

Titre: Optimisation thermodynamique des systèmes frigorifiques
Title:

Auteur: Maxime Ducoulombier
Author:

Date: 2005

Type: Mémoire ou thèse / Dissertation or Thesis

Référence: Ducoulombier, M. (2005). Optimisation thermodynamique des systèmes frigorifiques [Mémoire de maîtrise, École Polytechnique de Montréal]. PolyPublie.
Citation: <https://publications.polymtl.ca/7607/>

 **Document en libre accès dans PolyPublie**
Open Access document in PolyPublie

URL de PolyPublie: <https://publications.polymtl.ca/7607/>
PolyPublie URL:

Directeurs de recherche: Alberto Teyssedou, & Mikhaïl Sorin
Advisors:

Programme: Non spécifié
Program:

UNIVERSITÉ DE MONTRÉAL

OPTIMISATION THERMODYNAMIQUE
DES SYSTÈMES FRIGORIFIQUES

MAXIME DUCOULOMBIER
DÉPARTEMENT DE GÉNIE PHYSIQUE
ÉCOLE POLYTECHNIQUE DE MONTRÉAL

MÉMOIRE PRÉSENTÉ EN VUE DE L'OBTENTION
DU DIPLÔME DE MAÎTRISE ÈS SCIENCES APPLIQUÉES
(GÉNIE ÉNERGÉTIQUE)

OCTOBRE 2005



Library and
Archives Canada

Bibliothèque et
Archives Canada

Published Heritage
Branch

Direction du
Patrimoine de l'édition

395 Wellington Street
Ottawa ON K1A 0N4
Canada

395, rue Wellington
Ottawa ON K1A 0N4
Canada

Your file Votre référence

ISBN: 978-0-494-16776-2

Our file Notre référence

ISBN: 978-0-494-16776-2

NOTICE:

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

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

AVIS:

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

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

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

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

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

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


Canada

UNIVERSITÉ DE MONTRÉAL

ÉCOLE POLYTECHNIQUE DE MONTRÉAL

Ce mémoire intitulé:

OPTIMISATION THERMODYNAMIQUE
DES SYSTÈMES FRIGORIFIQUES

présenté par: DUCOULOMBIER Maxime

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

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

M. BERNIER Michel, Ph.D., président

M. TEYSSÉDOU Alberto, Ph.D., membre et directeur de recherche

M. SORIN Mikhaïl, Ph.D., membre et codirecteur de recherche

M. FAUCHER Guy, D.Sc., membre

A mes parents, pour m'avoir donné la liberté.

A mes amis, pour m'avoir donné le courage.

REMERCIEMENTS

Je tiens à remercier l'I.C.A.M.* (Institut Catholique d'Arts et Métiers) de Lille (France), qui me forme en tant qu'ingénieur généraliste, pour m'avoir donné l'opportunité d'approfondir ma formation pendant deux ans dans le cadre d'un programme d'échange d'étudiants. Je peux ainsi poser ma pierre au vaste édifice de l'efficacité énergétique, un domaine qui m'est cher et dans lequel je place beaucoup d'espoir.

Je remercie Claude-Isabelle BOSSI, responsable des relations internationales à l'I.C.A.M., car le monde a besoin de gens qui savent tisser des liens.

Je remercie Alberto TEYSSÉDOU, mon directeur de recherche, car le monde a besoin de gens passionnés.

Je remercie Mikhaïl SORIN, mon codirecteur, car le monde a besoin de gens qui réfléchissent.

Je remercie Daniel GIGUÈRE, ressource intarissable dans le domaine de la réfrigération et des bâtiments, car le monde a besoin de gens qui agissent pour le faire changer.

* Institut Catholique d'Arts et Métiers
6 rue Auber
59046 Lille Cedex
FRANCE
<http://icam.groupe-icam.fr>

RÉSUMÉ

Le présent mémoire traite de l'optimisation thermodynamique des systèmes frigorifiques. Le but poursuivi est de discerner et comprendre la problématique énergétique liée aux installations commerciales de production de froid et d'étudier le potentiel que représente la modélisation simplifiée pour leur optimisation. Le travail proposé puise son originalité dans la méthode d'optimisation utilisée, c'est à dire la thermodynamique en temps fini. Contrairement aux modèles détaillés, largement utilisés, la modélisation endoréversible, plus simple, est mise à profit pour comprendre le fonctionnement d'un procédé de production de froid dans son ensemble, y compris son interaction avec le bâtiment. La thermodynamique en temps fini permet la formulation de modèles simples, exprimés en fonction des seules variables essentielles ayant en outre une signification physique. Ces variables définissent les paramètres de fonctionnement d'un système ou bien représentent les ressources finies mises à disposition (les dimensions finies du système). De tels modèles sont donc pratiques pour l'optimisation de systèmes réels et ont l'avantage de demander moins de temps de calcul et d'expertise que les modèles détaillés. En outre, il est démontré que l'analyse exergetique est un outil efficace pour comprendre la nature des irréversibilités. En particulier, une méthode de représentation des pertes exergetiques tout récemment développée est utilisée. Elle permet de mener deux types d'optimisation que sont l'amélioration de l'efficacité énergétique et l'intensification. Ainsi, le travail proposé est celui d'une réflexion plutôt théorique et fondamentale mais dont les résultats ouvrent de nouvelles voies pour la conception et l'optimisation de systèmes réels.

Un premier chapitre présente la problématique énergétique liée à la production de froid dans les supermarchés. Du point de vu environnemental, une attention toute particulière est portée sur l'impact des fuites de réfrigérant et de la consommation énergétique lié à ce type d'installation. Le fonctionnement du système de réfrigération d'un supermarché typique est décrit. Puis, nous insistons sur une particularité du supermarché en tant que bâtiment commercial, c'est-à-dire, l'interaction évidente qui existe entre le système de Chauffage, Ventilation et Climatisation (CVC) et le système de Réfrigération (R). Du point de vue technologique, nous décrivons les

