Qc)..... 120

Figure 6.8 - Profil annuel de la consommation énergétique des composantes du système de climatisation opérant en mode RNI (Montréal, Qc)..... 122

INTRODUCTION

Dans un bâtiment, le système de climatisation a pour tâche principale de maintenir des conditions de confort et de qualité d'air dans chacune des zones qu'il dessert. Typiquement, ces conditions sont de 24 °C avec une humidité relative de 40 à 60 % l'été, et de 21 °C avec une humidité relative de 30 à 50 % l'hiver (norme ASHRAE 55-1992). Pour ce faire, le système de climatisation doit alimenter dans chaque zone un certain débit d'air, à une température et un taux d'humidité précis, de façon à neutraliser les gains ou les pertes thermiques qui y sont enregistrés. L'ensemble de ces gains et de ces pertes thermiques forme ce qu'on appelle ici la demande en climatisation.

La figure I.1 illustre schématiquement une centrale de traitement d'air. Afin de réduire la consommation d'énergie du système, et aussi pour satisfaire les critères de qualité d'air intérieur, une fraction de l'air de retour est recyclé et mélangé avec une fraction complémentaire d'air neuf (environ 20 % du débit total). Le mélange obtenu est ensuite traité par les serpentins de chauffage, de refroidissement et par l'humidificateur de façon à obtenir les conditions d'alimentation requises, tout en étant au préalable filtré afin d'éviter d'encrasser les ailettes des serpentins. Les conditions d'alimentation sont obtenues en retirant ou en fournissant une certaine quantité d'énergie à l'air. Ces quantités d'énergie sont appelées charge de chauffage et d'humidification pour le chauffage et charge de refroidissement et de déshumidification pour le refroidissement

(ou, plus simplement, charge de climatisation). Par la suite, cet air est alimenté dans les zones de façon à satisfaire la demande en climatisation du bâtiment.

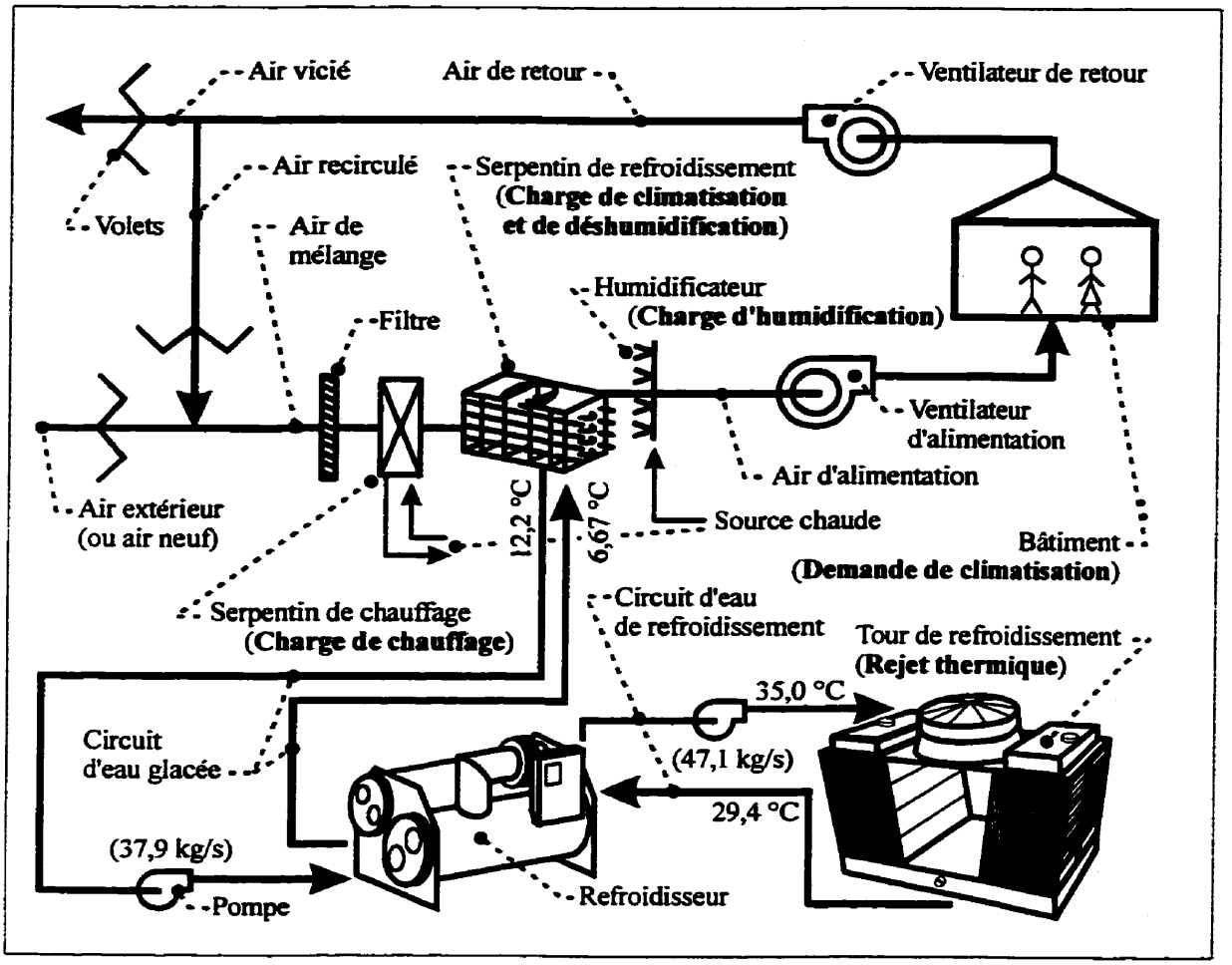


Figure I.1 - Schéma d'une centrale de traitement d'air typique.

L'énergie qui est fournie à l'air par le serpentin de chauffage ou l'humidificateur provient généralement d'une source chaude (d'eau ou de vapeur, non illustrée). De son coté, l'énergie qui est retirée du mélange d'air est transmise au système de refroidissement, par l'intermédiaire du circuit d'eau glacée qui circule, à l'aide d'une pompe, d'abord dans le serpentin de refroidissement et ensuite dans le refroidisseur. Par la suite, le refroidisseur

transfert cette énergie au circuit d'eau de refroidissement, pour enfin être rejetée à l'environnement à l'aide d'une tour de refroidissement. On peut observer à la figure I.1 des exemples typiques de conditions d'opérations pour un système de climatisation (débits et températures d'eau).

Il existe plusieurs variantes à la centrale de traitement d'air présentée à la figure I.1; ASHRAE (1996) dresse une liste des principaux systèmes. Ces systèmes peuvent être regroupés sous deux catégories, soit le système à volume constant avec réchauffage terminal et le système à volume variable.

Le système à volume constant avec réchauffage terminal satisfait la demande en climatisation en alimentant dans les zones du bâtiment un débit constant d'air à une température variable. L'avantage de l'alimentation à débit constant est qu'il permet d'assurer dans chacune des pièces, en théorie du moins, une meilleure dilution des contaminants et ainsi d'y maintenir une meilleure qualité d'air intérieur. Cependant, ce type de système consomme beaucoup d'énergie. En effet, puisque le débit d'air alimenté est constant, les ventilateurs fonctionnent toujours à plein régime. De plus, l'air de mélange doit être refroidi de façon à atteindre les conditions d'alimentation nécessaires pour satisfaire les besoins de la zone ayant la plus grande demande en climatisation. Par la suite, l'air alimenté doit être réchauffé dans les autres zones pour satisfaire les demandes locales et assurer le confort dans chaque pièce.

De son côté, le système à volume variable satisfait la demande en alimentant dans les zones un débit variable d'air à température constante. De cette façon, on évite d'ajuster les conditions de l'air avant qu'il ne soit alimenté dans la zone. Par conséquent, on peut ainsi éviter de gaspiller l'énergie consommée auparavant. De plus, lorsque la demande du bâtiment est moindre, on réduit le débit total d'air alimenté, et ainsi la consommation d'énergie des ventilateurs. En contre-partie, l'utilisation de ce système peut entraîner une mauvaise ventilation dans les zones alimentées, ce qui provoque une dégradation de la qualité d'air intérieur.

Les concepteurs recherchent continuellement de nouvelles méthodes pour réduire l'énergie consommée par les systèmes tout en assurant une bonne qualité d'air intérieur. Étant donné que le compresseur du refroidisseur est une des composantes d'un système de climatisation qui consomme le plus d'énergie, il est donc souhaitable d'en réduire son utilisation.

Une approche de plus en plus utilisée pour y parvenir consiste à concevoir des systèmes tirant avantage du concept de refroidissement naturel. Ce concept est très attrayant pour tout concepteur puisqu'il permet d'envisager des économies importantes. Cependant, l'information disponible dans la littérature se limite principalement aux principes de fonctionnement ou aux inconvénients rencontrés lors de son application. Il existe en effet peu de données concernant la performance énergétique du refroidissement naturel. En général, les études de performances qui font l'objet de publications ont été réalisées sur

des cas particuliers. Ainsi, le concepteur doit évaluer individuellement le potentiel de chaque méthode pour son application particulière.

L'objectif de cette étude est par conséquent de fournir aux concepteurs de systèmes de refroidissement une indication de la performance énergétique du refroidissement naturel afin qu'ils puissent ainsi évaluer son utilité dès la phase initiale de conception des systèmes. Plus spécifiquement, l'étude se limite au refroidissement naturel dit « indirect », puisque ce type de refroidissement naturel est celui qui est le plus fréquemment choisi par les concepteurs. Il ne requiert entre autres que l'installation d'un échangeur à plaques et les accessoires appropriés, ce qui est avantageux dans le cas où on désire modifier un système existant.

Le système de refroidissement retenu peut satisfaire une charge nominale de climatisation de 880 kW (250 tonnes) et sa performance est simulée pour une dizaine de conditions climatiques distinctes. Le système est constitué d'un serpentin de refroidissement, d'un refroidisseur à compresseur centrifuge, d'un échangeur de chaleur à plaques, d'une tour de refroidissement, de deux pompes de circulation, ainsi que de deux contrôleurs. Pour chaque heure de l'année, les conditions d'opération du système de climatisation sont calculées en tenant compte de la charge de climatisation et des conditions météorologiques ayant cours à cette heure. On peut ainsi obtenir la consommation énergétique de chacune des composantes, ainsi que celle du système global.

Le chapitre un présente des notions de bases sur le refroidissement naturel, une revue de la littérature sur le sujet, ainsi qu'une brève description du programme de simulation utilisé. Les chapitres deux et trois décrivent les modèles mathématiques de la tour de refroidissement et du serpentin de refroidissement utilisés lors des simulations. Les chapitres quatre et cinq portent sur le refroidisseur et l'échangeur à plaques, deux des modèles conçus pour cette étude. Finalement, le chapitre six décrit les simulations réalisées, expose les résultats obtenus et présente les conclusions qui en sont tirées.

CHAPITRE I

NOTIONS DE REFROIDISSEMENT NATUREL

1.1 Généralités

Le refroidissement naturel - aussi appelé refroidissement passif ou gratuit, ou encore cycle économiseur - est un concept qui permet de réduire la consommation d'énergie du système de climatisation. Il profite de conditions météorologiques avantageuses (c'est-à-dire, une basse température sèche de l'air, ainsi qu'un faible taux d'humidité) pour refroidir l'air alimenté dans le bâtiment soit avec une assistance partielle ou nulle du refroidisseur.

Il existe deux grandes classes de refroidissement naturel. La première est constituée des méthodes de refroidissement naturel par mélange d'air extérieur et recyclé; cette classe porte ici le nom de refroidissement naturel aéraulique. La seconde regroupe les méthodes de production d'eau glacée à l'aide d'une tour de refroidissement; elle est ici appelée refroidissement naturel hydraulique.

1.2 Refroidissement naturel aéraulique

Le refroidissement naturel aéraulique, mieux connu sous le nom de cycle économiseur d'air, est appliqué par l'intermédiaire d'une gestion appropriée de l'alimentation en air extérieur d'un bâtiment. En bref, l'air extérieur est mélangé à l'air recyclé de façon à obtenir de l'air ayant des conditions qui permettent de réduire la charge de climatisation au serpentin de refroidissement et ainsi réduire la charge de refroidissement et le travail du compresseur du refroidisseur. Typiquement, on tente d'obtenir un air de mélange ayant la température désirée d'air d'alimentation, ou une température s'en approchant. Il est à noter que le cycle économiseur d'air est surtout applicable lorsque des écarts sur la température et l'humidité désirées dans la pièce sont tolérés.

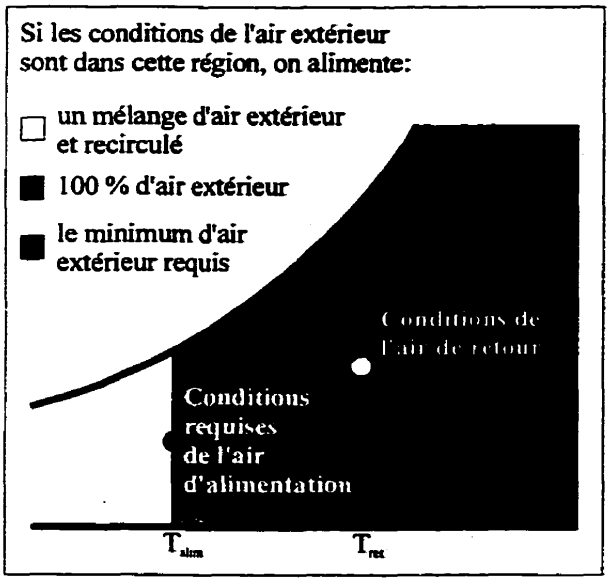


Figure 1.1a - Abaque psychrométrique décrivant le cycle économiseur d'air sensible.

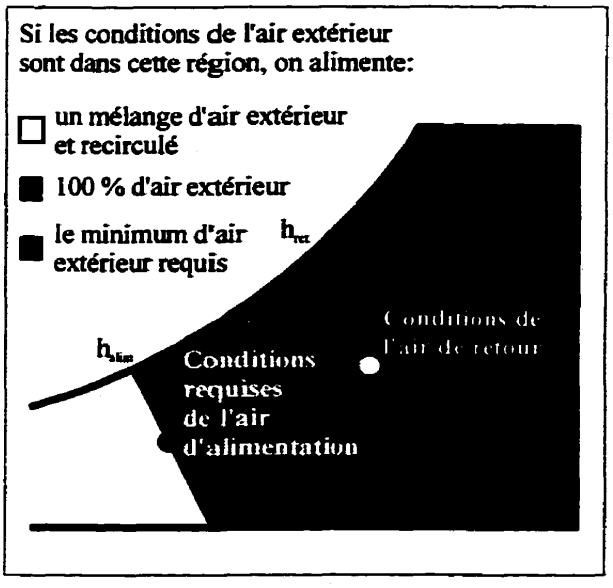


Figure 1.1b - Abaque psychrométrique décrivant le cycle économiseur d'air enthalpique.

Dubin et Long (1978) décrivent le fonctionnement du cycle économiseur d'air selon deux modes. Le premier mode, le cycle économiseur d'air sensible (figure 1.1a), compare les températures sensibles de l'air extérieur et de l'air de retour avec celle de l'air d'alimentation désirée. S'il est possible d'appliquer le cycle, il détermine dans quelles proportions on doit mélanger l'air neuf et l'air recyclé; par exemple, si la température extérieure est entre la température de retour et d'alimentation, on alimente à 100 % en air frais. Le second mode fonctionne de façon semblable au premier, mais en comparant cette fois-ci les enthalpies ; ce mode porte le nom de cycle économiseur d'air enthalpique (figure 1.1b).

À titre indicatif, Dubin et Long (1978) suggèrent que le premier mode ne soit utilisé que lorsque le climat est sec, c'est-à-dire lorsque le climat enregistre chaque année moins de 4 500 °C-heures[1] de température de bulbe humide au-dessus de 19 °C (8 000 °F-heures au-dessus de 66 °F). Si ce critère n'est pas satisfait, le second mode doit être préféré ; le cas échéant, on augmente inutilement la charge de déshumidification (Genest et Bernier, 1997). À titre d'information, on observe à Montréal 860 °C-heures de température de bulbe humide au-dessus de 19 °C.

De son coté, Sun (1994) présente quatre modes de refroidissement naturel aéraulique; les deux qui sont présentés aux figures 1.1a et 1.1b ainsi que deux variantes semblables au

---

[1] Somme de la différence de température entre la température extérieure et la température de référence, pour toutes les heures de l'année.

mode de la figure 1.1a. Il spécifie pour chacun de ces modes les risques de gaspillage d'énergie ou le potentiel d'économie non exploité, selon les conditions atmosphériques extérieures. Par contre, il ne spécifie pas dans quelles conditions un mélange d'air extérieur et recyclé peut être fait, ni lorsqu'il est préférable d'alimenter le système à 100 % en air extérieur. Il mentionne finalement que le cycle économiseur d'air doit être utilisé en tenant compte à la fois de la température sèche et de l'enthalpie de l'air extérieur.

Perkins (1984) présente une méthode graphique basée sur les bilans de chaleur qui permet d'évaluer les proportions d'air extérieur et recyclé lorsque le cycle économiseur d'air est ajouté à un système à volume constant avec réchauffage terminal. Cette méthode cherche à optimiser l'utilisation du cycle en minimisant la quantité d'énergie à dépenser pour réchauffer l'air dans les boîtes terminales. Aussi, elle permet d'évaluer la fraction de la demande en climatisation satisfaite par le cycle économiseur d'air. Il est à noter que cette méthode maintient la température d'alimentation constante au cours de l'année, alors qu'elle est normalement variable dans le cas d'un système à volume constant.

Finalement, Kao (1985) décrit la performance de plusieurs options de gestion des systèmes de climatisation pour divers bâtiments, incluant les deux modes de cycle économiseur d'air présentés par Dubin et Long (1978). Ses travaux indiquent que l'utilisation d'un économiseur permet de réaliser des économies substantielles sur la

consommation énergétique du système de climatisation. De plus, il mentionne que l'économiseur enthalpique est légèrement plus efficace que l'économiseur sensible. Il note par contre que si l'économiseur est utilisé avec un système à volume constant avec réchauffage terminal, la charge de réchauffage (l'énergie fournie à l'air dans les boîtes terminales) est substantiellement augmentée.

1.3 Refroidissement naturel hydraulique

Le refroidissement naturel hydraulique, ou simplement le refroidissement naturel, est la catégorie qui permet aux systèmes de climatisation de produire de l'eau glacée sans avoir recours au refroidisseur. Lorsque la température humide de l'air extérieur est suffisamment basse, il est possible d'obtenir de la tour de refroidissement de l'eau à la température de l'eau glacée à la sortie de l'évaporateur. De cette façon, l'eau obtenue de la tour peut être directement alimentée au serpentin.

En effet, la température de l'eau obtenue d'une tour de refroidissement s'approche de la température humide de l'air extérieur; en théorie, avec une tour de dimensions infinies, on pourrait obtenir de l'eau à la même température que la température humide de l'air extérieur. Lorsque l'eau obtenue de la tour est alimentée directement au serpentin de refroidissement, on évite d'opérer le refroidisseur. Par conséquent, on peut réduire la demande énergétique du système de refroidissement d'au moins 80 % (de 3,5 kW jusqu'à 0,7 kW par kW de refroidissement; BAC, 1980). À titre indicatif, Kallen (1982)

recommande que le refroidissement naturel hydraulique ne soit envisagé que lorsque le climat enregistre 2 200 °C-jours ou plus de température de bulbe humide sous 7 °C (4 000 °F-jours sous 45 °F). Dans le cas contraire, les économies réalisables ne justifient pas l'investissement supplémentaire requis pour l'implantation d'une de ces méthodes. À ce sujet, Montréal enregistre 2 368 °C-jours de température de bulbe humide sous 7 °C.

Plusieurs auteurs (Fenster et Grantier, 1981; Kallen, 1982; Marley, 1982; Goswami et Reveliotty, 1987; Hipskind et al., 1991; Murphy, 1991; et ASHRAE, 1996) décrivent les principales méthodes qui permettent de réaliser du refroidissement naturel : le refroidissement naturel direct, le refroidissement naturel indirect, ou le refroidissement naturel par migration de réfrigérant.

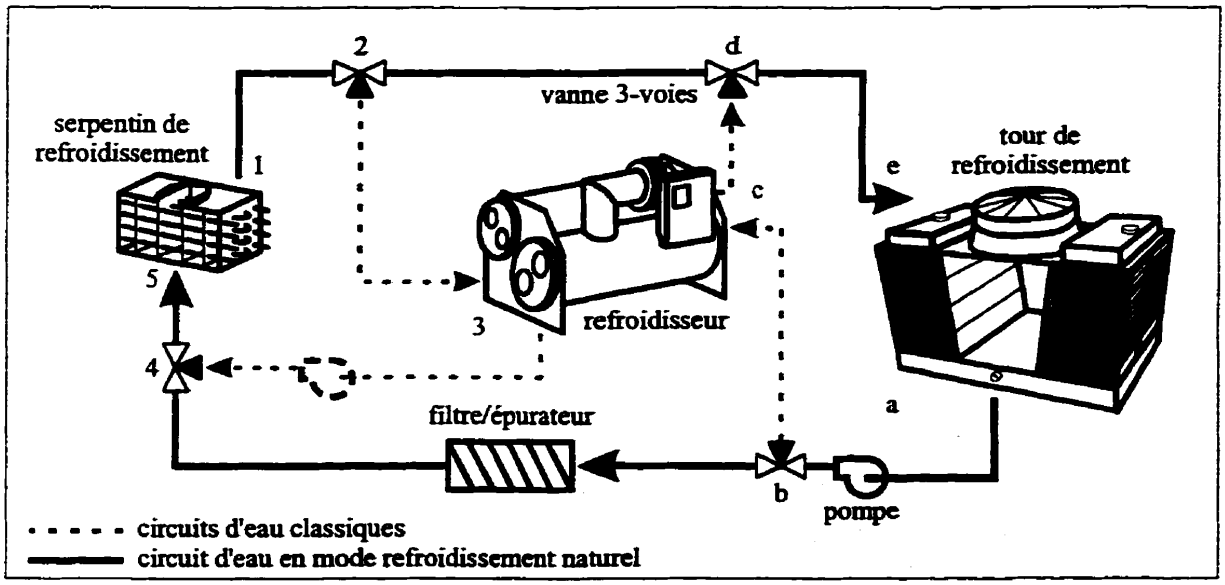


Figure 1.2 - Système de climatisation fonctionnant en mode refroidissement naturel direct.

Le refroidissement naturel direct (figure 1.2), aussi appelé cycle épurateur (*strainer cycle*) par certains auteurs, est une méthode qui alimente directement au serpentin l'eau obtenue de la tour (parcours ab4512de), alors que dans un système classique, l'eau de refroidissement circule de la tour au condenseur (parcours abcde), pendant que l'eau glacée circule du serpentin à l'évaporateur (parcours 12345). Ces systèmes sont les plus simples et les plus efficaces thermiquement car il n'y a pas d'échangeur intermédiaire et parce qu'on n'utilise qu'une seule pompe de circulation.

Cette méthode n'est pas favorisée par les concepteurs puisque l'eau obtenue de la tour est généralement salie par l'environnement, ce qui pourrait encrasser le serpentin de refroidissement. Il est donc nécessaire d'épurer ou de filtrer l'eau pour éviter d'encrasser le circuit d'eau glacée ; Marley (1982) et Murphy (1991) recommandent de filtrer un débit minimal d'eau entre 5 % et 10 % du débit total circulé dans la tour. Il est possible de se passer du filtre en utilisant un serpentin dans une tour de refroidissement, où l'eau est refroidie par de l'eau qui ruisselle sur le serpentin exposé dans la tour (Goswami et Reveliotty, 1987). Cependant, l'efficacité thermique n'est pas aussi élevée puisqu'il n'y a pas de contact direct entre l'eau de refroidissement et l'eau qui ruisselle dans la tour.

Dans un système de refroidissement faisant usage du refroidissement naturel indirect (figure 1.3), on utilise un échangeur de chaleur intermédiaire plutôt que d'alimenter l'eau glacée directement au serpentin. Dans un tel cas, l'eau de refroidissement et l'eau glacée sont circulées dans un échangeur de chaleur (parcours abdef et 12456,

respectivement), comparativement au mode normal d'opération, où elles sont circulées dans le refroidisseur (parcours `abcef` et `12356`, respectivement). L'utilisation d'un échangeur permet d'éviter les problèmes d'encrassement du serpentin décrits ci-dessus, tout en évitant de faire fonctionner le refroidisseur.

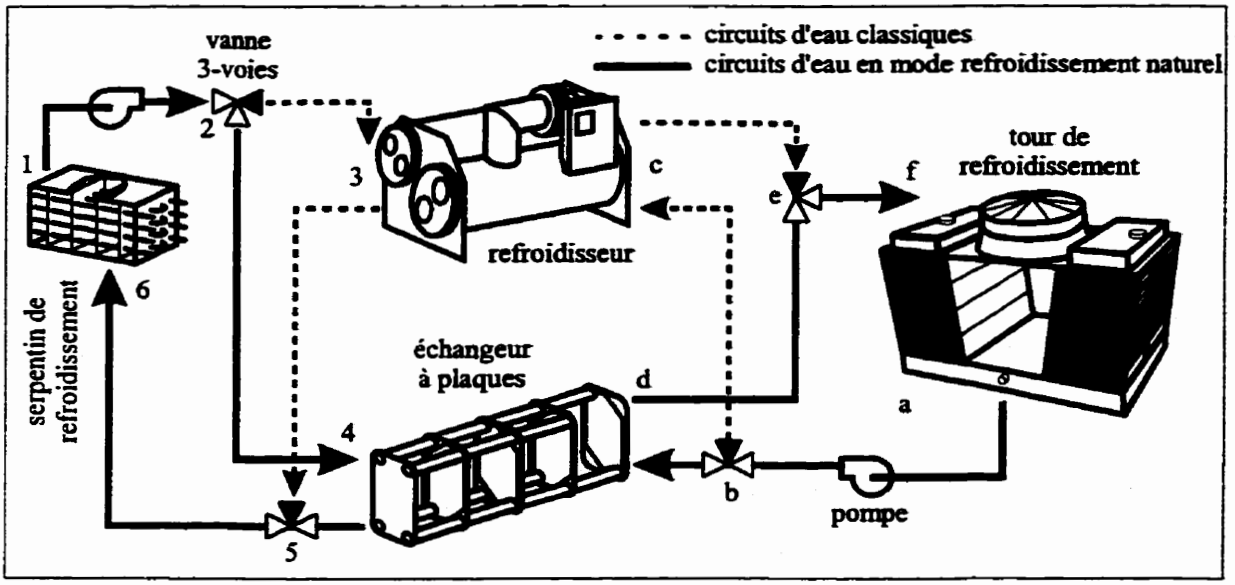


Figure 1.3 - Système de climatisation fonctionnant en mode refroidissement naturel indirect.

On utilise généralement des échangeurs à plaques avec cette méthode, puisqu'il est possible d'obtenir une petite approche entre la température à l'entrée de l'eau de refroidissement et la température de sortie de l'eau glacée. Pour des raisons économiques, Hipskind et al. (1991) et Kelly (1996) recommandent de choisir un échangeur qui permet d'obtenir une approche d'environ 1,5 °C, afin de réduire au minimum la perte d'efficacité thermique liée à l'utilisation de l'échangeur de chaleur.

La compagnie Marley (1982) présente une alternative au refroidissement naturel indirect, le refroidissement naturel par partage de charge (figure 1.4). Cette alternative positionne l'échangeur en série avec le refroidisseur, en amont de celui-ci dans le circuit d'eau glacée et celui de refroidissement. Elle permet de tirer avantage des deux faits suivants :

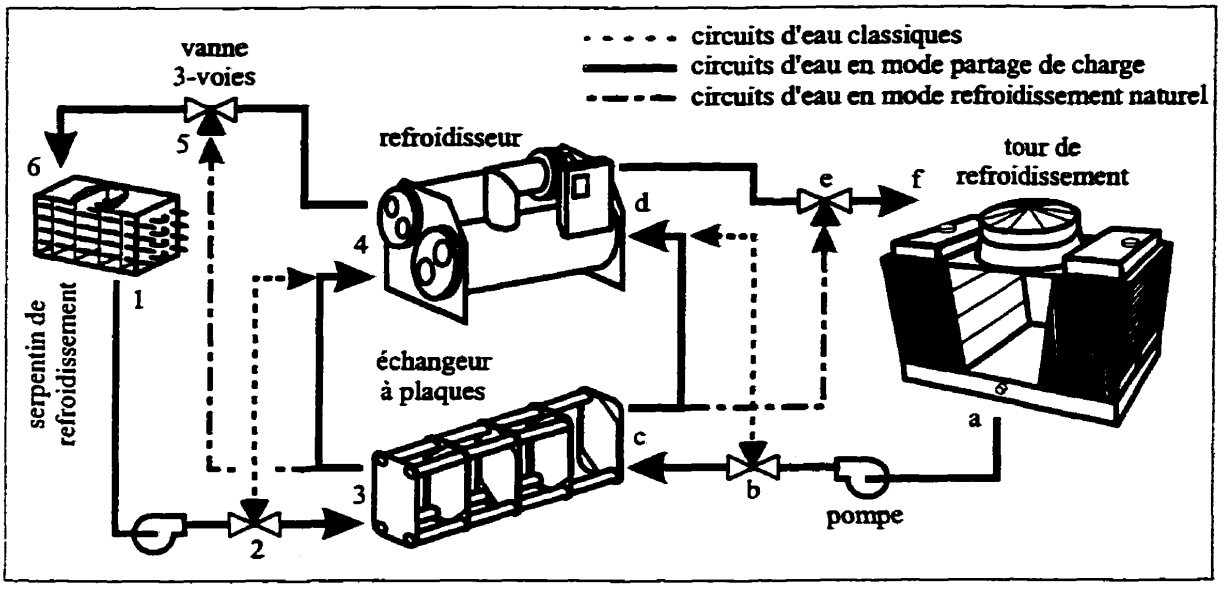


Figure 1.4 - Système de climatisation fonctionnant en mode refroidissement naturel par partage de charge.

a) la température de l'eau de refroidissement diminue à mesure que la température de bulbe humide de l'air diminue ou que le rejet thermique à réaliser diminue ;

b) la puissance consommée par le compresseur du refroidisseur diminue à mesure que la charge de refroidissement à satisfaire diminue ou que la température de l'eau à l'entrée du condenseur diminue.

Conséquemment, lorsque la température de l'eau de refroidissement obtenue de la tour est inférieure à la température de l'eau glacée à la sortie du serpentin, on refroidit au préalable l'eau glacée à l'aide de l'échangeur à plaques (parcours abcdef et 123456, respectivement), plutôt que d'utiliser simplement le refroidisseur (parcours abdef et 12456, respectivement). Par conséquent, on réduit la température de l'eau glacée alimentée à l'évaporateur, et ainsi la charge de refroidissement. De plus, puisque la température de l'eau de refroidissement à l'entrée du condenseur est réduite, on peut ainsi diminuer le travail fait par le compresseur, et par conséquent la consommation d'énergie du refroidisseur. Ainsi, le rejet thermique à la tour est lui aussi réduit, ce qui diminue la température de l'eau de refroidissement obtenue de la tour. Finalement, lorsque la température de l'eau obtenue de la tour est suffisamment basse et que l'eau glacée obtenue à la sortie de l'échangeur est à la température désirée, le refroidisseur est mis à l'arrêt. L'eau ne circule donc plus dans le refroidisseur et le système fonctionne selon le mode de refroidissement naturel indirect décrit auparavant (parcours abcef et 12356, respectivement).

Le dernier type, le refroidissement naturel par migration de réfrigérant, utilise un refroidisseur spécialement conçu pour fonctionner en mode « thermosiphon » (Fenster et Grantier, 1981; Kallen, 1982; et Marley, 1982). Dans ce cas, le réfrigérant circule librement grâce à la différence de masse volumique du réfrigérant entre l'évaporateur et le condenseur. Ainsi, le transfert thermique s'effectue naturellement à l'intérieur du refroidisseur, sans l'assistance du compresseur. Cependant, plusieurs inconvénients

nuisent à la performance de ces systèmes. Tout d'abord, deux pompes sont en activité, ce qui augmente à la fois l'approche globale du système de climatisation et la consommation globale d'énergie. Ensuite, l'eau obtenue à la sortie de la tour doit habituellement être à une température inférieure à 10 °C pour obtenir un transfert thermique satisfaisant au refroidisseur. Finalement, la capacité maximale du thermosiphon est limitée à la fois par la chaleur latente du réfrigérant et par l'approche entre l'eau glacée et l'eau de refroidissement au refroidisseur. Selon les auteurs, un thermosiphon peut typiquement satisfaire à une charge de refroidissement équivalente à 10 % de la capacité nominale du refroidisseur, si on maintient une approche entre l'eau glacée et l'eau de refroidissement de 1,7 °C. Par ailleurs, il peut satisfaire à environ 45 % de sa capacité nominale en refroidissement avec une approche de 6,7 °C.

Lorsque la charge de climatisation augmente, la température de l'eau glacée requise doit être diminuée; par le fait même, si la température de l'eau de refroidissement à l'entrée du condenseur demeure constante, la différence entre les températures de l'eau à l'entrée du condenseur et à la sortie de l'évaporateur diminue. Cependant, la charge augmente généralement en même temps que la température humide de l'air extérieur; conséquemment, la température de l'eau de refroidissement augmente également, ce qui réduit d'autant l'approche au refroidisseur. Par conséquent, alors que la charge de refroidissement augmente, la capacité du thermosiphon est doublement diminuée. Ainsi, son utilisation est généralement limitée à une courte période de l'année. Toutefois, les résultats obtenus par Hipskind et al. (1991) indiquent que sa performance peut être

comparable aux autres méthodes de refroidissement naturel hydraulique lorsqu'il est utilisé dans les climats chauds et humides. Sous de tels climats, la température sèche et la température humide sont généralement près l'une de l'autre. Donc, lorsque la température humide est relativement basse et qu'elle permet d'obtenir de l'eau de refroidissement suffisamment froide, la température sèche est basse elle aussi, et par conséquent la charge de climatisation. Ce qui explique qu'un refroidisseur en mode thermosiphon peut généralement satisfaire la charge de climatisation réduite qu'on observe sous ces climats aussi bien que le refroidissement naturel direct ou indirect .

1.4 Performance des méthodes de refroidissement naturel

Les économies réalisables par chacune des méthodes de refroidissement naturel varient selon les applications et les conditions climatiques. Fenster et Grantier (1981) comparent le potentiel d'économie pour la plupart des méthodes dans le cas d'une petite installation manufacturière hypothétique située à Chicago. Cette installation est équipée d'un système de climatisation typique, tel qu'illustré par la figure I.1. Les résultats obtenus sont présentés dans le tableau 1.1.

On constate que le refroidissement naturel aéraulique est celui qui permet de réaliser les plus grandes économies d'énergie. On peut aussi observer qu'on ne réalise qu'un faible gain en lui combinant le mode hydraulique direct. En effet, les deux méthodes s'appliquent généralement pendant la même période de l'année. Conséquemment,

l'utilisation de la méthode aéraulique empêche généralement l'application de la méthode hydraulique, puisque le refroidisseur est déjà à l'arrêt.

Tableau 1.1 - Comparaison des méthodes de refroidissement naturel.

Refroidissement naturel	Réduction	Refroidissement naturel	Réduction
Aéraulique *		Hydraulique	
seul	8,0 %	direct	6,3 %
avec hydraulique direct	8,7 %	indirect	5,1 %
		par migration de réfrigérant	4,6 %

* l'auteur n'a pas indiqué si le cycle économiseur d'air implanté dans l'étude est sensible ou enthalpique.

Welsh (1984) expose les détails de l'utilisation d'un système de refroidissement naturel par migration de réfrigérant alimentant les bâtiments d'un centre de recherche agricole situé à Greenfield, en Indiana. En mode thermosiphon, le refroidisseur satisfait en moyenne une charge équivalente à 25 % de sa capacité nominale et permet de réduire la consommation annuelle d'énergie du centre d'environ 15 %. D'un autre côté, Nelson (1994) décrit un système utilisant le refroidissement naturel hydraulique indirect dans un édifice à bureau de Madison, au Wisconsin. Celui-ci permet de réduire la consommation annuelle d'énergie du bâtiment de 650 000 kW·h, et sa demande électrique de pointe de 210 kW (4,5 %).

1.5 Survol du programme de simulation TRNSYS

L'étude est réalisée avec le programme modulaire de simulation de systèmes thermiques TRNSYS[2] version 14.2, combiné à l'interface graphique IISiBat[3] version 2. Ce programme permet de choisir les constituants du système à partir d'une bibliothèque de composantes préexistantes, écrites en FORTRAN. Il est aussi possible de modifier ces composantes, de remplacer certaines de celles-ci ou d'en ajouter de nouvelles.

On prépare une simulation en assemblant les différentes composantes dans une fenêtre du programme IISiBat. La figure 1.5 illustre un exemple simplifié de système de climatisation assemblé avec IISiBat. Ces composantes sont reliées entre elles de façon à ce que l'information soit transmise d'une composante à l'autre. Par exemple, à la figure 1.5, le serpentin de refroidissement (icône SerpRef) doit refroidir un certain débit d'air de façon à satisfaire une demande quelconque en climatisation obtenue d'un fichier (icône Demande). Le fichier contient ici le débit d'air à refroidir ainsi que les conditions de l'air de mélange alimenté au serpentin. Cette information est transmise au serpentin de refroidissement par l'intermédiaire du lien entre les deux icônes (représentée par la flèche). Afin de refroidir et de déshumidifier l'air, le refroidisseur (icône Refroid) doit fournir au serpentin une certaine quantité d'eau glacée; le lien partant de Refroid et allant

---

[2] TRNSYS, A transient system simulation program, Solar Energy Laboratory, University of Wisconsin-Madisson, Madisson, ÉU

[3] Interface Intelligent pour la simulation de bâtiment, Centre scientifique et technique des bâtiments, Sophia-Antipolis, France

vers SerpRef transmet le débit d'eau glacée fourni et la température de cette eau au modèle de serpentin. Les conditions de l'air à la sortie du serpentin sont par la suite écrites dans un fichier de données pour être lues ultérieurement (icône Alim).

De son coté, l'eau glacée obtenue à la sortie du serpentin est acheminée au refroidisseur, par l'intermédiaire du second lien reliant ces deux icônes. De cette façon, le refroidisseur peut calculer la charge de climatisation qu'il doit satisfaire ainsi que sa consommation énergétique et son coefficient de performance; dans cet exemple, ces informations sont écrites dans un second fichier (icône Charge). Afin d'effectuer un rejet thermique (et de calculer la puissance demandée par le refroidisseur), de l'eau de refroidissement doit être acheminée vers le refroidisseur. Celle-ci provient de la tour de refroidissement (icône Tour) qui calcule la température de l'eau obtenue en fonction de la température de l'eau obtenue du refroidisseur et des conditions climatiques (icône Meteo).

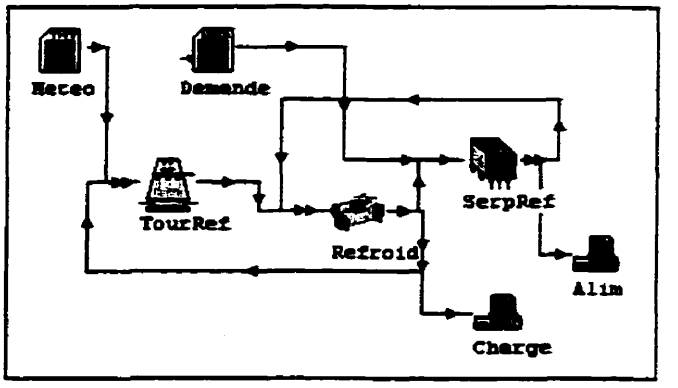


Figure 1.5 - Assemblage dans IISiBat des composantes d'une simulation TRNSYS.

La figure 1.6 illustre la spécification du transfert de l'information entre deux composantes reliées entre elles. Dans ce cas-ci, les sorties de l'évaporateur du refroidisseur (c'est-à-dire les conditions de l'eau glacée produites par celui-ci) sont reliées avec les entrées correspondantes du serpentin de refroidissement. Cette fenêtre

permet aussi d'observer les valeurs des conditions d'entrée au serpentin au début de la simulation. Dans le cas illustré, ces valeurs sont en °C pour les températures, en kg d'eau/kg d'air sec pour l'humidité absolue, et en kg/h pour les débits.

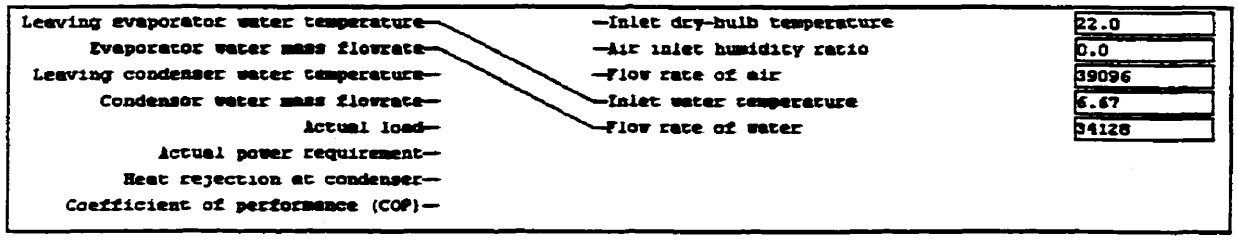


Figure 1.6 - Exemple de définition de liens entre les sorties du refroidisseur et les entrées du serpentin.

Lorsque l'assemblage des composantes est terminé, IISiBat transmet les informations décrivant le système à simuler à TRNSYS. Ce dernier assemble les entrées et les sorties de chacune des composantes en un système d'équations qui est par la suite solutionné. Le logiciel calcule les conditions obtenues à la sortie de chacune des composantes, à partir des valeurs qui lui sont transmises à l'entrée de chacune d'entre elles. Si les conditions à la sortie de certaines composantes servent de données à l'entrée des autres composantes (par exemple, l'eau glacée obtenue du refroidisseur qui est acheminée à l'entrée du serpentin), le programme calcule de nouveau les conditions à la sortie à partir des nouvelles données à l'entrée. Finalement, TRNSYS réitère les calculs de cette façon jusqu'à ce que les valeurs obtenues à la sortie de toutes les composantes aient convergé ou qu'un certain nombre maximal d'itérations soit atteint, selon la tolérance et les limites fixées par l'usager. Les résultats obtenus peuvent être affichés à l'écran ou écrits dans un fichier de type texte qui peut être consulté par l'usager.

CHAPITRE II

MODÉLISATION DE LA TOUR DE REFROIDISSEMENT

2.1 Généralités

De nombreux procédés, dont les systèmes de climatisation, requièrent une source d'eau de refroidissement pour réaliser un rejet thermique. Ce rejet thermique s'effectue généralement au moyen d'une tour de refroidissement plutôt que d'utiliser l'eau de l'aqueduc ou d'une source naturelle. Ce choix permet d'éviter des problèmes d'impacts écologiques, tout en étant relativement économique dans les localités où l'eau d'aqueduc n'est pas disponible à bon prix.

ASHRAE (1996) dresse une liste des principaux types de tours de refroidissement. Une tour de refroidissement à courant-croisé induit a été retenue pour la présente étude. Celle-ci est illustrée schématiquement à la figure 2.1. Ce type de tour est le plus utilisé en climatisation. Il présente en effet de nombreux avantages, tels qu'une distribution de l'eau par gravité plutôt qu'avec des gicleurs (qui peuvent s'encrasser), ainsi que des dimensions réduites pour une même capacité de refroidissement. De plus, il est disponible dans la librairie de modèles de base de TRNSYS.

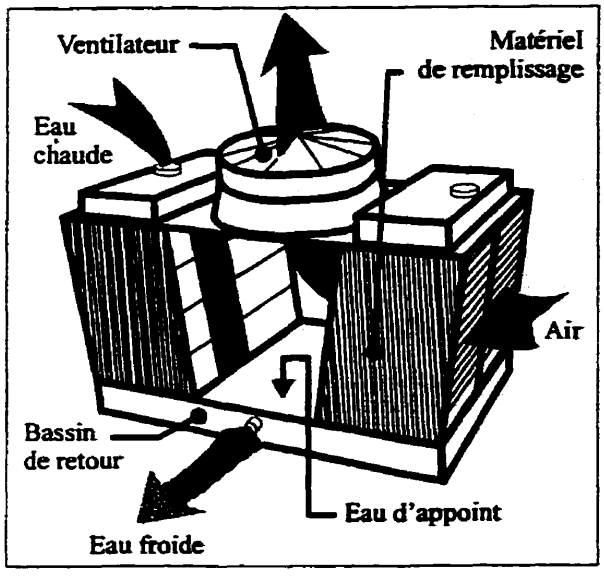


Figure 2.1 - Schéma d'une tour de refroidissement à courant-croisé.

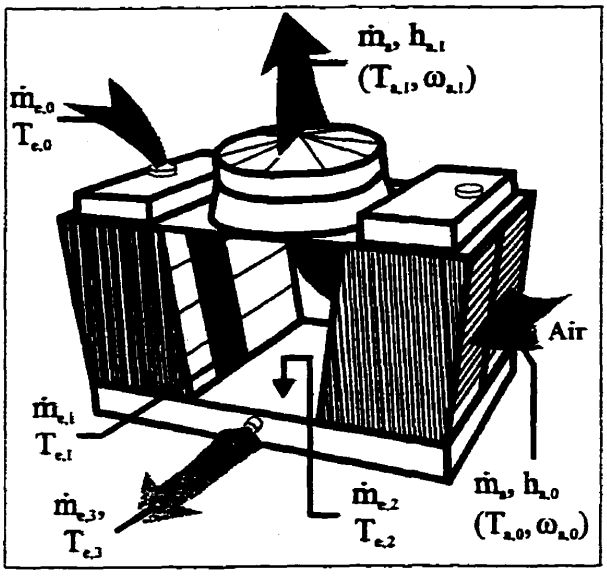


Figure 2.2 - Paramètres décrivant les états de l'eau et de l'air dans la tour.

Le principe de fonctionnement est expliqué par de nombreux auteurs (notamment : Bernier, 1995; et ASHRAE, 1996). Les tours de refroidissement sont conçues pour maximiser la surface d'échange et le temps de contact entre l'air et l'eau. L'eau à refroidir entre en haut de la tour où elle est atomisée. Lors de sa descente vers le bas, elle rencontre le matériel de remplissage qui ralentit sa chute. Finalement, l'eau refroidie se retrouve dans le bassin de retour d'où elle est pompée vers son lieu d'utilisation. L'air est aspiré dans la tour au moyen d'un ventilateur et distribué uniformément au travers du remplissage. Le débit d'air alimenté à la tour peut être varié à l'aide d'un ventilateur muni d'un moteur à plusieurs vitesses ou d'un entraînement à fréquence variable relié au moteur électrique.

Le contact direct entre l'eau et l'air est à l'origine de deux transferts thermiques qui contribuent à diminuer la température de l'eau : un transfert de chaleur sensible, par convection entre l'eau et l'air, et un transfert de chaleur latente, suite à l'évaporation d'une certaine quantité d'eau de refroidissement dans l'air. Tel que mentionné par Bernier (1995), le transfert de chaleur latente est nettement plus important que le premier, étant responsable d'environ 90 % de l'échange thermique total dans une tour. C'est pour cette raison qu'un des critères principaux de sélection d'une tour de refroidissement est la température humide de l'air. En théorie, si on utilise une tour de dimensions infinies, la température de l'eau qui y est alimentée peut descendre jusqu'à la température humide de l'air à l'entrée de celle-ci. Cependant, dans la pratique, on cherche habituellement à obtenir une approche (la différence entre ces deux températures) de l'ordre de 5 °C.

2.2 Description du modèle mathématique

Il existe plusieurs modèles de tour de refroidissement dans la littérature. ASHRAE (1996) présente un modèle développé par Baker et Shryock (1961; et Baker, 1984). Ce modèle divise la tour en un nombre fini de volumes; l'échange de chaleur et de masse dans chacun de ces éléments est calculé selon la théorie de Merkel (1925). De leur coté, Webb et Villacres (1984) introduisent une série d'algorithmes permettant de simuler la performance des équipements de refroidissement par évaporation, incluant un modèle de tour de refroidissement. Ces algorithmes utilisent aussi les approximations de Merkel (1925). Par conséquent, ces deux modèles négligent les pertes en eau par évaporation qui

se produisent dans ces équipements. Finalement, Shelton et Weber (1991) présentent un modèle qui solutionne les équations fondamentales de conservation d'énergie et de masse dans la tour, tout en tenant compte des pertes en eau par évaporation. De plus, cette dernière méthode utilise une version modifiée de la loi des ventilateurs, pour laquelle la puissance est proportionnelle au débit d'air élevé à la puissance 3,2 plutôt qu'au cube (3).

Le modèle de tour de refroidissement utilisé dans la présente étude est le modèle de base de TRNSYS, auquel certaines modifications ont été apportées. Ce modèle est basé sur les travaux de Braun et al. (1989; et aussi Jaber et Webb, 1989) qui présentent un modèle de tour utilisant la théorie de l'efficacité des échangeurs de chaleur (Incropera et De Witt, 1990). La figure 2.2 présente les paramètres utilisés pour décrire les différents états de l'air et de l'eau dans la tour.

2.2.1 Développement général

Connaissant l'efficacité ε d'un échangeur pour des conditions données, il est possible de calculer le taux d'échange de chaleur dans la tour, $\dot{Q}_{tour}$, avec la relation ci-dessous :

$$\dot{Q}_{tour} = \varepsilon \cdot \dot{Q}_{max} \qquad (2.1)$$

Selon la théorie de l'efficacité des échangeurs, $\dot{Q}_{max}$ est défini comme étant le taux d'échange thermique maximal possible entre l'air et l'eau. Pour déterminer cette valeur, on compare les capacités calorifiques de l'eau et de l'air, M_e et M_a, en recherchant laquelle des deux a la plus petite valeur. Les capacités calorifiques sont calculées à l'aide des équations suivantes :

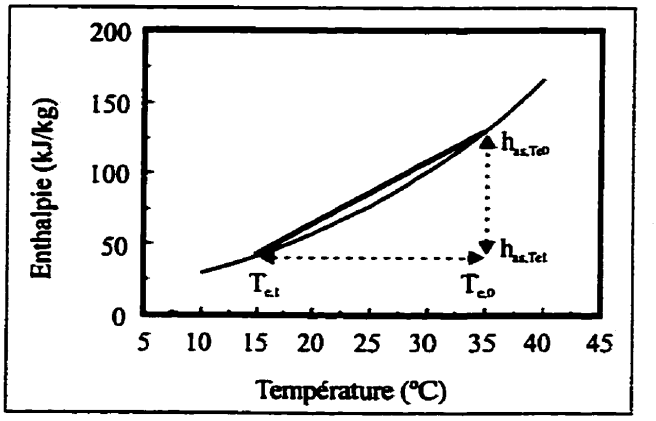


Figure 2.3 - Définition de la chaleur spécifique de saturation de l'air

Pour l'eau : $$M_e = \dot{m}_{e,0} \cdot \frac{c_{p,e}}{c_s} \qquad (2.2a)$$

Pour l'air : $$M_a = \dot{m}_a \qquad (2.2b)$$

où c_s, la chaleur spécifique de saturation de l'air, est définie comme la pente moyenne de l'enthalpie de l'air saturé en fonction de la température de l'eau (illustrée à la figure 2.3). La valeur de c_s peut être estimée à l'aide de l'équation suivante :

$$c_s = \left[\frac{dh_{as}}{dT}\right]_{T=Te} = \frac{h_{as,Te,0} - h_{as,Te,1}}{T_{e,0} - T_{e,1}} \qquad (2.3)$$

où $h_{as,Te,0}$ et $h_{as,Te,1}$ sont respectivement les enthalpies de l'air saturé à la température de l'eau à l'entrée et à la sortie de la tour.

La plus petite valeur d'entre M_e et M_a est appelée M_{min} et la plus grande devient M_{max}. Le développement qui suit suppose que $M_{min} = M_e$.

Il est maintenant possible de déterminer la valeur de $\dot{Q}_{max}$. Sachant que la température de l'eau qui s'écoule dans la tour tend à s'approcher de la température de l'air humide à l'entrée, le taux maximal d'échange thermique de l'eau est calculé comme suit :

$$\dot{Q}_{max} = \dot{m}_{e,0} \cdot c_{p,e} \cdot (T_{e,0} - T_{ah,0}) \qquad (2.4a)$$

Par la suite, il faut obtenir la valeur de ε pour évaluer $\dot{Q}_{tour}$. Dans le cas d'un échangeur à courant-croisé, Jaber et Webb (1989) recommandent cependant l'utilisation de l'équation pour deux fluides non-mélangés; dans ce cas, la valeur de ε est donnée par l'équation suivante :

$$\varepsilon = 1 - \exp\left(\left(\frac{1}{M}\right) \cdot NUT^{0.22} \cdot \left(\exp\left(-M \cdot NUT^{0.78}\right) - 1\right)\right) \qquad (2.5)$$

où M est défini comme le rapport des capacités calorifiques, M_{min} / M_{max}. Pour le cas étudié, celui-ci est donc équivalent à :

$$M = \frac{\dot{m}_{e,0} \cdot c_{p,e}}{\dot{m}_a \cdot c_s} \qquad (2.6a)$$

La valeur du *NUT* de l'équation 2.5 est calculée à l'aide de la définition du *NUT* pour les tours de refroidissement (Baker, 1961 et 1984; Jaber et Webb, 1989; et Kuehn, 1996), c'est-à-dire :

$$NUT = \frac{K \cdot aV}{M_{min}} = \int \frac{dh_{as}}{h_{as,Te} - h_a} \qquad (2.7)$$

où K est un coefficient de transfert massique, et aV représente la surface d'échange totale entre l'air et l'eau dans la tour. Remplaçant M_{min} par M_e, utilisant la définition formelle de c_s et réarrangeant l'équation, on obtient finalement :

$$NUT_L = \frac{K \cdot aV}{\dot{m}_{e,0}} = \int \frac{c_{p,e}}{h_{as,Te} - h_a} \cdot dT_e \qquad (2.8a)$$

Le *NUT* donné par cette équation est généralement appelé « *NUT* de l'eau ». Il permet de caractériser la performance de la tour de refroidissement, mais seulement pour un seul rapport de débit $\dot{m}_{e,0}/\dot{m}_a$. Afin d'obtenir une relation générique, on doit évaluer plusieurs NUT_L pour différents rapports de débits. Par la suite, on évalue la valeur des coefficients *c* et *n* de la corrélation suivante (Lowe et Christie, 1961; Bernier 1995; et ASHRAE, 1996) :

$$NUT_L = \frac{K \cdot aV}{\dot{m}_{e,0}} = c \cdot \left(\frac{\dot{m}_{e,0}}{\dot{m}_a} \right)^n \qquad (2.9a)$$

Cette corrélation sert enfin à caractériser la performance d'une tour de refroidissement, peu importe les débits d'air et d'eau qui lui sont alimentés. La section 2.3 détaille la méthode utilisée pour déterminer *c* et *n* dans le cadre de cette étude.

Par la suite, on peut évaluer la température de l'eau à la sortie de la tour, avant qu'elle ne se mêle à celle du bassin, à l'aide d'une simple équation de conservation d'énergie. En négligeant les pertes en eau par évaporation, tel que suggéré par Merkel (1925), on peut établir cette dernière sous la forme suivante :

$$T_{e,1} = T_{e,0} - \frac{\dot{Q}_{tour}}{\dot{m}_{e,0} \cdot c_{p,e}} \qquad (2.10a)$$

Les équations 2.3 à 2.10 peuvent maintenant être solutionnées pour prédire la performance de la tour. On remarque qu'il est nécessaire d'effectuer quelques itérations puisque la valeur de c_s dépend de la température $T_{e,1}$.

Toutefois, pour obtenir une estimation précise de la température de sortie de l'eau, il faut tenir compte des pertes d'eau par évaporation. Dans le cas contraire, Braun et al. (1989) indiquent qu'on pourrait obtenir une erreur sur celle-ci allant jusqu'à 2 °C. Ainsi, il

propose l'utilisation des équations suivantes, qui permettent d'obtenir le débit d'eau à la sortie de la tour, après évaporation :

$$\dot{m}_{e,1} = \dot{m}_{e,0} - \dot{m}_a \cdot (\omega_{a,1} - \omega_{a,0}) \tag{2.11}$$

$$\text{où } \omega_{a,1} = \omega_{as,eff} + (\omega_{a,0} - \omega_{as,eff}) \cdot \exp(-NUT) \tag{2.12}$$

où $\omega_{as,eff}$ est l'humidité absolue effective de l'air saturé. On obtient cette valeur en recherchant la valeur correspondante d'humidité absolue à partir de la valeur de $h_{as,eff}$ calculée avec l'équation donnée ci-dessous :

$$h_{as,eff} = h_{a,0} + \frac{h_{a,1} - h_{a,0}}{1 - \exp(-NTU)} \tag{2.13}$$

Connaissant les pertes par évaporation, on peut maintenant calculer la température de l'eau à la sortie de la tour, à l'aide du bilan thermique suivant :

$$T_{e,1} = T_{ref} + \frac{\dot{m}_{e,0}}{\dot{m}_{e,1}} \cdot (T_{e,0} - T_{ref}) - \frac{\dot{Q}_{tour}}{c_{p,e} \cdot \dot{m}_{e,1}} \tag{2.10b}$$

où T_{ref} est la température de référence pour les mesures d'enthalpie, typiquement égale à 0 °C.

2.2.2 Bilan Final

L'eau obtenue à la sortie de la tour est mélangée à celle du bassin de retour, auquel on ajoute une quantité d'eau d'appoint correspondant à l'eau perdue par évaporation. L'eau froide produite par la tour est ainsi puisée à partir du bassin. Sachant que $\dot{m}_{e,3} = \dot{m}_{e,0}$, et que $\dot{m}_{e,3} = \dot{m}_{e,1} + \dot{m}_{e,2}$, un simple bilan thermique permet d'évaluer la température de l'eau du bassin, c'est-à-dire :

$$T_{e,3} = \frac{\dot{m}_{e,1} \cdot T_{e,1} + (\dot{m}_{e,0} - \dot{m}_{e,1}) \cdot T_{e,2}}{\dot{m}_{e,0}} \tag{2.14}$$

2.2.3 Puissance au ventilateur

En connaissant la puissance nominale du moteur du ventilateur et le débit d'air nominal dans la tour, le modèle calcule la puissance requise en utilisant la loi des ventilateurs :

$$P_{tour} = \left(\frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_{a,nom}} \right)^3 \cdot P_{tour,nom} \tag{2.15}$$

où l'indice *nom* est associé aux conditions nominales d'opération. Il faut noter que le modèle de TRNSYS ne tient pas compte du rendement du moteur ou d'un entraînement à fréquences variables lorsque le ventilateur fonctionne à régime partiel.

2.2.4 Cas particuliers du modèle

2.2.4.1 Cas où $M_{min} = M_a$

Dans le cas où $M_{min} = M_a$, le développement décrit ci-dessus doit être modifié. En effet, $\dot{Q}_{max}$ est maintenant défini comme représentant le taux maximal d'échange thermique de l'air. L'enthalpie de l'air qui circule dans la tour tend à s'approcher de l'enthalpie de l'air saturé à la température de l'eau à l'entrée. Ainsi, $\dot{Q}_{max}$ doit cette fois être quantifié avec la relation suivante :

$$\dot{Q}_{max} = \dot{m}_a \cdot \left(h_{as,Te,0} - h_{a,0}\right) \qquad (2.4b)$$

Aussi, de par sa définition, M devient alors :

$$M = \frac{\dot{m}_a \cdot c_s}{\dot{m}_{e,0} \cdot c_{p,e}} \qquad (2.6b)$$

De même pour le *NUT*, qui devient :

$$NUT_G = \frac{K \cdot aV}{\dot{m}_a} = \int \frac{dh_{as}}{h_{as,Te} - h_a} \qquad (2.8b)$$

Celui-ci est communément appelé « *NUT* de l'air ». En multipliant l'équation 2.9a par $\dot{m}_{e,0}/\dot{m}_a$, on obtient une autre forme de la corrélation, utilisée cette fois pour calculer le NUT_G :

$$NUT_G = c \cdot \left(\frac{\dot{m}_{e,0}}{\dot{m}_a} \right)^{n+1} \qquad (2.9b)$$

2.2.4.2 Tour de refroidissement à contre-courant

Le modèle de TRNSYS permet aussi de modéliser une tour de refroidissement à contre-courant. Dans un tel cas, l'air entre dans la tour par le bas et sort de celle-ci par le haut, tout en étant en contact direct avec l'eau qui descend. La modélisation de cette tour demeure identique à la procédure décrite ci-dessus, à l'exception de l'équation 2.5. Celle-ci est remplacée par l'équation suivante, qui correspond à l'efficacité d'un échangeur à contre-courant :

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp(-NUT \cdot (1 - M))}{1 - M \cdot \exp(-NUT \cdot (1 - M))} \qquad (2.5b)$$

2.3 Évaluation des coefficients *c* et *n* de la corrélation pour NUT_L

La description complète de la performance de la tour requiert l'évaluation des coefficients *c* et *n* de l'équation 2.9a (ou 2.9b). Ceux-ci peuvent être calculés par le

modèle de TRNSYS à partir de données expérimentales. Pour chacun des points d'opération, il est alors nécessaire de fournir le débit d'air, la température humide de l'air à l'entrée de la tour, le débit d'eau alimenté à celle-ci, ainsi que la température de l'eau à l'entrée et à la sortie. En utilisant ces données, le $\dot{Q}_{max}$ approprié est d'abord calculé à l'aide de l'équation 2.4a ou 2.4b, selon la valeur de M_{min}. Par la suite, ε est obtenu à partir de l'équation 2.1, et une première estimation de $\dot{Q}_{tour}$ est calculée en négligeant les pertes en eau par évaporation. On détermine ensuite un premier *NUT* en utilisant l'équation 2.5a ou 2.5b, choisie selon la valeur de M_{min}. Connaissant le *NUT*, on évalue les pertes en eau par évaporation avec les équations 2.11 à 2.13, ce qui permet d'obtenir une deuxième estimation de $\dot{Q}_{tour}$. Un nouveau ε est calculé avec l'équation 2.1 pour être comparé avec la valeur précédente, en répétant les opérations intermédiaires jusqu'à ce que la valeur de ε converge.

Finalement, la valeur trouvée de *NUT* est ajustée par le rapport des débits d'eau et d'air, selon la valeur de M_{min}, de façon à ce qu'il corresponde au NUT_G de l'équation 2.9b. Lorsque tous les NUT_G sont obtenus, le modèle détermine les coefficients c et n par une méthode de régression linéaire interne à TRNSYS.

2.4 Modifications apportées au modèle de TRNSYS

Tel que mentionné à la section 2.2, le modèle de tour de refroidissement de TRNSYS est inspiré des travaux de Braun et al. (1989). Cependant, le modèle disponible avec la version 14.2 de TRNSYS n'utilise pas l'équation 2.5 pour calculer l'efficacité d'une tour à courant-croisé. Il utilise l'équation décrivant un échangeur à courant-croisé pour lequel un des fluides est mélangé (en supposant que celui-ci soit associé à M_{min}). Par conséquent, des modifications ont été apportées au modèle de façon à ce qu'il soit conforme à la théorie décrite à la section 2.2.

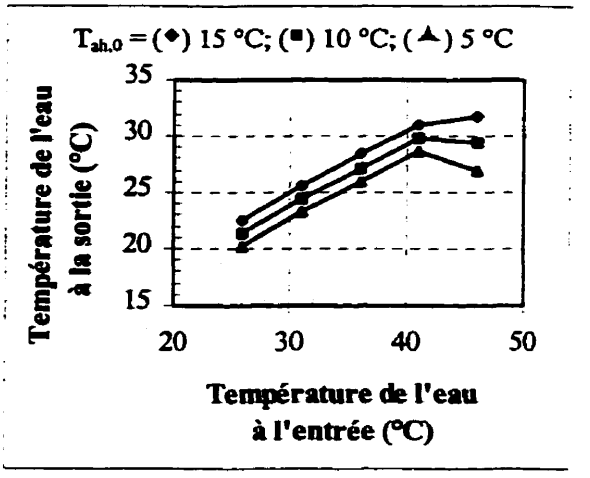


Figure 2.4 - Comportement du modèle de tour suivant fidèlement la théorie de l'efficacité des échangeurs.

Par ailleurs, la théorie énoncée par Braun et al. (1989) supposent que $M_{min} = M_a$ dans tous les cas, ce qui entraîne normalement des imprécisions dans les calculs lorsque $M_{min} \neq M_a$. Or, des essais réalisés avec un modèle modifié pour respecter rigoureusement la théorie décrite précédemment révèlent que dans certaines conditions, le passage de M_{min} de M_a vers M_e (ou vice-versa) occasionne une discontinuité dans la courbe de performance de la tour et ce, à mesure que la température de l'eau à l'entrée de la tour augmente (figure 2.4). À ce chapittre, le modèle est donc construit tel que recommandé par Braun et al. (1989).

2.5 Choix des paramètres

La tour de refroidissement utilisée dans le cadre de cette étude est modélisée à partir des données du manufacturier (BAC, 1996). Ces données permettent de choisir une tour capable de refroidir le débit d'eau désiré, selon la température humide extérieure, et selon la marge[4] et l'approche[5] requises. À l'instar des autres manufacturiers de tour de refroidissement, les données fournies par le manufacturier correspondent à un seul débit d'air. Donc, la variation du *NUT* en fonction du rapport $\dot{m}_{e,0}/\dot{m}_a$ est entièrement due à une variation du débit d'eau.

La tour sélectionnée correspond au modèle 15250, capable de satisfaire à une charge nominale de climatisation (au serpentin) de 880 kW, correspondant à un rejet thermique à la tour de 1100 kW. Il est utile de rappeler que la différence entre ces deux puissances correspond au travail du compresseur de l'appareil de réfrigération qui est ultimement converti en chaleur et qui doit être rejeté dans la tour.

Cette tour est de type à courant-croisé dont les caractéristiques sont énumérées dans le tableau 2.1. Elle est choisie pour pouvoir refroidir 47,3 L/s (750 USGPM) d'eau, entrant

---

[4] la différence entre les températures de l'eau à l'entrée et à la sortie de la tour.
[5] la différence entre la température de l'eau à la sortie de la tour et la température humide de l'air à l'entrée de la tour.

à 35 °C (95 °F) et sortant à 29,4 °C (85 °F). Il y circule un débit d'air de 30,9 m^3/s (65 400 CFM) et la température humide à l'entrée est de 25,6 °C (78 °F).

La liste complète des données prélevées pour évaluer la performance de la tour se trouve au tableau A.1 de l'annexe A. Les coefficients *c* et *n* sont calculés à l'aide de la procédure décrite à la section 2.3, et sont respectivement évalués à 2,118 et -0,896. À titre indicatif, ASHRAE (1996) indique que la valeur de *n* se situe habituellement entre -0,35 et -1,10. Il n'indique cependant pas de valeurs typiques pour *c*.

Tableau 2.1 - Caractéristiques de la tour BAC-15250

Caractéristique	*Valeur nominale*
Charge de climatisation :	880 kW
Rejet thermique à la tour :	1 100 kW
Puissance du moteur du ventilateur :	15 kW

On trouve au tableau 2.2 l'ensemble des paramètres utilisés pour décrire la tour de refroidissement dans TRNSYS. On remarque que le débit minimal d'air est fixé à 0 m^3/s; en effet, le modèle met automatiquement le ventilateur à l'arrêt si le débit d'air circulé par le ventilateur se situe sous cette valeur. La température initiale de l'eau du bassin de retour correspond approximativement à celle obtenue de la tour lors de la première heure de la simulation. Le nombre de cellules est fixé à 1, puisque ce paramètre correspond au nombre de cellules jumelées de la tour. Par ailleurs, le volume du bassin est estimé à l'aide des dessins fournis par le manufacturier; il est choisi pour être rempli à la moitié du volume calculé. Enfin, la température de l'eau d'appoint est fixée à une température typique d'eau d'aqueduc (c'est-à-dire, 5 °C).

Tableau 2.2 - Définition des paramètres du modèle de tour de refroidissement

Paramètre	*Valeur*	*Paramètre*	*Valeur*
Géométrie de l'écoulement :	2 (courant-croisé)	Nombre de cellules :	1
Débit nominal d'air :	30,87 m^3/s (65 400 cfm)	Puissance nominale du ventilateur :	15 kW (20 hp)
Débit minimal d'air :	0 m^3/s	Volume d'eau dans le bassin de retour :	1,44 m^3 (50 pi^3)
Température initiale de l'eau du bassin de retour :	5 °C (41 °F)	Température de l'eau d'appoint. :	5 °C (41 °F)

2.6 Validation du modèle

L'erreur entre les données du manufacturier et les résultats du modèle sont présentés à la figure 2.5 et dans le tableau A.2. La moyenne de l'erreur relative sur ε est évaluée à 4,3 %, avec un écart type de 8,3 %. Tel que montré au tableau A.2, la moyenne de l'erreur absolue sur la température à la sortie de la tour est évaluée à -0,01 °C, avec un écart type de 0,84 °C.

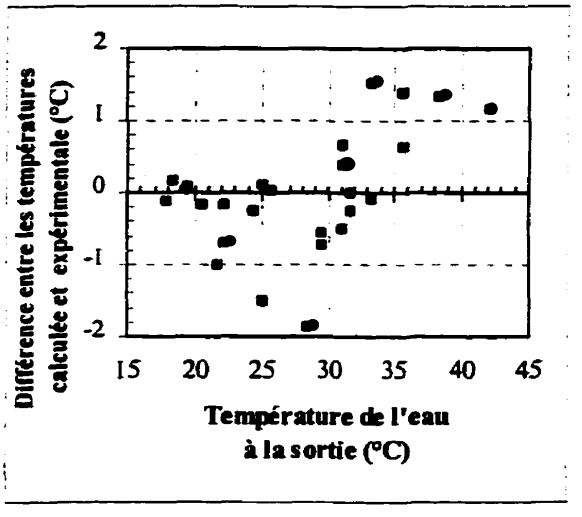


Figure 2.5 - Erreur sur la température de l'eau à la sortie de la tour par rapport aux conditions du manufacturier.

Braun et al. (1989) rapportent que le modèle sous-estime les pertes en eau par évaporation. De plus, il observe une erreur de 10 % entre le rejet thermique calculé et

expérimental. Par contre, il indique que la température de sortie de l'eau de la tour est estimée adéquatement par le modèle, avec une erreur quadratique moyenne (RMS) de 0,8 °C, en deçà de la précision des mesures expérimentales. Donc, il semble bien que le modèle de TRNSYS, incluant les modifications apportées pour la présente étude, donne des résultats satisfaisants et dont l'erreur est du même ordre que celle citée par l'auteur du modèle original.

2.7 Étude paramétrique de la performance de la tour de refroidissement

Dans le but de comprendre la performance d'un système complet de refroidissement naturel, il est utile de comprendre le fonctionnement individuel de chaque composante. Dans la section qui suit, la performance de la tour est examinée en fonction de certains paramètres. Les figures 2.6 à 2.10 illustrent l'influence des débits d'air et d'eau, ainsi que les températures sèches et humides de l'air à l'entrée et la température de l'eau à l'entrée, sur la température de l'eau à la sortie de la tour. Dans chacun des cas, toutes les autres conditions d'opération sont maintenues aux valeurs nominales. Celles-ci sont : $\dot{V}_a = 30{,}8\ m^3/s$, $\dot{m}_e = 47{,}0\ kg/s$, $T_{ah,0} = 25{,}6\ °C$, et $T_{e,0} = 35\ °C$. Dans tous les cas, la valeur de $T_{a,0}$ est choisie pour obtenir une humidité relative correspondante à 50 %.

En observant les figures 2.6 et 2.7, on constate que les débits d'air et d'eau ont une grande influence sur la température de l'eau obtenue de la tour. En effet, plus le débit d'air est faible, plus la température de l'eau obtenue de la tour est élevée. Inversement,

plus le débit d'eau est faible, plus la température est basse. Cependant, dans les deux cas, la quantité d'énergie échangée est diminuée. Par conséquent, afin d'obtenir le même rejet thermique, il faut utiliser une tour de plus grandes dimensions.

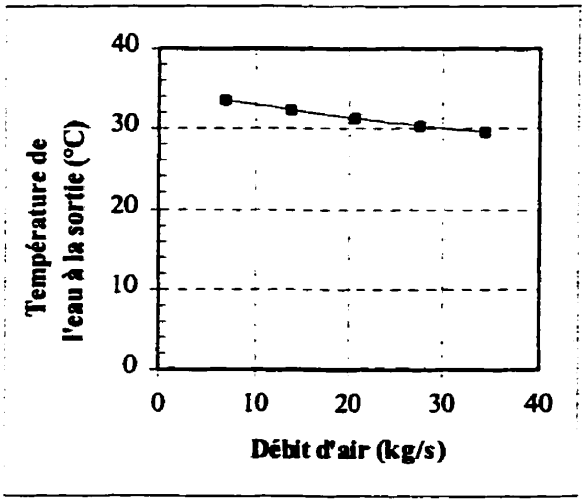


Figure 2.6 - Température de l'eau à la sortie de la tour en fonction du débit d'air.

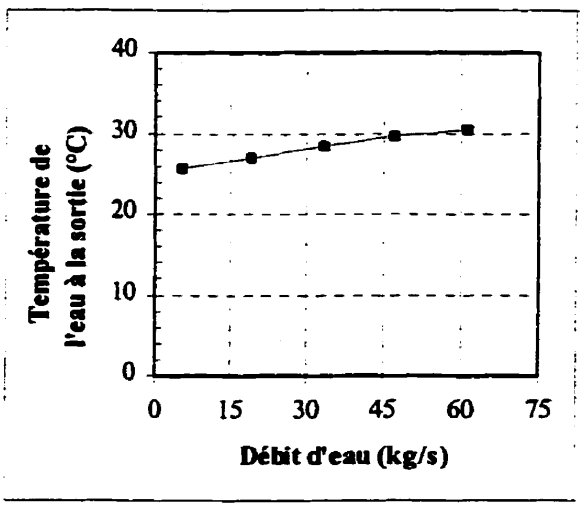


Figure 2.7 - Température de l'eau à la sortie de la tour en fonction du débit d'eau.

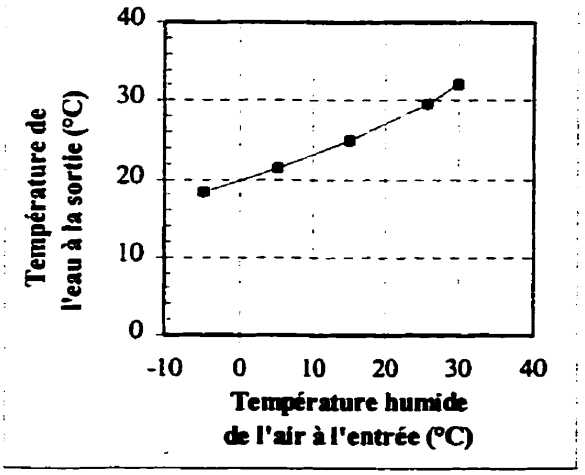


Figure 2.8 - Température de l'eau à la sortie de la tour en fonction de la température humide de l'air à l'entrée.