principales avancées faites sur le plan de la gestion de l'énergie consommée, l'efficacité thermodynamique et la récupération de chaleur. Le développement théorique à proprement parlé commence au Chapitre 2 où un modèle simplifié de supermarché est proposé. Ce modèle prend en compte certaines irréversibilités clefs que sont la charge externe passant à travers les parois du bâtiment ainsi que la fuite de chaleur entre l'espace de vente appelé espace chaud et les comptoirs réfrigérés appelés espace froid. L'analyse montre que le besoin énergétique en fonction de la température extérieure dépend de trois paramètres adimensionnels : la récupération de chaleur, l'isolation thermique du bâtiment et la charge interne. Le Chapitre 3 s'attaque à la réalisation technologique des objectifs formulés au Chapitre 2. L'analyse des postes de consommation énergétique dans un supermarché typique révèle tout le potentiel que représente la récupération de chaleur surtout dans un climat froid. Deux technologies de récupération de chaleur sont modélisées utilisant respectivement un serpentin à air et des pompes à chaleur. Dans un premier temps, la modélisation endoréversible est employée parce qu'elle offre un outil de compréhension tout en restant suffisamment précise. De façon complémentaire, un graphique basé sur l'analyse exergetique permet de visualiser les sources d'irréversibilités. On montre de façon théorique que pour obtenir la meilleure efficacité, la technologie utilisée doit être choisie en fonction d'un paramètre adimensionnel appelé charge de chauffage réduite. Dans un deuxième temps, une étude de cas basée sur un supermarché pilote instrumenté est proposée. Pour se faire, une investigation numérique est faite en introduisant les irréversibilités internes des compresseurs de réfrigération. Le modèle est suffisamment précis pour permettre le diagnostic d'un système en place et pour optimiser en fonction du climat local la technologie de récupération d'un supermarché à venir. Finalement, dans un dernier chapitre (Chapitre 4), l'optimisation du froid commercial est étendue aux tunnels de congélation. Une méthode pour l'intensification thermodynamique de la production est proposée. Cette étude se base sur deux indices de performance :

- la puissance exergetique qui représente un compromis entre la quantité (le débit massique des aliments) et la qualité (la température des aliments en sortie du tunnel);
- la destruction d'exergie spécifique qui représente la destruction de travail par unité massique de production due à la limitation des ressources (conductance thermique fixe).

Un modèle endoréversible est présenté ainsi qu'une description mathématique des irréversibilités internes générées pendant le cycle thermodynamique de réfrigération. Une investigation

numérique de la performance du système en fonction des variables de fonctionnement que sont le débit massique et la température d'évaporateur permet de déterminer une zone d'optimisation appelée « zone d'intensification ».

Pour conclure sur la portée de nos résultats, il est bon de noter que la thermodynamique endoréversible appliquée à l'optimisation de la production de froid dans les supermarchés offre plusieurs avenues:

- qualifier de façon fondamentale la performance d'un système intégré de chauffage et de réfrigération en fonction d'une efficacité optimale théorique, jouant le même rôle que l'efficacité de Carnot;
- diagnostiquer et prédire la performance d'un tel système;
- choisir une technologie d'intégration appropriée des systèmes de réfrigération et de chauffage en fonction des propriétés du climat et du bâtiment, dans une démarche de préconception.

En outre, un mode de représentation des pertes basé sur l'exergie a été proposé. Il permet de visualiser et comprendre l'avantage de la récupération de chaleur dans les supermarchés. L'analyse exergetique est aussi employée pour résoudre le compromis quantité/qualité rencontré dans la pratique lorsque l'on produit des aliments congelés. Deux indices de performance ont montré leur pertinence car ils permettent de délimiter une zone d'optimisation appelée « zone d'intensification » en fonction des variables de fonctionnement d'un tunnel de congélation.

ABSTRACT

The present study tackles the thermodynamic optimization of refrigeration systems. The objective is to underline and understand the main issues related to the use of energy in commercial refrigeration systems and to demonstrate the benefits of using simplified models for their optimization. The specificity of this work is the use of finite time thermodynamics for optimization purposes. As opposed to the widespread detailed models, the simpler endoreversible modeling is used to obtain an overall understanding of a refrigeration process, including its interactions with the building. Finite time thermodynamics allows simple models to be formulated and defined as a function of a reduced number of essential variables that have physical meaning. These variables represent the operation parameters and finite resources (dimensions) of a system. These simplified models are of practical interest for the optimization of real devices because they require low calculation time and less expertise than the more detailed models. Furthermore, the exergetic analysis is shown to be a suitable tool to understand the nature of irreversibilities. More specifically, a recently developed method to represent exergetic losses is employed. This method allows two kinds of optimizations to be carried out; the improvements of both energetic efficiency and intensification. Thus, this study is mostly a theoretical and fundamental reflection that permits novel and relevant guidelines for the design and the optimization of real systems to be established.

The first chapter addresses the energetic issues relative to refrigeration in supermarkets. From an environmental point of view, the impact of refrigerant leaks and the energy consumption from this kind of facilities are emphasized. The operation of a refrigeration system in a typical supermarket is then described. Afterwards, special attention is paid to the particularities of the supermarket building, i.e., the obvious interactions that exists between the Heating, Ventilation, Air-Conditioning (HVAC) system and the Refrigeration (R) system. From a technological stand point, we will describe the major improvements obtained in managing the consumed energy, thermodynamic efficiency and heat recovery. The theoretical development itself is presented in Chapter 2 where a simplified supermarket model is proposed. This model takes into

consideration some important irreversibilities such as the external load that transits through the walls of the building as well as the heat transfer that takes place between the sales area, called the warm space and the refrigerated display cases, called the cold area. The analysis shows that the energy consumption, as a function of the outdoor temperature, depends upon three reduced parameters: the heat recovery, the thermal insulation of the building and the internal load. Chapter 3 tackles the technological alternatives in order to accomplish the objectives formulated in Chapter 2. An analysis of the consumption breakdown in a typical supermarket permits to point out the great potential that represents the heat recovery, particularly in cold climate regions. Two heat recovery technologies are modeled; they either use an air coil or heat pumps. As a first step, the endoreversible modeling is used because it permits the development of a comprehensible yet accurate tool. In addition, a graph based on the exergy analysis allows the different sources of irreversibilities to be visualized. A theoretical development concludes that the technological choice should be made as a function of a reduced parameter called the reduced heating load. Furthermore, a case study based on a fully monitored supermarket is proposed. In this section, a numerical investigation that introduces the internal irreversibilities of the refrigeration compressors is carried out. The model is precise enough to permit a diagnostic of the system in place and an optimization of the heat recovery facility of a future supermarket, as a function of local weather conditions. In a last chapter (Chapter 4), the optimization of the commercial refrigeration is extended to the case of the deep chilling tray tunnel. A method for the thermodynamic intensification of cold production is proposed. This study is based on two performance indicators:

- the exergy power that represents a compromise between the quantity (the mass flow rate of the food) and the quality (the food temperature at the tunnel output);
- the destruction of specific exergy that represents the work destroyed per unit mass of production due to resource limitation (fixed heat conductance).

An endoreversible model is introduced as well as a mathematical description of internal irreversibilities generated during the thermodynamic refrigeration cycle. A numerical investigation of the performance of the system as a function of operation variables, i.e., the mass flow rate and the evaporator temperature, allows a so called “intensification zone” to be specified.

In order to conclude, it should be noted that endoreversible thermodynamics applied to the optimization of commercial refrigeration in supermarkets offers the following valuable opportunities:

- to give a fundamental qualification for the performance of an integrated heating and refrigeration facility as a function of a theoretical optimal performance, playing the same role as the Carnot efficiency;
- to diagnose and to predict the performance of such a system;
- to chose the appropriate technology in order to integrate the refrigeration and heating systems, as a function of the climate and the building properties, during the pre-design step.