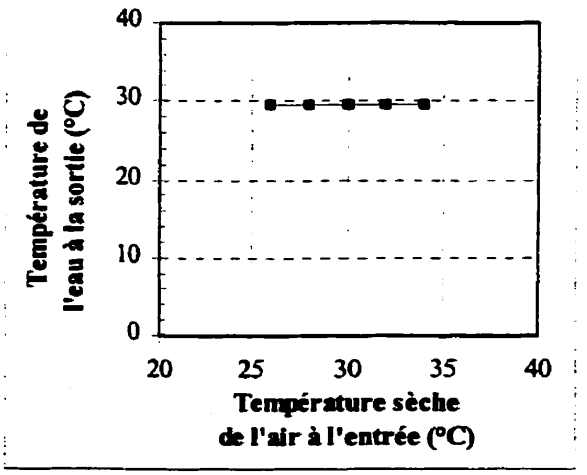


Figure 2.9 - Température de l'eau à la sortie de la tour en fonction de la température sèche de l'air à l'entrée.

Les figures 2.8 et 2.9 confirment que la température humide de l'air est le facteur qui influence le plus la température de l'eau à la sortie de la tour, comparativement à la température sèche. En effet, on constate que plus la température humide est faible, plus la température de l'eau à la sortie de la tour est basse. Par ailleurs, une variation de la température sèche n'a que peu d'influence sur la température de l'eau à la sortie.

De plus, la figure 2.8 permet d'observer que plus la température humide de l'air est basse, plus l'approche (la différence entre la température de l'eau à la sortie et la température humide de l'air) est grande. En effet, plus l'air est froid, moins il peut contenir d'humidité. Par conséquent, lorsque la température est très basse, moins d'eau s'évapore dans l'air, ce qui réduit la quantité de chaleur échangée.

Finalement, à la figure 2.10, on constate que la température de l'eau à l'entrée a aussi une grande influence sur la température à la sortie. Plus cette température est basse, plus la température de l'eau à la sortie est basse. Par contre, tout comme pour le cas du débit d'eau, la quantité d'énergie échangée diminue.

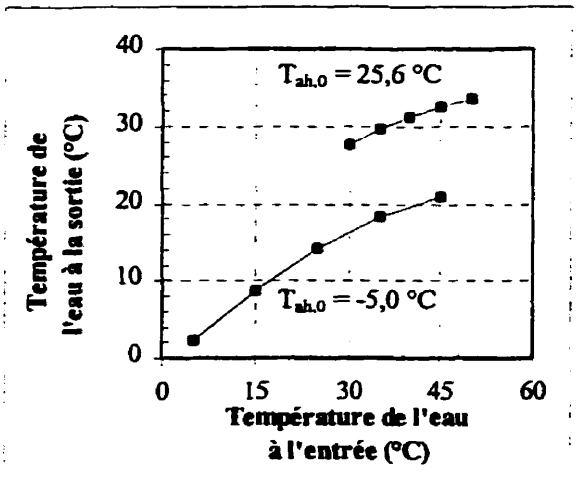


Figure 2.10 - Température de l'eau à la sortie de la tour en fonction de la température de l'eau à l'entrée.

CHAPITRE III

MODÉLISATION DU SERPENTIN DE REFROIDISSEMENT

3.1 Généralités

Tel que mentionné à la introduction, afin de climatiser un bâtiment on alimente typiquement celui-ci avec un certain débit d'air ayant une température et une humidité absolue plus basses que celles des zones desservies. Il est donc nécessaire de pouvoir refroidir et déshumidifier l'air alimenté dans le bâtiment. Pour ce faire, on utilise communément un serpentin de refroidissement (quelquefois appelé batterie froide).

Un serpentin de refroidissement est un échangeur air-liquide faisant partie de la catégorie des échangeurs compacts (Incropera et De Witt, 1990). Tel qu'illustré à la figure 3.1, il est constitué de quelques rangées de tubes horizontaux dans lesquels circule un liquide froid, généralement de l'eau.

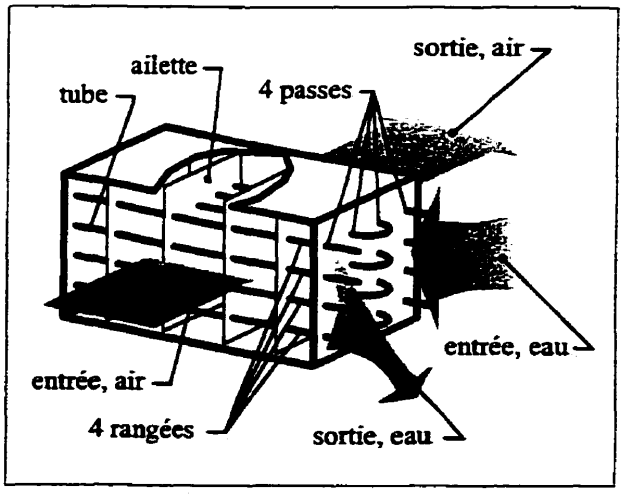


Figure 3.1 - Représentation schématique d'un serpentin de refroidissement

Plusieurs ailettes verticales sont utilisées afin d'augmenter la surface d'échange et ainsi améliorer l'échange thermique. Les tubes sont repliés plusieurs fois sur eux-mêmes, de

façon à obtenir plusieurs passes du courant d'eau. La première passe d'eau froide se fait à la sortie du courant d'air, tandis que la dernière passe d'eau se fait à l'entrée de l'écoulement d'air. À mesure que l'air traverse le serpentin, il rencontre de l'eau de plus en plus froide, ce qui permet de le refroidir. De plus, si la température de surface des tubes et des ailettes est à une température inférieure à la température du point de rosée de l'air, la vapeur d'eau contenue dans l'air se condense, ce qui déshumidifie l'air. Bien que les passes d'eau soient disposées perpendiculairement par rapport à l'air, ce qui s'apparente à un échangeur à courant-croisé, Braun et al. (1989) indiquent que l'efficacité du serpentin se rapproche de celui d'un échangeur à contre-courant lorsque le nombre de passes est supérieur à environ 4.

3.2 Description du modèle de serpentin de refroidissement

Il existe quelques modèles mathématiques permettant de prédire le comportement d'un serpentin. ASHRAE (1996) présente un modèle qui utilise des différences moyennes logarithmiques de température et d'enthalpie pour prédire le coefficient de transfert thermique global. Stoecker (1971) présente un modèle conçu pour être utilisé dans le cadre de simulations de systèmes. Ce modèle requiert 15 constantes déterminées empiriquement.

Threlkeld (1970) présente un modèle qui suppose que l'enthalpie de saturation de l'air est une fonction linéaire de la température. Cette hypothèse permet d'obtenir une solution

analytique aux équations de transfert de chaleur et de masse. Elmahdy et Biggs (1979) comparent ce modèle à des résultats expérimentaux obtenus avec deux serpentins différents et indique que la précision du modèle est satisfaisante.

Le modèle utilisé dans le cadre de cette étude pour prédire le comportement du serpentin est présenté par Braun et al. (1989). Tout comme le modèle de tour de refroidissement décrit au chapitre deux, la modélisation du serpentin est basée sur la théorie de l'efficacité des échangeurs pour évaluer l'échange thermique et déterminer les conditions de l'eau et de l'air à la sortie du serpentin. Par conséquent, certaines des équations présentées ici sont semblables à celles du chapitre deux. Elles sont répétées afin de faciliter la compréhension. Par ailleurs, une des hypothèses utilisées consiste à supposer que le nombre de Lewis est égal à 1. De plus, le modèle suppose que l'enthalpie de saturation de l'air est une fonction linéaire de la température, tel que suggéré par Threlkeld (1970).

Sachant que l'existence de condensation sur le serpentin influence l'échange thermique, il est nécessaire d'effectuer deux calculs de performance du serpentin. Un premier calcul est réalisé en supposant qu'il n'y a pas de condensation dans le serpentin (il est dit sec) et un second en supposant qu'il y a condensation sur toute sa longueur (le serpentin est dit humide). Ensuit, on évalue pour les deux cas la température de surface du serpentin à l'entrée et à la sortie de celui-ci, et cette valeur est comparée à la température du point de rosée de l'air. Si les comparaisons indiquent qu'il n'y a condensation que sur une partie

du serpentin, un processus itératif est utilisé afin de déterminer la fraction sèche et humide du serpentin et effectuer un calcul précis de l'échange total de chaleur. La figure 3.2 (à la page 49) illustre les différentes températures qui sont utilisées dans les calculs.

À titre d'information, Braun et al. (1989) mentionnent qu'une méthode plus simple consiste à calculer l'échange total réalisé pour le cas d'un serpentin complètement sec et celui d'un serpentin complètement humide. Ensuite, il suffit de prendre la plus grande valeur des deux pour évaluer l'échange réel puisque les valeurs calculées, en supposant un serpentin uniformément sec ou humide, sont toujours inférieures à la valeur réelle. En effet, dans le cas d'un serpentin sec, l'énergie latente qui devrait être retirée de l'eau condensée est négligée, ce qui prédit à la baisse l'échange thermique réalisé. En considérant un serpentin humide, le modèle considère que l'air est humidifié par la portion du serpentin où la température de surface est supérieure à la température du point de rosée de l'air; cette humidification « fictive » neutralise une partie de la déshumidification réelle, ce qui prédit à la baisse l'échange thermique réalisé. Selon l'auteur, cette méthode simplifiée génère une erreur maximale de 5 %.

3.2.1 Efficacité du serpentin sec

Le calcul des conditions à la sortie du serpentin débute en supposant qu'il n'y a pas de condensation. Sachant que la température de l'air à la sortie tend à s'approcher de celle de l'eau à l'entrée alors que le taux d'humidité demeure constant, on peut définir

l'échange de chaleur maximal possible, $\dot{Q}_{max,sec}$, en fonction d'une différence de température. Ainsi, l'efficacité de l'échangeur de chaleur sec, ε_{sec}, est donnée par :

$$\dot{Q}_{serp} = \varepsilon_{sec} \cdot \dot{Q}_{max,sec} \tag{3.1}$$

$$\text{où } \dot{Q}_{max,sec} = \dot{m}_a \cdot c_{p,a} \cdot (T_{a,0} - T_{e,0}) \tag{3.2}$$

où $\dot{Q}_{serp}$ est l'échange réel réalisé, $\dot{m}_a$ est le débit d'air, $c_{p,a}$ est la chaleur spécifique de l'air, et $T_{a,0}$ et $T_{e,0}$ sont les températures de l'air et de l'eau à l'entrée du serpentin. En supposant que l'eau effectue au moins quatre passes, ε_{sec} peut être calculée à l'aide de la relation pour les échangeurs à contre-courant (Braun, 1989) :

$$\varepsilon_{sec} = \frac{1 - \exp(-NUT_{sec} \cdot (1 - C))}{1 - C \cdot \exp(-NUT_{sec} \cdot (1 - C))} \tag{3.3a}$$

où C est le rapport des capacités calorifiques minimale et maximale, C_{min} et C_{max}, et NUT_{sec} est le nombre d'unités de transfert du serpentin sec. Braun et al. (1989) et ASHRAE (1996) définissent C comme étant le rapport des capacités caloriques de l'air et de l'eau :

$$C = \frac{C_{min}}{C_{max}} = \frac{\dot{m}_a \cdot c_{p,a}}{\dot{m}_e \cdot c_{p,e}} \tag{3.4}$$

où $\dot{m}_e$ est le débit d'eau et $c_{p,e}$ est la chaleur spécifique de l'eau. Afin de calculer ε_{sec}, il est nécessaire de connaître le NUT_{sec} correspondant aux conditions d'alimentation. Ce dernier est défini en fonction de C et du NUT pour l'intérieur (coté eau, NUT_e) et l'extérieur (coté air, NUT_a) des tubes :

$$NUT_{sec} = \frac{NUT_a}{1 + C \cdot \frac{NUT_a}{NUT_e}} \tag{3.5}$$

La procédure de calcul des NUT_e et NUT_a (équations 3.32 et 3.45) est décrite à la section 3.3.

Par la suite, les températures de sortie de l'air et de l'eau, $T_{a,1}$ et $T_{e,1}$, sont calculées à l'aide des équations de conservation d'énergie suivantes :

$$T_{a,1} = T_{a,0} - \frac{\dot{Q}_{serp}}{\dot{m}_a \cdot c_{p,a}} \tag{3.6}$$

$$T_{e,1} = T_{e,0} + \frac{\dot{Q}_{serp}}{\dot{m}_e \cdot c_{p,e}} \tag{3.7}$$

Afin de vérifier s'il y a condensation sur le serpentin, il est nécessaire de calculer la température de surface des tubes à la sortie de l'air, $T_{s,1}$. Pour ce faire, il suffit d'égaliser

l'équation du transfert de chaleur global entre l'eau et l'air et l'équation du transfert thermique entre l'eau et la surface extérieure des tubes, et ensuite d'isoler $T_{s,1}$:

$$T_{s,1} = T_{e,0} + \frac{\dot{m}_a \cdot c_{p,a} \cdot (T_{a,1} - T_{e,0})}{\dot{m}_e \cdot c_{p,e}} \cdot \frac{NUT_{sec}}{NUT_e} \qquad (3.8)$$

Si $T_{s,1}$ est inférieure à la température du point de rosée de l'air à l'entrée, $T_{ap,0}$, il y a condensation sur une partie du serpentin. Il est alors nécessaire d'exécuter les calculs en supposant qu'il y a condensation sur toute la surface du serpentin. Le cas échéant, il sera alors possible de déterminer le pourcentage de la surface du serpentin qui est humide.

3.2.2 Efficacité du serpentin humide

Dans le cas où il y a condensation sur toute la surface du serpentin, l'échange maximal possible est obtenu lorsque l'air à la sortie est saturé (c'est-à-dire, lorsque l'humidité relative est égale à 100 %) et lorsque sa température est égale à celle de l'eau à l'entrée. Tel que mentionné précédemment, la présence

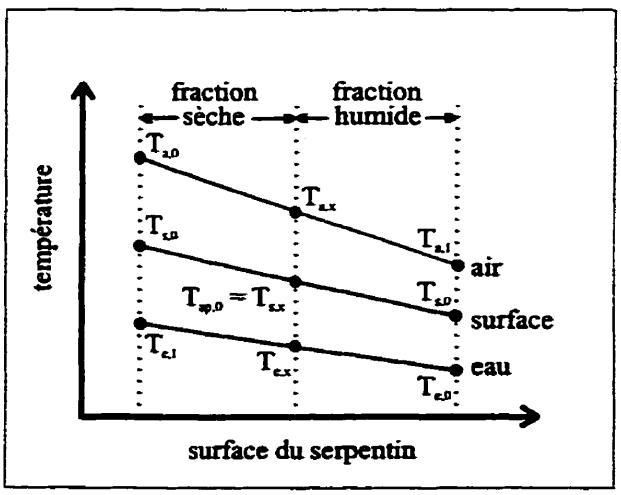


Figure 3.2 - Diagramme des températures dans un serpentin de refroidissement

d'eau sur le serpentin influence le *NUT* et par conséquent l'efficacité de l'échangeur. Ainsi, l'échange réel $\dot{Q}_{serp}$ est alors défini comme étant :

$$\dot{Q}_{serp} = \varepsilon_{hum} \cdot \dot{Q}_{max,hum} \tag{3.9}$$

$$\text{où } \dot{Q}_{max,hum} = \dot{m}_a \cdot \left(h_{a,0} - h_{as,Te,0}\right) \tag{3.10}$$

où ε_{hum} est l'efficacité de l'échangeur humide et $h_{as,Te,0}$ est l'enthalpie de l'air saturé à la température de l'eau à l'entrée. ε_{hum} peut être obtenu à l'aide de l'équation ci-dessous :

$$\varepsilon_{hum} = \frac{1-\exp\left(-NUT_{hum} \cdot (1-M)\right)}{1-M \cdot \exp\left(-NUT_{hum} \cdot (1-M)\right)} \tag{3.11a}$$

L'échange de chaleur n'est plus seulement un échange de chaleur sensible; il y a aussi un échange de chaleur latente, représenté par la condensation d'une partie de la vapeur d'eau contenue dans l'air. La présence de cette eau nécessite l'utilisation d'un second rapport des capacités calorifiques, M :

$$M = \frac{M_{min}}{M_{max}} = \frac{\dot{m}_a \cdot c_s}{\dot{m}_e \cdot c_{p,e}} \tag{3.12}$$

où c_s, la chaleur spécifique de saturation de l'air, est définie comme la pente moyenne de l'enthalpie de l'air saturé en fonction de la température, telle que définie au chapitre deux (équation 2.3). Comme on doit évaluer c_s en utilisant la température de surface du

serpentin, on suppose que celle-ci est égale à la température de l'eau (Braun, 1989) et c_s est donc calculée avec la relation suivante :

$$c_s = \left[\frac{dh_{as}}{dT}\right]_{T=Te} = \frac{h_{as,Te,0} - h_{as,Te,1}}{T_{e,0} - T_{e,1}} \tag{3.13}$$

où $h_{as,Te,1}$ est l'enthalpie de l'air saturé à la température de l'eau à la sortie du serpentin. On remarque que c_s est dépendant des conditions de l'eau à la sortie du serpentin; ainsi, le calcul des conditions à la sortie est un processus itératif.

De façon similaire au cas du serpentin sec, le NUT_{hum} se calcule à l'aide de l'équation ci-dessous :

$$NUT_{hum} = \frac{\frac{\eta_{t,hum}}{\eta_{t,sec}} \cdot NUT_a}{1 + M \cdot \frac{\eta_{t,hum}}{\eta_{t,sec}} \cdot \frac{NUT_a}{NUT_e}} \tag{3.14}$$

où $\eta_{t,sec}$ et $\eta_{t,hum}$ représentent l'efficacité totale des ailettes sèches et humides, respectivement (leur calcul est décrit à la section 3.3).

Étant donné que $\dot{Q}_{serp}$ est connu, on peut maintenant calculer les conditions de l'air et de l'eau à la sortie du serpentin à l'aide d'un simple bilan thermique. Les conditions de

l'eau à la sortie du serpentin sont obtenues de l'équation 3.7, énoncée précédemment, alors que celles de l'air le sont avec l'équation suivante :

$$h_{a,l} = h_{a,0} - \frac{\dot{Q}_{serp}}{\dot{m}_a} \tag{3.15}$$

Finalement, la température sèche de l'air à la sortie du serpentin est obtenue à l'aide des deux équations suivantes :

$$T_{a,l} = T_{s,e} + (T_{a,0} - T_{s,e}) \cdot \exp(-NUT_a) \tag{3.16}$$

$$h_{as,Ts,e} = h_{a,0} + \frac{h_{a,l} + h_{a,0}}{1 - \exp(-NUT_a)} \tag{3.17}$$

où la température effective de surface, $T_{s,e}$, est obtenue à partir de l'enthalpie de l'air saturé à la température effective de surface, $h_{as,Ts,e}$. Cette température correspond à la température d'une surface isotherme avec laquelle il y a un échange de chaleur avec l'air entraînant la même variation de température sensible (AHSRAE, 1996).

On calcule enfin la température à la surface du serpentin à l'entrée de l'air pour s'assurer qu'il y a bien condensation sur toute sa longueur :

$$T_{s,0} = T_{e,l} + \frac{\dot{m}_a \cdot (h_{a,0} - h_{as,Te,l})}{\dot{m}_e \cdot c_{p,e}} \cdot \frac{NUT_{hum}}{NUT_e} \tag{3.18}$$

Si $T_{s,0}$ est plus grand que la température du point de rosée de l'air à l'entrée, il n'y a condensation que sur une partie du serpentin. Il est donc nécessaire d'effectuer une analyse pour déterminer les fractions sèche et humide du serpentin, décrite à la sous-section suivante.

3.2.3 Efficacité du serpentin partiellement sec et humide

Afin de déterminer l'échange thermique réel lorsqu'un échangeur est partiellement humide, il faut déterminer les fractions de la surface d'échange qui sont sèches et humides.

La fraction du serpentin qui demeure sèche, f_{sec}, est calculée avec l'équation suivante :

$$f_{sec} = \frac{-1}{K} \cdot \ln\left[\frac{(T_{a,pr,0} - T_{e,i}) + C \cdot (T_{a,0} - T_{a,pr,0})}{\left(1 - \frac{K}{NUT_a}\right) \cdot (T_{a,0} - T_{e,i})}\right] \qquad (3.19)$$

$$\text{où } K = NUT_{sec} \cdot (1 - C) \qquad (3.20)$$

où $T_{a,pr,0}$ est la température du point de rosée de l'air à l'entrée du serpentin. L'efficacité pour chacune des fractions sèche et humide du serpentin peut maintenant être évaluée :

$$\varepsilon_{sec} = \frac{1-\exp\left(-f_{sec} \cdot NUT_{sec} \cdot (1-C)\right)}{1-C \cdot \exp\left(-f_{sec} \cdot NUT_{sec} \cdot (1-C)\right)} \qquad (3.3b)$$

$$\varepsilon_{hum} = \frac{1-\exp\left(-(1-f_{sec}) \cdot NUT_{hum} \cdot (1-M)\right)}{1-M \cdot \exp\left(-(1-f_{sec}) \cdot NUT_{hum} \cdot (1-M)\right)} \qquad (3.11b)$$

On est donc en mesure de calculer la température de l'eau à la sortie du serpentin à l'aide de l'équation suivante :

$$T_{e,1} = C \cdot \varepsilon_{sec} \cdot T_{a,0} + (1 - C \cdot \varepsilon_{sec}) \cdot T_{e,x} \qquad (3.21)$$

$$\text{où } T_{e,x} = \frac{T_{e,0} + \dfrac{C \cdot \varepsilon_{hum} \cdot (h_{a,0} - h_{as,Te0})}{c_{p,a}} - C \cdot \varepsilon_{hum} \cdot \varepsilon_{sec} \cdot T_{a,0}}{(1 - C \cdot \varepsilon_{hum} \cdot \varepsilon_{sec})} \qquad (3.22)$$

$T_{e,x}$ représente la température de l'eau dans le serpentin au point où la condensation débute à la surface de celui-ci. Puisque f_{sec} est une fonction de $T_{e,1}$, le calcul des équations 3.19 à 3.22 est itératif.

On détermine les conditions de l'air à la sortie du serpentin comme suit :

$$T_{a,1} = T_{s,e} + (T_{a,x} - T_{s,e}) \cdot \exp\left(-(1-f_{sec}) \cdot NUT_a\right) \qquad (3.23)$$

où $T_{s,e}$ est la température de surface effective de la fraction humide du serpentin. Cette dernière est la température de saturation associée à l'enthalpie de l'air saturé à cet endroit :

$$h_{as,Ts,e} = h_{a,x} + \frac{h_{a,i} - h_{a,x}}{1 - \exp\left(-\left(1 - f_{sec}\right) \cdot NUT_a\right)} \tag{3.24}$$

Pour évaluer le résultat des équations 3.23 et 3.24, il est nécessaire de connaître les conditions de température et d'enthalpie de l'air à l'endroit où la condensation débute, $T_{a,x}$ et $h_{a,x}$:

$$T_{a,x} = T_{a,0} - \varepsilon_{sec} \cdot \left(T_{a,0} - T_{e,x}\right) \tag{3.25}$$

$$h_{a,x} = h_{a,0} - \varepsilon_{sec} \cdot c_{p,a} \cdot \left(T_{a,0} - T_{e,x}\right) \tag{3.26}$$

3.2.4 Performance du serpentin

Connaissant les conditions de l'air à l'entrée et à la sortie, on peut obtenir l'humidité absolue de l'air, $\omega_{a,0}$ et $\omega_{a,i}$, à partir de tables psychrométriques. Il est alors possible de calculer les quantités de chaleur latente et sensible, $\dot{Q}_{lat}$ et $\dot{Q}_{sens}$, retirées du courant d'air :

$$\dot{Q}_{lat} = \dot{m}_a \cdot \left(\omega_{a,0} - \omega_{a,i}\right) \cdot h_{fg} \tag{3.27}$$

$$\dot{Q}_{sens} = \dot{Q}_{serp} - \dot{Q}_{lat} \tag{3.28}$$

où h_{fg} est la chaleur latente de vaporisation de l'eau à la température moyenne de l'eau dans la tour.

3.3 Calcul des NUT_e et NUT_a, et de l'efficacité des ailettes

Afin de calculer NUT_e, le coefficient de film de l'eau, $h_{film,e}$, doit être évalué. Celui-ci est déterminé à l'aide des corrélations classiques pour un écoulement laminaire ou turbulent dans les tubes, selon la valeur du nombre de Reynolds, Re_e :

$$Re_e = \frac{\dot{m}_e}{N_t \cdot A_{s,i}} \cdot \frac{d_i}{\mu_e} \tag{3.29}$$

Si $Re_e < 2000$ $$h_{film,e} = 4{,}36 \cdot \frac{k_e}{d_i} \tag{3.30a}$$

Si $Re_e > 3000$ $$h_{film,e} = 0{,}023 \cdot \frac{k_e}{d_i} \cdot Re_e^{0.8} \cdot Pr_e^{0.4} \tag{3.30b}$$

où N_t est le nombre de tubes (ou au nombre de rangées) dans le serpentin, $A_{s,i}$ est la section d'écoulement à l'intérieur d'un tube, d_i est le diamètre intérieur des tubes, μ_e est la viscosité dynamique de l'eau, k_e est la conductivité thermique de l'eau, et Pr_e est le nombre de Prandtl de l'eau :

$$Pr_e = \frac{c_{p,e} \cdot \mu_e}{k_e} \tag{3.31}$$

Dans le cas où Re_e est entre 2000 et 3000, la valeur réelle de $h_{film,e}$ est obtenue par interpolation linéaire entre les valeurs de $h_{film,e}$ calculés pour les écoulements laminaire et turbulent.

Finalement, la valeur de NUT_e est obtenue à l'aide des équations suivantes :

$$NUT_e = \frac{U_i \cdot A_i}{\dot{m}_e \cdot c_{p,e}} \tag{3.32}$$

$$\text{où } \frac{1}{U_i} = \frac{1}{h_{film,e}} + \frac{1}{R_t} \tag{3.33}$$

$$\text{où } R_t = \frac{k_t}{r_i \cdot \log\left(\frac{r_o}{r_i}\right)} \tag{3.34}$$

où U_i est le coefficient de transfert thermique global entre l'eau et la surface extérieure du tube, A_i est la surface intérieure totale d'échange de chaleur des tubes, R_t est la résistance thermique du tube, k_t est la conductivité thermique du tube, et r_i et r_o sont les rayons intérieur et extérieur du tube.

De son coté, le calcul du NUT_a débute en déterminant le facteur J de Colburn avec la corrélation suivante (Elmahdy et Biggs, 1979); celle-ci est valide dans le cas d'un écoulement d'air au-dessus d'un échangeur sec avec ailettes annulaires, ayant un nombre de Reynolds entre 200 et 2000 :

$$J = C_{j,1} \cdot Re_a^{Cj,2} \tag{3.35}$$

$$\text{où } Re_a = \frac{\dot{m}_a}{A_{s,t}} \cdot \frac{d_H}{\mu_a} \tag{3.36}$$

$$\text{où } C_{j,1} = 0{,}159 \cdot \left(\frac{t_f}{r_f - r_o}\right)^{0.141} \cdot \left(\frac{d_H}{t_f}\right)^{0.065} \tag{3.37}$$

$$\text{où } C_{j,2} = -0{,}323 \cdot \left(\frac{t_f}{r_f - r_o}\right)^{0.049} \cdot \left(\frac{s_f}{t_f}\right)^{0.077} \tag{3.38}$$

$$\text{où } d_H = 4 \cdot L_{serp} \cdot \frac{A_{s,t}}{A_o} \tag{3.39}$$

où $A_{s,t}$ est la section transversale de l'écoulement (section totale du serpentin moins la section occupée par les tubes et les ailettes), d_H est le diamètre hydraulique du serpentin, μ_a est la viscosité dynamique de l'air, t_f est l'épaisseur d'une ailette, r_f est le rayon d'une ailette, s_f est l'espacement entre les ailettes, L_{serp} est la longueur longitudinale du serpentin, et A_o est la surface extérieure d'échange totale du serpentin (surface des tubes à découvert plus la surface des ailettes). Dans le cas d'un échangeur avec des ailettes rectangulaires, on doit calculer le rayon d'une ailette annulaire ayant une surface équivalente à la surface de l'ailette rectangulaire.

Connaissant la valeur du facteur J, on peut calculer celle du coefficient de film du côté de l'air lorsqu'il n'y a pas de condensation, $h_{film,a,sec}$:

$$h_{film,a,sec} = \frac{\dot{m}_a}{A_{s,t}} \cdot \frac{c_{p,a} \cdot J}{Pr_a^{0.667}} \tag{3.40}$$

$$\text{où } Pr_a = \frac{c_{p,a} \cdot \mu_a}{k_a} \tag{3.41}$$

Puisque le serpentin est constitué de tubes et d'ailettes, il faut calculer l'efficacité des ailettes sèches pour évaluer le NUT_a. L'efficacité d'une ailette annulaire sèche, $\eta_{f,sec}$, peut être obtenue à partir de tables, de figures ou d'équations appropriées (Incropera et De Witt, 1990; ASHRAE, 1997). Le modèle utilisé par TRNSYS est basé sur des fonctions de Bessel modifiées (Kern et Kraus, 1972), en fonction de deux paramètres adimensionnels :

$$\alpha = \frac{r_o}{r_f} \tag{3.42}$$

$$\beta_{sec} = (r_f + r_o)\sqrt{\frac{2 \cdot h_{film,a,sec}}{k_f \cdot t_f}} \tag{3.43}$$

Connaissant l'efficacité d'une ailette sèche, on peut obtenir l'efficacité globale d'un ensemble d'ailettes sèches, $\eta_{t,sec}$, avec l'équation ci-dessous :

$$\eta_{t,sec} = 1 - \frac{A_f}{A_o} \cdot (1 - \eta_{f,sec}) \tag{3.44}$$

où A_f est la surface d'échange des ailettes. On peut maintenant calculer le NUT_a avec la relation suivante :

$$NUT_a = \frac{\eta_{t,sec} \cdot h_{film,a,sec} \cdot A_o}{\dot{m}_a \cdot c_{p,a}} \tag{3.45}$$

Lorsqu'il y a condensation, le coefficient de film de l'air doit être modifié pour tenir compte de la présence de l'eau :

$$h_{film,a,hum} = h_{film,a,sec} \cdot \frac{c_s}{c_{p,a}} \tag{3.46}$$

Ce coefficient $h_{film,a,hum}$ est utilisé dans le calcul du paramètre β_{hum} :

$$\beta_{hum} = (r_f + r_o)\sqrt{\frac{2 \cdot h_{film,a,hum}}{k_f \cdot t_f}} \tag{3.47}$$

On obtient ainsi l'efficacité d'une ailette humide, $\eta_{f,hum}$, avec laquelle on peut calculer l'efficacité de l'ensemble des ailettes humides, $\eta_{t,hum}$:

$$\eta_{t,hum} = 1 - \frac{A_f}{A_o} \cdot (1 - \eta_{f,hum}) \tag{3.48}$$

3.4 Sélection des serpentins pour les simulations

Tel que mentionné précédemment, la charge nominale au niveau des serpentins est d'environ 880 kW. La sélection des serpentins est effectuée à partir des données d'un manufacturier (TRANE, 1985). Il n'existe pas de serpentin d'assez grande dimension pour répondre à toute la demande. Il faut donc répartir la charge sur quatre serpentins de dimensions identiques, capable chacun de satisfaire 25 % de la charge nominale, avec 25 % des débits totaux d'air et d'eau. Les serpentins sélectionnés sont de type W, avec ailettes Prima-Flo ayant une dimension de 1,22 m x 3,05 m (48 po x 120 po) et 5 ailettes/cm (153 ailettes/pi). Aux conditions nominales, chacun des serpentins est capable de refroidir 11 kg/s d'air de 27 °C et 51 % d'humidité relative à 14 °C et 88 % d'humidité relative. Le débit d'eau aux conditions nominales est de 9,5 kg/s, entrant à 6,7 °C (44 °F) et sortant à 12,2 °C (54 °F). Aux conditions nominales, la vitesse de l'air dans chacun des serpentins est évaluée à 2,54 m/s (500 pi/min).

Tableau 3.1 - Paramètres du modèle de serpentin de refroidissement

Paramètre	Valeur	Paramètre	Valeur
Mode de calcul :	détaillé (2)	Épaisseur (ailette) :	0,5 mm (0,019 po)
Nombre de passes :	4	Espacement (ailette) :	3,8 mm (0,150 po)
Nombre de rangées :	48	Nombre d'ailettes :	800 (80 ailettes/pi)
Hauteur du serpentin :	305 cm (120 po)	Conductivité thermique	
Largeur du serpentin :	122 cm (48 po)	- ailette :	52 W/m·K
Diamètre extérieur (tube) :	1,59 cm (0,625 po)	- tube :	52 W/m·K
Diamètre intérieur (tube) :	1,26 cm (0.495 po)	Distance entre les passes :	2,54 cm (1 po)
Type d'ailettes :	rectangulaire (1)	Distance entre les rangées :	2,54 cm (1 po)

On retrouve au tableau 3.1 les principales caractéristiques des serpentins sélectionnés; celles-ci sont utilisées pour définir les paramètres du modèle. Le mode de calcul détaillé indique que le modèle recherche la fraction sèche et humide du serpentin. La « hauteur » correspond à la dimension du serpentin dans le sens parallèle aux tubes (ce qui correspond à 1,22 m), alors que la largeur correspond à la dimension dans le sens perpendiculaire aux tubes et à l'écoulement (correspondant à 3,05 m). Le nombre de rangées est déterminé à raison de 1 tube par 2,54 cm (1 po) de largeur de serpentin. Les diamètres extérieur et intérieur des tubes sont les diamètres nominaux d'un tuyau de cuivre de type L de 2,54 cm (1 po) de diamètre. Les ailettes sont de type rectangulaire. L'épaisseur et l'espacement des ailettes sont déterminés par mesure sur un dessin du catalogue jugé à l'échelle. La valeur de la conductivité thermique a été choisie en supposant que la surface d'échange est construite en laiton (Incropera et De Witt, 1990).

On peut remarquer que le nombre d'ailettes utilisées lors des simulations ne correspond pas à la sélection mentionnée au début de la section (800 ailettes au lieu de 1 530 ailettes). Ce nombre doit être modifié puisque le modèle, lorsque défini avec le nombre original d'ailettes, évalue à la hausse l'échange thermique réalisé dans le serpentin. Après quelques essais, le nombre d'ailettes a été fixé à 800 afin d'obtenir des résultats s'approchant des données du catalogue.

3.5 Vérification du modèle

Quelques simulations préliminaires sont effectuées afin de vérifier si les résultats obtenus du modèle coïncident avec ceux du manufacturier (tableau A.3) pour une gamme complète de conditions d'opération. Les résultats de cette vérification sont présentés au tableau A.4 (annexe A). Ce tableau présente les valeurs de la température de l'eau à la sortie du serpentin, de la température sèche de l'air à la sortie et de la température humide de l'air à la sortie, obtenues avec le modèle. On y retrouve aussi l'erreur obtenue sur chacune de ces températures, par rapport aux données du manufacturier.

Tel que indiqué au tableau A.4, la moyenne de l'erreur absolue est évaluée à 0,1 °C, avec un écart type de 0,9 °C. L'erreur considérée dans les calculs est la plus grande des trois différences entre les températures de l'eau à la sortie du serpentin, entre les températures sèches de l'air à la sortie et entre les températures humides de l'air à la sortie. Cette erreur sur la température entraîne évidemment une erreur sur la chaleur totale échangée, tel qu'indiqué au tableau A.5.

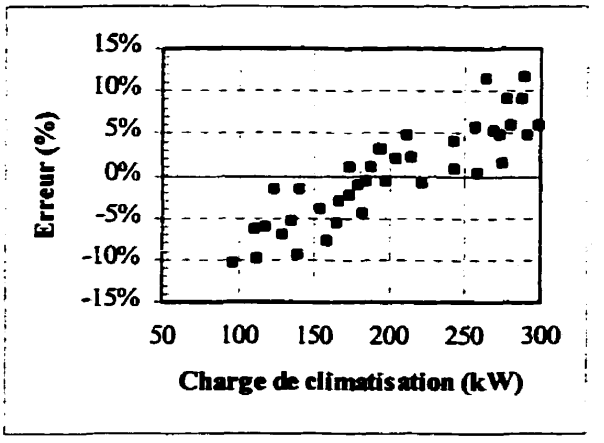


Figure 3.3 - Erreur sur la charge de climatisation

On peut observer que la moyenne de l'erreur relative entre les calculs du modèle et les données du manufacturier est de 2,6 %, avec un écart type de 7,3 %. La figure 3.3 illustre graphiquement les valeurs présentées au tableau A.5. On constate que plus la charge de climatisation est petite (en-deçà d'environ 190 kW), plus le modèle sous-estime la quantité de chaleur échangée. De plus, autour de 220 kW (la fraction de la charge totale que chaque serpentin doit satisfaire), cette erreur est d'au maximum 5 %, en-deçà de la précision rapportée du modèle (section 3.2). Par conséquent, comparativement aux commentaires émis par Braun (1989), le comportement du modèle est satisfaisant.

3.6 Étude paramétrique de la performance du serpentin de refroidissement

Les figures 3.4 à 3.7 présentent l'influence des débits d'air et d'eau, ainsi que des températures de l'air et de l'eau à l'entrée, sur l'énergie totale échangée dans le serpentin. Dans chacun des cas, toutes les autres conditions d'opération sont maintenues aux valeurs nominales, soit : $\dot{m}_a = 11$ kg/s, $\dot{m}_e = 9{,}5$ kg/s, $T_{a,0} = 27$ °C, et $T_{e,0} = 6{,}7$ °C. Dans tous les cas, la valeur de $T_{ah,0}$ est choisie pour obtenir une humidité relative correspondant à environ 50 %.

Les figures 3.4 et 3.5 présentent l'influence des débits d'air et d'eau sur la quantité de chaleur échangée. On constate que plus le débit est élevé, plus il y a de la chaleur échangée. Par ailleurs, on peut observer un changement marqué de la pente de la courbe

à la figure 3.5, aux environ de $\dot{m}_e$= 4,5 kg/s; ceci s'explique par un changement de l'écoulement de laminaire à turbulent dans les tubes. Cette observation est utilisée lors de la conception du contrôleur du débit d'alimentation en eau au serpentin (chapitre six).

Enfin, les figures 3.6 et 3.7 illustrent l'influence de la température de l'air et de l'eau à l'entrée du serpentin sur la quantité de chaleur échangée. Dans le cas de la figure 3.6, on constate que plus la température de l'air est élevée, plus la quantité de chaleur échangée est grande. Du côté de la figure 3.7, plus la température est faible, plus la chaleur échangée est grande. Fait qui peut sembler surprenant, la relation entre la température de l'eau à l'entrée et l'énergie échangée est linéaire.

En fait, la température de l'eau n'influence principalement que le calcul de $\dot{Q}_{max}$ (équations 3.2 et 3.10). Si on accepte l'hypothèse d'un évolution linéaire de l'enthalpie de l'air à saturation (utilisée pour le calcul de c_s), on remarque que $\dot{Q}_{max}$ est directement proportionnelle à la température de l'eau. Et puisque le calcul de l'efficacité de l'échangeur (ε) n'est pas une fonction de la température de l'eau (ou très peu), on obtient une relation directe entre la température de l'eau et la quantité d'énergie échangée. Par conséquent, on peut conclure qu'il est plus simple de moduler la quantité d'énergie échangée dans le serpentin avec la température de l'eau à l'entrée. Cependant, une température d'eau à l'entrée assez basse est requise en tout temps pour assurer la déshumidification de l'air. Ainsi, dans la pratique, c'est avec le débit que la modulation est faite et c'est cette méthode qui est retenue dans le cadre de cette étude.

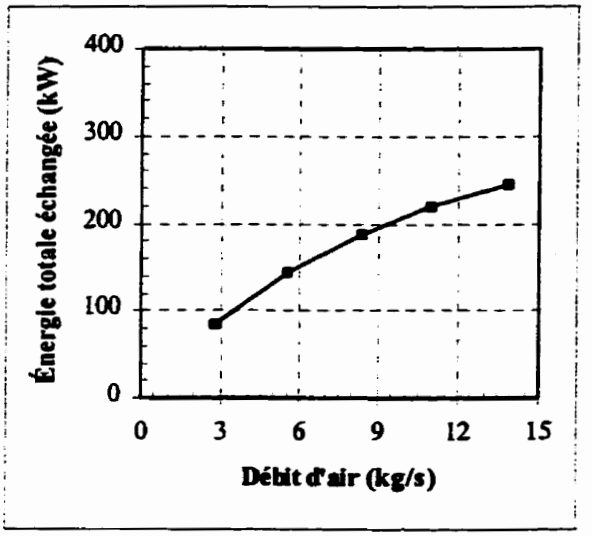


Figure 3.4 - Énergie échangée dans le serpentin en fonction du débit d'air.

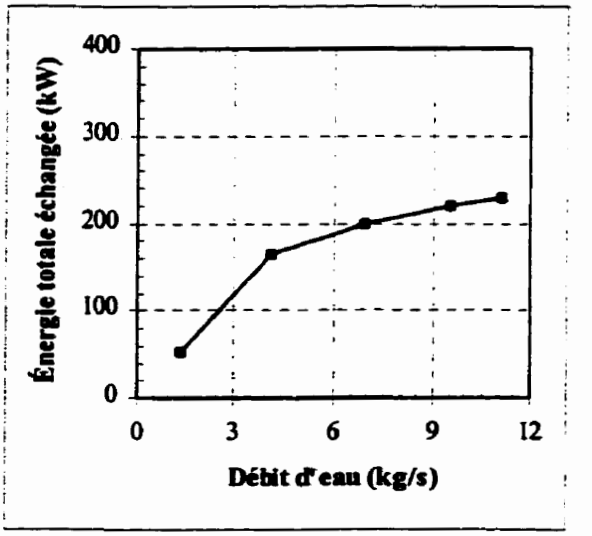


Figure 3.5 - Énergie échangée dans le serpentin en fonction du débit d'eau.

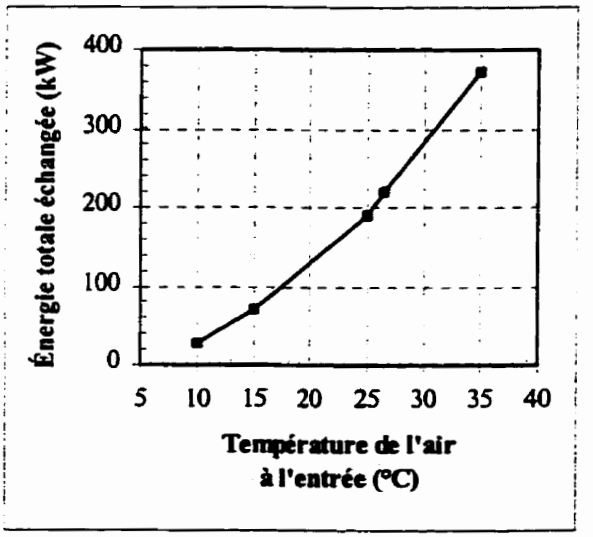


Figure 3.6 - Énergie échangée dans le serpentin en fonction de la température sèche de l'air à l'entrée.

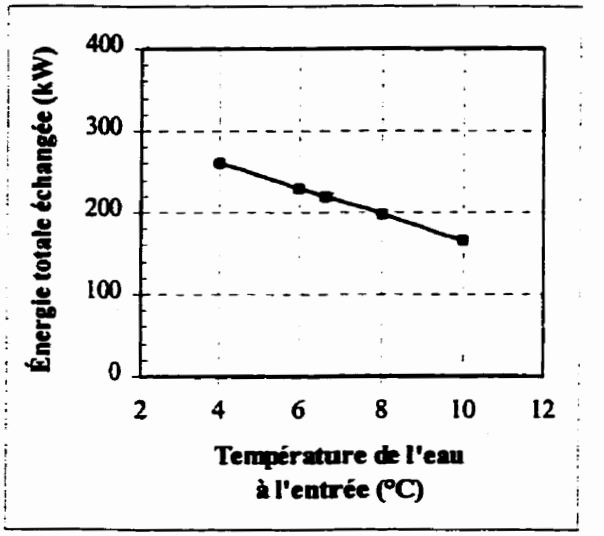


Figure 3.7 - Énergie échangée dans le serpentin en fonction de la température de l'eau à l'entrée.

CHAPITRE IV

MODÉLISATION DU REFROIDISSEUR

4.1 Généralités

La principale pièce d'équipement d'un système de climatisation est le refroidisseur (illustré à la figure 4.1). Tel que montré schématiquement à la figure I.1, le refroidisseur produit de l'eau froide qui est alimentée au serpentin de refroidissement. Cette eau froide (aussi appelée eau glacée) doit être à une température suffisamment basse pour refroidir l'air; typiquement, la température de l'eau est de l'ordre de 6 °C à 7 °C pour parvenir à refroidir et déshumidifier l'air jusqu'aux conditions d'alimentation désirées. La chaleur retirée du serpentin est ensuite acheminée vers l'évaporateur du refroidisseur. Grâce au cycle de réfrigération ayant cours dans le refroidisseur, cette énergie est transférée dans le condenseur pour ensuite être rejetée vers l'environnement à l'aide de l'eau de refroidissement. La température de l'eau de refroidissement à la sortie

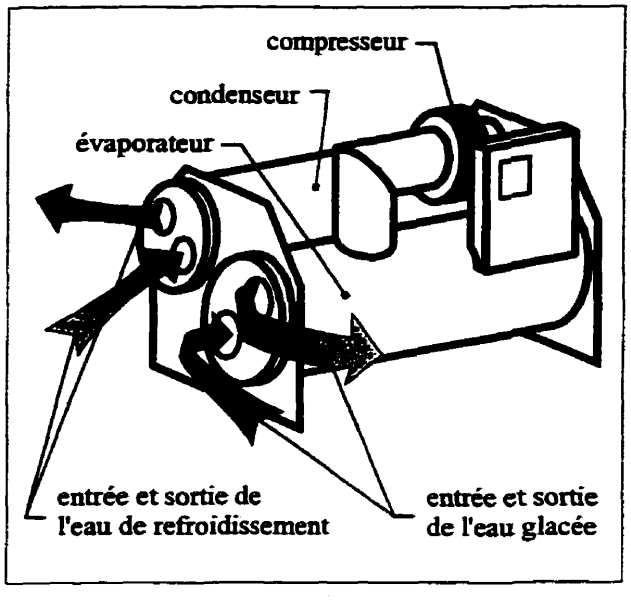


Figure 4.1 - Schémas d'un refroidisseur centrifuge.

du condenseur est généralement de 35 °C. Tel qu'expliqué au chapitre deux, le rejet à l'environnement se fait habituellement au moyen d'une tour de refroidissement.

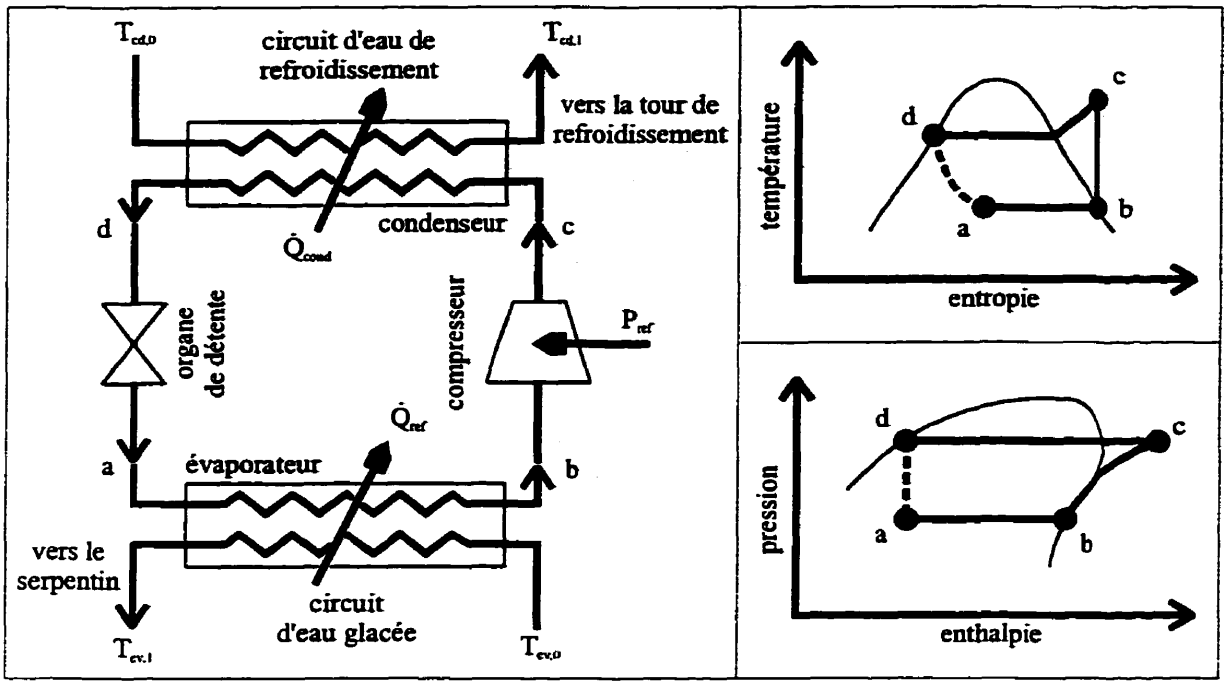


Figure 4.2 - Schéma du cycle thermodynamique de réfrigération par compression

La plupart des refroidisseurs fonctionnent selon le principe du cycle de réfrigération par compression, schématisé à la figure 4.2. Le principe de fonctionnement du cycle idéal est le suivant. Un certain débit de réfrigérant liquide est alimenté dans l'évaporateur (point a), dans lequel circule aussi l'eau glacée. La pression du réfrigérant dans l'échangeur est choisie de façon à ce que la température d'ébullition soit inférieure à la température à laquelle l'eau doit être refroidie. L'eau provenant du serpentin qui est alimentée à l'évaporateur est refroidie; de son côté, le réfrigérant est réchauffé jusqu'à ce qu'il se soit complètement évaporé (point b).

Par la suite, le réfrigérant est comprimé à l'aide d'un compresseur, pour ensuite être alimenté au condenseur (point c). Le réfrigérant est comprimé jusqu'à une pression telle que sa température de condensation soit supérieure à la température de l'eau de refroidissement à la sortie du condenseur. Ainsi, l'eau est réchauffée alors que le réfrigérant est refroidi jusqu'à ce qu'il se soit complètement condensé (point d). À ce moment, le réfrigérant est détendu à l'aide d'un organe de détente jusqu'à la pression requise dans l'évaporateur (point a), pour ensuite y être alimenté, recommençant ainsi le cycle.

L'évaporateur et le condenseur sont typiquement des échangeurs de type « coque et tubes ». Le réfrigérant peut circuler du côté coque ou à l'intérieur des tubes, selon le modèle et le manufacturier. Ce choix est souvent dicté par la capacité du réfrigérant à transporter l'huile de lubrification du compresseur. Généralement, l'huile de lubrification est transportée plus facilement lorsque le réfrigérant circule dans les tubes à cause des vitesses relativement grandes obtenues dans ces derniers. Cependant, plusieurs manufacturiers de gros refroidisseurs munis de compresseurs centrifuges placent le réfrigérant du côté coque tout en prévoyant un système de lubrification indépendant qui soutire l'huile de l'évaporateur pour ensuite la pomper directement vers le compresseur. Le réfrigérant utilisé varie aussi selon le modèle et le manufacturier. Le choix dépend de multiples facteurs, incluant les températures et les pressions d'évaporation et de condensation désirées, ainsi que des considérations environnementales (notamment, les

potentiels de destruction de la couche d'ozone et de contribution à l'effet de serre). Plusieurs auteurs (McQuiston et Parker, 1994; et ASHRAE, 1997) décrivent de nombreux réfrigérants disponibles sur le marché et les considérations principales dont il faut tenir compte dans le choix de l'un d'entre eux.

Plusieurs types de compresseurs sont disponibles. Parmi les plus répandus, notons les compresseurs centrifuge, à vis, à pistons et à volute. Bien qu'il soit plus cher à l'achat, le compresseur centrifuge constitue le choix le plus rentable pour les refroidisseurs de grande capacité, tels que ceux étudiés ici, à cause du rendement élevé du compresseur. De plus, on retrouve souvent plusieurs étages de compression, ce qui permet d'obtenir un meilleur rendement.

La modulation d'un refroidisseur centrifuge peut se faire de deux façons. La première méthode consiste à varier l'angle des aubes à l'admission du compresseur de façon à limiter le débit de réfrigérant à l'entrée de ce dernier. La deuxième méthode utilise un compresseur à vitesse variable généralement entraîné par un moteur équipé d'un entraînement à fréquence variable.

Il est à noter que la plupart des refroidisseurs requièrent une différence de pression minimale entre l'évaporateur et le condenseur pour fonctionner correctement. En d'autres termes, il doit y avoir un écart de température minimum entre $T_{cd,l}$ et $T_{ev,l}$. Typiquement, si $T_{ev,l}$ est égal à 6,67 °C, $T_{cd,l}$ doit en général être supérieure à 15,6 °C.

4.2 Problématique de la modélisation d'un refroidisseur

Avant d'aborder les difficultés liées à la modélisation d'un refroidisseur, il est utile de rappeler les équations de base décrivant les différents transferts thermiques. Tout d'abord, au niveau de l'évaporateur, la charge de refroidissement, $\dot{Q}_{ref}$, est donnée par :

$$\dot{Q}_{ref} = \dot{m}_{ev} \cdot c_{p,e} \cdot \left(T_{ev,0} - T_{ev,1}\right) \tag{4.1}$$

où $\dot{m}_{ev}$ est le débit d'eau qui circule dans l'évaporateur, $c_{p,e}$ est la chaleur spécifique de l'eau, $T_{ev,0}$ et $T_{ev,1}$ sont les températures de l'eau à l'entrée et à la sortie de l'évaporateur. Par ailleurs, $\dot{Q}_{ref}$ est aussi égal au transfert thermique entre l'eau et le réfrigérant dans l'évaporateur :

$$\dot{Q}_{ref} = U_{ev} \cdot A_{ev} \cdot \Delta T_{ml,ev} \tag{4.2}$$

où U_{ev} est le coefficient de transfert thermique global entre l'eau et le réfrigérant, A_{ev} est la surface d'échange, et $\Delta T_{ml,ev}$ est la différence de température moyenne logarithmique entre les deux fluides contenu dans l'évaporateur pour un écoulement dans un échangeur « coque et tubes » (Incropera, 1990).

Le coefficient U_{ev} est une fonction d'un grand nombre de paramètres, dont le coefficient de film de l'eau, $h_{film,e}$. Pour un écoulement d'eau dans un tube, on sait que la valeur de $h_{film,e}$ est une fonction du nombre de Reynolds pour l'eau, Re_e :

Si $Re_e < 2000$

$$h_{film,e} = 4{,}36 \cdot \frac{k_e}{d_i} \tag{4.3}$$

Si $Re_e > 3000$

$$h_{film,e} = 0{,}023 \cdot \frac{k_e}{d_i} \cdot Re_e^{0.8} \cdot Pr_e^{0.4} \tag{4.4}$$

$$\text{où } Re_e = \frac{\dot{m}_e}{N_t \cdot A_{s,i}} \cdot \frac{d_i}{\mu_e} \tag{4.5}$$

$$\text{où } Pr_e = \frac{c_{p,e} \cdot \mu_e}{k_e} \tag{4.6}$$

où N_t est le nombre de tubes dans l'évaporateur, $A_{s,i}$ est l'aire d'écoulement intérieure d'un tube, d_i est le diamètre intérieur des tubes, μ_e est la viscosité dynamique de l'eau, k_e est la conductivité thermique de l'eau, et Pr_e est le nombre de Prandtl de l'eau. Par conséquent, en observant les équations 4.3 à 4.6, on constate que la valeur de $h_{film,e}$ (et par extension U_{ev}) est dépendante du débit d'eau circulant dans l'évaporateur.

Il est possible de faire une analyse similaire pour le condenseur. Ainsi, le rejet thermique réalisé au condenseur, $\dot{Q}_{rej}$, peut être obtenu à l'aide de la relation suivante :

$$\dot{Q}_{rej} = \dot{m}_{cd} \cdot c_{p,e} \cdot (T_{cd,1} - T_{cd,0}) \qquad (4.7)$$

où $\dot{m}_{cd}$ est le débit d'eau qui circule dans le condenseur, $T_{cd,0}$ et $T_{cd,1}$ sont les températures de l'eau à l'entrée et à la sortie du condenseur. De façon similaire à l'évaporateur, $\dot{Q}_{rej}$ est aussi égal au transfert thermique entre l'eau et le réfrigérant dans le condenseur :

$$\dot{Q}_{rej} = U_{cd} \cdot A_{cd} \cdot \Delta T_{ml,cd} \qquad (4.8)$$

où U_{cd} est le coefficient de transfert thermique global entre l'eau et le réfrigérant, A_{cd} est la surface d'échange, et $\Delta T_{ml,cd}$ est la différence de température moyenne logarithmique entre les deux fluides circulant dans le condenseur pour un écoulement dans un échangeur « coque et tubes ». De la même façon que pour l'évaporateur, à l'aide des équations 4.3 à 4.6, on peut observer que la valeur de U_{cd} est elle aussi dépendante du débit d'eau circulant dans le condenseur.

En calculant la différence entre $\dot{Q}_{rej}$ et $\dot{Q}_{ref}$, on obtient finalement la puissance fournie au compresseur, P_{ref} :

$$P_{ref} = \dot{Q}_{rej} - \dot{Q}_{ref} \qquad (4.9)$$

Sachant que P_{ref} est principalement une fonction de la différence entre les pressions d'évaporation et de condensation du réfrigérant, p_{ev} et p_{cd}, ainsi que du débit du réfrigérant, $\dot{m}_r$, on peut écrire la relation suivante :

$$P_{ref} = f(p_{cd}, p_{ev}, \dot{m}_r) \tag{4.10}$$

Il faut se rappeler que p_{ev} et p_{cd} sont respectivement dépendants des températures d'évaporation et de condensation du réfrigérant. De plus, $\dot{m}_r$ est proportionnel à $\dot{Q}_{ref}$.

Il est aisé de constater que les équations 4.1 à 4.10 sont toutes interdépendantes les unes des autres. Par exemple, si $\dot{m}_{cd}$ est diminué (tout en conservant $T_{cd,l}$ et $\dot{Q}_{rej}$ constants), la température de condensation du réfrigérant doit être augmentée (augmentant la valeur de $\Delta T_{ml,cd}$), afin de compenser la diminution de U_{cd}. Conséquemment, p_{cd} doit être augmenté, ce qui augmente P_{ref} (Kirsner, 1996). Ou encore, si $T_{ev,l}$ est diminuée (tout en conservant $\dot{m}_{ev}$ et $\dot{Q}_{ref}$ constants), il faut diminuer la température d'évaporation du réfrigérant pour réaliser le transfert de chaleur, ce qui diminue p_{ev}. Par conséquent, la différence de pression entre l'évaporateur et le condenseur augmente, ce qui augmente P_{ref} (Kirsner, 1998).

En bref, il est souhaitable d'exprimer P_{ref} en fonction des paramètres suivants :

$$P_{ref} = f\left(\dot{Q}_{ref}, \dot{m}_{ev}, \dot{m}_{cd}, T_{ev,l}, T_{cd,l}\right) \qquad (4.11)$$

Ainsi, le modèle de refroidisseur utilisé dans le cadre de cette étude doit est conforme à l'équation 4.11.

4.3 Description du modèle utilisé

Lorsque possible, il est toujours préférable d'avoir un modèle basé sur des principes physique de base. D'ailleurs, les manufacturiers possèdent des modèles de ce type mais, malheureusement, ceux-ci demeurent confidentiels. Cette approche est d'abord tentée dans le cadre de cette étude. Cependant, ce type de modélisation s'est vite heurté à des problèmes de taille, notamment au niveau de la prédiction des coefficients de films du côté réfrigérant et de la prédiction du comportement du compresseur à charge partielle. Cette première approche est donc abandonnée.

Par la suite, le modèle de refroidisseur de TRNSYS est utilisé. Ce modèle utilise une corrélation obtenue à partir de données expérimentales décrivant la performance d'un refroidisseur. Cette corrélation donne P_{ref} en fonction de $\dot{Q}_{ref}$ et de $T_{ev,l}$ et $T_{cd,l}$. On remarque cependant que ce modèle ne tient pas compte de l'effet de $\dot{m}_{ev}$ et $\dot{m}_{cd}$ tel que souhaité à l'équation 4.11. Une nouvelle corrélation est donc élaborée en tenant compte de $\dot{m}_{ev}$ et $\dot{m}_{cd}$, les deux facteurs manquants du modèle de base de TRNSYS.

Cependant, plutôt que d'utiliser $T_{cd,1}$, la nouvelle corrélation utilise $T_{cd,0}$ pour calculer P_{ref}. Fondamentalement, la valeur de $T_{cd,0}$ est connue en tout temps, alors que $T_{cd,1}$ est une des inconnues recherchées, ce qui facilite l'utilisation de la corrélation. Ainsi, un corrélation qui permet de calculer P_{ref} en fonction des cinq paramètres désirés est élaborée. On remarque qu'elle tient compte des termes croisés entre les différents paramètres :

$$\begin{aligned} P_{ref,ad} = {} & a_0 + a_1 \cdot \dot{Q}_{ref,ad} + a_2 \cdot \dot{Q}_{ref,ad}^{\,2} \\ & + a_3 \cdot \Delta T_{cd,ad} + a_4 \cdot \Delta T_{cd,ad}^{\,2} + a_5 \cdot \Delta T_{ev,ad} + a_6 \cdot \Delta T_{ev,ad}^{\,2} \\ & + a_7 \cdot \dot{m}_{cd,ad} + a_8 \cdot \dot{m}_{cd,ad}^{\,2} + a_9 \cdot \dot{m}_{ev,ad} + a_{10} \cdot \dot{m}_{ev,ad}^{\,2} \\ & + a_{11} \cdot \dot{Q}_{ref,ad} \cdot \Delta T_{cd,ad} + a_{12} \cdot \dot{Q}_{ref,ad} \cdot \Delta T_{ev,ad} \\ & + a_{13} \cdot \dot{Q}_{ref,ad} \cdot \dot{m}_{cd,ad} + a_{14} \cdot \dot{Q}_{ref,ad} \cdot \dot{m}_{ev,ad} \\ & + a_{15} \cdot \Delta T_{cd,ad} \cdot \Delta T_{ev,ad} + a_{16} \cdot \Delta T_{cd,ad} \cdot \dot{m}_{cd,ad} \\ & + a_{17} \cdot \Delta T_{cd,ad} \cdot \dot{m}_{ev,ad} + a_{18} \cdot \Delta T_{ev,ad} \cdot \dot{m}_{cd,ad} \\ & + a_{19} \cdot \Delta T_{ev,ad} \cdot \dot{m}_{ev,ad} + a_{20} \cdot \dot{m}_{cd,ad} \cdot \dot{m}_{ev,ad} \end{aligned} \tag{4.12}$$

Les paramètres de l'équation sont adimensionnels et sont définis en fonction des valeurs aux conditions nominales ($_{nom}$), comme suit :

$$P_{ref,ad} = \frac{P_{ref}}{P_{ref,nom}} \tag{4.13}$$

$$\dot{Q}_{ref,ad} = \frac{\dot{Q}_{ref}}{\dot{Q}_{ref,nom}} \tag{4.14}$$

$$\Delta T_{cd,ad} = \frac{T_{cd,0} - T_{cd,0,nom}}{T_{cd,0,nom} - T_{ev,0,nom}} \tag{4.15}$$

$$\Delta T_{ev,ad} = \frac{T_{ev,0} - T_{ev,0,nom}}{T_{cd,0,nom} - T_{ev,0,nom}} \tag{4.16}$$

$$\dot{m}_{cd,ad} = \frac{\dot{m}_{cd}}{\dot{m}_{cd,nom}} \tag{4.17}$$

$$\dot{m}_{ev,ad} = \frac{\dot{m}_{ev}}{\dot{m}_{ev,nom}} \tag{4.18}$$

4.4 Détermination des paramètres du modèle

Le refroidisseur modélisé dans le cadre de cette étude est un CenTraVac CVHE 320 de la compagnie Trane (TRANE, 1989). Les paramètres a_1 à a_{20} de l'équation 4.12 sont déterminés à partir de 1 330 conditions d'opération obtenues du programme de sélection du manufacturier. Les conditions d'opérations nominales sont énumérées au tableau 4.1, ainsi que la plage d'opération couvrant les 1 330 conditions.

Le tableau 4.2 présente les valeurs des coefficients de l'équation 4.12, calculés à partir des 1 330 conditions d'opération. Ces coefficients sont calculés à l'aide du module de régression linéaire disponible dans un résoluteur d'équations commercial[6].

---

[6] *Engineering Equation Solver*. F-Chart Software, Middleton, Wisconsin, ÉU

Tableau 4.1 - Conditions d'opération du refroidisseur CenTraVac CVHE 320

Paramètre	Condition d'opération		Plage d'opération
	Nominale	Par unité de refroidissement	
Charge de refroidissement	880 kW (250 tonnes)	5,47 kW/kW*	134 à 880 kW (38 à 250 tonnes)
Débit d'eau à l'évaporateur	37,9 kg/s (600 GPM)	2,6 L/min /kW (2,4 USGPM/tonne)	25 à 37,5 kg/s (400 à 600 GPM)
Débit d'eau au condenseur	47,1 kg/s (750 GPM)	3,2 L/min /kW (3,0 USGPM/tonne)	31,4 à 62,8 kg/s (500 à 1000 GPM)
Température de l'eau à l'entrée de l'évaporateur	12,2 °C (54,0 °F)		5,28 à 18,3 °C (41,5 à 65,0 °F)
Température de l'eau à la sortie de l'évaporateur	6,67 °C (44,0 °F)		4,44 à 10,0 °C (40,0 à 50,0 °F)
Température de l'eau à l'entrée du condenseur	29,4 °C (85,0 °F)		15,6 à 37,8 °C (60,0 à 100,0 °F)
Température de l'eau à la sortie du condenseur	34,7 °C (94,5 °F)		16,2 à 46 °C (61,2 à 114,8 °F)
Puissance fournie au compresseur	161 kW	- (0,644 kW/tonne)	34 à 198 kW

* aussi coefficient de performance (COP) : kW de refroidissement produit par kW de puissance fournie au compresseur

Tableau 4.2 - Coefficients pour la corrélation du refroidisseur

a_0 :	0,2352777	a_7 :	-0,08832949	a_{14} :	0,0007326823
a_1 :	0,9234675	a_8 :	0,04522350	a_{15} :	-0,1941289
a_2 :	-0,004155411	a_9 :	-0,03375434	a_{16} :	0,04256552
a_3 :	-0,1930494	a_{10} :	0,005468185	a_{17} :	0,003856727
a_4 :	0,1201856	a_{11} :	-0,1961635	a_{18} :	-0,04148241
a_5 :	0,1073903	a_{12} :	0,1105563	a_{19} :	0,006435989
a_6 :	0,2028582	a_{13} :	-0,08458683	a_{20} :	0,001444876

De son côté, la figure 4.3 illustre l'erreur relative sur la puissance entre les résultats obtenus avec la corrélation et les données du manufacturier pour toutes les conditions d'opération. La valeur sur l'axe des X est la charge de refroidissement normalisée par

rapport à la charge nominale de 880 kW. L'erreur relative moyenne est de 0,10 %, avec un écart type de 2,05 % et un coefficient de détermination (R^2) de 99,87 %. Par conséquent, la corrélation représente bien la performance du refroidisseur sur toute la plage d'opération. On remarque que la corrélation est excellente jusqu'à une charge de 0.5 puisque l'erreur est de l'ordre de ±2 % à ±3 %. L'erreur relative est moins bonne à faible charge, atteignant des valeurs légèrement supérieures à +10% . Cette erreur est probablement due à la forme de la corrélation, qui ne tient pas compte d'un phénomène quelconque dans la performance du refroidisseur. Cependant, puisque cette erreur ne se manifeste que lorsque la charge de refroidissement est faible, l'erreur engendrée sur l'ensemble d'une année est acceptable.

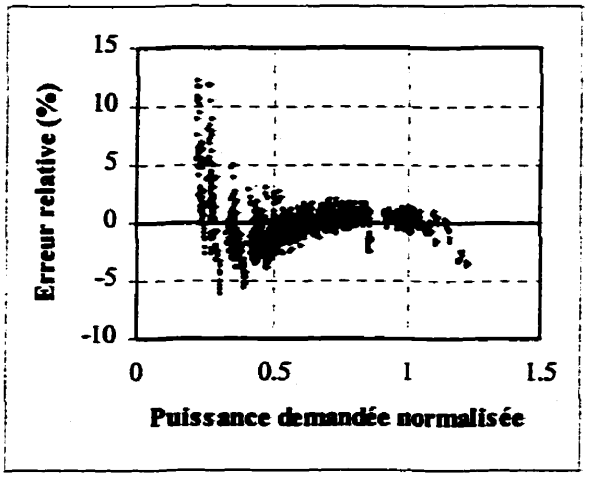


Figure 4.3 - Erreur relative sur la puissance obtenue avec la corrélation.

4.5 Étude paramétrique de la performance du refroidisseur

Les figures 4.4 à 4.7 présentent l'influence de la charge de refroidissement, du débit d'eau au condenseur, de la température de l'eau à la sortie de l'évaporateur et à l'entrée du condenseur sur le coefficient de performance (COP) du refroidisseur. Le COP est le rapport de la charge de refroidissement produite sur la puissance qui doit être fournie au compresseur. Par exemple, tel que mentionné dans le tableau 4.1, le COP du

refroidisseur opérant aux conditions nominales est de 5,47. Dans chacun des cas, toutes les autres conditions d'opérations sont maintenues aux conditions nominales suivantes : $\dot{Q}_{ref} = 880$ kW, $\dot{m}_{ev} = 37{,}5$ kg/s, $\dot{m}_{cd} = 47{,}1$ kg/s, $T_{ev,l} = 6{,}67$ °C et $T_{cd,0} = 29{,}4$ °C.

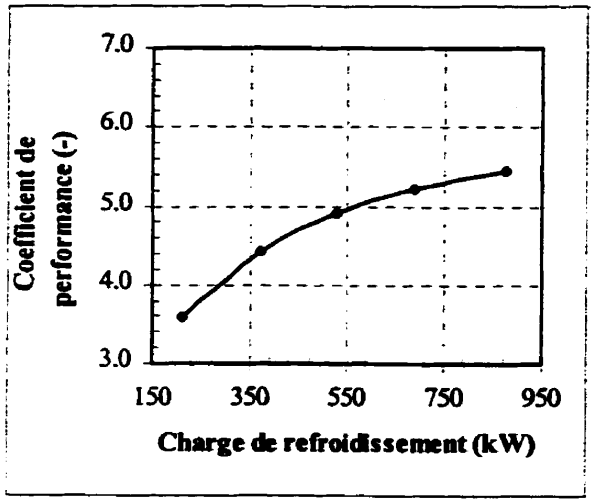


Figure 4.4 - Influence de la charge de refroidissement sur le coefficient de performance.

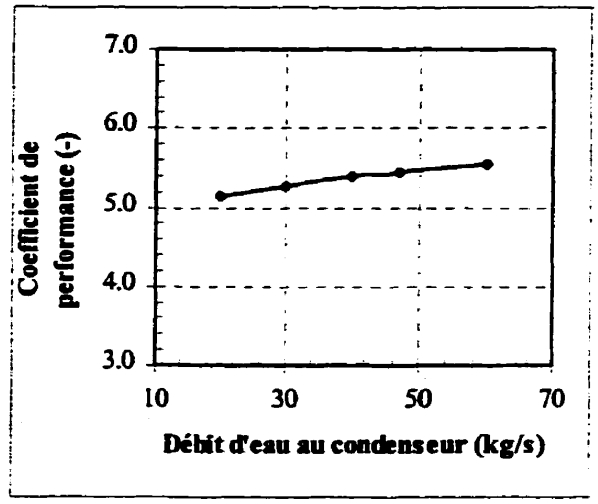


Figure 4.5 - Influence du débit d'eau au condenseur sur le coefficient de performance.

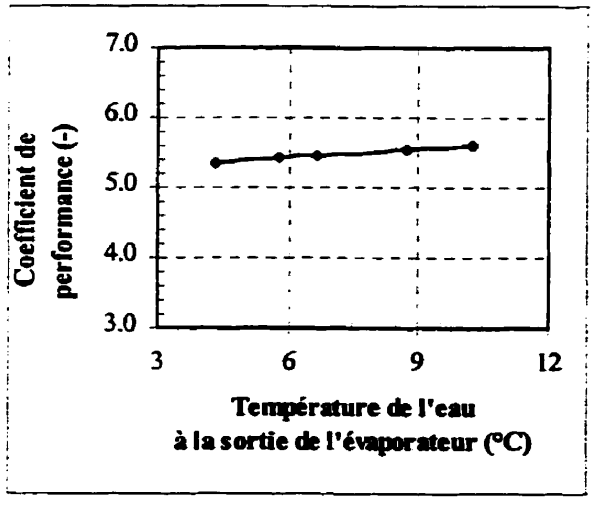


Figure 4.6 - Influence de la température de l'eau à la sortie de l'évaporateur sur le coefficient de performance.

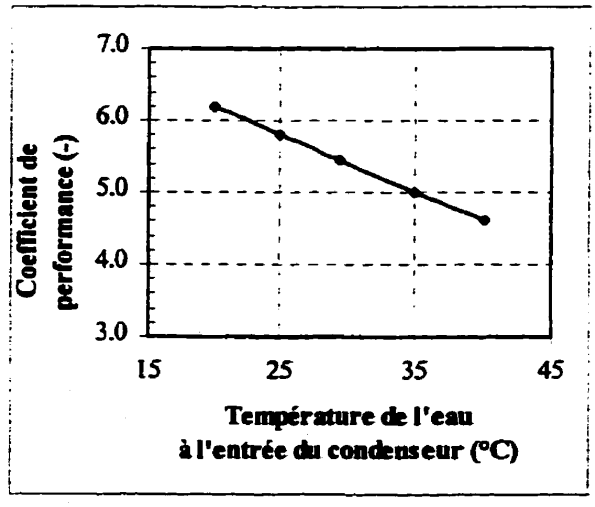


Figure 4.7 - Influence de la température de l'eau à l'entrée du condenseur sur le coefficient de performance.

En regardant la figure 4.4, on peut remarqué d'abord que le COP diminue à mesure que la charge de refroidissement diminue. En effet, le refroidisseur choisi est équipé d'un compresseur avec des aubes dont l'angle d'ouverture varie en fonction de la charge, permettant de moduler la capacité de celui-ci. Cependant, les aubes créent une inefficacité dans le cycle qui augmente à mesure que l'ouverture se rétrécie. Par conséquent, le rendement du compresseur diminue avec la charge de refroidissement, ce qui diminue ainsi le COP du refroidisseur.

La figure 4.5 illustre l'effet sur le COP en fonction de la variation du débit d'eau de refroidissement au condenseur. Tel que mentionné par Kirsner (1998), une réduction du débit d'eau nuit à l'échange de chaleur entre l'eau et le réfrigérant, ce qui force ce dernier à avoir une température (et une pression) plus élevée pour conserver le même rejet thermique et donc d'avoir un COP plus faible. Un effet semblable se produit à l'évaporateur lorsqu'on varie le débit d'eau glacée (non illustré).