Summarizing, a representation mode based on the exergy was elaborated. It allows a clear understanding of the advantage of heat recovery in supermarkets to be achieved. The exergy analysis is also useful for emphasizing the compromise that exists between quantity and quality in frozen food processes. Two indicators of the performance are proved to be appropriate since they enable to demarcate an optimization zone called the “intensification zone” as a function of the operating variables of a food deep chilling tunnel.

TABLE DES MATIÈRES

DÉDICACE.....	iv
REMERCIEMENTS.....	v
RÉSUMÉ.....	vi
ABSTRACT	ix
TABLE DES MATIÈRES	xii
LISTE DES ANNEXES	xvi
LISTE DES TABLEAUX	xvii
LISTE DES FIGURES.....	xviii
LISTE DES SIGLES ET ABRÉVIATIONS.....	xxi
INTRODUCTION	1
CHAPITRE 1.....	11
LA PROBLÉMATIQUE DU FROID COMMERCIAL	11
1. LA RÉFRIGÉRATION DANS LES SUPERMARCHÉS	11
1.1. Les préoccupations environnementales.....	11
1.2. Le fonctionnement d'un supermarché typique.....	17
1.3. Interaction entre systèmes de chauffage, climatisation, ventilation et réfrigération .	20
2. LE POINT DE VUE TECHNOLOGIQUE.....	25
2.1. Production d'énergie.....	25
2.2. Cycle thermodynamique.....	27
2.3. Récupération de chaleur	29

CHAPITRE 2..... 33**UN MODÈLE POUR L'ANALYSE ÉNERGÉTIQUE DANS LES SUPERMARCHÉS 33**

I. Les techniques de modélisation appliquées aux bâtiments commerciaux 33

II. La performance idéale d'un supermarché..... 37

A model for energy analysis in supermarkets..... 41

1. INTRODUCTION..... 42

1.1. The technology 43

2. THE MODEL 45

3. ANALYSIS 47

3.1. Heating temperature 49

3.2. Cooling temperature 51

3.3. Heating mode (i): $T_0' < (T_0')_H$ 513.4. Recovery mode (ii): $(T_0')_H < T_0' < (T_0')_C$ 533.5. Cooling mode (iii): $(T_0')_C < T_0'$ 54

4. DISCUSSION 55

4.1. Heating and cooling requirements..... 56

4.2. The balance temperatures..... 57

4.3. Energy consumption..... 58

5. CONCLUSION 62

REFERENCES 63

CHAPITRE 3..... 65**LA MODÉLISATION ENDORÉVERSIBLE COMME OUTIL DE PRÉCONCEPTION
POUR L'INTEGRATION DES SYSTÈMES CVC&R PENDANT LE
FONCTIONNEMENT HIVERNAL DES SUPERMARCHÉS 65**

I. La modélisation détaillée appliquée aux supermarchés 66

II. La modélisation simplifiée des systèmes de réfrigération 68

III. L'intégration des systèmes de réfrigération et de chauffage dans les supermarchés.. 71

Endoreversible modeling as a pre-design tool for the winter integration of HVAC and Refrigeration in supermarkets..... 75

Part I: advantage of heat recovery 75

1. INTRODUCTION.....	76
2. A SUPERMARKET EXERGY ANALYSIS.....	81
3. ANALYSIS OF IDEAL REFRIGERATION AND HEATING SYSTEMS.....	86
4. AN ENDOREVERSIBLE MODEL OF CLASSIC REFRIGERATION AND HEATING SYSTEMS.....	92
5. CONCLUSION.....	97
ACKNOWLEDGEMENTS.....	98
REFERENCES.....	98

Endoreversible modeling as a pre-design tool for the winter integration of HVAC and Refrigeration in supermarkets..... 100

Part II: optimization of heat recovery, comparison with data..... 100

1. INTRODUCTION.....	101
2. ANALYSIS OF AN AIR COIL HEAT RECOVERY SYSTEM.....	102
2.1. Comparison of an air coil heat recovery system with a standard floating compressor head pressure system using a cooling tower.....	105
3. ANALYSIS OF A HEAT PUMP RECOVERY SYSTEM.....	108
3.1. Comparison between the heat pump and air coil systems.....	111
4. DETERMINATION OF THE IRREVERSIBILITIES OF THE COMPRESSOR.....	113
5. COMPARISON OF THE HVAC&R MODELS WITH DATA.....	119
6. CONCLUSIONS.....	129
ACKNOWLEDGEMENTS.....	129
REFERENCES.....	130

CHAPITRE 4.....	131
DES CRITÈRES THERMODYNAMIQUES POUR GÉRER LE FONCTIONNEMENT DES TUNNELS DE CONGÉLATION	131
I. Le maximum de puissance théorique d'une machine thermique	132
II. L'analyse exergétique.....	133
III. Intensification d'un tunnel de congélation pour aliments	135
Thermodynamic bounds for food deep chilling tray tunnel operation	137
1. INTRODUCTION.....	140
2. THE ENDOREVERSIBLE MODEL.....	140
3. COOLING POWER INTENSIFICATION.....	146
4. A STUDIED CASE.....	150
5. CONCLUSIONS	157
ACKNOWLEDGEMENTS	158
REFERENCES.....	158
DISCUSSION GÉNÉRALE ET CONCLUSIONS	160
RÉFÉRENCES	165
ANNEXES.....	175

LISTE DES ANNEXES

ANNEXE I	175
ANNEXE II	184
ANNEXE III	188

LISTE DES TABLEAUX

Tableau 1.1	Qualification ODP et GWP des réfrigérants de base.....	13
Tableau 1.2	Les réfrigérants et leurs utilisations.....	14
Tableau 1.3	Le potentiel de réchauffement climatique de quelques réfrigérants à ODP nul. ..	14
Tableau 1.4	Les postes de consommation dans un supermarché typique.....	16
Tableau 1.5	Diminution potentielle des émissions de gaz à effet de serre dans les supermarchés.	16
Tableau 1.6	Consommation énergétique des comptoirs de réfrigération et de congélation (Orphelin et al. 1999).....	23

ENDOREVERSIBLE MODELING AS A PRE-DESIGN TOOL FOR THE WINTER INTEGRATION OF HVAC AND REFRIGERATION IN SUPERMARKETS - PART II: OPTIMIZATION OF HEAT RECOVERY, COMPARISON WITH DATA

Table 1	Design temperatures.	124
---------	---------------------------	-----

THERMODYNAMIC BOUNDS FOR FOOD DEEP CHILLING TRAY TUNNEL OPERATION

Table 1	Moisture content, protein content, initial freezing point, and specific heats of beef steak [5]	150
Table 2	Thermophysical properties of ammonia	151