La figure 4.6 permet d'observer que le choix de la température de l'eau à la sortie du refroidisseur influence son rendement. En effet, plus la température choisie est basse, plus la température d'évaporation du réfrigérant doit être basse. Par conséquent, la différence de pression du réfrigérant entre l'évaporateur et le condenseur doit être augmentée, ce qui signifie qu'on doit lui fournir plus d'énergie pour réaliser le même échange de chaleur.

Finalement, un effet inverse au précédent se produit avec la température de l'eau à l'entrée du condenseur (figure 4.7). Plus cette température est élevée, plus la température de l'eau à la sortie du condenseur est élevée, afin de maintenir la même différence de températures entre les deux. Ainsi, la température de condensation du réfrigérant doit augmenter, ce qui nécessite un travail plus important au compresseur. Par conséquent, il faut consommer plus d'énergie pour réaliser le même rejet thermique. On constate par ailleurs qu'une hausse de la température de l'eau à l'entrée du condenseur (et par conséquent à sa sortie aussi) a un effet plus important sur la consommation de refroidisseur qu'un abaissement de la température de l'eau à la sortie de l'évaporateur.

CHAPITRE V

MODÉLISATION DE L'ÉCHANGEUR À PLAQUES

5.1 Généralités

Tel qu'expliqué à l'introduction, afin de réaliser du refroidissement naturel indirect il est nécessaire d'utiliser un échangeur pour retirer la chaleur du circuit d'eau glacée et la rejeter à l'environnement. Il y est aussi mentionné que le type d'échangeur de chaleur le plus utilisé dans ces circonstances est l'échangeur à plaques. Bien que les premiers aient été conçus en 1930 pour la pasteurisation du lait (Alfa-Laval, 1984), ce n'est que depuis le début des années 1980 qu'ils sont utilisés en mécanique du bâtiment. L'échangeur à plaques est préféré aux autres types parce qu'il permet d'obtenir de façon économique une petite approche entre la température de l'eau glacée à la sortie (du côté du serpentin de refroidissement) et la température de l'eau de refroidissement à l'entrée (provenant de la tour de refroidissement). Généralement, l'échangeur est conçu pour obtenir une approche d'environ 1,5 °C aux conditions nominales d'opération.

Le tableau 5.1 donne un aperçu des avantages des échangeurs à plaques par rapport aux échangeurs tubulaires conventionnels. Il n'y a qu'au niveau de la pression d'opération où l'échangeur tubulaire est avantageux puisque ce dernier peut être conçu pour résister à des pressions plusieurs fois supérieures aux échangeurs à plaques standards. Cependant,

cet avantage se résorbe de plus en plus avec la mise en marché d'échangeurs à plaques brasées capables de supporter des pressions de l'ordre de 4,5 MPa.

Tableau 5.1 - Comparaison des caractéristiques entre un échangeur à plaques et un échangeur tubulaire

Caractéristique	Échangeur à plaques	Échangeur tubulaire
Approche minimale entre le fluide froid à l'entrée et le fluide chaud à la sortie	1 °C	5 °C
Pression d'opération	jusqu'à 2,5 MPa	jusqu'à 1,0 MPa
Température d'opération	-30 °C à 180 °C	jusqu'à 190 °C
Rapport des coefficients de transfert thermique	3 à 5	1
Rapport de poids	1	3 à 10
Rapport de volume	1	2 à 5
Soudure	aucune	appareil soudé
Modification à la surface d'échange	ajout ou retrait de plaques	impossible
Raccordement à la tuyauterie	dans un même plan	dans plusieurs plans

Il est relativement aisé de prédire la performance d'un échangeur à plaques lorsque celui-ci opère aux conditions nominales d'opération, comme c'est souvent le cas. Or, dans la présente étude, l'échangeur à plaques est appelé à opérer sous des conditions de débits et de température qui changent au cours de l'année. Notamment, les variations de débits influencent grandement la performance de l'échangeur et doivent être considérées dans la modélisation de celui-ci. Cependant, avant d'aborder la modélisation, il est important de décrire la construction et le principe de fonctionnement de ce type d'échangeur.

Un échangeur à plaques est généralement constitué d'un ensemble de plaques équipées de joints d'étanchéité et maintenues serrées les unes contre les autres grâce à des tirants de

serrage qui s'appuient sur des plaques terminales. On retrouve à la figure 5.1 une vue explosée d'un échangeur à cinq plaques, incluant la plaque terminale à chaque extrémité (les plaques A et E). Dans ce schéma, l'espacement entre les plaques est exagéré pour faciliter la compréhension. Les plaques sont généralement nervurées pour augmenter la turbulence et conséquemment le transfert thermique. Elles sont relativement minces et sont souvent conçues de matériaux de bonne qualité résistant bien à la corrosion (par exemple, l'acier inoxydable ou le titane). Des joints en polymère assurent l'étanchéité et permettent la répartition en alternance des fluides chauds et froids entre les plaques de l'échangeur.

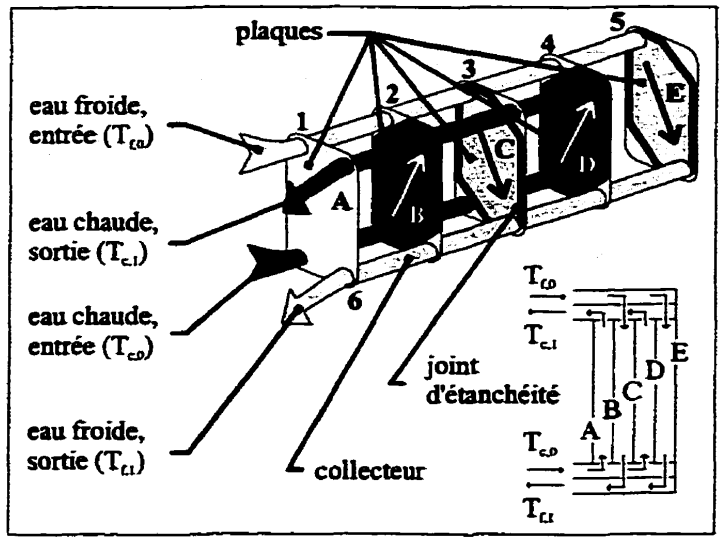


Figure 5.1 - Schéma explosé d'un échangeur à plaques

En se référant aux lettres (A à E) et aux chiffres (1 à 6) de la figure 5.1, il est possible de suivre l'évolution de chacun des deux fluides. L'eau froide (provenant de la tour de refroidissement) entre au point 1 et circule dans un collecteur créé par le serrage des plaques les unes contre les autres. Aux points 2 et 4, les joints d'étanchéité empêchent ce fluide de circuler entre les plaques A et B et entre les plaques C et D, respectivement. Par contre, aux points 3 et 5, le fluide est libre de s'écouler vers le bas entre les plaques B et

C et entre les plaques D et E, respectivement. Ces débits sont récoltés par le collecteur de retour et le fluide ressort au point 6. Un phénomène similaire se produit du côté chaud, où l'eau (provenant du serpentin de refroidissement) s'écoule par contre entre les plaques A et B et entre les plaques C et D. Donc, cette géométrie s'apparente à un échangeur dans lequel les fluides chauds et froids sont alternés et où ils s'écoulent à contre-courant, ce qui en fait un échangeur dont l'efficacité d'échange est relativement élevée, tout en étant très compact. En contre partie, cet échangeur a une perte de charge relativement élevée, se situant entre 20 et 100 kPa. Il est important de souligner que la perte de charge entre chaque plaque est identique pour un fluide donné. Ainsi, la perte de charge du fluide qui circule entre les plaques B et C et entre les plaques D et E est la même car le débit et la température du fluide sont les mêmes.

5.2 Description des phénomènes d'échange thermique

En supposant que l'efficacité de l'échangeur, ε, soit connu, il est possible de calculer l'échange de chaleur réalisé, $\dot{Q}_{hx}$, à l'aide de l'équation suivante :

$$\dot{Q}_{hx} = \varepsilon \cdot \dot{Q}_{max} \tag{5.1}$$

où $\dot{Q}_{max}$ est l'échange de chaleur maximal possible entre le fluide chaud et le fluide froid. Cette valeur est calculée à l'aide de l'équation ci-dessous :

$$\dot{Q}_{max} = C_{min} \cdot (T_{c,0} - T_{f,0}) \tag{5.2}$$

où $T_{c,0}$ est la température du fluide chaud à l'entrée de l'échangeur, $T_{f,0}$ est la température du fluide froid à l'entrée de l'échangeur (figure 5.1) et C_{min} est la capacité calorifique minimale des fluides. La valeur de C_{min} est déterminée en calculant d'abord les valeurs des capacités calorifiques du fluide chaud et du fluide froid, C_c et C_f :

$$C_c = \dot{m}_c \cdot c_{p,c} \tag{5.3}$$

$$C_f = \dot{m}_f \cdot c_{p,f} \tag{5.4}$$

Par la suite, on définit C_{min} comme étant égal à la plus petite valeur de C_c et C_f. À l'opposé, C_{max} est défini égal à la plus grande de ces deux valeurs.

Tel que mentionné précédemment, l'échangeur à plaques est un échangeur à contre-courant. Ainsi, on peut utiliser la relation 5.5 ci-dessous, qui permet de calculer l'efficacité d'un tel échangeur :

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp(-NUT \cdot (1 - C))}{1 - C \cdot \exp(-NUT \cdot (1 - C))} \tag{5.5}$$

$$\text{où } C = \frac{C_{min}}{C_{max}} \tag{5.6}$$

$$\text{où } NUT = \frac{U \cdot A}{C_{min}} \qquad (5.7)$$

où C est le rapport des capacités calorifiques, *NUT* correspond au nombre d'unités de transfert de l'échangeur, U est le coefficient de transfert thermique global entre deux fluides, et A est la surface d'échange globale de l'échangeur. Cette dernière valeur correspond à la surface d'échange d'une plaque multipliée par le nombre de plaques (excluant les plaques terminales). En supposant que les transferts de chaleur entre les fluides et la paroi se font essentiellement par convection forcée, et en utilisant la nomenclature de la figure 5.2, le coefficient U peut être déterminé de la manière suivante :

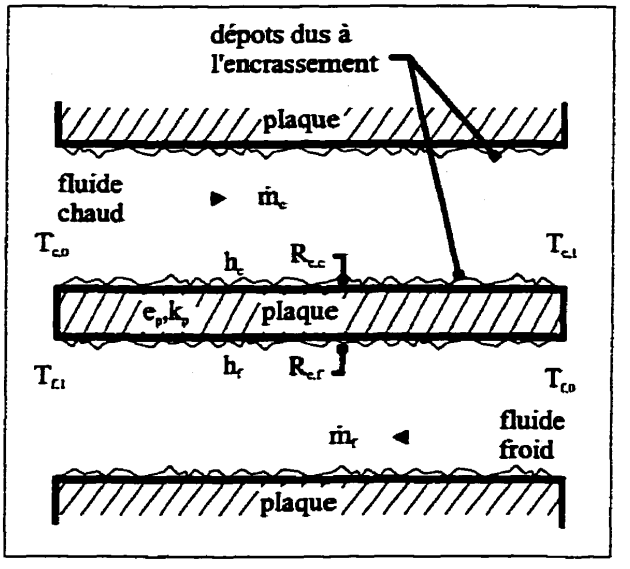


Figure 5.2 - Résistances thermiques dans l'échangeur à plaques

$$\frac{1}{U} = R_{e,c} + \frac{1}{h_c} + \frac{e_p}{k_p} + \frac{1}{h_f} + R_{e,f} \qquad (5.8)$$

où h_c et h_f sont les coefficients de convection forcée des fluides chaud et froid (calculés à des températures moyennes), e_p est l'épaisseur de la plaque, k_p est la conductivité thermique de celle-ci, et $R_{e,c}$ et $R_{e,f}$ sont les résistances thermiques d'encrassement du

coté chaud et froid, respectivement. Typiquement, on a $e_p/k_p = 3x10^{-5}$ m^2·K/W pour une plaque en acier inoxydable, et $R_{e,c}+R_{e,f} = 6x10^{-5}$ m^2·K/W.

Les valeurs de h_c et h_f sont difficiles à évaluer analytiquement. C'est pourquoi une corrélation obtenue expérimentalement est généralement employée. Cependant, les manufacturiers ne divulguent pas ces corrélations. La seule qui soit disponible dans la littérature est publiée par la compagnie Alfa-Laval (Alfa-Laval, 1987). Cette corrélation a la forme suivante :

$$\frac{h}{k}\cdot Pr^{-1/3} = 234\cdot\left(\frac{\rho\cdot\Delta p}{\mu^2}\right)^{0,3275} \qquad (5.9)$$

où ρ est la masse volumique (en kg/m^3), Δp est la perte de charge (en kPa), μ est la viscosité dynamique (en centipoise - rappel : 1 N·s/m^2 = 10^3 centipoises), h est le coefficient de convection forcée, k est la conductivité thermique (en W/m·K) et Pr est le nombre de Prandlt du fluide. On constate donc que, pour un fluide et une température moyenne fixée, h n'est fonction que de la perte de charge Δp. En effet, une valeur de Δp fixe correspond à une valeur de vitesse de fluide fixe et par conséquent à un h fixe; ceci, quelque soit le nombre de plaques puisqu'on a une série de plaques en parallèle, si on néglige la perte de charge dans les collecteurs.

En supposant que la perte de charge est proportionnelle au carré du débit volumétrique circulant dans l'échangeur, et supposant que les pertes de charge à débit nominal sont connues, il est ainsi possible d'évaluer les pertes de charge pour tout débit volumétrique, de calculer les coefficients de convection correspondants et d'obtenir ainsi la performance de l'échangeur.

5.3 Nouveau modèle d'échangeurs à plaques

La bibliothèque de base de TRNSYS possède un modèle générique d'échangeur de chaleur. Cependant, une des hypothèses de ce modèle consiste à supposer que le coefficient de transfert thermique global, U, est constant pour tous les débits. Or, dans la présente étude, les débits et les températures varient, modifiant par conséquent la valeur de U. C'est pourquoi un nouveau modèle est conçu afin de simuler la performance de l'échangeur à plaques. Ce modèle est décrit dans une communication présentée au premier séminaire des usagers francophones de TRNSYS (Genest, 1998). Il est basé sur la théorie énoncée à la section précédente, et notamment sur la relation 5.9.

Il est à noter que ce modèle est strictement valide pour les échangeurs à plaques de la compagnie Alfa-Laval, puisque la corrélation utilisée pour déterminer h_c et h_f provient d'un document technique de ce manufacturier. Cependant, il est probable que les résultats soient semblables d'un manufacturier à l'autre.

Tableau 5.2 - Caractéristiques des différents types d'échangeurs à plaques (Alfa-Laval, 1987)

Type	Débit maximal d'eau (m^3/h)	NUT (min / max)	Surface d'échange d'une plaque (m^2)	Surface d'échange maximale de l'échangeur (m^2)
A45	4 000	1,5 / 4,0	2,25	1 600
AX35	2 300	2,0 / 5,0	2,70	1 900
A35	2 300	0,6 / 1,8	2,00	1 200
AX30-B	1 700	1,0 / 4,2	1,61	1 000
A20-B	750	1,5 / 4,0	1,07	640
AM20	750	0,4 / 1,2	0,79	400
AM20-B	750	0,6 / 2,9	0,89	540
AK20	750	0,3 / 0,8	0,50	230
A15-B	400	1,2 / 5,5	0,75	430
AM10	160	0,3 / 1,0	0,43	260
A10-B	160	1,0 / 2,8	0,24	100

À l'instar de la plupart des manufacturiers, la compagnie Alfa-Laval (1987) spécifie la surface d'échange de chaque plaque et la surface d'échange maximale, selon le type d'échangeur sélectionné; on retrouve cette liste au tableau 5.2. Il présente également les valeurs de la plage de *NUT* permise pour le type sélectionné. Le choix d'un type influence aussi le débit maximal permis dans l'échangeur.

5.4 Dimensionnement de l'échangeur à plaques

Le tableau 5.3 présente les conditions nominales d'opération utilisées pour procéder au dimensionnement de l'échangeur à plaques. On constate que ces valeurs correspondent aux conditions nominales d'opération du système de climatisation.

En supposant que la somme des résistances dues à l'encrassement, $R_{e,c}+R_{e,f}$, est de $6x10^{-5}$ m^2·K/W, et que le rapport e_p/k_p est égal à $3x10^{-5}$ m^2·K/W (acier inoxydable), la procédure de calcul suggéré par le manufacturier (Alfa-Laval, 1987) permet d'obtenir un *NUT* de 2,850 et une surface totale d'échange de 144 m^2. En consultant le tableau 5.2, on sélectionne un échangeur de type A45, ayant 64 plaques de 2,25 m^2 de surface d'échange chacune (excluant les deux plaques terminales). Les paramètres du modèle TRNSYS utilisés pour décrire l'échangeur à plaques sont présentés au tableau 5.4. Puisque les deux fluides qui circulent dans l'échangeur sont de l'eau (mode de fonctionnement : 0), le modèle utilise des corrélations internes en fonction de la température moyenne des fluides pour évaluer la valeur de la masse volumique, ρ, de la chaleur spécifique, c_p, de la viscosité dynamique, μ, et de la résistance thermique des fluides, k. Ainsi, il n'est pas nécessaire de fournir au modèle les valeurs de ces huit propriétés, donc une valeur quelconque (0) est utilisée.

Tableau 5.3 - Conditions nominales d'opération de l'échangeur à plaques.

Condition d'opération	Valeur nominale
Charge de refroidissement :	880 kW
Débit d'eau glacée :	34,9 kg/s
Débit d'eau de refroidissement :	46,6 kg/s
Perte de charge :	75 kPa
Température de l'eau glacée à l'entrée :	12,2 °C
Température de l'eau glacée à la sortie :	6,67 °C
Température de l'eau de refroidissement à l'entrée :	5,2 °C
Température de l'eau de refroidissement à la sortie :	9,7 °C

Malheureusement, le manufacturier ne fournit pas d'information permettant d'évaluer l'incertitude sur la corrélation déterminant la valeur du coefficient de film, h. De plus, il n'y a pas d'information disponible dans la littérature scientifique pour comparer ces

résultats à des données expérimentales. Il est donc impossible d'évaluer l'erreur globale sur les calculs relatifs à l'échangeur.

Tableau 5.4 - Paramètres du modèle d'échangeur à plaques dans TRNSYS.

Paramètre	Valeur	Paramètre	Valeur
Nombre total de plaques (avec les plaques terminales) :	66	Résistance thermique d'encrassement (froid) :	3×10^{-5} m^2·K/W
Surface d'échange de chaque plaque :	2,25 m^2	Débit nominal :	46,6 kg/s
Épaisseur de chaque plaque :	$0{,}435 \times 10^{-3}$ m	Perte de charge nominale :	75 kPa
Conductivité thermique de chaque plaque :	14,1 W/m·K	Mode de fonctionnement :	0 (les deux fluides sont de l'eau)
Résistance thermique d'encrassement (chaud) :	3×10^{-5} m^2·K/W	Propriétés des fluides (2 x 4 propriétés) :	0 pour toutes (négligées)

Les figures 5.3 à 5.6 illustrent l'influence des débits d'eau et des températures d'eau glacée et de refroidissement à l'entrée, sur la température d'eau glacée à la sortie de l'échangeur. Dans tous les cas, les autres conditions d'opération sont maintenues aux conditions mentionnées au tableau 5.3.

La figure 5.3 permet d'observer qu'une diminution du débit d'eau glacée réduit l'approche entre la température de l'eau glacée à la sortie et la température de l'eau de refroidissement à l'entrée, afin d'obtenir à la limite 5,2 °C lorsque le débit d'eau est de 0 kg/s. Cependant, l'échange total d'énergie est diminué.

Du côté de l'eau de refroidissement (figure 5.4), une réduction du débit d'eau entraîne elle aussi une réduction de l'échange réalisé. Cependant, la température de l'eau glacée obtenue à la sortie de l'échangeur augmente avec une réduction du débit. Puisqu'il y a moins d'échange de chaleur, il y a une moins grande différence de température entre les températures de l'eau glacée à l'entrée et à la sortie de l'échangeur.

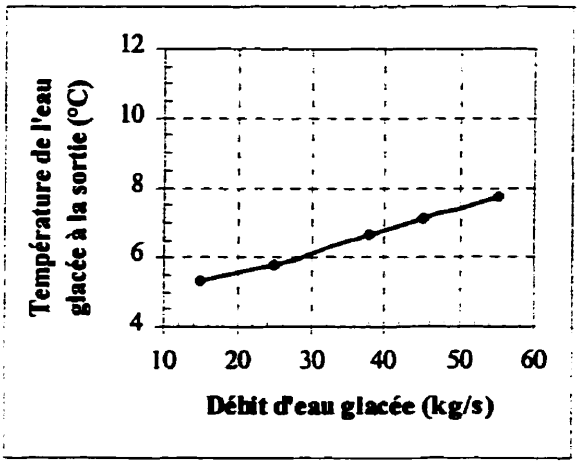


Figure 5.3 - Influence du débit d'eau glacée sur la température de l'eau glacée à la sortie de l'échangeur.

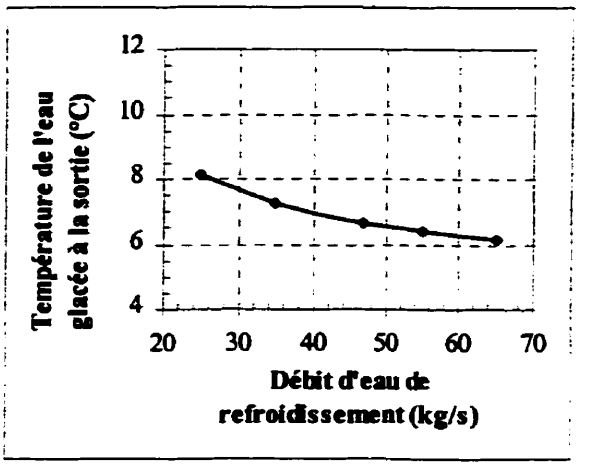


Figure 5.4 - Influence du débit d'eau de refroidissement sur la température de l'eau glacée à la sortie.

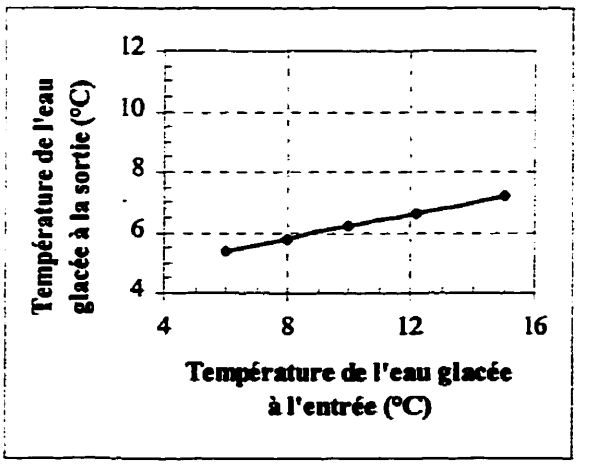


Figure 5.5 - Influence de la température de l'eau glacée à l'entrée sur la température de l'eau glacée à la sortie.

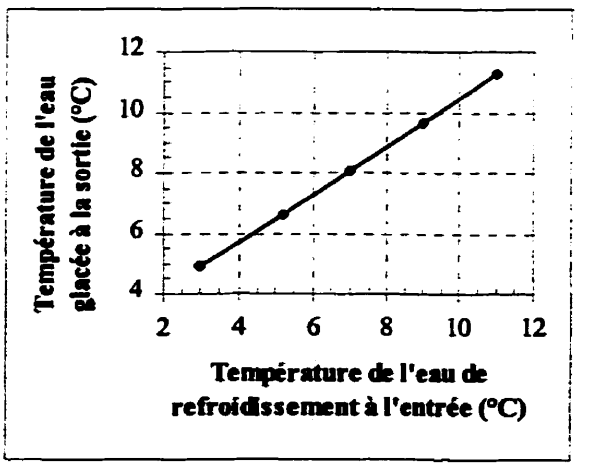


Figure 5.6 - Influence de la température de l'eau de refroidissement à l'entrée sur celle à la sortie.

De leur côté, les figures 5.5 et 5.6 confirment que la température de l'eau glacée à la sortie de l'échangeur est directement proportionnelle à la température de l'eau glacée et de l'eau de refroidissement à l'entrée. En effet, elles n'interviennent principalement que dans le calcul de $\dot{Q}_{max}$ (équation 5.2), qui a une relation directe avec les températures à l'entrée.

5.5 Influence du nombre de plaques sur la performance de l'échangeur à plaques

Une série de tests a été réalisée afin d'évaluer l'influence du nombre de plaques sur le coefficient de transfert thermique global, l'efficacité et l'énergie échangée, tout en maintenant constant le débit total alimenté. Les résultats sont montrés aux figures 5.7 à 5.10. Sur ces figures, les gros points indiquent les conditions nominales de fonctionnement.

La figure 5.7 indique que la perte de charge est proportionnelle au débit volumétrique au carré, ce qui correspond à une des hypothèses du modèle. Puisque la perte de charge diminue, le coefficient de film diminue lui aussi. Par conséquent, le coefficient de transfert thermique global, U, diminue lui aussi, tel que montré à la figure 5.8. Cette baisse du U est largement compensée par une surface d'échange accrue, attribuable aux plaques supplémentaires. Ceci a pour effet d'augmenter le *NUT* et par conséquent l'efficacité, tel que présenté à la figure 5.9. Ainsi, l'énergie totale échangée croît avec le

nombre de plaques (figure 5.10). On remarque, cependant, que cette croissance de l'énergie échangée en fonction du nombre de plaques tend vers un plateau. Ainsi, par exemple, en doublant le nombre de plaques de l'échangeur choisi pour la présente étude (soit de 66 à 132 plaques), la quantité d'énergie échangée n'augmente que de 7 %.

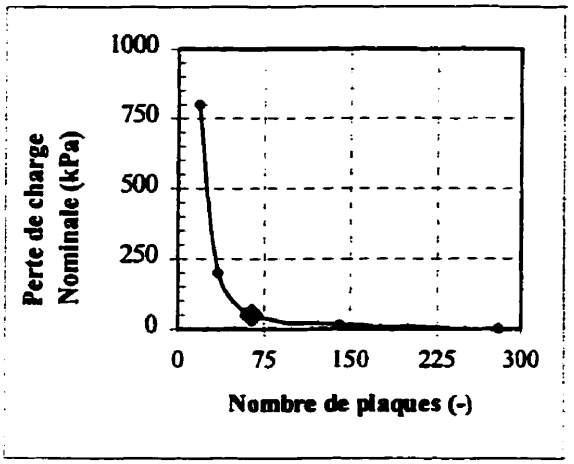


Figure 5.7 - Influence du nombre de plaques sur la perte de charge.

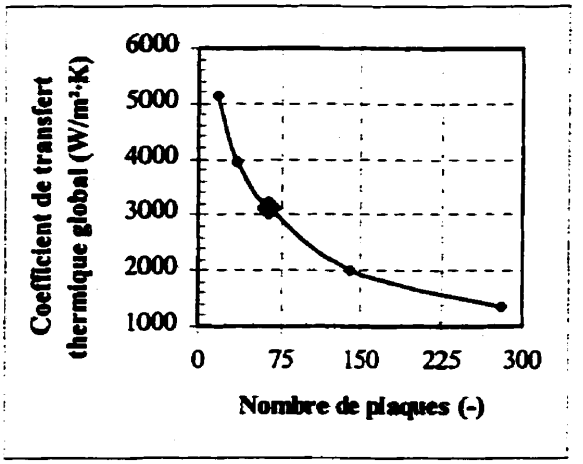


Figure 5.8 - Influence du nombre de plaques sur le coefficient de transfert thermique global.

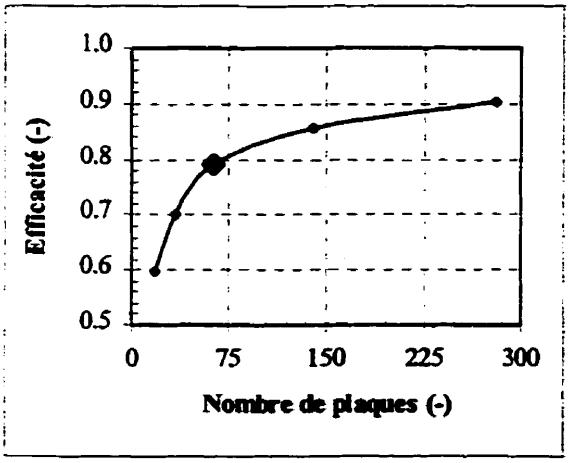


Figure 5.9 - Influence du nombre de plaques sur l'efficacité de l'échangeur.

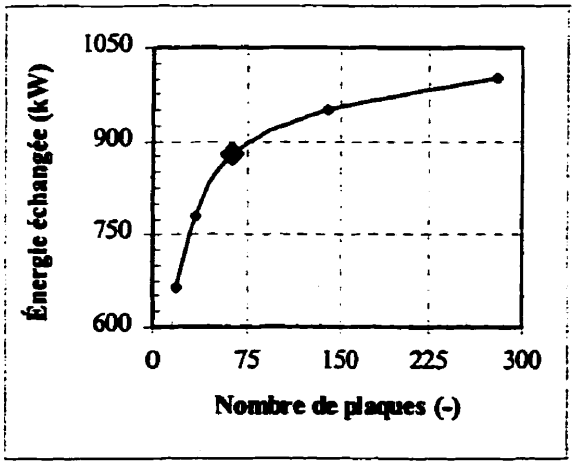


Figure 5.10 - Influence du nombre de plaques sur l'énergie échangée.

CHAPITRE VI

SIMULATIONS ET RÉSULTATS

6.1 Généralités

Tel que mentionné à l'introduction, l'objectif de la présente étude est d'évaluer la performance de systèmes de climatisation avec et sans refroidissement naturel. Cette performance est évaluée à l'aide du logiciel de simulation de systèmes thermiques TRNSYS, qui est décrit à la section 1.4. Les composantes principales du système global sont représentées par les modèles décrits aux chapitres deux à cinq. Les résultats individuels obtenus pour chacun de ces modèles sont présentés dans ces mêmes chapitres. La première partie du chapitre en cours présente les systèmes étudiés ainsi que les composantes mineures qui s'y rattachent. Les résultats globaux sont présentés dans la deuxième partie.

6.2 Description des systèmes étudiés

Les systèmes de climatisation qui servent à étudier les modes d'opération décris ci-dessous sont représentés schématiquement aux figures I.1 et 1.4. Le système de la figure I.1 est utilisé pour simuler un premier mode d'opération, le mode Classique, ainsi que

deux modes secondaires : le mode à Débit Réduit, ainsi que le mode à Basse Température.

6.2.1 Cas de référence

Le mode Classique est utilisé pour produire des résultats qui servent de base de comparaison pour évaluer la performance des trois autres modes d'opération. Ce cas de référence opère selon des conditions d'opération typiques, soit 2,6 L/min d'eau glacée et 3,2 L/min d'eau de refroidissement par kW de climatisation (ce qui correspond respectivement à 2,4 USGPM/tonne et 3,0 USGPM/tonne), ainsi qu'une température d'alimentation d'eau de refroidissement fixée à 29,4 °C. Le tableau 6.1 donne les conditions correspondantes pour une charge de 880 kW. Ce tableau présente également les conditions d'opération des trois autres modes d'opération étudiés. Les deux modes secondaires sont brièvement décrits ci-dessous.

6.2.2 Réduction des débits d'eau glacée et de refroidissement

Le mode à Débit Réduit (ou DR) est recommandé par certains auteurs, notamment Shelton et Joyce (1991), Austin (1993), et ceux mentionnés dans Kirshner (1996). Ils privilégient la réduction des débits d'eau glacée et de refroidissement afin de réduire la demande en pompage du système. En contre partie, une telle réduction affecte négativement la performance du refroidisseur. Il est donc intéressant d'en évaluer

l'impact sur la performance globale du système. La simulation de ce mode est réalisée en modifiant les paramètres appropriés du système de la figure I.1, tel qu'indiqué au tableau 6.1.

6.2.3 Diminution de la température d'alimentation d'eau de refroidissement

Le second mode, dit à Basse Température (ou BT), consiste à évaluer l'impact d'une diminution de la température de l'eau alimentée au condenseur du refroidisseur sur la demande du compresseur, ainsi que sur celle du ventilateur de la tour. Ce mode a auparavant été étudié par Shelton et Weber (1991) et Schwedler (1998), entre autres. Tout comme pour le mode DR, la simulation de ce mode est réalisée en modifiant les paramètres appropriés du système de la figure I.1, tel qu'indiqué au tableau 6.1.

Tableau 6.1 - Paramètres des modes d'opération simulés pour une charge nominale de 880 kW.

Paramètre	Mode d'opération			
	Classique	DR	BT	RNI
Refroidissement naturel indirect :	non	non	non	oui
Température de l'eau à la sortie de la tour :	29,4 °C	29,4 °C	**18,3 °C**	5,0 °C
Débit d'eau glacée :	37,9 kg/s	**28,4 kg/s**	37,9 kg/s	37,9 kg/s
Débit d'eau de refroidissement :	47,1 kg/s	**31,4 kg/s**	47,1 kg/s	47,1 kg/s

6.2.4 Refroidissement naturel indirect

Finalement, une dernière comparaison est réalisée entre le mode Classique et le mode de refroidissement naturel indirect (mode RNI). Tel qu'expliqué au chapitre un, et tel

qu'illustré à la figure 1.3, ce mode consiste à refroidir l'eau glacée en utilisant un échangeur à plaques, plutôt que d'utiliser le refroidisseur. Lorsque la température du bulbe humide de l'air est suffisamment basse, on produit avec la tour de refroidissement de l'eau à 5,0 °C, qui est alors alimentée à l'échangeur et est utilisée pour refroidir l'eau glacée.

Pour chacune des heures de l'année de la simulation du mode RNI, on compare la température de l'eau glacée à la sortie de l'échangeur à plaques avec une température de référence. Celle-ci est fixée à la température usuelle d'eau glacée, c'est-à-dire 6,67 °C. Il faut noter que la température de l'eau de refroidissement obtenue pendant la simulation n'est pas toujours à cette valeur dû au contrôleur utilisé et à la précision des calculs de TRNSYS (sections 6.3.5 et 6.3.7, respectivement); par conséquent, la valeur frontière délimitant le refroidissement naturel est donc (6,67 + 0,2) x 1,001 = 6,88 °C.

Pour une heure donnée, si la température d'eau glacée obtenue à la sortie de l'échangeur à plaques est inférieure ou égale à cette température, on considère que le système de climatisation peut fonctionner en mode de refroidissement naturel indirect. Dans ce cas, on évalue la consommation du système pour cette heure en utilisant les résultats de la simulation du mode RNI. Le cas échéant, le système ne peut pas fonctionner en mode de refroidissement naturel indirect et on évalue la consommation pour cette heure en utilisant les valeurs correspondantes de la simulation du mode Classique. En calculant la

consommation totale à l'aide des valeurs obtenues par cette comparaison, on obtient la consommation réelle du système fonctionnant en mode RNI.

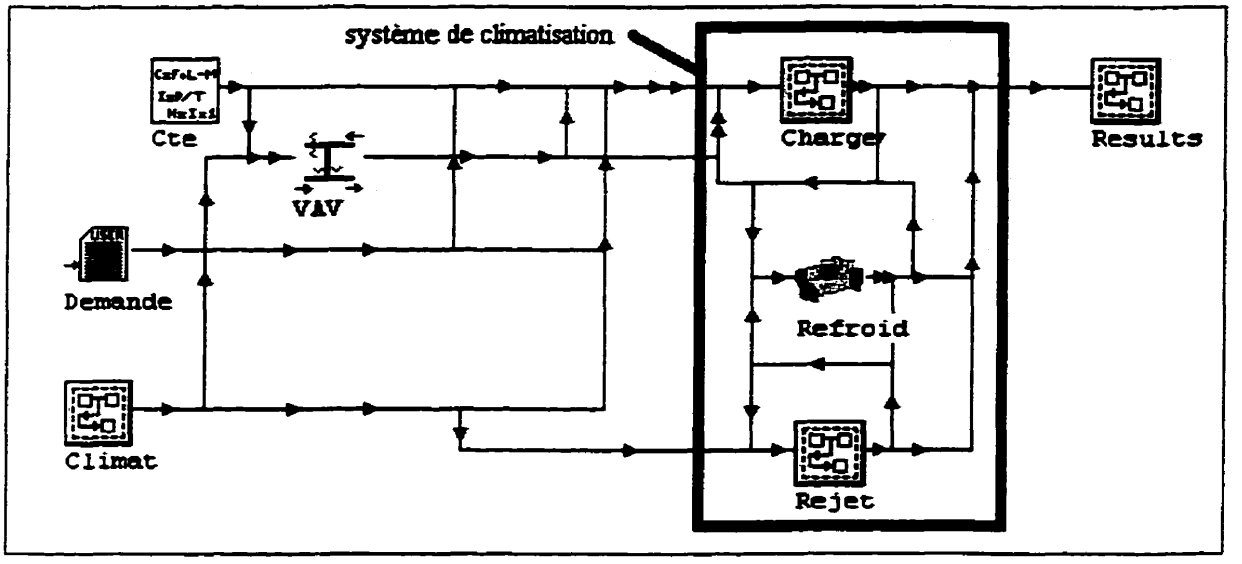


Figure 6.1a - Assemblage global des composantes de la simulation pour le mode Classique.