LISTE DES FIGURES

Figure 1.1	Planning d'éradication des HCFC (U.S. E.P.A. 2004d).	12
Figure 1.2	Disposition des rayons dans un supermarché (Faramarzi et Walker 2004).	17
Figure 1.3	Fonctionnement du système de réfrigération multiplexe (Faramarzi et Walker 2004).	19
Figure 1.4	Les fuites de chaleur dans les comptoirs frigorifiques; (a) : réfrigération, (b) : congélation.	22
Figure 1.5	Schéma de fonctionnement d'un système CVC (Whitehead 1985).	24
Figure 1.6	Comparaison schématique des flux d'énergie dans un supermarché; (a) : système classique, (b) : système CCHP (Maidment et Tozer 2002).	26
Figure 1.7	Exemple de système de réfrigération optimisé (Giguère 2002).	28
Figure 1.8	Récupération de chaleur; (a) : condenseur à eau, (b) : condenseur à air (Harrop 1988).	31
Figure 1.9	Transfert de chaleur pour un condenseur à surface fixe (Harrop 1988).	32

A MODEL FOR ENERGY ANALYSIS IN SUPERMARKETS

Fig. 1	Schematic of an ideal supermarket.	46
Fig. 2	Variation of γ against $(T_0')_H$ and $(T_0')_C$, $W_{Cte}'=0$	57
Fig. 3	Energy consumption against T_0' for $\gamma > (\gamma)_C$, $W_{Cte}'=0$	59
Fig. 4	Energy consumption against T_0' for $(\gamma)_C > \gamma > (\gamma)_H$, $W_{Cte}'=0$	59
Fig. 5	Energy consumption against T_0' for $\gamma = (\gamma)_H$, $W_{Cte}'=0$	60
Fig. 6	Energy consumption against T_0' for $\gamma = (\gamma)_H$, $r=r_{max}$, $W_{Cte}'=0$	61
Fig. 7	W_{Cte} impact on energy consumption, $\gamma=3$	62

ENDOREVERSIBLE MODELING AS A PRE-DESIGN TOOL FOR THE WINTER INTEGRATION OF HVAC AND REFRIGERATION IN SUPERMARKETS - PART I: ADVANTAGE OF HEAT RECOVERY

Fig. 1	Breakdown of energy consumption in a typical supermarket.....	78
Fig. 2	Breakdown of energy consumption during the winter.....	79
Fig. 3	A simple schematic of a supermarket.....	81
Fig. 4	Exergy balance around a supermarket.....	83
Fig. 5	Representation of an ideal HVAC&R system.....	86
Fig. 6	Equivalent representation of the ideal HVAC&R system of Figure 5.....	88
Fig. 7	Exergy graphical representation of an ideal HVAC&R system.....	91
Fig. 8	Endoreversible representation of a classic HVAC&R system.....	93
Fig. 9	Exergy graph; (a): classic direct heating system, (b): classic refrigeration system.....	95
Fig. 10	Exergy graph of a HVAC&R with heat recovery system.....	96

ENDOREVERSIBLE MODELING AS A PRE-DESIGN TOOL FOR THE WINTER INTEGRATION OF HVAC AND REFRIGERATION IN SUPERMARKETS - PART II: OPTIMIZATION OF HEAT RECOVERY, COMPARISON WITH DATA

Fig. 1	Endoreversible representation of the air coil system.....	103
Fig. 2	Exergy graph of the air coil system.....	105
Fig. 3	Exergy graph for a varying head pressure system; (a): direct heating, (b): refrigeration.....	106
Fig. 4	Endoreversible representation of the heat pump system.....	109
Fig. 5	Exergy graph of the heat pump system; (a): heat pump, (b): refrigeration.....	111
Fig. 6	Temperature-entropy diagram of a typical refrigeration cycle.....	114
Fig. 7	Endoreversible representation of a reciprocating compressor.....	116
Fig. 8	Compressor performance data and regression result (Copeland 2005).....	117
Fig. 9	Prediction of compressor's performance for a constant evaporator temperature. 118	
Fig. 10	Heat recovery α as a function of the environmental temperature.....	121
Fig. 11	Fitting of a normal distribution function to the temperature bin data.....	122

Fig. 12	Prediction of the supermarket energy consumption.	123
Fig. 13	Analysis of technical alternatives.	125
Fig. 14	Reallocation of the space heating load.	128

THERMODYNAMIC BOUNDS FOR FOOD DEEP CHILLING TRAY TUNNEL OPERATION

Fig. 1	Representation of industrial tray tunnels given in [1].....	141
Fig. 2	Endoreversible model of a typical industrial tray tunnel.....	142
Fig. 3	Specific enthalpy as a function of temperature of meat (Beef round, full cut, lean). 144	
Fig. 4	Exergy balance.....	146
Fig. 5	Graphical representation of the exergy transfer.....	149
Fig. 6	Exergy power and destruction of specific exergy as a function of relative food mass flow rate.....	151 151
Fig. 7	Food temperature profiles in the tunnel.....	153
Fig. 8	Optimization surfaces; (a): Destruction of specific exergy, (b): Exergy power.	154
Fig. 9	Bounds of the output food temperature as a function of evaporator temperature. 156	
Fig. 10	Bounds of food mass flow rates as a function of evaporator temperature.....	157

LISTE DES SIGLES ET ABRÉVIATIONS

SIGLES

CCHP	Combined Cooling Heat and Power
CFC	ChloroFluoroCarbones
CHP	Combined Heating and Power
COP	Coefficient Of Performance
CVC	Chauffage, Ventilation et Climatisation
EFLH	« Equivalent Full Load Hours »
GWP	« Global Warming Potential »
HCFC	HydroChloroFluoroCarbones
HFC	HydroFluoroCarbones
HVAC	« Heating, Ventilation and Air-Conditioning »
ODP	« Ozone Depleting Potential »
R	Réfrigération
SST	« Saturated Suction Temperature »
TEWI	« Total Equivalent Warming Impact »

ABRÉVIATIONS

A	Surface d'échange de chaleur
AU	Coefficient global de transfert de chaleur
c	Capacité calorifique spécifique du réfrigérant
$c_{apparent}$	Capacité calorifique spécifique apparente des aliments congelés
$c_{unfrozen}$	Capacité calorifique spécifique des aliments non congelés