6.3 Implantation dans TRNSYS/IISiBat

Les figures 6.1a et 6.1b présentent l'assemblage des composantes requises pour la simulation du système Classique et du système RNI, tels que représentés dans IISiBat. Dans ces représentations, des « macros » regroupant plusieurs composantes sont constituées afin d'alléger l'affichage. Les composantes de la macro Charge représentent le serpentin de refroidissement et le circuit d'eau glacée (figure 6.1c), alors que les composantes de la macro Rejet représentent le circuit d'eau de refroidissement et la tour de refroidissement (figure 6.1d). Plusieurs des composantes illustrées aux figures 6.1a à

6.1d sont présentées aux chapitres deux à cinq; les composantes secondaires restantes sont présentées ci-dessous.

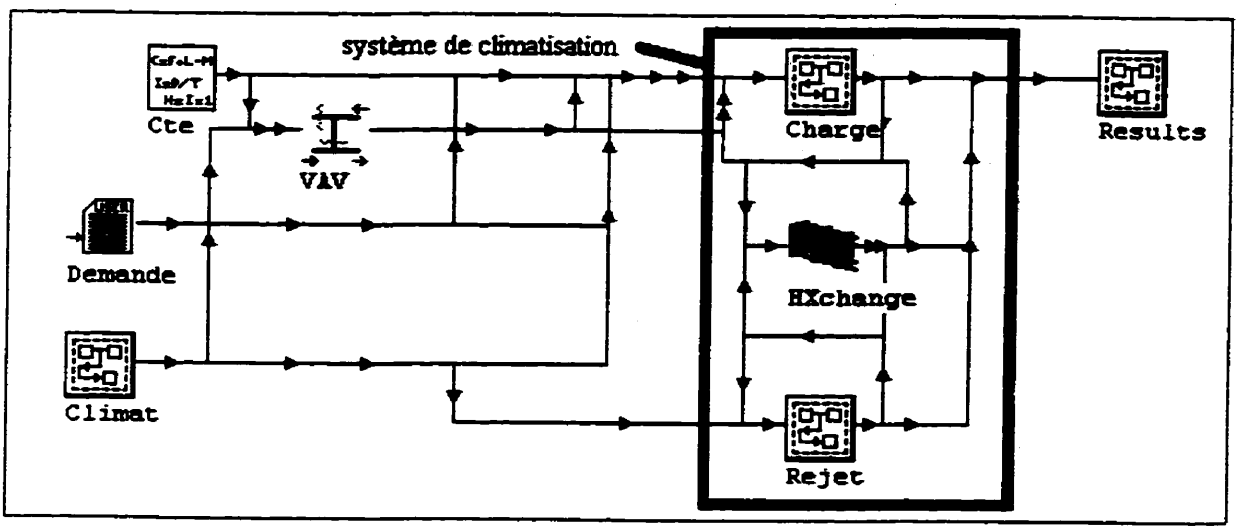


Figure 6.1b - Assemblage global des composantes de la simulation pour le mode RNI.

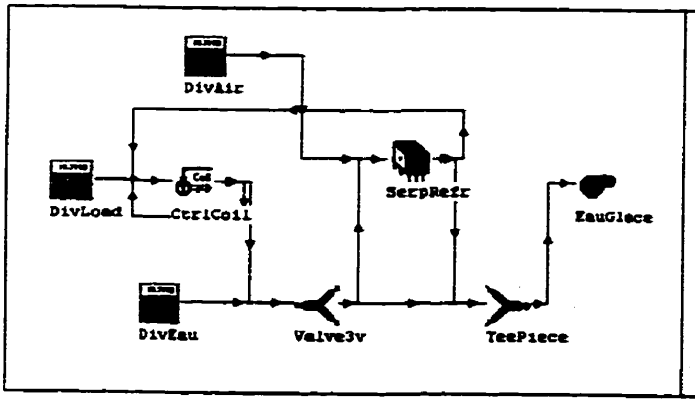


Figure 6.1c - Assemblage des composantes de la macro Charge.

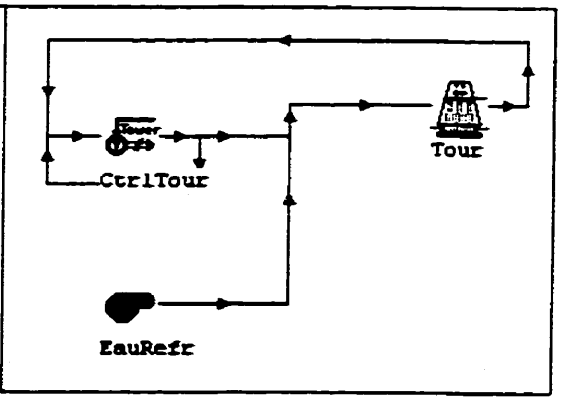


Figure 6.1d - Assemblage des composantes de la macro Rejet.

6.3.1 Profil de charge

Le profil de charge utilisé dans la simulation (icône Demande) est adapté à partir d'un profil développé par Snoek et Ciavaglia (1995). Ce profil représente une évolution générique de la charge pour la zone interne d'un bâtiment qui nécessite de la climatisation toute l'année. Ces charges horaires sont calculées par un programme maison écrit dans ce but. Elles sont par la suite sauvegardées dans un fichier qui est lu par TRNSYS lors de l'exécution d'une simulation.

La valeur de la charge pour une heure donnée, $\dot{Q}_h$, est obtenue à l'aide de l'équation suivante :

$$\dot{Q}_h = P_h \cdot P_q \cdot \dot{Q}_{max} \cdot F \qquad (6.1)$$

où $\dot{Q}_{max}$ est la charge maximale que le système doit satisfaire (ici égale à 880 kW), P_h est la fraction horaire de la charge quotidienne (illustrée par la figure 6.2a), P_q est la fraction quotidienne de la charge maximale (présentée à la figure 6.2b) et F est un facteur aléatoire entre 0,7 et 1,0.

Il faut noter que le profil de variation quotidienne original présenté par Snoek et Ciavaglia (1995) ne couvre que la période du 1er mai au 1er septembre; il est donc modifié pour couvrir toute l'année. Par ailleurs, le facteur aléatoire permet de s'assurer que deux

jours ayant la même charge quotidienne auront un profil horaire différent. Celui-ci est généré par une fonction du langage de programmation qui permet d'obtenir un nombre aléatoire. À titre d'exemple, la figure 6.2c présente le profil de charge obtenu pour la journée du 1er juillet.

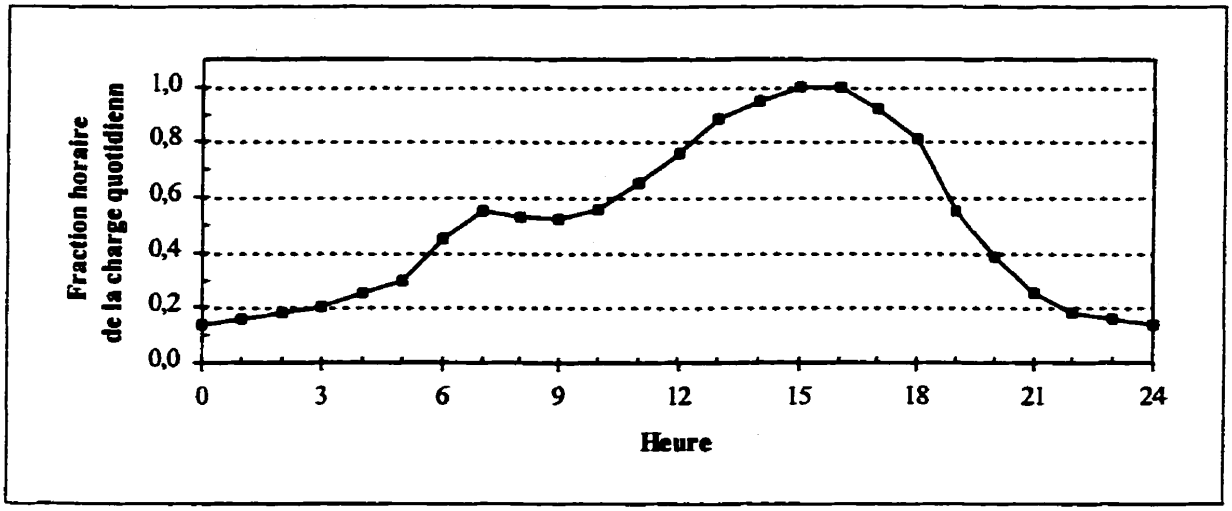


Figure 6.2a - Variation de la fraction horaire de la charge de climatisation quotidienne.

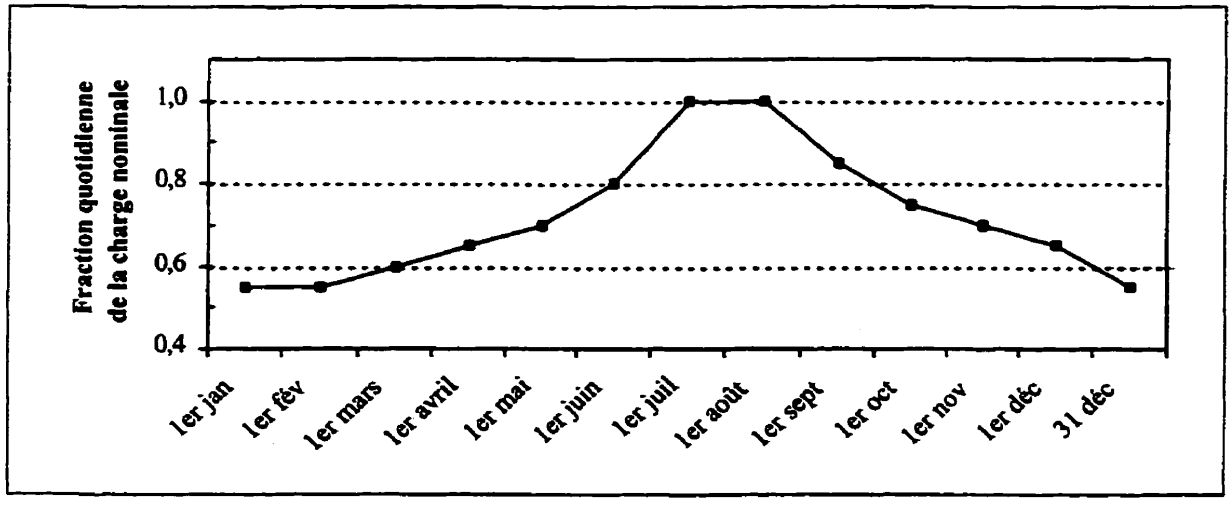


Figure 6.2b - Variation de la fraction quotidienne de la charge de climatisation nominale.

Il est important de mentionner que l'outil de simulation décrit ici n'est pas limité à l'utilisation de ce profil particulier de charge. En effet, l'assemblage est conçu pour satisfaire tout profil de charge de climatisation, peu importe sa nature, pourvu que la charge maximale du profil ne dépasse pas la capacité nominale du système, soit 880 kW.

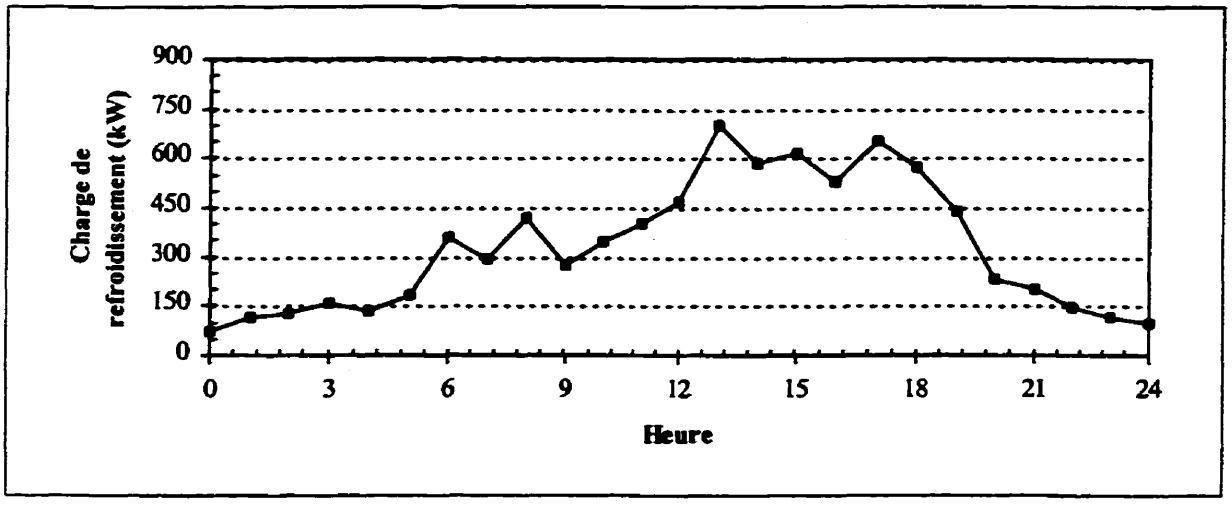


Figure 6.2c - Exemple de profil de charge pour le 1er juillet.

6.3.2 Composantes secondaires de l'assemblage

La macro Climat regroupe les composantes requises pour la lecture et le traitement des données climatiques. Les données sont obtenues d'un fichier décrivant une année météorologique typique pour une ville donnée. On retrouve dans ce fichier, pour chaque heure de l'année, des données sur l'ensoleillement, la température sèche de l'air, le point de rosée de l'air ainsi que l'origine et la vitesse du vent. Cependant, il est nécessaire de convertir la température du point de rosée en température humide et en humidité absolue puisque ces valeurs sont nécessaires pour les calculs dans les modèles de tour de

refroidissement (icône Tour), de serpentin (icône SerpRefr) ainsi que dans le modèle de centrale de traitement d'air (icône VAV). La conversion est assurée par un modèle de base de TRNSYS permettant de calculer toutes les propriétés de l'air humide à partir des deux valeurs connues.

De son coté, la centrale d'air (icône VAV) détermine les conditions de l'air à l'entrée du serpentin en fonction des conditions climatiques (macro Climat), des conditions spécifiées de l'air de retour ainsi que du pourcentage d'air frais requis (fixé à 20 %, pour tous les cas étudiés). De plus, à l'aide de la charge (macro Demande), le modèle calcule aussi le débit d'air requis pour obtenir une première approximation de la charge désirée au serpentin de refroidissement.

Enfin, la macro Results regroupe les modèles nécessaires à la sauvegarde des résultats désirés, pour chaque heure de la simulation. Les fichiers créés sont de type « texte » et peuvent être lus et traités par les chiffriers électroniques commerciaux. Et finalement, l'icône Cte permet de spécifier quelques constantes utiles pendant la simulation.

6.3.3 Composantes secondaires de la macro Charge

Tel qu'illustré par la figure 6.1c, la modulation de l'énergie retirée de l'air au serpentin de refroidissement est assurée par une vanne « trois voies » (icône Valve3v). Un contrôleur (icône CtrlCoil) ajuste cette dernière en détournant une partie de l'eau glacée

produite par le refroidisseur (icône Refroid) de façon à n'acheminer que la fraction nécessaire pour obtenir un échange de chaleur au serpentin égal à la charge de climatisation obtenue du fichier. Il est en effet important que le système satisfasse la même charge de climatisation, peu importe le mode d'opération, afin de pouvoir tirer des conclusions significatives. Le serpentin (icône SerpRefr) reçoit donc de l'eau en quantité variable à température constante. La pompe (icône EauGlacée) permet de fixer le débit total circulé dans le circuit d'eau glacée.

Bien qu'en réalité quatre serpentins soient nécessaires pour satisfaire la charge de climatisation totale, tel que mentionné au chapitre trois, il faut noter qu'un seul serpentin de refroidissement est utilisé dans la simulation. Par conséquent, les débits totaux d'air et d'eau circulant dans le serpentin sont divisés par quatre (icônes DivAir et DivEau), ce qui simule ainsi la répartition de ces débits entre chacun des serpentins. Puisque le profil de charge indique la charge totale à satisfaire par le système, cette charge est aussi répartie entre chaque serpentin (icône DivLoad). Cette procédure permet de simplifier les calculs qui doivent être réalisés par TRNSYS.

6.3.4 Composantes secondaires de la macro Rejet

On retrouve à la figure 6.1d la tour de refroidissement (icône Tour) qui réalise le rejet thermique. Pendant les simulations, la tour doit produire de l'eau de refroidissement dont la température demeure constante, peu importe le rejet thermique à réaliser ou les

conditions climatiques. Il est ainsi nécessaire de varier le débit d'air circulant dans la tour, en variant la vitesse de rotation du ventilateur, de façon à obtenir de l'eau à la température désirée. Le contrôleur (icône CtrlTour) s'acquitte de cette tâche. Tout comme pour le circuit d'eau glacée, la pompe (icône EauRefr) permet de fixer le débit d'eau dans le circuit de refroidissement, ce dernier demeurant constant pour toutes les heures de la simulation.

6.3.5 Contrôleurs du serpentin et de la tour

Le contrôleur de débit d'eau au serpentin est nécessaire afin que celui-ci et le refroidisseur satisfassent à la même charge de climatisation pour chaque mode d'opération. De son coté, le contrôleur de la tour de refroidissement module le débit d'air y circulant pour obtenir le point de consigne désiré sur la température de l'eau à la sortie de la tour.

Ces contrôleurs ont été bâtis de toutes pièces pour les besoins de la présente étude. Ils utilisent des algorithmes logiques qui comparent la variable à contrôler (la charge ou la température) avec des valeurs limites. Lorsque la valeur de la variable se trouve à l'extérieur de ces bornes, le contrôleur ajuste le débit en incrémentant ou en décrémentant la valeur de contrôle, selon le cas. Les valeurs des bornes, de l'incrément et du décrément sont choisies afin d'obtenir un compromis entre la précision des résultats et la capacité de convergence de la simulation. Par exemple, si l'incrément et le décrément

sont trop grands, il est possible que la valeur de la variable oscille autour des limites fixées par les bornes sans jamais les atteindre. Si l'incrément et le décrément sont plus petits que le critère de convergence de TRNSYS (voir section 6.3.7), il est possible qu'une variation de la variable modulée ne soit pas perçue par TRNSYS et que le programme considère que le système a convergé alors que ce n'est pas le cas. Donc, les valeurs de l'incrément et du décrément sont choisis légèrement supérieures au critère de convergence général de TRNSYS. De leur côté, les bornes sont fixées de façon à éviter les oscillations.

Dans le cas du contrôleur de la tour, les bornes sont fixées à ±0,2 °C de la valeur de température d'eau désirée. Dans le cas du contrôleur au serpentin, celui-ci obtient du modèle de serpentin la charge actuelle satisfaite et calcule l'erreur relative par rapport à la valeur obtenue du fichier. Si l'erreur est plus grande que ±0,15 %, le contrôleur ajuste le débit d'eau alimenté au serpentin. L'incrément (et le décrément) utilisé dépend du débit actuel qui circule dans le serpentin. En effet, tel que démontré au chapitre trois, lorsque le débit d'eau glacée passe par environ 4,5 kg/s, on observe une un changement brusque de la pente de la courbe de l'échange thermique réalisé. Lorsqu'il est inférieur à cette valeur, le transfert thermique varie plus rapidement en fonction du débit; lorsque le débit est supérieur, il varie plus lentement. Ainsi, afin d'accélérer la convergence de la simulation, l'incrément et le décrément sont plus petits lorsque le débit est inférieur à 4,5 kg/s que lorsqu'il est supérieur à cette valeur.

6.3.6 Pompes de circulation

Dans les simulations qui sont effectuées ici, les débits d'eau glacée et d'eau de refroidissement demeurent constants, peu importe la charge de climatisation ou les conditions climatiques. Ainsi, il n'est pas nécessaire de modéliser les pompes de circulation pour en déterminer la consommation énergétique puisque la consommation horaire est la même. Selon les conditions d'opération, il suffit de calculer au préalable la perte de charge dans chacun des circuits et de calculer la puissance théorique requise pour pomper le débit désiré. Par la suite, en tenant compte des rendements de la pompe et du moteur (fixés à 70 % et 90 %, respectivement), on peut évaluer la consommation énergétique à chaque heure de l'année.

Tableau 6.2 - Pertes de charge (kPa) dans les circuits d'eau glacée et d'eau de refroidissement.

Circuit	Mode d'opération			
	Classique	RNI	BT	DR
Circuit d'eau glacée				
Évaporateur / échangeur, coté froid :	23,5	40,3	23,5	15,3
Tuyauterie :	24,5	24,5	24,5	24,5
Serpentin de refroidissement :	5,43	5,43	5,43	3,16
Total :	53,4	70,2	53,4	43,0
Puissance théorique de pompage (kW) :	2,02	2,66	2,02	1,22
Circuit d'eau de refroidissement				
Condenseur / échangeur, coté chaud :	49,7	77,4	49,7	23,5
Tuyauterie :	24,5	24,5	24,5	24,5
Tour de refroidissement :	44,8	44,8	44,8	44,8
Total :	119,0	146,7	119,0	92,8
Puissance théorique de pompage (kW) :	5,60	6,91	5,60	2,91

Le tableau 6.2 présente pour chacune des composantes des circuits d'eau les valeurs des pertes de charge (en kPa) selon le mode d'opération ainsi que la puissance théorique de pompage requise (en kW). Dans le cas du serpentin et du refroidisseur, les pertes de charge sont évaluées à partir de données réelles issues des catalogues des manufacturiers. Dans le cas de l'échangeur à plaques, tel que mentionné au chapitre cinq, la perte de charge est choisie égale à 75 kPa pour un débit nominal de 46,6 kg/s. Du côté de la tuyauterie, la longueur est fixée à 100 m de tuyau, avec une perte de charge moyenne de 0,245 kPa par mètre (2,5 pi d'eau par 100 pieds), identique pour tous les modes d'opération. Finalement, la perte de charge due à la tour correspond à la hauteur statique que la pompe doit vaincre. Cette hauteur correspond à la hauteur de la tour. Elle est choisie égale à 4,6 m (15 pi), en consultant les diagrammes disponibles dans le catalogue du manufacturier.

6.3.7 Critère de convergence des simulations et temps de calcul

Le critère de convergence sur toutes les valeurs calculées par TRNSYS pour une heure donnée est fixé à ±0,1 %. C'est-à-dire qu'une température autour de 30 °C, par exemple, a convergé lorsque les oscillations de cette température sont inférieures à ±0,03 °C, pour une itération donnée. De son coté, un échange de chaleur au serpentin d'environ 1 440 MJ/h (400 kW) n'a convergé que lorsque les changements de cette valeur sont inférieures à ±1 440 kJ/h.

Un critère de convergence plus petit peut être choisi. Dans ce cas, TRNSYS doit alors effectuer un plus grand nombre d'itérations avant d'atteindre la convergence. Lorsque le nombre d'itérations devient trop grand (fixé à 25 000 pour un pas de temps donné, pour tous les cas à l'étude), TRNSYS considère que le système a convergé et sauvegarde les dernières valeurs calculées avant de passer à l'heure suivante, plutôt que de laisser le système osciller ou de risquer qu'il se mette à diverger. Ainsi, un critère de convergence trop stricte entraîne un grand nombre de résultats non convergés, en plus d'augmenter inutilement le temps de calcul. Par ailleurs, la présence des contrôleurs (décrits à la section 6.3.5) augmente aussi le nombre d'itérations requises avant de converger. Par conséquent, il est nécessaire d'avoir un critère de convergence plutôt généreux, soit de ±0,1 %, tel que mentionné précédemment.

Malgré le grand nombre d'itérations permises, le temps de calcul pour une année complète est relativement court. Pour les cas étudiés, il est d'environ 8 à 10 minutes sur un ordinateur personnel avec un processeur de classe Pentium MMX de 166 MHz, et 32 Mo de mémoire vive.

6.4 Exemple de simulation horaire

À titre d'exemple, les figures 6.3a et 6.3b présentent les résultats obtenus avec les modes Classique et RNI, pour la 12^{e} heure de la journée du 1er mars, à Montréal. Cette heure est

une des heures dans l'année pendant laquelle il est possible de réaliser du refroidissement naturel indirect.

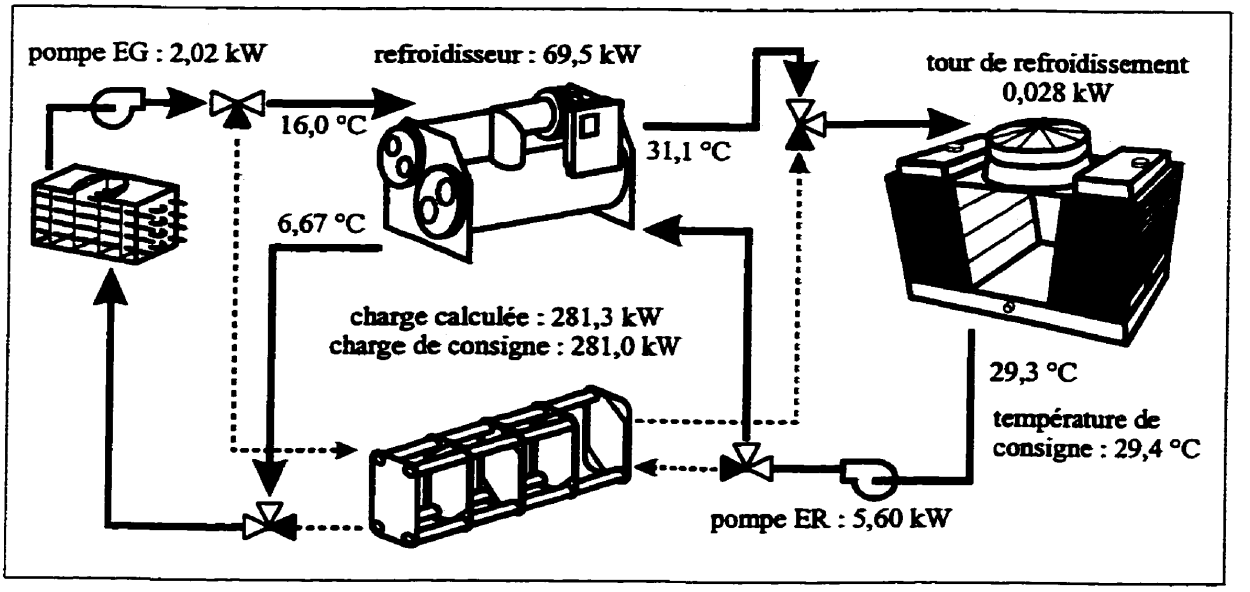


Figure 6.3a - Températures obtenues en mode Classique pour le 1er mars, à 13h00.

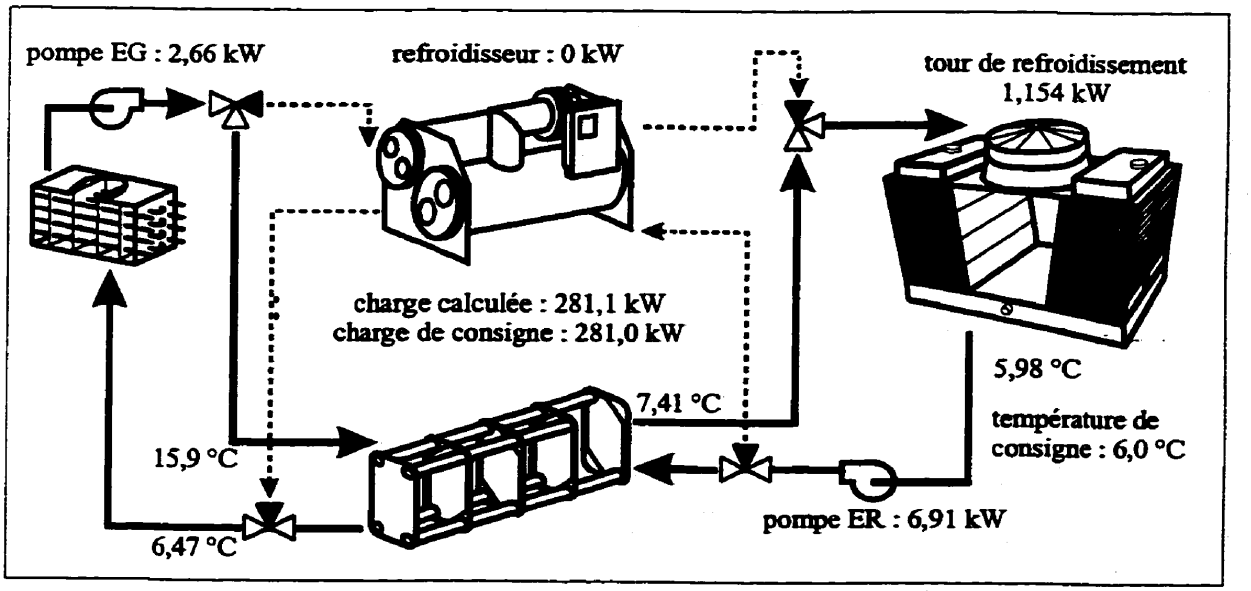


Figure 6.3b - Températures obtenues en mode RNI pour le 1er mars, à 13h00.

On remarque d'abord que les points de consigne sont bien respectés par les contrôleurs. En effet, la température de l'eau à la sortie de la tour est à au plus 0,1 °C de la température de consigne. De son coté, la charge de refroidissement satisfaite par le refroidisseur ou l'échangeur est à environ 0,1 % de la valeur désirée.

L'aspect le plus intéressant concerne la puissance requise au refroidisseur, comparativement aux pompes et au ventilateur de la tour de refroidissement. Dans le cas du mode RNI, les puissances requises par ces deux dernières composantes sont supérieures de 1,13 kW et 1,95 kW au mode Classique. En contrepartie, le refroidisseur est à l'arrêt, permettant d'épargner la demande de celui-ci, soit 69,5 kW dans ce cas-ci. Bref, l'application du mode RNI permet de réduire la demande du système de 66,4 kW pour cette heure particulière.

6.5 Résultats des simulations

La brève étude réalisée à la section précédente permet de conclure que le mode de refroidissement naturel est efficace pour cette heure en particulier. Il est maintenant intéressant d'étendre cette évaluation sur une année entière. Une première simulation est réalisée avec le mode Classique pour le climat de Montréal. Ce mode reflète des conditions d'opération fréquemment utilisées dans l'industrie et, par conséquent, il est utilisé comme référence à laquelle sont comparés les autres modes étudiés.

6.5.1 Résultats du mode d'opération *Classique*

En consultant le tableau 6.3, on constate en premier lieu que l'énergie consommée par les pompes représente 15,8 % du total annuel. Cette observation semble justifier l'affirmation qu'il est avantageux de réduire les débits pompés d'eau glacée et de refroidissement, même si la performance du refroidisseur s'en trouve réduite. Les résultats obtenus suite à l'application de cette stratégie sont étudiés à la section suivante.

Tableau 6.3 - Consommation annuelle des composantes du système de climatisation opérant en mode Classique (Montréal, Qc).

Composante	kW·h	%
Pompes de circulation :	106 372	15,8
Refroidisseur :	565 689	84,0
Ventilateur de la tour de refroidissement :	1 749	0,2
Total :	673 810	100,0

On remarque ensuite que le refroidisseur est la composante qui consomme le plus d'énergie pendant toute l'année. Sa consommation s'établie à 9 000 kW·h par semaine pendant l'hiver et augmente graduellement jusqu'à 13 500 kW·h par semaine pendant l'été (figure 6.4). Cumulativement, le refroidisseur est responsable de 84,0 % de la consommation énergétique annuelle. Par ailleurs, le ventilateur de la tour de refroidissement ne consomme qu'une fraction mineure du total annuel (0,2 %). Ainsi, une stratégie de réduction de la consommation du refroidisseur, même si elle requiert une augmentation de la consommation du ventilateur de la tour (tels le mode BT ou le mode

RNI) peut permettre globalement d'économiser de l'énergie. On retrouve aux sections 6.5.3 et 6.5.4 une analyse des résultats obtenus suite à l'application de ces stratégies.

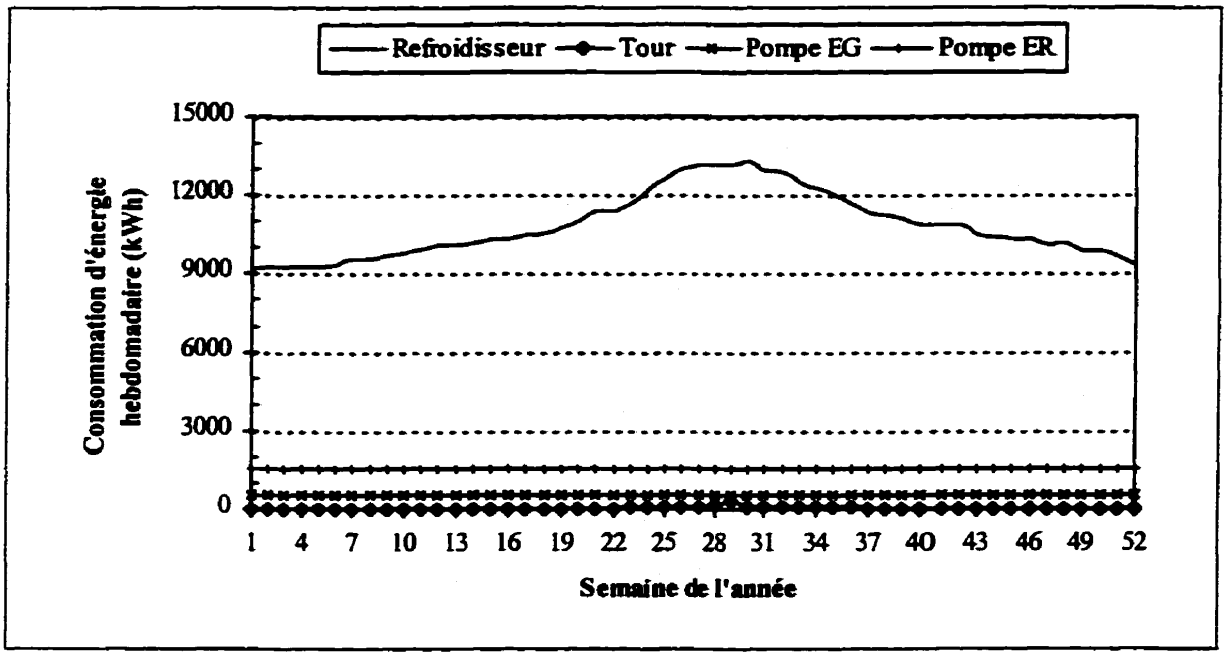


Figure 6.4 - Profil annuel de la consommation énergétique des composantes du système de climatisation opérant en mode Classique (Montréal, Qc).

6.5.2 Résultats du mode d'opération à débit réduit (DR)

Un coup d'œil au tableau 6.4 permet de constater que le mode DR réduit effectivement la consommation énergétique des pompes de près de la moitié par rapport au mode Classique (de 48 907 kW·h, ou -46,0 %).

Tableau 6.4 - Consommation annuelle des composantes du système de climatisation opérant en mode DR (Montréal, Qc).

Composante	kW·h	%
Pompes de circulation :	57 465	8,8
Refroidisseur :	591 314	91,0
Ventilateur de la tour de refroidissement :	1 304	0,2
Total :	650 084	100,0

En contre partie, la consommation du refroidisseur s'en trouve augmentée de 25 625 kW·h (+4,5 %). En effet, tel qu'expliqué au chapitre quatre, la réduction du débit d'eau de refroidissement augmente la température de l'eau à la sortie du condenseur. De plus, les réductions des débits d'eau à l'évaporateur et au condenseur nuisent à l'échange thermique entre le réfrigérant et l'eau. Ces deux facteurs entraînent un écart accru entre les températures d'évaporation et de condensation du réfrigérant, ce qui augmente le travail requis au compresseur. Cependant, cette augmentation est nettement inférieure à la réduction de la consommation des pompes et, globalement, on réalise des économies annuelles de 23 726 kW·h (-3,5 %).

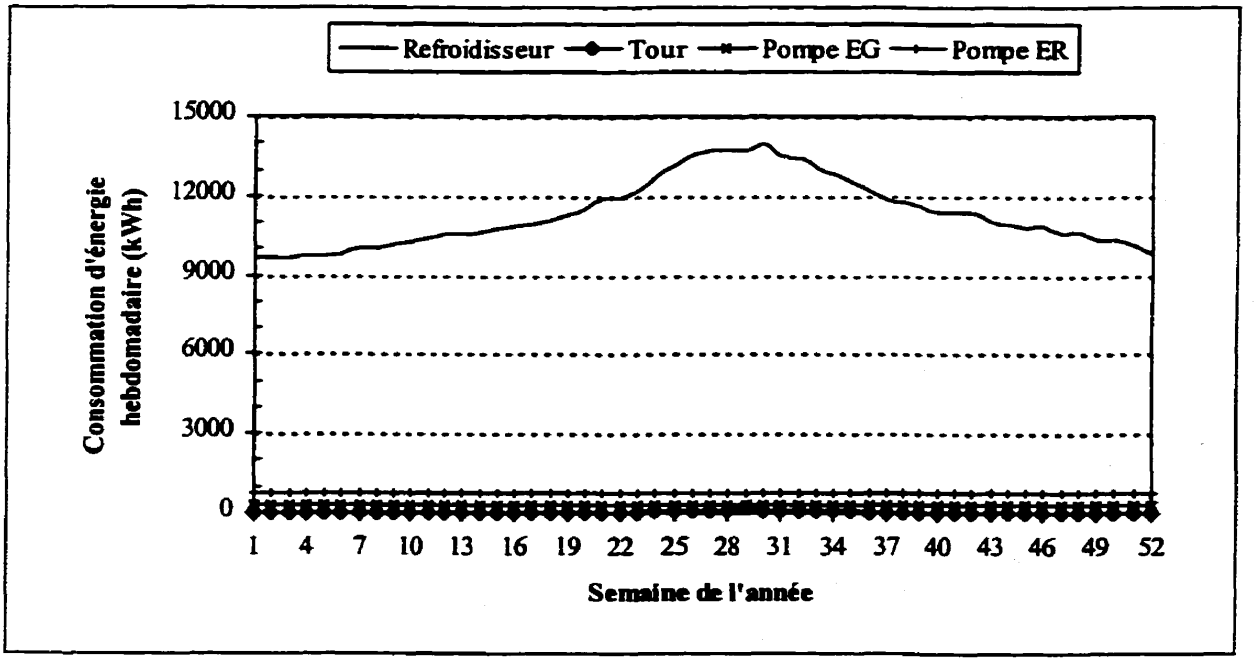


Figure 6.5 - Profil annuel de la consommation énergétique des composantes du système de climatisation opérant en mode DR (Montréal, Qc).