COP	Coefficient de performance d'un système de réfrigération
d	Destruction d'exergie spécifique
D	Destruction de puissance exergétique
E	Débit d'exergie associé avec les aliments
h	Enthalpie spécifique
H	Débit d'enthalpie associé avec les aliments
m	Débit massique d'aliments
m_R	Débit massique de réfrigérant
N_T	Nombre de chariots
P	Puissance exergétique
q	Quantité de chaleur spécifique
Q	Puissance thermique
Q_{ext}	Charge externe
Q_H	Charge de chauffage
Q_{int}	Charge de réfrigération
Q_R	Charge de réfrigération
r	Facteur de récupération de la chaleur ou chaleur latente d'évaporation
T	Température
$\tilde{T}$	Température moyennée selon l'entropie
T_{w1}	Température de l'eau de refroidissement à l'entrée du condenseur
T_{w2}	Température de l'eau de refroidissement à la sortie du condenseur
UA	Coefficient global de transfert de chaleur
w	Travail spécifique
W	Puissance
W_{Cte}	Charge interne
W_R	Puissance reçue par le réfrigérant sous forme de travail
x	Position relative dans le tunnel de congélation, de l'entrée vers la sortie

Symboles grecs

α	Charge de chauffage réduite
Δh_R	Chaleur latente d'évaporation du réfrigérant
ΔT_{coil}	Différence de température maximale du serpentin de récupération à air
ΔT_H	Différence de température dans le condenseur des pompes à chaleur
ΔT_L	Différence de température dans l'évaporateur des pompes à chaleur
γ	Facteur d'isolation du supermarché
μ	Espérance mathématique
η	Efficacité selon la première loi de la thermodynamique
η_C	Rendement isentropique du compresseur
η_E	Efficacité exergétique
σ	Variance
θ	Potentiel thermique
θ_H	Potentiel thermique du réfrigérant au condenseur des pompes à chaleur
θ_L	Potentiel thermique du réfrigérant à l'évaporateur des pompes à chaleur
τ_T	Temps de résidence d'un chariot dans le tunnel de congélation
τ	Température réduite de l'espace chaud

Indices

–	Espace froid
+	Espace chaud
0	Environnement
1, 2, 3, 4	Numéro de machine
<i>amb</i>	Ambiant
<i>b</i>	Equilibre (« Balance »)
<i>base</i>	Référence

<i>C</i>	Condenseur ou début de climatisation (« Cooling »)
<i>CA</i>	Air de refroidissement (« Cooling air »)
<i>cmp</i>	Compresseur
<i>coil</i>	Serpentin à air
<i>d.case</i>	Comptoir réfrigéré (« Display case »)
<i>design</i>	Conception
<i>direct</i>	Chauffage au gaz ou à l'électricité
<i>E</i>	Evaporateur
<i>ext</i>	Extérieur
<i>F</i>	Ventilateur (« Fan »)
<i>floating</i>	Pression de refoulement variable
<i>H</i>	Début de chauffage (« Heating »)
<i>HP</i>	Pompes à chaleur (« Heat pumps »)
<i>i</i>	Absorbé (« Inlet »)
<i>in</i>	Entrée du tunnel de congélation (« Inlet »)
<i>int</i>	Intérieur
<i>light</i>	Éclairage
<i>max</i>	Maximum
<i>MAX</i>	max, max
<i>min</i>	Minimum
<i>o</i>	Rejeté (« Outlet »)
<i>opt</i>	Optimal
<i>out</i>	Sortie du tunnel de congélation (« Outlet »)
<i>S</i>	Plaque d'aliments (« Food slabs »)
<i>total</i>	Total
<i>tower</i>	Tour de refroidissement
<i>W</i>	Eau de refroidissement (« Water coolant »)

Exposants

0	Condition nominale de fonctionnement
<i>tower</i>	Tour de refroidissement
'	Réduit

INTRODUCTION

Les systèmes de refroidissement sont largement présents dans notre vie quotidienne et accaparent une fraction substantielle de l'énergie mondiale. On les retrouve dans des applications domestiques (réfrigérateurs), commerciales (conditionnement de l'air dans les bâtiments) et industrielles (réfrigération à grande échelle). Comme le dit Gordon (Gordon 2000b) dans un excellent travail de synthèse, « Cooling thermodynamics », les systèmes de refroidissement impliquent de nombreux acteurs :

- les fabricants, qui cherchent à maximiser l'efficacité énergétique assujettie à des contraintes économiques;
- les concepteurs;
- les installateurs;
- les personnes qui font du diagnostic et apportent des mesures correctives;
- les consommateurs, qui paient le coût d'investissement et la facture énergétique.

Si, du côté ingénierie, les points de vues sont diversifiés, du côté plus fondamental qu'est la physique, les intérêts sont tout aussi disparates, par exemple :

- connaître les limites de performance fondamentales des systèmes de réfrigération;
- savoir dans quelle mesure ces limites dépendent du type d'appareil;
- passer des schémas simplifiés vers les systèmes réels;
- prédire la performance des appareils de refroidissement à partir de la thermodynamique irréversible élémentaire;
- déterminer la stratégie de contrôle optimale pour un type de technologie.

L'impact des activités humaines sur l'environnement a fait l'objet d'une conscientisation importante ces dernières années. La destruction de la couche d'ozone et le réchauffement climatique ont été particulièrement pointés du doigt. Pour cette raison, un effort international a été initié en 1992 lors de la signature de la convention cadre des nations unies sur les changements climatiques. Cette convention fait un premier pas en faisant l'inventaire des gaz à effet de serre. La même année, le protocole de Montréal réglementait l'utilisation des gaz

destructeurs de la couche d'ozone dont font partie bon nombre de réfrigérants synthétiques. A cette occasion, l'utilisation des ChloroFluoroCarbones (CFC) est interdite et l'on prévoit une diminution progressive de l'utilisation des HydroChloroFluoroCarbones (HCFC) d'ici 2030. En 1997, un objectif décisif dans la lutte contre le réchauffement climatique a été formulé lors de la troisième conférence de Kyoto. Il s'agissait de réduire le niveau des émissions de gaz à effet de serre à celui de 1990. Par ailleurs, des réfrigérants alternatifs ont fait leur apparition comme les HydroFluoroCarbones (HFC). Ne contenant pas de chlore, ils sont inoffensifs pour la couche d'ozone. Cependant ils n'en restent pas moins de puissants gaz à effet de serre. Pour cette raison, leur utilisation a aussi fait l'objet d'une réglementation en 1997.

Dans le contexte mondial actuel où le réchauffement climatique est chose connue et avérée par la majorité des pays industrialisés, les systèmes de refroidissement constituent une cible de choix. En effet, un supermarché typique peut perdre jusqu'à 250 kg de réfrigérant par année à cause des fuites dans la tuyauterie. C'est aussi le bâtiment commercial qui consomme le plus d'énergie. Or, comme le souligne le concept du TEWI (Total Equivalent Warming Impact), un supermarché émet une quantité de gaz à effet de serre directement par les fuites de réfrigérant mais aussi indirectement par la consommation énergétique (production d'énergie). Bien entendu les émissions polluantes liées à la production d'électricité varient en fonction de l'énergie primaire utilisée. Cette quantité globale de gaz à effet de serre peut être évaluée en terme d'une quantité équivalente de Dioxyde de Carbone (CO_2). En 1997, au Canada, les émissions de gaz à effet de serre ont été de l'ordre de 484 000 kilotonnes de CO_2 équivalent. Le secteur commercial était responsable 6,3% de ce montant. En particulier, les supermarchés ont émis environ 7 000 kilotonnes.