Par ailleurs, on constate que la consommation du ventilateur de la tour est légèrement réduite (de 445 kW·h, ou -25,4 %) bien qu'elle demeure constante en proportion avec la consommation totale. Cette diminution est imputable à la diminution du débit d'eau circulant dans la tour, ce qui entraîne une meilleure approche entre la température d'eau à la sortie de la tour et la température humide de l'air extérieur, tel qu'illustré à la figure 2.6. Il est donc possible d'obtenir de l'eau à la température désirée en circulant moins d'air à l'intérieur de la tour, réduisant ainsi la consommation énergétique du ventilateur de la tour.

6.5.3 Résultats du mode d'opération à basse température (BT)

Les résultats annuels obtenus suite à l'application du mode BT sont présentés au tableau 6.5 et à la figure 6.6. On remarque que ce mode permet de réaliser des économies appréciables par rapport au système Classique, bien qu'il y ait une forte augmentation de la consommation du ventilateur de la tour.

Tableau 6.5 - Consommation annuelle des composantes du système de climatisation opérant en mode BT (Montréal, Qc).

Composante	kW·h	%
Pompes de circulation :	106 372	17,4
Refroidisseur :	472 685	77,5
Ventilateur de la tour de refroidissement :	31 074	5,1
Total :	610 131	100,0

En effet, pendant les saisons froides, on observe que la consommation énergétique hebdomadaire du refroidisseur se maintient en moyenne à environ 1 500 kW·h sous celle

du refroidisseur opérant en mode Classique, ce qui permet d'économiser annuellement 93 004 kW·h (-16,4 %). Cependant, le ventilateur de la tour de refroidissement consomme beaucoup plus d'énergie; on enregistre une augmentation de 29 325 kW·h (+1 677 %). Ce mode d'opération permet néanmoins de réduire la consommation annuelle globale du système de 63 679 kW·h (-9,5 %).

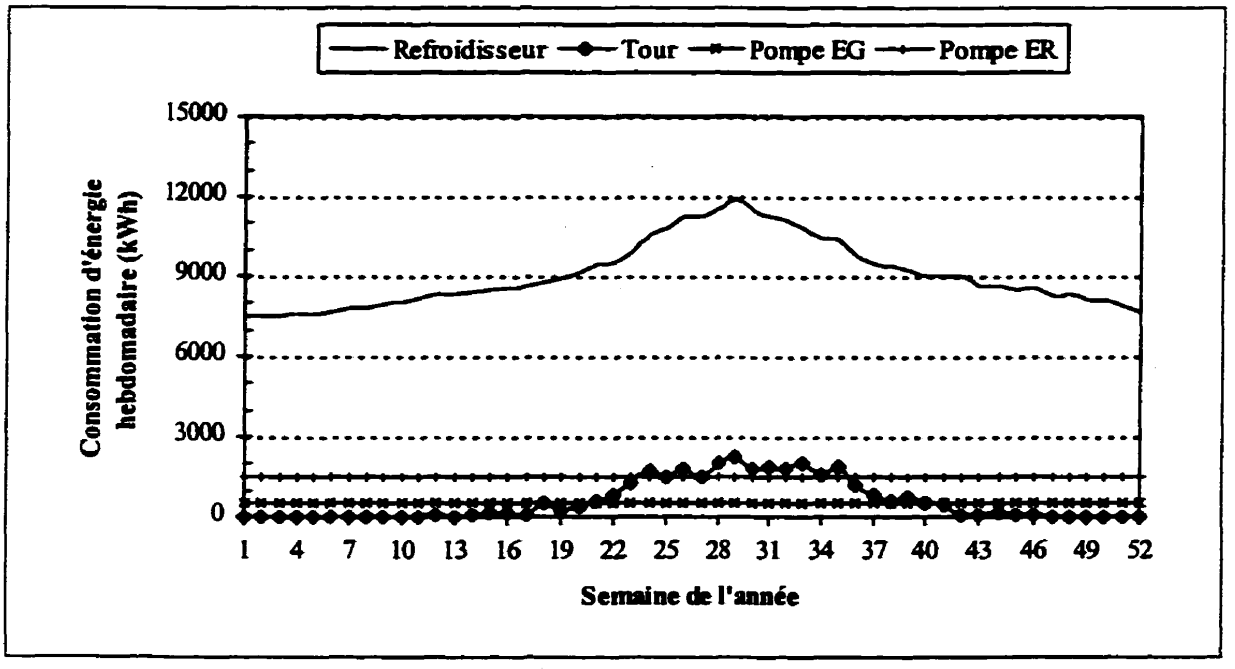


Figure 6.6 - Profil annuel de la consommation énergétique des composantes du système de climatisation opérant en mode BT (Montréal, Qc).

À l'aide de la figure 6.6, on observe de plus que l'augmentation de la consommation de la tour a lieu principalement pendant la période estivale (approximativement marquée par les semaines 21 à 40). En effet, puisque la température humide de l'air est relativement élevée pendant cette période, le ventilateur doit fonctionner à un débit plus élevé afin de

favoriser l'échange thermique et ainsi produire de l'eau à la sortie de la tour à la température désirée.

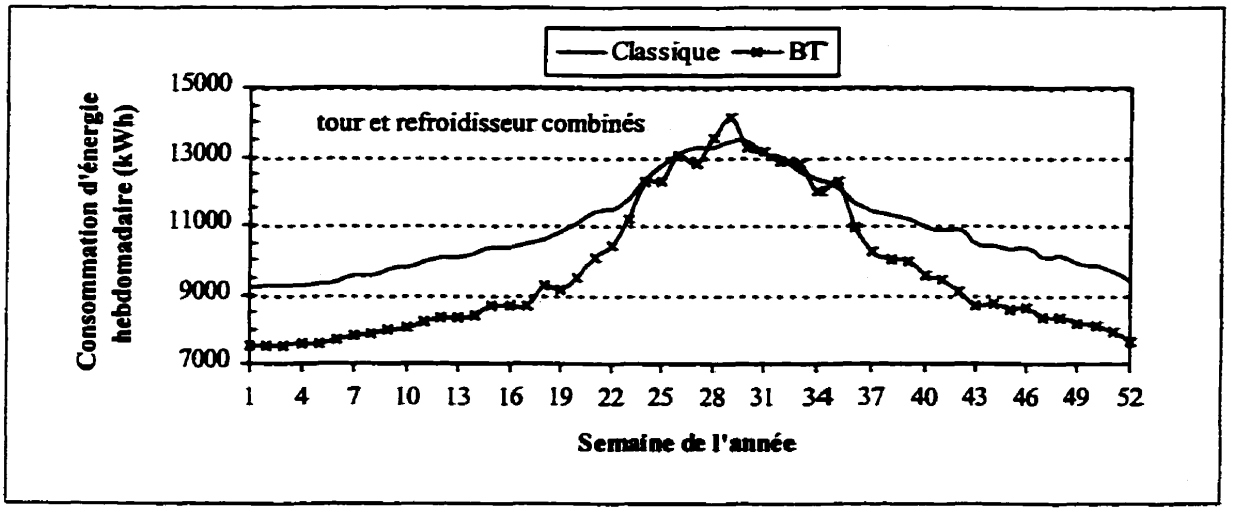


Figure 6.7 - Profils annuels de la consommation énergétique hebdomadaire du refroidisseur et de la tour, pour les modes d'opération Classique et BT (Montréal, Qc).

De plus, en additionnant la consommation énergétique du refroidisseur et de la tour, on peut constater que la consommation du système en mode BT s'approche, et dépasse même par moments, celle du système en mode Classique, pour les semaines 24 à 35 (illustré à la figure 6.7). Ainsi, on conclut que le mode BT, tel qu'il est appliqué dans cette étude, ne semble pas minimiser la consommation totale du système de climatisation pendant toute l'année. Une analyse plus poussée permettrait de déterminer la température pour laquelle la consommation pendant cette période serait minimale.

6.5.4 Résultats du mode d'opération de refroidissement naturel indirect (RNI)

Finalement, on retrouve au tableau 6.6 la consommation énergétique annuelle des composantes du système de climatisation lorsque celui-ci opère en mode RNI. Parallèlement, la figure 6.8 illustre l'évolution de la consommation de chacune des composantes pour chaque semaine de l'année.

Tableau 6.6 - Consommation annuelle totale des composantes du système de climatisation opérant en mode RNI (Montréal, Qc).

Composante	kW·h	%
Pompes de circulation :	119 278	25,9
Refroidisseur :	330 871	71,8
Ventilateur de la tour de refroidissement :	10 671	2,3
Total :	460 820	100,0

Tel qu'anticipé, l'application du mode RNI permet de réaliser des économies importantes sur la consommation annuelle du refroidisseur. En effet, comparativement au mode Classique, ce dernier consomme 234 818 kW·h de moins (-41,5 %). On constate aussi que le refroidisseur est à l'arrêt pendant la presque totalité des semaines hivernales (semaines 1 à 11 et 48 à 52). Au total, on dénombre annuellement 4 237 heures (48,3 %) d'application du mode RNI, déterminé à l'aide des résultats horaires obtenus de la simulation. En contre partie, on peut observer une légère augmentation de la consommation des pompes (de 12 906 kW·h, ou +12,6 %). Cette augmentation est provoquée par les pertes de charge additionnelles qui sévissent dans l'échangeur à plaques.

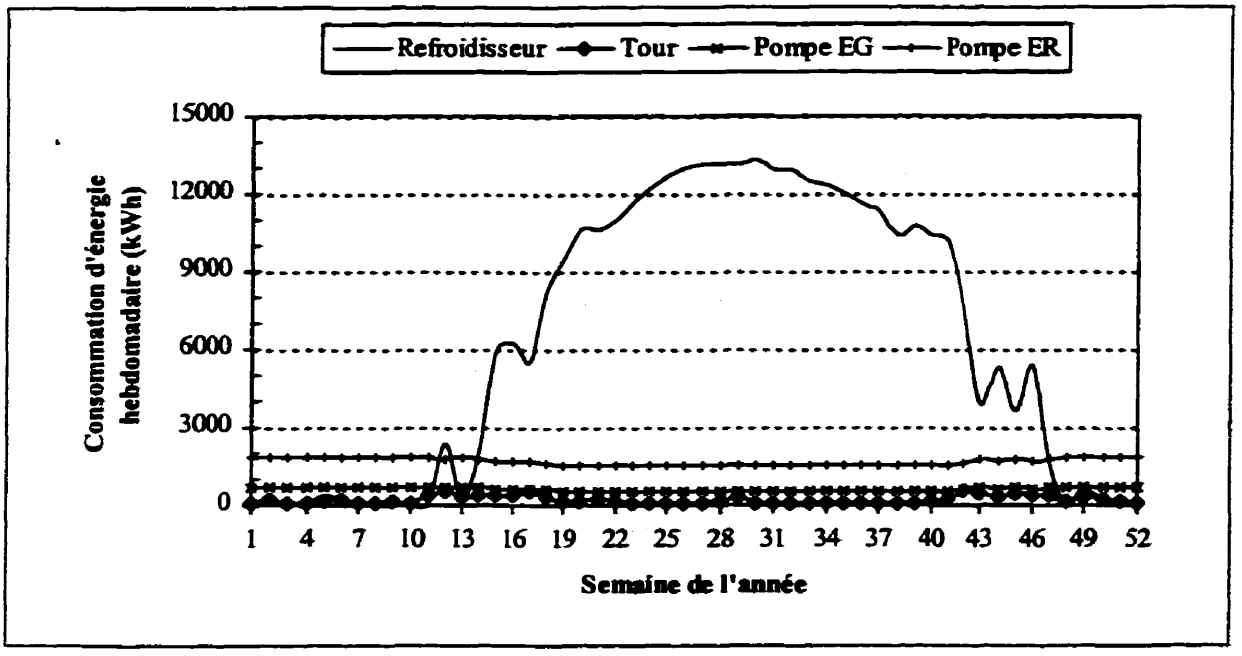


Figure 6.8 - Profil annuel de la consommation énergétique des composantes du système de climatisation opérant en mode RNI (Montréal, Qc).

Finalement, tout comme pour le mode BT, le ventilateur de la tour de refroidissement enregistre une grande augmentation de sa consommation énergétique qui se chiffre à 8 922 kW·h (+510 %). Par contre, cette augmentation est bien moins importante que l'augmentation observée lors de l'application du mode BT. Notons qu'elle pourrait néanmoins être réduite en utilisant une tour de dimensions supérieures, possédant ainsi une plus grande surface d'échange afin qu'elle soit en mesure de produire de l'eau à la température désirée plus longtemps pendant l'année (Murphy, 1991).

Globalement, on observe que l'application du mode RNI permet de réaliser des économies annuelles de 212 990 kW·h (-31,6 %), ce qui en fait le mode d'opération le plus économique parmi ceux étudiés jusqu'à présent.

6.6 Combinaison des modes d'opération

Suite aux observations réalisées précédemment, il est possible de combiner certains modes d'opération afin de réaliser de plus grandes économies d'énergie. Les paramètres de combinaisons étudiées sont résumés au tableau 6.7.

Tableau 6.7 - Paramètres des modes d'opération hybrides étudiés.

Paramètre	Mode d'opération		
	Classique	DR-BT	RNI-DR
Refroidissement naturel indirect :	non	non	oui
Température de l'eau à la sortie de la tour :	29,4 °C	18,3 °C	5,0 °C
Débit d'eau glacée :	37,9 kg/s	28,4 kg/s	28,4 kg/s
Débit d'eau de refroidissement :	47,1 kg/s	31,4 kg/s	31,4 kg/s

Tout d'abord, une combinaison des modes DR et BT est simulé (mode DR-BT). En effet, on observe que le mode BT permet de réduire la consommation du refroidisseur, alors qu'elle se trouve augmentée lors de l'application du mode DR; une combinaison de ces deux modes permet ainsi de profiter des économies sur le pompage, tout en neutralisant une partie de l'augmentation au niveau du refroidisseur. Par ailleurs, une diminution du débit circulé dans la tour (mode DR) permet de réduire la consommation du ventilateur, tel qu'indiqué dans la section 6.5.2. Par conséquent, l'augmentation de la consommation de la tour, suite à l'application du mode BT, est amoindrie. En bref, la combinaison de ces deux modes permet de réaliser des économies plus importantes que pour chacun des deux pris séparément.

Par ailleurs, tel que mentionné à la section 6.5.4, l'augmentation de la perte de charge dans les circuits d'eau, due à la présence de l'échangeur à plaques, entraîne une consommation accrue des pompes. Cette augmentation neutralise 5,5 % du gain réalisé sur le refroidisseur suite à l'application du mode RNI. Une réduction du débit circulé dans l'échangeur permet de compenser pour une partie de cette augmentation. Toutefois, tel que mentionné précédemment, cette réduction affecte l'efficacité de l'échangeur. Ainsi, une autre simulation du mode RNI est réalisée, dans laquelle les débits d'eau circulés correspondent à ceux du monde DR. L'efficacité du mode RNI est déterminée en comparant les résultats de la simulation avec ceux du mode DR, plutôt qu'avec ceux du mode Classique. Cette simulation porte la désignation RNI-DR.

6.6.1 Résultats du mode d'opération hybride BT-DR

Le tableau 6.8 présente les résultats obtenus suite à la simulation du mode hybride DR-BT. Tout d'abord, la consommation des pompes est la même que pour le mode d'opération DR, puisqu'on utilise les mêmes conditions d'opération. Par ailleurs, la consommation du ventilateur de la tour de refroidisseur est grandement augmentée, tout comme pour le mode BT. Cependant, l'augmentation est moindre que pour ce premier cas, étant inférieure de 2 426 kW·h (-7,8 %). Ce résultat confirme les prévisions annoncées, suite aux observations faites à la section 6.5.2. Du côté du refroidisseur, on constate qu'il consomme effectivement 103 314 kW·h de moins que sous le mode DR

(-17,6 %) alors qu'il consomme 14 761 kW·h de plus (+3,1 %) comparativement au mode BT. Au total, l'opération en mode BT-DR permet de réaliser des économies de 100 250 kW·h par rapport au mode Classique (-14,9 %), 76 524 kW·h par rapport au mode DR (-11,8 %), et 36 571 kW·h par rapport au mode BT (-6,0 %). Par contre, il n'est pas aussi efficace que le mode RNI, consommant 112 740 kW·h de plus que ce dernier (+24,5 %).

Tableau 6.8 - Consommation énergétique annuelle des modes d'opération hybrides (Montréal, Qc).

Composantes	Classique		DR-BT		RNI-DR	
	kW·h	%	kW·h	%	kW·h	%
Pompes de circulation :	106 372	15,8	57 466	10,0	61 501	14,4
Refroidisseur :	565 689	84,0	487 446	85,0	358 192	83,6
Ventilateur de la tour de refroidissement :	1 749	0,2	28 648	5,0	8 867	2,0
Total :	673 810	100,0	573 560	100,0	428 561	100,0

6.6.2 Résultats du mode d'opération hybride RNI-DR

Les résultats de la simulation du mode hybride RNI-DR se retrouvent aussi dans le tableau 6.8. Tout d'abord, en consultant les résultats horaires, on constate que le mode RNI-DR peut être en opération 118 heures de moins par année que le mode RNI, pour un total annuel de 4 119 heures de refroidissement naturel. Cette réduction du nombre d'heures de RNI s'explique en considérant que les débits réduits nuisent à l'échange thermique ayant lieu dans l'échangeur à plaques. Par conséquent, la température de l'eau

glacée obtenue du coté chaud de l'échangeur est moins souvent inférieure à la température ciblée délimitant le refroidissement naturel (6,88 °C).

De plus, on constate que la consommation énergétique du mode RNI-DR est réduite de 32 252 kW·h par rapport au mode RNI (-7,0 %), principalement due à la réduction annuelle de la consommation énergétique des pompes; ces dernières consomment 57 777 kW·h de moins (-48,4 %). De son coté, le ventilateur de la tour contribue à la réduction pour 1 804 kW·h (-16,9 %). Ces réductions sont cependant en partie annulées par l'augmentation de la consommation du refroidisseur de 27 321 kW·h (+8,3 %), suite à la diminution des débits d'eau.

6.7 Influence des conditions climatiques selon les modes d'opération

La performance de chacun des modes d'opération est dépendante des conditions climatiques. En effet, les conditions climatiques affectent la capacité de la tour de refroidissement de produire de l'eau froide; un climat plus humide a pour effet d'augmenter la moyenne des températures de l'eau à la sortie de la tour (figure 2.7). Il est bon de rappeler que, dans le cadre de cette étude, la charge de climatisation est indépendante du climat. Donc, les comparaisons qui suivent concernent uniquement les différences de consommation énergétique des modes d'opération.

Tableau 6.9 - Climats étudiés.

Ville	Température, 1 % (°C)				°C-jours[7] de BH sous 7 °C	°C-jours de BH sous 18 °C
	BS	BHM	BH	BSM		
Atlanta, Ga	33,0	23,0	24,0	30,0	539	2 365
Denver, Co	32,0	15,0	17,0	27,0	1 635	4 913
Kansas City, Mo	34,0	24,0	25,0	32,0	1 156	3 433
Los Angeles, Ca	27,0	18,0	20,0	25,0	54	1 964
Miami, Fl	32,0	25,0	26,0	30,0	14	341
Montréal, Qc	28,1	20,9	22,0	26,5	2 368	5 302
New-York, NY	32,0	23,0	24,0	29,0	1 096	3 563
San Antonio, Tx	35,0	23,0	25,0	30,0	173	1 509
Vancouver, BC	23,2	17,6	18,0	22,4	645	3 677
Winnipeg, Mb	29,0	19,6	20,9	26,8	3 392	6 590

Le tableau 6.9 présente les caractéristiques des climats qui sont étudiés, représentés par des villes témoins. À titre comparatif, on y retrouve aussi les caractéristiques du climat de Montréal. Les températures 1 % sont les valeurs de design suggérées par ASHRAE (1997) pour lesquelles la température observée pendant l'année est au-dessus des valeurs indiquées seulement 1 % du temps. Les deux premières colonnes indiquent la température du bulbe sec de design 1 % (BS) ainsi que la température moyenne correspondante du bulbe humide (lorsque le bulbe sec est à 1 %, BHM) et vice-versa pour les deux colonnes suivantes (BH et BSM). Finalement, les deux dernières colonnes présentent le nombre annuel de °C-jours de température du bulbe humide sous 7 °C et sous 18 °C, respectivement.

---

[7] Somme de la différence de température entre la température extérieure et la température de référence, sur toutes les heures de l'année.

Un regard rapide sur le tableau révèle certains faits intéressants. En premier lieu, selon le critère de Kallen (1982), donné au chapitre un, on remarque que seulement deux villes semblent avoir un climat propice à l'application du mode RNI. En effet, seules Montréal et Winnipeg enregistrent plus de 2 200 °C-jours de température de bulbe humide sous 7 °C. De plus, Denver, la ville arrivant au troisième rang, est loin derrière les deux autres; elle n'enregistre que 1 636 °C-jours. Par conséquent, le RNI ne devrait donner de bons résultats que pour Montréal et Winnipeg.

Par ailleurs, on constate que Atlanta, Los Angeles, San Antonio et Vancouver, des villes au climat sec ou tempéré, semblent être des villes privilégiant l'application du mode BT. En effet, ces villes ont un beaucoup plus grand nombre de °C-jours sous 18 °C par rapport au nombre de °C-jours sous 7 °C. À un moindre titre, Kansas City et New York font aussi partie de ce groupe, ayant par ailleurs toutes deux un climat très semblable.

Finalement, Miami semble être pourvu d'un climat ne favorisant l'application que du mode d'opération DR. En effet, son climat est plutôt humide toute l'année, ce qui nuit considérablement à l'efficacité de la tour de refroidissement.

6.7.1 Performance du mode d'opération Classique selon le climat

On retrouve au tableau 6.10 les résultats des simulations du mode Classique pour chacun des climats. Il est intéressant de remarquer que la consommation énergétique du système demeure relativement constante dans tous les cas; la différence entre les cas extrêmes est de seulement 9 198 kW·h (1,4 % par rapport à la moyenne des consommations énergétiques). Ainsi, le climat semble avoir un effet relativement mineur sur la consommation d'un système opérant sous le mode Classique.

Tableau 6.10 - Résultats de la simulation du mode d'opération Classique pour tous les climats.

Ville	Consommation énergétique (kW·h)			
	Pompes	Tour de refroidissement	Refroidisseur	Total
Atlanta, Ga	106 371, toutes les villes	4 305	567 002	677 678
Denver, Co		1 125	566 992	674 489
Kansas City, Mo		4 302	567 024	677 697
Los Angeles, Ca		1 831	567 037	675 239
Miami, Fl		10 210	567 114	683 696
Montréal, Qc		1 746	567 036	675 153
New-York, NY		2 594	567 013	675 979
San Antonio, Tx		5 587	567 032	678 991
Vancouver, BC		1 181	567 029	674 582
Winnipeg, Mb		1 218	567 009	674 598

Cependant, la tour de refroidissement enregistre de grandes variations dans sa consommation, allant de 1 125 kW·h à Denver jusqu'à 10 210 kW·h à Miami. Sachant que la performance de la tour est dépendante de la température humide (chapitre deux), on pourrait s'attendre que celle-ci soit proportionnelle aux indicateurs de niveau

d'humidité du climat (c'est-à-dire, le nombre de °C-jours de bulbe humide). Cependant, ce n'est pas le cas. Ce lien semble plutôt exister avec la température 1 % de bulbe humide, tel qu'indiqué au tableau 6.9. En effet, plus cette température est élevée, plus la consommation de la tour est élevée.

6.7.2 Performance du mode d'opération à débit réduit (DR) selon le climat

Le tableau 6.11 présente les résultats obtenus suite à l'application du mode d'opération DR pour les différents climats étudiés. Tel que prévu, la consommation du refroidisseur s'en trouve augmentée d'une quantité comparable, peu importe le climat. Du côté de la tour, la consommation de cette dernière est diminuée suite à la réduction du débit d'eau de refroidissement, tel qu'anticipé. Cette diminution varie de -21 % pour Denver jusqu'à -31 % pour Miami.

Cette observation peut facilement être expliquée en sachant que, pour un débit donné, l'approche entre la température de l'eau à la sortie de la tour et la température humide à l'entrée de celle-ci s'accroît à mesure que la température humide diminue (Goswami et Reveliotty, 1987). Par conséquent, le mode d'opération DR est plus particulièrement avantageux aux climats chauds et humides qu'aux autres climats.

Tableau 6.11 - Résultats de la simulation du mode d'opération DR pour tous les climats.

Ville	Consommation énergétique (kW·h)			
	Pompes	Tour de refroidissement	Refroidisseur	Total
Atlanta, Ga	57 466, toutes les villes	3 082	591 229	651 776
Denver, Co		884	591 170	649 520
Kansas City, Mo		3 048	591 207	651 720
Los Angeles, Ca		1 416	591 202	650 084
Miami, Fl		7 071	591 298	655 834
Montréal, Qc		1 301	591 334	650 101
New York, NY		1 897	591 223	650 585
San Antonio, Tx		4 004	591 187	652 656
Vancouver, BC		927	591 192	649 585
Winnipeg, Mb		937	591 297	649 699

Tableau 6.12 - Résultats de la simulation du mode d'opération BT pour tous les climats.

Ville	Consommation énergétique (kW·h)			
	Pompes	Tour de refroidissement	Refroidisseur	Total
Atlanta, Ga	106 371, toutes les villes	63 455	485 586	655 413
Denver, Co		21 482	470 383	598 236
Kansas City, Mo		51 184	482 849	640 404
Los Angeles, Ca		48 519	474 087	628 977
Miami, Fl		114 039	506 870	727 281
Montréal, Qc		31 090	473 919	611 380
New-York, NY		44 309	477 772	628 452
San Antonio, Tx		80 226	492 487	679 084
Vancouver, BC		24 902	470 623	601 897
Winnipeg, Mb		23 558	471 731	601 661

6.7.3 Performance du mode d'opération à basse température (BT) selon le climat

On retrouve au tableau 6.12 les résultats des simulations du mode d'opération BT réalisées pour les climats à l'étude. Tel qu'observé à la section 6.5.2, l'application du mode d'opération BT permet effectivement de réduire la consommation de tout le système pour tous les climats, à l'exception des plus chauds et humides d'entre eux. En effet, la consommation pour le climat de Miami est substantiellement accrue. Du côté de San Antonio, les économies réalisées au refroidisseur sont annulées par l'augmentation de la consommation de la tour. Il est mentionné au chapitre deux que la tour de refroidissement a été choisie en fonction d'une température maximale de bulbe humide de 25,6 °C (voir chapitre deux). Ainsi, puisque la température humide 1 % de San Antonio est de 25 °C et que celle de Miami est de 26 °C, il semble qu'il soit inutile de tenter d'appliquer le mode BT si la température de design de la tour est près ou inférieure à la température humide de design 1 % du climat. Cependant, il est quand même possible de réaliser des économies en tenant compte des remarques formulées à la section 6.5.3.

À l'opposé, les villes se trouvant dans les climats les plus secs (Denver, Vancouver et Winnipeg) réalisent des économies importantes d'énergie, qui sont de l'ordre de 75 000 kW·h par année. En bref, tout comme pour le mode d'opération DR, la performance du système de climatisation opérant sous le mode BT est directement proportionnelle à la température humide de design 1 %.

6.7.4 Performance du mode de refroidissement naturel (RNI) selon le climat

Finalement, le tableau 6.13 présente les résultats obtenus suite aux simulations du mode d'opération RNI. Il y a peu de surprises dans cette dernière simulation. En premier lieu, on observe qu'il y a une grande variation du nombre d'heures pendant lesquelles le mode RNI est utilisé. En fonction des villes, le nombre va de 78 heures pour Miami, jusqu'à 4 720 heures pour Winnipeg. Cette variation correspond au nombre de °C-jours de température humide sous 7 °C, tel qu'indiqué dans le tableau 6.9; plus le nombre de °C-jours augmente, plus le nombre d'heures de RNI augmente.

Tableau 6.13 - Résultats de la simulation du mode d'opération RNI pour tous les climats.

Ville	Consommation énergétique (kW·h)				# heures de RNI
	Pompes	Tour de refroidissement	Refroidisseur	Total	
Atlanta, Ga	111 074	10 260	487 996	609 329	1 543
Denver, Co	118 349	12 872	361 073	492 294	3 930
Kansas City, Mo	114 975	13 211	418 070	546 256	2 823
Los Angeles, Ca	107 295	4 419	554 032	665 746	303
Miami, Fl	106 609	10 831	563 783	681 223	78
Montréal, Qc	119 281	10 683	331 463	461 427	4 236
New-York, NY	115 505	12 764	407 089	535 358	2 997
San Antonio, Tx	108 602	9 919	533 460	651 982	732
Vancouver, BC	113 262	12 059	457 038	582 359	2 261
Winnipeg, Mb	120 756	9 265	302 606	432 628	4 720

D'un autre côté, la consommation du ventilateur de la tour n'obéit pas à la même proportionnalité. En effet, deux climats ayant la même consommation à la tour n'entraînent pas nécessairement le même nombre d'heures de RNI. Par exemple, Atlanta et Montréal ont toutes deux une consommation d'environ 10 000 kW·h, alors que Montréal a un nombre d'heures de RNI plus de 2,7 fois plus élevé. De leur coté, San Antonio et Winnipeg ont aussi une consommation à la tour d'un même ordre de grandeur (une moyenne de 9 500 kW·h); cependant, le nombre d'heures de RNI à Winnipeg est plus de 6,4 fois plus élevé. Par conséquent, il est difficilement possible de prédire la consommation énergétique à la tour suite à l'application du mode d'opération RNI. Malgré tout, comparativement aux autres modes étudiés, le mode d'opération RNI est celui qui permet de réaliser les plus grandes économies pour tous les climats. Celles-ci atteignent jusqu'à 241 970 kW·h (ou -35,9 %) pour Winnipeg.

Cependant, les climats pour Miami, Los Angeles et San Antonio sont des exceptions à cette règle. Dans le cas de Los Angeles, le mode le plus économique est le mode d'opération BT. En effet, bien que le nombre de °C-jours semble plutôt faible, la température humide à 1 % est de 20 °C, ce qui suggère qu'il y a en fait un grand nombre d'heures au cours de l'année pendant lesquelles la température humide est tout juste sous 18 °C. Cette réalité permet ainsi de réaliser des économies modestes pour une heure donnée, mais qui se répètent très souvent au cours de l'année.

Pour ce qui est de Miami, c'est le mode d'opération DR qui est celui qui doit être privilégié. Puisque ce climat est très humide, il est en effet plus avantageux d'utiliser ce mode plutôt qu'un autre qui se fit principalement sur la performance de la tour pour réaliser des économies. On constate finalement que les modes d'opération DR et RNI offrent des économies semblables pour le climat de San Antonio.

CONCLUSION

7.1 Revue des objectifs de l'étude

Un système de climatisation a pour tâche principale de produire de l'air aux conditions d'alimentation requise afin de satisfaire la demande en climatisation du bâtiment qu'il dessert. La quantité d'énergie consommée par le refroidisseur est une fraction importante de la consommation énergétique totale du système de climatisation. Selon les résultats obtenus au chapitre six (excluant la consommation des ventilateurs de la centrale de traitement d'air), cette fraction représente en moyenne près de 85 % du total, pour un système fonctionnant selon des conditions d'opération usuelles. Ainsi, il est intéressant d'étudier des modes d'opération qui permettent de réduire la consommation énergétique du refroidisseur puisque cette réduction peut avoir un impact important sur la consommation totale du système.

Le refroidissement naturel indirect est l'une des options qui permettent de réduire la consommation du refroidisseur (figure 1.3). Dans ce cas, le refroidisseur est remplacé par un échangeur à plaques. Lorsque la température de l'eau de refroidissement obtenue de la tour est suffisamment basse, le refroidisseur est mis à l'arrêt et l'eau glacée est produite à l'aide de l'échangeur à plaques, ce qui permet d'économiser la consommation du refroidisseur qui aurait lieu à ce moment. En général, il est possible de profiter du

refroidissement naturel indirect lorsque la différence entre la température de l'eau obtenue de la tour et la température d'eau glacée désirée (typiquement 6,67 °C) est inférieure à 1 °C. Puisque la température de l'eau obtenue de la tour tend à s'approcher de la température humide de l'air, la performance de la tour de refroidissement est intimement liée aux conditions climatiques. Par conséquent, l'influence du climat sur la performance du refroidissement naturel doit être étudié.

7.2 Méthodologie utilisée

La présente étude a donc pour but d'étudier le refroidissement naturel indirect et d'en comparer la performance avec certains modes économiseurs d'énergie en fonction du climat. Afin de simuler le comportement du système de climatisation, le programme de simulation TRNSYS est utilisé. Ce programme permet de simuler des systèmes thermiques dans lesquels chaque composante est modélisée à l'aide du modèle correspondant. Un grand nombre de modèles est disponible dans la bibliothèque de TRNSYS. Notamment, on y retrouve un modèle de tour de refroidissement, de refroidisseur ainsi que de serpentin de refroidissement. Par ailleurs, l'usager peut aisément ajouter un nouveau modèle ou modifier un modèle existant car TRNSYS possède une architecture ouverte qui donne un accès complet au code source (en FORTRAN).

7.3 Contributions de la présente étude

7.3.1 Ajouts et modifications à la bibliothèque de TRNSYS

Outre les résultats obtenus (décrits ci-dessous), il y a un certain nombre de contributions additionnelles reliées à TRNSYS qui permettent d'atteindre l'objectif poursuivi. Tout d'abord, il faut mentionner que la présente étude est la première du groupe de recherche du professeur Bernier qui utilise TRNSYS. Dans de telles conditions, il est nécessaire de faire un certain travail d'apprentissage inhérent à la première utilisation d'un logiciel aussi complexe que TRNSYS.

Par ailleurs, tel que mentionné précédemment, le système simulé est constitué d'une tour de refroidissement, d'un refroidisseur, d'un serpentin de refroidissement ainsi que de deux pompes de circulation. Aussi, lorsque le mode de refroidissement naturel indirect est simulé, un modèle d'échangeur à plaques doit être employé. Le modèle de tour de refroidissement disponible dans la bibliothèque de base de TRNSYS ne permet pas de simuler une tour à courant-croisé, typiquement employée dans l'industrie. Par conséquent, quelques modifications sont apportées au modèle existant (ces modifications sont décrites à la section 2.4). Similairement, le modèle de refroidisseur fourni avec TRNSYS est remplacé par un autre utilisant une corrélation plus élaborée afin d'obtenir un comportement plus fidèle à la réalité. En effet, la corrélation utilisée par le modèle existant ne tient pas compte de l'impact sur la performance du refroidisseur d'une variation de débits à l'évaporateur et au condenseur (section 4.3). De son coté, le mode

de refroidissement naturel indirect est typiquement utilisé en collaboration avec un échangeur à plaques. Puisque ce type d'échangeur n'est pas disponible dans la bibliothèque de TRNSYS, un modèle est contrsuit et est ajouté à cette dernière (section 5.2, et Genest, 1998). Enfin, il est nécessaire d'appliquer un certain contrôle sur le système afin de régulariser le fonctionnement de la tour de refroidissement et du refroidisseur. Le cas échéant, la charge de refroidissement satisfaite peut être différente d'une simulation à l'autre, ce qui réduit la portée des conclusions qu'on peut en tirer. Par conséquent, des contrôleurs conçus à cet effet modulent le ventilateur de la tour ainsi que la quantité d'eau qui circule dans le serpentin de refroidissement (section 6.3.5).

7.3.2 Simulations et résultats

Une première simulation est réalisée en utilisant les conditions de débit et de température typiquement utilisées dans de tels systèmes; à titre de référence, ce mode d'opération porte la désignation de mode Classique. Les résultats obtenus suite à la simulation de ce mode permettent d'évaluer la performance du mode de refroidissement naturel indirect (ou RNI). Un profil générique de charge, indépendant du climat, est utilisé pendant chaque simulation. Ce profil qui présente une pointe de 880 kW (250 tonnes) est présenté à la section 6.3.1. Cette valeur sert de critère de sélection des différentes composantes du système.

Par ailleurs, bien que cette étude porte principalement sur le mode RNI, d'autres modes d'opération sont aussi examinés. En effet, il existe deux autres alternatives couramment employées afin de réduire la consommation du système. Ainsi, on peut préconiser la réduction des débits à l'évaporateur et au condenseur (mode d'opération à Débit Réduit, ou DR), ce qui permet de réduire la consommation des pompes de circulation tout en améliorant la performance de la tour de refroidissement. Ou encore, il est possible de diminuer la température de l'eau obtenue de la tour de refroidissement (mode d'opération à Basse Température, ou BT), ce qui améliore la performance du refroidisseur. L'avantage de ces deux modes sur le mode RNI est qu'ils sont simples à mettre en service, ne requérant que quelques changements dans les points de consignes d'un système existant. Cependant, ils sont potentiellement beaucoup moins efficaces que ce dernier.

Tableau 7.1 - Conditions des modes d'opération simulés.