Le supermarché est un bâtiment à forte intensité énergétique. Il s'agit du premier consommateur du secteur commercial aux États-Unis. On observe généralement une consommation de 800 kWh par mètre carré et par année. La moitié de cette énergie est utilisée par le système de réfrigération. Le rôle important de la réfrigération est dû à la présence de congélateurs à basse température (-25°C) et de réfrigérateurs à température modérée (5°C) dans un environnement à 20°C . Pour diminuer l'impact environnemental de ce système les constructeurs explorent plusieurs voies telles que diminuer la quantité de réfrigérant, diminuer les fuites, utiliser des réfrigérants naturels, récupérer la chaleur, améliorer l'efficacité thermodynamique, diminuer le

niveau d'humidité de la zone de vente et récupérer la chaleur d'une zone du bâtiment vers une autre. Cependant, il convient de constater deux potentiels d'amélioration évidents. D'une part, un supermarché est un bâtiment à bilan positif, c'est-à-dire, qu'il produit plus de chaleur qu'il n'en a besoin. Cela veut dire que, dans certaines conditions climatiques, récupérer la chaleur dégagée par le système de réfrigération suffit à chauffer le magasin. Il est aussi possible de ne pas utiliser de climatisation. D'autre part, les compresseurs sont conçus pour fonctionner à des températures extérieures rencontrées en pratique quelques heures par année, ce qui pénalise leur efficacité.

Sur le plan technologique, plusieurs solutions ont été mises au point au cours des 25 dernières années pour obtenir une production de froid plus efficace :

- les systèmes à boucles secondaires qui utilisent un fluide auxiliaire pour transporter l'énergie et réduisent ainsi la charge de réfrigérant tout en améliorant le contrôle en température;
- l'intégration du système de réfrigération dans le dispositif de chauffage, ventilation et climatisation (récupération de chaleur);
- l'utilisation d'une pression de refoulement variable;
- l'utilisation de compresseurs à vitesse variable;
- le sous-refroidissement;
- les systèmes en cascade.

En ce qui concerne le cas particulier de la récupération de chaleur, il s'agit de désurchauffer les gaz en sortie de compresseur. La chaleur récupérée est utilisée pour chauffer l'eau domestique ou pour alimenter un système de chauffage de faible capacité. Or, la chaleur latente libérée par le réfrigérant n'est pas utilisée. En effet, contrôler la distribution d'un fluide à deux phases est difficile surtout sur de grandes distances. La solution actuellement envisagée consiste à utiliser un fluide secondaire pour refroidir les condenseurs et distribuer adéquatement la chaleur. Cette technique est déjà répandue dans les autres bâtiments commerciaux.

Dans les supermarchés, le système de réfrigération fonctionne en parallèle avec d'autres appareils, notamment le système de chauffage, qui répondent à des objectifs opposés. Cette ambivalence existe durant l'hiver alors que l'on chauffe l'espace de vente et que l'on refroidit

d'autres espaces comme les réfrigérateurs et les congélateurs. A cause de ce genre d'interaction entre les systèmes de chauffage et de réfrigération, l'optimisation globale du bâtiment peut apparaître floue et laborieuse.

Pour aborder ce problème, deux catégories de modèle existent; elles reposent sur deux méthodes de modélisation différentes : la méthode directe et la méthode inverse. La méthode directe repose sur la description détaillée d'un système à l'aide des équations de la physique. Le code qui en découle fait intervenir une grande quantité de paramètres dont l'influence n'est pas toujours évidente. Il peut être utilisé pour la conception d'un système à venir ou bien pour prédire la performance d'un système réel. Dans ce cas, une étape de calibrage des paramètres est nécessaire. Bien que très précis, ces outils nécessitent une bonne expertise dans le domaine et un temps de calcul important. Une optimisation plus ou moins intelligente est possible par tâtonnement mais il est difficile de trouver un optimum absolu. Parmi les codes les plus connus on trouve BLAST, DOE-2 et EnergyPlus. Par contre, la méthode inverse consiste à effectuer une régression à partir des données mesurées sur un système existant. La formulation analytique est soit empirique, alors les paramètres n'ont aucune signification physique, soit semi-empirique, alors les paramètres sont issus d'équations thermodynamiques et ont une portée physique. Dans ce cas, la prédiction du modèle est valide au-delà du domaine initial des données. Par ailleurs, une nouvelle tendance existe; il s'agit de modèles simplifiés qui font intervenir un nombre réduit de paramètres essentiels. Ils permettent une optimisation globale et apportent plus de compréhension. Ils peuvent parfois être utilisés dans une démarche inverse.

Actuellement les modèles détaillés font loi dans le domaine du bâtiment. Or, il se peut que l'on passe à côté de l'essence du problème pour se perdre dans des détails de conception. Nous pensons, au contraire, que revenir à la thermodynamique fondamentale permettrait d'éluder la complexité technique pour mieux comprendre l'interaction qui existe entre le système de réfrigération et le bâtiment, une notion clef pour atteindre notre objectif, c'est-à-dire, réduire la consommation énergétique globale. Comment représenter un supermarché de façon simple ? Quelle est sa performance optimale ? Quels sont les facteurs prépondérants qui affectent sa consommation ? Quelle est la valeur des paramètres de fonctionnement ou la configuration des appareils la plus prometteuse ? Ce sont quelques questions auxquelles nous proposons de répondre dans ce mémoire.

Tout récemment l'implantation d'un système de réfrigération à boucles secondaires dans un supermarché pilote situé à Montréal (Canada) a permis de faire la preuve de son efficacité (Pajani et al. 2004) : 88% de réduction pour l'énergie de chauffage et une diminution de 96% des fuites de réfrigérant par rapport à un supermarché classique. Il est donc possible, grâce à une technologie adaptée, de réduire la consommation énergétique d'un supermarché et de réduire ses émissions directes de gaz à effet de serre de façon drastique. Cette grande avancée est principalement due à l'utilisation des deux boucles secondaires. Un premier fluide auxiliaire est utilisé pour remplacer le réfrigérant au niveau des comptoirs réfrigérés alors qu'un second fluide est utilisé pour récupérer la chaleur dégagée par le système de réfrigération au niveau d'un condenseur local. De ce fait, moins de réfrigérant est utilisé et l'énergie dégagée par le système de réfrigération peut être utilisée de façon plus efficace pour chauffer le magasin. De tels résultats montrent l'importance que revêt l'optimisation du système de réfrigération non seulement en tant que tel mais en considérant les besoins énergétiques inhérents au bâtiment. Il est donc nécessaire de développer des modèles pour déterminer de façon non ambiguë les paramètres clefs qui affectent la consommation énergétique du bâtiment dans son ensemble ainsi que la technologie la plus appropriée pour cela.

La méthode de minimisation de l'entropie, aussi appelée optimisation thermodynamique dans le domaine de l'ingénierie ou bien thermodynamique en temps fini dans le domaine de la physique, a pris son essor au cours des années 70 parce qu'elle combine les intérêts des ingénieurs et des physiciens. C'est-à-dire qu'en plus d'avoir un potentiel éducatif, elle offre des débouchés en même temps sur le plan technologique et sur le plan fondamental (Andresen 1984, Bejan 1996). Essentiellement, cette méthode repose sur l'élaboration de modèles simples qui combinent les concepts de transfert de chaleur, mécanique des fluides et thermodynamique. De tels modèles incluent donc des contraintes physiques, c'est-à-dire, des imperfections comme le transfert de chaleur, le transfert de masse ou bien les dissipations dues à la circulation d'un fluide. Ces contraintes sont responsables du fonctionnement irréversible d'un système. C'est pourquoi la thermodynamique en temps fini est adaptée pour l'optimisation de systèmes ou procédés réels soumis à des limitations de taille et de taux de production tels que la cryogénie, le transfert de chaleur, les systèmes de stockage, les centrales solaires, nucléaires ou à énergie fossile et les systèmes de réfrigération. L'optimisation thermodynamique peut avoir plusieurs objectifs tels que la minimisation de la production d'entropie, la maximisation de la puissance, la

maximisation du profit écologique et la minimisation du coût. Par ailleurs, cette méthode permet de comprendre la nature irréversible d'un procédé, c'est-à-dire, de sentir comment et où l'entropie est générée et à quel point cela affecte la performance thermodynamique d'un système.

Plusieurs branches ont été développées à partir de la thermodynamique en temps fini. L'une d'entre elle est la thermodynamique endoreversible qui a vu le jour il y a 20-30 ans et s'est surtout attachée à prédire la performance des systèmes de conversion d'énergie comme les machines thermiques ou les systèmes frigorifiques (Hoffmann et al. 1997). Dans son principe, il s'agit d'outrepasser les limitations de la thermodynamique conventionnelle qui offre une vision macroscopique, puissante, mais limitée d'un système. Dans la pratique, un système n'évolue pas en une succession d'états d'équilibre mais avec un taux fini d'entrée et de sortie. On désire connaître la limite d'un système qui doit non seulement produire de l'énergie mais aussi et surtout de la puissance. La thermodynamique endoreversible est une approche hors-équilibre par laquelle un système est vu comme un réseau de systèmes réversibles échangeant de l'énergie de façon irréversible. De cette manière, on intègre la description du flux fini (irréversible) d'énergie tout en gardant la puissance de la thermodynamique en équilibre (réversible). Par ailleurs, l'analyse exergetique trouve aussi un appui dans la thermodynamique en temps fini. Le bilan exergetique autour d'un système idéal de transformation d'énergie permet de mettre en relief le transfert d'exergie d'une forme d'énergie vers une autre. Ce transfert peut être représenté de façon explicite dans un graphique adimensionnel ayant comme axes la chaleur (l'énergie) d'un part et d'autre part la fonction de Carnot, une grandeur représentant un potentiel thermique (Sorin et al. 2002). Lorsqu'il s'agit d'un système réel, les irréversibilités, c'est-à-dire, l'exergie inutile ou le travail perdu, correspondent à des surfaces bien précises qu'il faut minimiser pour augmenter l'efficacité énergétique du système. Lorsqu'il s'agit de systèmes endoréversibles, ces surfaces sont associées aux flux d'énergie qui rentrent et sortent du système idéal. Dans certaines situations, on observe qu'une surface correspondante à l'exergie produite peut être maximisée en fonction des paramètres de fonctionnement. Intensifier la production est quelque fois ambiguë quand il s'agit de faire un compromis entre qualité et quantité. L'exergie est une grandeur thermodynamique qui a l'avantage d'englober ces deux critères (Sorin et Rheault 2005).

Un jalon important de la thermodynamique endoréversible fut posé par Curzon et Ahlborn (1975) en proposant un modèle de machine thermique constitué d'une machine Carnot idéale fonctionnant entre deux réservoirs (chaud et froid) à température constante. Le couplage thermique entre les réservoirs et la machine Carnot est irréversible et obéit à une loi de transfert Newtonienne. Ce modèle a permis de trouver un maximum de puissance et l'efficacité énergétique correspondante, qui par rapport à l'efficacité de Carnot est beaucoup plus proche de celle observée en pratique. Par la suite, ce modèle a été transposé pour l'optimisation des réfrigérateurs. Par exemple, l'impact de plusieurs lois de transfert de chaleur a pu être investigué entre autres par Yan et Chen (1990). Le modèle initial comprenant deux transferts de chaleur suivant une loi Newtonienne aux extrémités chaude et froide d'un réfrigérateur Carnot montre une diminution de l'efficacité quand la charge de réfrigération augmente. A la limite où la charge devient nulle, on obtient un maximum d'efficacité correspondant à l'efficacité de Carnot. Or, dans la réalité, l'efficacité diminue quand un réfrigérateur fonctionne à faible vitesse. En effet, dans un système de production de froid, les dissipations internes ne peuvent être négligées. Cette limitation peut être modélisée par une fuite interne de chaleur entre la source chaude et la source froide (Bejan 1989, Chen 1994). Bejan (1989) a aussi montré qu'il existe une manière optimale d'allouer l'équipement de transfert thermique entre différentes parties d'une centrale de réfrigération pour augmenter son efficacité. De cette manière, la thermodynamique en temps fini, bien que simple, offre des perspectives intéressantes pour l'optimisation des systèmes de réfrigération réels. Cependant, bien qu'il soit possible de générer un comportement réaliste, seules très peu de comparaisons rigoureuses avec des systèmes réels ont été faites. Gordon et Ng (1993) ont initié le mouvement en proposant un modèle basé en même temps sur les équations de la thermodynamique en temps fini et en même temps sur une hypothèse empirique pour décrire les irréversibilités internes. Trois paramètres sont déterminés par régression. Ce modèle très simple permet de prédire avec une grande précision la performance d'un système de production de froid dans une large gamme de conditions de fonctionnement. Sur cette base, une formulation analytique plus précise comprenant des paramètres ayant une signification physique a été proposée (Gordon et al. 1997). Les conclusions quant à la meilleure gestion des ressources finies et du temps de cycle à travers les différents composants dissipatifs correspondent aux stratégies réellement mises en place dans la pratique par les constructeurs.