Paramètre	Mode d'opération					
	Classique	DR	BT	RNI	DR-BT	RNI-DR
Refroidissement naturel indirect :	non	non	non	oui	non	oui
Température de l'eau à la sortie de la tour :	29,4 °C	29,4 °C	18,3 °C	6,0 °C	18,3 °C	6,0 °C
Débit d'eau glacée :	37,9 kg/s	28,4 kg/s	37,9 kg/s	37,9 kg/s	28,4 kg/s	28,4 kg/s
Débit d'eau de refroidissement :	47,1 kg/s	31,4 kg/s	47,1 kg/s	47,1 kg/s	31,4 kg/s	31,4 kg/s

Finalement, deux derniers modes sont étudiés : DR-BT, et RNI-DR. Ces deux modes combinent les conditions d'opération des modes décrits précédemment afin d'évaluer les

économies supplémentaires réalisables. Les conditions d'opération de tous les modes sont détaillées au tableau 7.1.

7.3.2.1 Performance des modes d'opération pour le climat de Montréal, Qc.

Une première série de simulations est réalisée avec le climat de Montréal, Qc; les résultats obtenus sont présentés au tableau 7.2. En premier lieu, l'application du mode DR entraîne une augmentation de la consommation du refroidisseur puisque l'écart entre les températures d'évaporation et de condensation du réfrigérant est augmenté. Par contre, on peut réaliser quelques économies additionnelles à l'aide de la tour, puisque cette dernière est plus efficace lorsque le débit est plus faible. Au total, l'application du mode DR permet de réduire la consommation du système de 3,4 %, principalement due à une réduction de la consommation des pompes de 46,2 %.

Tableau 7.2 - Consommation annuelle (kW·h) du système de climatisation, pour tous les modes étudiés (Montréal, Qc).

Composante	Mode d'opération					
	Classique	DR	BT	RNI	DR-BT	RNI-DR
Pompes :	106 372	57 465	106 372	119 278	57 466	61 501
Refroidisseur :	565 689	591 314	472 685	330 871	487 446	358 192
Ventilateur de la tour de refroidissement :	1 749	1 304	31 074	10 671	28 648	8 867
Total :	673 810	650 084	610 131	460 820	573 560	428 561

De leur côté, les résultats obtenus pour le mode BT indiquent que celui-ci est nettement plus économique que le précédent. En effet, la consommation du refroidisseur est réduite

de 16,4 % puisque la basse température de l'eau à l'entrée du condenseur permet de réduire la différence de température d'évaporation et de condensation du réfrigérant. Et, malgré une augmentation substantielle de la consommation de la tour (plus de 17 fois plus élevée), la consommation totale est réduite de 9,4 %.

Par ailleurs, la combinaison des deux modes étudiés précédemment permet de réaliser quelques économies supplémentaires. En effet, l'augmentation de la consommation du refroidisseur observée avec le mode DR est réduite de moitié grâce à la contribution du mode BT, ce qui permet de réaliser des économies à ce chapitre par rapport au mode Classique. Additionné aux économies réalisées sur la consommation des pompes, le mode DR-BT réduit la consommation totale du système de 14,9 %.

Comparativement à ces trois premiers modes, le mode RNI est de loin le plus performant. En effet, la consommation totale du système est réduite de 31,6 % grâce à une forte réduction de la consommation du refroidisseur (de 41,6 %). Pour les mêmes raisons énumérées que pour le mode BT, on constate cependant une légère augmentation de la consommation des pompes, principalement due à une perte de pression additionnelle dans l'échangeur à plaques, ainsi qu'une forte augmentation de la consommation de la tour.

Finalement, en combinant le mode RNI avec le mode DR, on peut réaliser des économies supplémentaires. En effet, la pénalité subie par le refroidisseur suite à la réduction des débits est amplement compensée par les économies réalisées sur la consommation des

pompes et de la tour puisque la consommation de ces deux derniers augmente avec l'application du mode RNI. Par ailleurs, la réduction du débit d'eau de refroidissement permet de diminuer la température obtenue à la sortie de la tour, ce qui permet de réaliser du refroidissement naturel un peu plus longtemps pendant l'année. En bref, l'application du mode RNI-DR permet de réduire la consommation totale du système de 36,4 %.

Suite à l'étude des résultats obtenus et résumés ci-dessus, on peut conclure qu'il est très avantageux pour tout système de climatisation situé à Montréal qui soit en opération toute l'année d'être conçu ou modifié afin d'appliquer un des modes d'opération étudiés. Dans le cas d'un nouveau système, le choix devrait de préférence se poser sur le mode de refroidissement naturel indirect ou le mode RNI-DR, ceux-ci étant de loin les plus performants. Par contre, si on désire améliorer la performance d'un système existant, il est plus simple d'abaisser la température de l'eau de refroidissement produite par la tour ou de réduire les débits de pompage.

7.3.2.2 Performance des modes d'opération pour tous les climats

La performance des quatre principaux modes à l'étude est enfin simulée en fonction de plusieurs conditions climatiques différentes, chacune étant représentée par une ville d'Amérique du Nord. Les villes sélectionnées ainsi que les résultats obtenus sont présentés au tableau 7.3.

Tableau 7.3 - Sommaire des résultats pour tous les modes d'opération, pour tous les climats.

Ville	Mode d'opération				
	Classique	DR	BT	RNI	heures de RNI
Atlanta, Ga	677 678	651 776	655 413	609 329	17,6 %
Denver, Co	674 489	649 520	598 236	492 294	44,9 %
Kansas City, Mo	677 697	651 720	640 404	546 256	32,2 %
Los Angeles, Ca	675 239	650 084	628 977	665 746	3,5 %
Miami, Fl	683 696	655 834	727 281	681 223	0,9 %
Montréal, Qc	675 153	650 101	611 380	461 427	48,4 %
New York, NY	675 979	650 585	628 452	535 358	32,2 %
San Antonio, Tx	678 991	652 656	679 084	651 982	8,4 %
Vancouver, BC	674 582	649 585	601 897	582 359	25,8 %
Winnipeg, Mb	674 598	649 699	601 661	432 628	53,9 %

À partir de ceux-ci, on constate que le mode d'opération RNI est le plus performant de tous les modes pour tous les climats, à l'exception des climats chauds et humides (tel que celui de Miami). En effet, lorsque le climat est froid et sec, ce mode est applicable pendant une très grande partie de l'année (au moins 45 % du temps) et permet de réaliser d'importantes économies, ce qui réduit ainsi la consommation totale du système de 27 % (à Denver) jusqu'à 36 % (à Winnipeg). En comparant avec les modes DR et BT, on constate que ces économies sont nettement supérieures aux économies réalisables avec ces autres modes. Bref, plus le climat est froid et sec, plus l'application du mode RNI permet de réaliser des économies importantes sur la consommation du système de climatisation.

Dans le cas des climats plus tempérés, le mode RNI est aussi celui qui permet de réaliser les plus grandes économies. Cependant, les économies réalisables sont beaucoup plus

faibles que pour les climats plus froids et peuvent ne pas être attrayantes face à des considérations d'ordre économique. Dans de tels cas, on privilégie principalement le mode BT, sauf dans le cas des climats plus chauds (Atlanta, par exemple). Face à de telles conditions climatiques, il est préférable d'appliquer le mode DR.

Et finalement, du côté des climats chauds et humides, il est plus difficile de tirer des conclusions générales. À Los Angeles par exemple, le mode BT est le plus performant des modes étudiés. En effet, les données climatiques suggèrent qu'il y a un grand nombre d'heures pour lesquelles la température humide de l'air est sous 18 °C, permettant de profiter du mode BT plus souvent pendant l'année, comparativement aux autres climats chauds. Du côté de Miami, le mode DR est le plus économique des quatre modes étudiés; le mode BT augmente en effet la consommation annuelle du système d'environ 6,4 %, alors que le mode RNI ne permet pas de réaliser d'économie par rapport au mode Classique, ou très peu. Et finalement, l'utilisation des modes DR et RNI à San Antonio permettent de réaliser des économies totales équivalentes, alors que l'application du mode BT entraîne la même consommation qu'avec le mode Classique. D'une façon générale, dans le cas de ces climats, le mode DR peut être privilégié sans crainte d'inefficacité.

Finalement, il faut mentionner qu'il faut être prudent lorsqu'on applique le mode BT. En effet, tel que souligné dans le chapitre six, il est possible que la consommation énergétique totale du système soit plus élevée pendant la période estivale, c'est-à-dire

lorsqu'il est impossible pour la tour de produire de l'eau de refroidissement à 18,3 °C. Dans de telles conditions, le ventilateur fonctionne à plein régime inutilement et les économies réalisées au refroidisseur sont inférieures à la consommation additionnelle à la tour. Ainsi, il est préférable de hausser le point de consigne jusqu'à un point optimal de fonctionnement, dans lequel cas, la consommation totale du système serait minimale. Si la recherche de ce point optimal est trop ardue, on peut fixer le point de consigne à la température de 29,4 °C, ce qui ramène le fonctionnement du système aux conditions classiques d'opération.

7.4 Autocritiques

On peut se questionner sur la validité des résultats obtenus, si on considère que la tour a été choisie en fonction d'une température humide de 25,6 °C. On peut choisir une tour située à Montréal, par exemple, en fonction d'une température humide de 22 °C. Ainsi, pour le climat de Montréal, la tour simulée est surdimensionnée, ce qui peut gonfler les économies calculées. Cependant, dans la plupart des climats utilisés dans cette étude, le choix de la tour mène à une tour de mêmes dimensions; seule la puissance du moteur est différente (7,2 kW pour Montréal, comparativement à 14,3 kW pour Miami). Par ailleurs, la plupart des auteurs discutant de ce sujet recommandent de choisir une tour soit de dimensions plus grandes, soit avec un moteur plus puissant, afin de profiter plus longtemps des conditions climatiques favorables.

Une question semblable peut être posée en ce qui concerne l'échangeur à plaques, puisque ses caractéristiques sont déterminées en fonction d'une charge nominale de 880 kW, alors que la charge maximale à satisfaire lorsqu'il est possible de réaliser du refroidissement naturel est beaucoup plus basse. Ainsi, le nombre d'heures de refroidissement naturel indirect et les économies qui en découlent sont aussi grossis. Cependant, la charge maximale qu'il est possible de satisfaire est principalement dépendante de la performance de la tour de refroidissement puisque c'est elle qui fixe la température de l'eau à sa sortie en fonction de la température humide de l'air, du débit d'eau et du rejet thermique à réaliser. Par conséquent, il est jugé que l'impact du surdimensionnement de l'échangeur est faible comparativement au total des économies annuelles.

7.5 Recommandations pour travaux futurs

En conclusion, il est opportun de rappeler que le chapitre un décrit d'autres méthodes pour réaliser du refroidissement naturel. L'une d'entre elles est le refroidissement naturel par partage de charge qui utilise lui aussi un échangeur à plaques afin de réaliser des économies d'énergie (figure 1.4). Lorsque les conditions climatiques le permettent, l'eau glacée qui revient du serpentin est préalablement refroidie par l'eau de refroidissement, ce qui permet de diminuer la consommation énergétique du refroidisseur. Éventuellement, toute l'eau glacée est refroidie par l'intermédiaire de l'échangeur à plaques, et le refroidisseur est alors mis à l'arrêt, tout comme pour le mode de

refroidissement naturel indirect étudié. Bref, il est intéressant de simuler cette méthode afin de déterminer sa performance comparativement aux modes étudiés.

Par ailleurs, pendant l'application du mode RNI, on peut alimenter de l'eau glacée au serpentin à une température plus élevée que lorsque le système est en mode Classique. BAC (1980) indique qu'il est possible d'augmenter la température jusqu'à 10 °C, puisque les besoins en déshumidification sont généralement réduits lorsque le mode RNI est applicable. De cette façon, il peut être appliqué un plus grand nombre d'heures pendant l'année, permettant de réaliser des économies d'énergie encore plus importantes.

On peut aussi étudier un jumelage du mode à Basse Température (BT) avec le refroidissement naturel aéraulique (RNA), qui est décrit au chapitre un. En effet, de par sa nature, le RNA s'applique principalement pendant les saisons froides, période pendant laquelle le mode BT est lui aussi applicable. Par conséquent, il est possible de combiner les deux modes afin de réaliser des économies supplémentaires. En contrepartie, un jumelage des modes RNA et RNI n'apporte que peu d'économies supplémentaires, puisque les deux modes satisfont totalement la charge pendant à peu près la même période de l'année (section 1.4).

BIBLIOGRAPHIE

ALFA-LAVAL (1984). Document publicitaire, No IB67052 F3-9410, Alfa-Laval.

ALFA-LAVAL (1987). Les cahiers Alfa-Laval, Spécial Thermique, No 17.

ASHRAE (1996). ASHRAE Handbook, HVAC Systems and Equipment. American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc., Atlanta.

ASHRAE (1997). ASHRAE Handbook, Fundamentals. American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc., Atlanta.

AUSTIN, S.B. (1993). Chilled Water System Optimization. ASHRAE Journal, Vol. 35, No 7, 50-56.

BAC (1980). Evaporative Cooling. Bulletin, No S610/1-0A. Baltimore Aircoil Company.

BAC (1996). Series 1500 Cooling Towers. Engineering Bulletin, No S249/1-0AA. Baltimore Aircoil Companny.

BAKER, D.R., et SHRYOCK, H.A. (1961). A Comprehensive Approach to the Analysis of Cooling Tower Performance. Journal of Heat Transfer, Transactions of the ASME, Vol. 83, No 8, 339-350.

BAKER, D.R. (1984). Cooling Tower Performance. Chemical Publishing Co., New-York.

BERNIER, M.A. (1995). Thermal Performance of Cooling Towers. ASHRAE Journal, Vol. 37, No 4, 56-61.

BRAUN, J.E., KLEIN, S.A., MITCHELL, J.W. (1989). Effectiveness Models for Cooling Towers and Cooling Coils. ASHRAE Transactions, Vol. 95, No 2, 164-174.

DUBIN, F.S. et LONG, C.G.Jr (1978). Energy Conservation Standards. McGraw-Hill, New-York.

ELMAHDY, A.H. et BIGGS, R.C. (1979). Finned Tube Heat Exchanger : Correlation of Dry Surface Heat Transfer Data. ASHRAE Transactions, Vol. 83, Part 2, 262-273.

FENSTER, L.C. et GRANTIER, A.J. (1981). Natural Cooling. Plant Engineering, Vol. 35, No 24, 87-92.

GENEST, F. et BERNIER, M.A (1997). Performance d'un système à double gaine et double ventilateur en mode de refroidissement naturel. IIIe Colloque Interuniversitaire Franco-Québécois sur la Thermique des Systèmes à Température Modérée, Toulouse, 389-394.

GENEST, F., BERNIER, M.A et BOURRET, B (1998). Production d'eau froide à l'aide d'une tour de refroidissement et d'un échangeur à plaques. 1er séminaire TRNSYS francophone, Nice.

GOSWAMI, D. et REVELIOTTY, C.N. (1987). Free Cooling by cooling tower water. ASHRAE Journal, Vol. 29, No 1, 32-37.

HIPSKIND, J.T., HAWKS, K.H., GOLDSCHMIDT, V.W. et TUMILTY, J.E. (1991). Natural Cooling Cycle in Cooling Towers: Analysis of Utilization. ASHRAE Transactions, Vol. 97, No 2, 1197-1208.

INCROPERA, F.P. et DE WITT, D.P. (1990). Fundamentals of Heat and Mass Transfer. John Wiley & Sons, New-York.

JABER, H., et WEBB, R.L. (1989). Design of Cooling Towers by the Effectiveness-NTU Method. Journal of Heat Transfer, Transactions of the ASME, Vol. 111, No 11, 837-843.

KALLEN, H.P. (1982). Analysis: Off-Peak Cooling Methods To Reduce Energy Consumption. ASHRAE Journal, Vol. 24, No 12, 30-33.

KAO, J.Y. (1985). Control Strategies and Building Energy Consumption. ASHRAE Transactions, Vol. 91, No 2B, 810-817.

KELLY, D.W. (1996). Free Cooling Considerations. Heating / Piping / Air Conditioning, Vol. 68, No 8, 51-56.

KERN, D.Q. et KRAUS, D.A. (1972). Extended Surface Heat Transfer. McGraw-Hill, New-York.

KIRSNER, W. (1996). 3 GPM/Ton Condenser Water Flow Rate : Does It Waste Energy? ASHRAE Journal, Vol. 38, No 2, 63-69.

KIRSNER, W. (1998). Designing for 42 °F Chilled Water Supply Temperature : Does It Save Energy? ASHRAE Journal, Vol. 40, No 1, 37-42.

KUEHN, T.H., RAMSEY, J.W. et THRELKELD, J.L. (1996). Thermal Environmental Engineering. Prentice Hall, New-Jersey.

LOWE, H.J., CHRISTIE, D.G. (1961). Heat Transfer and Pressure Drop Data for Cooling Tower Packings, and Modes Studies of the Resistance of Natural-Draught Tower to Airflow. ASME Heat Transfer Proceedings, Article 113.

MARLEY (1982). The Application of Cooling Tower for Free Cooling. Technical Report, No H-002, The Marley Cooling Tower Company.

MERKEL, F. (1925). Verdunstungskuhlung. VDI Forschungsarbeiten, No 275, Berlin.

MCQUISTON, F.C., et PARKER, J.D. (1994). Heating, Ventilating, and Air Conditionning : Analysis and Design. John Wiley & Sons, New-York.

MURPHY, D. (1991). Cooling towers used for free cooling. ASHRAE Journal, Vol. 33, No 6, 16-26.

NELSON, G.C. (1994). Office Building Saves Costs With Free Cooling and Peak Shaving Systems. ASHRAE Journal, Vol. 36, No 3, 32-34.

PERKINS, D. (1984). Heat Balance Studies For Optimizing Passive Cooling with Ventilation Air. ASHRAE Journal, Vol. 26, No 2, 27-29.

SCHWEDLER, M. (1998). Take It to The Limit... Or Just Halfway? ASHRAE Journal, Vol. 40, No 7, 32-39.

SHELTON, S.V., et JOYCE, C.T. (1991). Cooling Tower Optimization for Centrifugal Chillers. ASHRAE Journal, Vol. 33, No 6, 28-35.

SHELTON, S.V., et WEBER, E.D. (1991). Modeling and Optimization of Commercial Building Chiller/Cooling Tower Systems. ASHRAE Transactions, Vol. 97, No 2, 1209-1216.

SNOEK, C.W., et CIAVAGLIA L.A. (1995). The Impact of Ice-Slurry Based Central Cooling on DSM. Canadian Electrical Association, Electricity '95, No 3, 26-31.

STOECKER, W.F. (1971). Proposed procedures for simulating the performance of components and systems for energy calculations. American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc., New-York.

SUN, T.-Y. (1994). Air Handling System Design. McGraw-Hill, New-York.

TRANE (1985). Heating and Cooling Coils. No COIL-DS-1, The Trane Company.

TRANE (1989). CenTraVac Liquid Chillers, Centrifugal Liquid Chillers/Water Cooled, 130 to 1650 Tons. No CTV-DS-1, The Trane Company.

THRELKELD, J.L. (1970). Thermal environmental engineering. Prentice-Hall, New-York.

WEBB, R.L., et VILLACRES A. (1984). Computer Simulation : Cooling Tower Performance. ASHRAE Journal, Vol. 26, No 11, 34-40.

WELSH, J.W. (1984). Chilled-water free cooling. ASHRAE Journal, Vol. 26, No 3, 49-50.

ANNEXE A

DONNÉES EXPÉRIMENTALES ET ERREURS DES MODÈLES

A.1 Tour de refroidissement

Le tableau A.1 ci-dessous présente la liste des données du manufacturier pour la tour de refroidissement utilisée dans cette étude. Vingt-cinq points sont retenus pour représenter la plage d'opération de la tour. La plage de température humide de l'air à l'entrée de la tour ($T_{ah,0}$) s'étend de 15,6 °C à 28,9 °C. Celle du débit d'eau ($\dot{m}_{e,0}$) s'étend de 27,7 kg/s à 74,7 kg/s (99 591 kg/h à 268 736 kg/h) et celle de la température de l'eau à l'entrée et à la sortie de la tour s'étend de 21,4 °C à 58,9 °C et de 17,8 °C à 42,2 °C, respectivement. Le débit d'air ($\dot{V}_a$) est constant à 30,9 m^3/s (111 099 m^3/h), avec une puissance de moteur du ventilateur de 14,9 kW, correspondant au débit d'air maximal. Par contre, le manufacturier n'indique pas la température sèche à l'entrée de la tour correspondante ($T_{a,0}$). Puisque qu'elle est souvent choisie égale à la température humide à l'entrée (ASHRAE, 1996, entre autres), cette hypothèse est reprise ici. Par ailleurs, elle correspond à un cas limite; la performance de la tour sera toujours supérieure à ces données. De son coté, le tableau A.2 compare les résultats obtenus du manufacturier avec ceux du modèle. On y retrouve l'erreur relative entre l'efficacité de la tour calculé à

partir des données du manufacturier (ε_{man}) et l'efficacité calculé par le modèle (ε_{mod}). La moyenne de cette erreur s'établit à 4,3 %, avec un écart type de 8,6 %. De plus, l'erreur absolue entre la température de l'eau à la sortie donnée par le manufacturier ($T_{e,l,man}$) et celle obtenue du modèle ($T_{e,l,mod}$) est calculée. La moyenne de cette dernière est de -0,01 °C, avec un écart type de 0,84 °C.

Tableau A.1 - Données du manufacturier pour la tour de refroidissement (BAC,1996, modèle 15250)

	$\dot{V}_a$ (m^3/h)	$T_{ah,0}$ (°C)	$\dot{m}_{e,0}$ (kg/h)	$T_{e,0}$ (°C)	$T_{e,l}$ (°C)
1	111099	15,6	103204	21,7	17,8
2	111099	15,6	132787	21,4	18,3
3	111099	15,6	165533	22,5	19,4
4	111099	15,6	207537	23,3	20,6
5	111099	15,6	99591	37,2	21,7
6	111099	15,6	135949	31,1	22,2
7	111099	15,6	264220	25,0	22,2
8	111099	15,6	210924	30,0	24,4
9	111099	15,6	132787	40,6	25,0
10	111099	15,6	169372	43,9	28,3
11	111099	15,6	213408	40,6	29,4
12	111099	15,6	264220	36,7	29,4
13	111099	21,1	105462	39,4	25,6
14	111099	22,2	167565	28,1	25,0
15	111099	22,2	206182	39,4	31,1
16	111099	22,2	169372	47,2	31,7
17	111099	28,9	132787	37,2	31,1

Tableau A.1 (suite et fin)

	$\dot{V}_a$ (m^3/h)	$T_{ah,0}$ (°C)	$\dot{m}_{e,0}$ (kg/h)	$T_{e,0}$ (°C)	$T_{e,1}$ (°C)
18	111099	28,9	169372	34,7	31,1
19	111099	28,9	210924	34,7	31,7
20	111099	28,9	135949	48,9	33,3
21	111099	28,9	268736	36,7	33,3
22	111099	28,9	215892	44,4	35,6
23	111099	28,9	171404	51,1	35,6
24	111099	28,9	215892	53,9	38,3
25	111099	28,9	268736	58,9	42,2

Tableau A.2 - Évaluation de l'erreur du modèle de tour de refroidissement

	ε_{man}	ε_{mod}	$T_{e,1,man}$ (°C)	$T_{e,1,mod}$ (°C)	Erreur sur ε	Erreur sur $T_{e,1}$ (°C)
1	0,661	0,638	17,8	17,7	-3,5 %	-0,10
2	0,725	0,690	18,3	18,5	-4,9 %	0,16
3	0,743	0,728	19,4	19,5	-2,1 %	0,07
4	0,716	0,763	20,6	20,4	6,6 %	-0,18
5	0,740	0,733	21,7	20,7	-1,0 %	-0,99
6	0,593	0,648	22,2	21,5	9,4 %	-0,69
7	0,748	0,792	22,2	22,0	6,0 %	-0,17
8	0,697	0,728	24,4	24,1	4,4 %	-0,26
9	0,646	0,715	25,0	23,5	10,7 %	-1,50
10	0,574	0,703	28,3	26,4	22,5 %	-1,86
11	0,624	0,652	29,4	28,8	4,4 %	-0,56
12	0,662	0,724	29,4	28,7	9,4 %	-0,73
13	0,784	0,742	25,6	25,6	-5,4 %	0,03
14	0,714	0,691	25,0	25,1	-3,2 %	0,10
15	0,618	0,651	31,1	30,6	5,4 %	-0,49
16	0,650	0,727	31,7	31,5	11,9 %	-0,24
17	0,779	0,710	31,1	31,8	-8,8 %	0,67
18	0,661	0,649	31,1	31,5	-1,8 %	0,40

Tableau A.2 (suite et fin)

	ε_{man}	ε_{mod}	$T_{e,l,man}$ (°C)	$T_{e,l,mod}$ (°C)	Erreur sur ε	Erreur sur $T_{e,l}$ (°C)
19	0,693	0,690	31,7	31,7	-0,4 %	0,01
20	0,823	0,766	33,3	34,8	-6,9 %	1,53
21	0,709	0,727	33,3	33,2	2,5 %	-0,09
22	0,601	0,677	35,6	36,2	12,6 %	0,64
23	0,738	0,753	35,6	37,0	2,0 %	1,38
24	0,662	0,742	38,3	39,6	12,1 %	1,34
25	0,594	0,750	42,2	43,4	26,3 %	1,16
				Moyenne	4,3 %	-0,01 °C
				Écart type	8,6 %	0,84 °C

A.2 Serpentin de refroidissement

Le tableau A.3 ci-dessous présente la liste des données utilisée dans cette étude pour valider le modèle de serpentin de refroidissement. Quarante-neuf cas sont retenus pour représenter la plage d'opération du serpentin. La plage de température de l'eau à l'entrée du serpentin, $T_{e,0}$, s'étend de 5,6 °C à 6,7 °C. Celle du débit d'eau ($\dot{m}_{e,0}$) s'étend de 27,7 kg/s à 74,7 kg/s (99 591 kg/h à 268 736 kg/h). Celles des températures sèche et humide de l'air à l'entrée ($T_{a,0}$ et $T_{ah,0}$) s'étendent de 21,1 °C à 35,0 °C et de 15,6 °C à 23,8 °C, respectivement. La vitesse de l'air (v_a) varie entre 2,03 m/s et 3,56 m/s (108 772 m^3/h et 190 539 m^3/h). Les conditions de température de sortie de l'eau ($T_{e,l}$) varient entre 10,0 °C et 15,6 °C. Celles de l'air varient entre 9,8 °C et 18,1 °C pour la température sèche ($T_{a,l}$), et entre 9,5 °C et 17,1 °C pour la température humide ($T_{ah,l}$).

Par ailleurs, on compare au tableau A.4 les résultats obtenus du manufacturier avec ceux du modèle. On y retrouve les températures obtenues du modèle et l'erreur absolue entre les températures obtenues du manufacturier; on constate que la moyenne de l'erreur sur les températures varie entre -0,3 °C et 0,4 °C alors que l'écart type est d'environ 0,5 °C. On retrouve aussi une erreur maximale, définie comme étant la plus grande erreur numérique entre chacune des températures obtenues du modèle et celles du manufacturier; cette erreur est en moyenne de 0,1 °C alors que l'écart type est de 0,9 °C.

Tableau A.3 - Données du manufacturier pour le serpentin de refroidissement (TRANE,1981, type W, ailettes Prima-Flo)

	$T_{e,0}$ (°C)	$T_{a,0}$ (°C)	$T_{ah,0}$ (°C)	v_a (m/s)	$T_{e,1}$ (°C)	$T_{a,1}$ (°C)	$T_{ah,1}$ (°C)
1	5,56	35,0	23,8	2,03	10,0	13,8	12,5
2	5,56	35,0	23,8	3,56	10,0	16,7	15,7
3	5,56	35,0	23,8	2,03	11,1	13,6	13,1
4	5,56	35,0	23,8	3,56	11,1	16,9	15,9
5	5,56	35,0	23,8	2,03	12,2	14,0	13,4
6	5,56	35,0	23,8	3,56	12,2	17,1	16,1
7	5,56	35,0	23,8	2,03	14,4	14,6	14,1
8	5,56	35,0	23,8	3,56	14,4	17,6	16,6
9	5,56	26,7	19,4	2,03	10,0	11,3	11,0
10	5,56	26,7	19,4	3,56	10,0	13,7	13,0
11	5,56	26,7	19,4	2,03	11,1	11,6	11,3
12	5,56	26,7	19,4	3,56	11,1	13,9	13,3
13	5,56	26,7	19,4	2,03	12,2	12,0	11,6
14	5,56	26,7	19,4	3,56	12,2	14,2	13,5
15	5,56	26,7	19,4	2,03	14,4	12,7	12,3

Tableau A.3 (suite)

	$T_{e,0}$ (°C)	$T_{a,0}$ (°C)	$T_{ah,0}$ (°C)	v_a (m/s)	$T_{e,1}$ (°C)	$T_{a,1}$ (°C)	$T_{ah,1}$ (°C)
16	5,56	26,7	19,4	3,56	14,4	14,7	14,1
17	5,56	21,1	15,6	2,03	10,0	9,8	9,5
18	5,56	21,1	15,6	3,56	10,0	11,4	10,9
19	5,56	21,1	15,6	2,03	11,1	10,1	9,8
20	5,56	21,1	15,6	3,56	11,1	11,6	11,1
21	5,56	21,1	15,6	2,03	12,2	10,5	10,1
22	5,56	21,1	15,6	3,56	12,2	11,9	11,4
23	5,56	21,1	15,6	2,03	14,4	11,1	10,8
24	5,56	21,1	15,6	3,56	14,4	12,4	11,8
25	6,67	35,0	23,8	2,03	11,1	14,1	13,6
26	6,67	35,0	23,8	3,56	11,1	17,2	16,2
27	6,67	35,0	23,8	2,03	12,2	14,4	13,9
28	6,67	35,0	23,8	3,56	12,2	17,4	16,4
29	6,67	35,0	23,8	2,03	13,3	14,7	14,2
30	6,67	35,0	23,8	3,56	13,3	17,7	16,7
31	6,67	35,0	23,8	2,03	15,5	15,3	14,8
32	6,67	35,0	23,8	3,56	15,6	18,1	17,1
33	6,67	26,7	19,4	2,03	11,1	12,1	11,7
34	6,67	26,7	19,4	3,56	11,1	14,3	13,6
35	6,67	26,7	19,4	2,03	12,2	12,4	12,0
36	6,67	26,7	19,4	2,54	12,2	13,2	12,7
37	6,67	26,7	19,4	3,56	12,2	14,5	13,8
38	6,67	26,7	19,4	2,03	13,3	12,7	12,4
39	6,67	26,7	19,4	3,56	13,3	14,8	14,1
40	6,67	26,7	19,4	2,03	15,5	13,4	13,0
41	6,67	26,7	19,4	3,56	15,6	15,3	14,6
42	6,67	21,1	15,6	2,03	11,1	10,6	10,3
43	6,67	21,1	15,6	3,56	11,1	12,0	11,4
44	6,67	21,1	15,6	2,03	12,2	10,9	10,6
45	6,67	21,1	15,6	3,56	12,2	12,2	11,6

Tableau A.3 (suite et fin)

	$T_{e,0}$ (°C)	$T_{a,0}$ (°C)	$T_{ah,0}$ (°C)	v_a (m/s)	$T_{e,1}$ (°C)	$T_{a,1}$ (°C)	$T_{ah,1}$ (°C)
46	6,67	21,1	15,6	2,03	13,3	11,2	10,9
47	6,67	21,1	15,6	3,56	13,3	12,4	11,9
48	6,67	21,1	15,6	2,03	15,5	11,8	11,5
49	6,67	21,1	15,6	3,56	15,6	12,9	12,3

Tableau A.4 - Températures de sortie du modèle de serpentin et avec les valeurs du manufacturier

	$T_{e,1}$ (°C)	$T_{a,1}$ (°C)	$T_{ah,1}$ (°C)	Erreur sur (°C)			
				$T_{e,1}$	$T_{a,1}$	$T_{ah,1}$	Max
1	10,3	12,7	11,6	0,3	-1,1	-0,9	-1,1
2	10,8	15,8	13,8	0,8	-0,9	-1,9	-1,9
3	11,4	13,3	12,2	0,3	-0,3	-0,9	-0,9
4	12,0	16,4	14,3	0,9	-0,5	-1,6	-1,6
5	12,5	13,9	12,7	0,3	-0,1	-0,7	-0,7
6	13,0	17,0	14,9	0,8	-0,1	-1,2	-1,2
7	14,5	15,2	13,9	0,1	0,6	-0,2	0,6
8	15,0	18,3	15,9	0,6	0,7	-0,7	-0,7
9	10,2	11,3	10,5	0,2	0,0	-0,5	-0,5
10	10,5	13,5	12,1	0,5	-0,2	-0,9	-0,9
11	11,2	11,9	11,1	0,1	0,3	-0,2	0,3
12	11,6	14,1	12,7	0,5	0,2	-0,6	-0,6
13	12,1	12,5	11,6	-0,1	0,5	0,0	0,5
14	12,5	14,7	13,1	0,3	0,5	-0,4	0,5
15	14,0	13,5	12,6	-0,4	0,8	0,3	0,8
16	14,4	15,6	14,0	0,0	0,9	-0,1	0,9
17	9,9	10,3	9,6	-0,1	0,5	0,1	0,5
18	10,1	11,9	10,7	0,1	0,5	-0,2	0,5
19	10,8	10,8	10,1	-0,3	0,7	0,3	0,7
20	11,0	12,3	11,1	-0,1	0,7	0,0	0,7
21	11,7	11,2	10,5	-0,5	0,7	0,4	0,7

Tableau A.4 (suite et fin)

.	$T_{e,l}$ (°C)	$T_{a,l}$ (°C)	$T_{ah,l}$ (°C)	Erreur sur (°C)			
				$T_{e,l}$	$T_{a,l}$	$T_{ah,l}$	Max
22	12,0	12,7	11,5	-0,2	0,8	0,1	0,8
23	13,5	12,1	11,3	-0,9	1,0	0,5	1,0
24	13,7	13,4	12,1	-0,7	1,0	0,3	1,0
25	11,5	13,7	12,5	0,4	-0,4	-1,1	-1,1
26	11,9	16,6	14,5	0,8	-0,6	-1,7	-1,7
27	12,5	14,3	13,1	0,3	-0,1	-0,8	-0,8
28	13,0	17,3	15,1	0,8	-0,1	-1,3	-1,3
29	13,6	14,9	13,6	0,3	0,2	-0,6	-0,6
30	14,1	17,9	15,6	0,8	0,2	-1,1	-1,1
31	15,5	16,2	14,7	0,0	0,9	-0,1	0,9
32	16,0	19,0	16,6	0,4	0,9	-0,5	0,9
33	11,2	12,2	11,4	0,1	0,1	-0,3	-0,3
34	11,6	14,3	12,9	0,5	0,0	-0,7	-0,7
35	12,2	12,8	11,9	0,0	0,4	-0,1	0,4
36	12,3	13,6	12,5	0,1	0,4	-0,2	0,4
37	12,5	14,9	13,4	0,3	0,4	-0,4	-0,4
38	13,2	13,4	12,5	-0,1	0,7	0,1	0,7
39	13,5	15,4	13,8	0,2	0,6	-0,3	0,6
40	15,0	14,3	13,4	-0,5	0,9	0,4	0,9
41	15,4	16,2	14,6	-0,2	0,9	0,0	0,9
42	11,0	11,1	10,4	-0,1	0,5	0,1	0,5
43	11,1	12,5	11,3	0,0	0,5	-0,1	0,5
44	11,9	11,6	10,9	-0,3	0,7	0,3	0,7
45	12,0	12,9	11,7	-0,2	0,7	0,1	0,7
46	12,8	12,0	11,2	-0,5	0,8	0,3	0,8
47	13,0	13,3	12,0	-0,3	0,9	0,1	0,9
48	14,5	12,9	11,9	-1,0	1,1	0,4	1,1
49	14,7	14,1	12,6	-0,9	1,2	0,3	1,2
			Moyenne	0,1	0,4	-0,3	0,1
			Écart type	0,5	0,5	0,6	0,9

Tableau A.5 - Évaluation de l'erreur sur les échanges de chaleur total (sensible + latent).

	$\dot{Q}_{mes}$ (kW)	$\dot{Q}_{mod}$ (kW)	Erreur absolue (kW)	Erreur relative (-)
1	313	333	-20	-0.065
2	411	489	-77	-0.188
3	299	317	-18	-0.061
4	403	470	-67	-0.167
5	292	306	-15	-0.050
6	394	443	-50	-0.127
7	275	279	-4	-0.015
8	371	399	-28	-0.077
9	211	221	-10	-0.048
10	289	323	-34	-0.118
11	204	208	-4	-0.020
12	277	302	-25	-0.089
13	197	196	1	0.007
14	269	283	-14	-0.054
15	182	174	7	0.041
16	243	245	-2	-0.009
17	140	138	3	0.018
18	193	199	-6	-0.031
19	134	127	7	0.050
20	185	184	2	0.008
21	128	119	9	0.071
22	173	169	4	0.026
23	112	101	11	0.099
24	158	146	12	0.076
25	287	313	-26	-0.089
26	389	461	-72	-0.185
27	280	297	-17	-0.060
28	380	436	-56	-0.148
29	273	286	-13	-0.049

Tableau A.5 (suite et fin)

	$\dot{Q}_{mes}$ (kW)	$\dot{Q}_{mod}$ (kW)	Erreur absolue (kW)	Erreur relative (-)
30	366	413	-47	-0.128
31	258	259	-1	-0.005
32	347	367	-19	-0.056
33	195	201	-6	-0.028
34	264	294	-29	-0.111
35	188	190	-1	-0.006
36	215	220	-5	-0.023
37	256	271	-15	-0.060
38	179	177	2	0.014
39	243	253	-10	-0.041
40	165	156	9	0.056
41	222	220	2	0.010
42	123	121	2	0.020
43	173	175	-2	-0.012
44	117	110	6	0.055
45	166	161	5	0.029
46	110	103	7	0.067
47	154	148	5	0.035
48	97	87	10	0.102
49	138	125	13	0.093
		Moyenne	-12	-0.025
		Écart type	22	0.073