Dans le domaine de la mécanique du bâtiment commercial l'idée de modèle simplifié a aussi fait son chemin. Avant tout parce que cela permet d'identifier les paramètres qui ont un impact prépondérant sur la consommation énergétique (Reddy et al. 1999). Comme les paramètres en jeux ont une portée pratique et ne sont pas trop nombreux, il est possible de faire en même temps de l'optimisation dans une démarche directe (conception) mais aussi de faire du diagnostic ou de la prédiction dans une démarche inverse, c'est-à-dire, de déterminer les paramètres de fonctionnement d'un bâtiment existant. De façon plus fondamentale, il est intéressant de comparer la performance d'un système de Chauffage, Ventilation et Climatisation (CVC) par rapport à son optimal théorique. C'est ce qu'ont fait Reddy et al. (1994) pour les systèmes de ventilation des grands bâtiments commerciaux. Conceptuellement, il s'agit de distinguer les irréversibilités incontournables dues à l'enveloppe du bâtiment de celles générées pendant la distribution de l'énergie. Dans la littérature publiée, très peu d'études portent sur la consommation énergétique des supermarchés ou, quand elles existent, abordent plutôt les aspects techniques liés au système de réfrigération. Il n'y a pas de réflexion fondamentale qui intègre le système de réfrigération et le bâtiment. Il est donc intéressant d'utiliser l'avantage de la thermodynamique en temps fini dans un modèle simple qui fusionne un modèle de réfrigération et un modèle de bâtiment.

Par ailleurs, l'optimisation de la réfrigération commerciale ne se fait pas sans prendre en compte la production d'aliments congelés en amont. Dans ce cas, la production de froid pose un problème d'ordre plutôt théorique parce que le « froid », contrairement au travail, n'est pas quelque chose qui se mesure. Sa définition n'est pas intuitive. Est-ce lié au flux de chaleur que l'on soutire, c'est-à-dire, à la quantité ? Est-ce plutôt lié au niveau de température, c'est-à-dire, à la qualité ? On voit bien qu'un compromis entre quantité et qualité doit être fait. Il est intéressant de remarquer qu'une problématique similaire existe dans le domaine de la chimie entre le débit de matière (quantité) et le potentiel chimique (qualité). Sorin et Rheault (2005) ont, à ce sujet, démontré que l'analyse exergétique permet de déterminer un critère clair pour analyser ce compromis. En remplaçant le flux de matière par le flux de chaleur et le potentiel chimique par le potentiel thermique, il est possible de transposer leur démarche dans le but d'optimiser un tunnel de congélation. Autrement dit, étant donnée une installation existante, nous déterminerons quels sont les paramètres de fonctionnement qui permettent de maximiser la production de froid, c'est-à-dire, l'effet voulu.

Comme nous l'avons déjà sous-entendu, deux systèmes commerciaux de production de froid seront analysés : le supermarché et le tunnel de congélation pour aliments. Après avoir explicité la problématique qui leur est liée, nous tâcherons de démontrer la portée de la thermodynamique en temps fini pour leur optimisation. Notons dès à présent que, selon nous, deux types d'optimisations d'abord liées aux machines thermiques ont été historiquement possibles grâce aux systèmes endoréversibles :

- pour un système dont la conception est à faire (dont la capacité est fixée), quelle est la meilleure configuration (allocation des ressources) pour obtenir la plus haute efficacité (Bejan 1988) ?
- pour un système existant (dont les ressources sont allouées) quelles valeurs des paramètres de fonctionnement permettent d'obtenir le maximum de puissance en sortie (Novikov 1958) ?

Ces deux types d'optimisation seront respectivement menés sur les supermarchés et les chaînes de congélation.

Tout d'abord, nous ouvrirons le sujet en présentant les enjeux environnementaux et techniques liés à la production du froid commercial (Chapitre 1 : La problématique du froid commercial). Nous en profiterons pour souligner le rôle important que joue la réfrigération dans l'émission de gaz à effet de serre. Après avoir décrit le fonctionnement du système de réfrigération dans un supermarché, nous présenterons les récentes avancées technologiques. Ensuite, notre travail s'articulera autour de quatre articles soumis pour publication dans des revues scientifiques. Les trois premiers traitent de l'optimisation thermodynamique de la production de froid dans les supermarchés alors que le dernier traite de l'optimisation thermodynamique de la production de froid dans les tunnels de congélation. Dans un premier temps, un modèle simplifié de supermarché sera proposé en tenant compte de certaines irréversibilités essentielles (Chapitre 2 : Un modèle pour l'analyse énergétique dans les supermarchés, « A model for energy analysis in supermarkets », *Energy and Buildings*, accepté pour publication le 25 juillet 2005). Après avoir déterminé les facteurs prépondérants qui contrôlent la consommation énergétique, plusieurs technologies d'intégration des systèmes de réfrigération et de chauffage seront analysées à l'aide de modèles endoréversibles (Chapitre 3 : La modélisation endoréversible comme outil de préconception pour l'intégration des systèmes CVC&R pendant le fonctionnement hivernal des supermarchés, « Endoreversible modeling as a pre-design tool for the winter integration of

HVAC and Refrigeration in supermarkets, Part I: advantage of heat recovery, Part II: optimization of heat recovery, comparison with data », *International Journal of Energy Research*, soumis respectivement le 6 septembre 2005 et le 14 septembre 2005). Nous illustrerons à partir d'un cas réel le potentiel que représente la modélisation simplifiée pour la préconception. Finalement, nous chercherons à savoir comment intensifier la production des tunnels de congélation (Chapitre 4 : Des critères thermodynamiques pour gérer le fonctionnement des tunnels de congélation, « Thermodynamic bounds for food deep chilling tray tunnel operation », *International Journal of Thermal Sciences*, soumis le 1 août 2005). Deux indicateurs thermodynamiques seront utilisés pour définir une zone d'optimisation en fonction des variables de fonctionnement des tunnels de congélation.

CHAPITRE 1

LA PROBLÉMATIQUE DU FROID COMMERCIAL

1. LA RÉFRIGÉRATION DANS LES SUPERMARCHÉS

Les systèmes de réfrigération installés dans les supermarchés sont nombreux. Ils ont un impact sur l'environnement car ils émettent notamment des gaz à effet de serre. Il est donc important de savoir comment réduire leurs fuites de réfrigérant (impact direct dû au potentiel de réchauffement climatique de ces fluides volatils) et leur consommation d'énergie (impact indirect du à l'électricité produite à partir de la combustion d'énergies fossiles). Pour cela, il est nécessaire de comprendre leur fonctionnement en temps que systèmes indépendants mais aussi en tant que systèmes intégrés au bâtiment.

1.1. Les préoccupations environnementales

Le domaine de la réfrigération et de la climatisation prend un tournant décisif depuis que l'on a découvert, au milieu des années 70, que la classe de réfrigérants largement utilisée à l'époque était à l'origine d'une destruction importante de la couche d'ozone. En effet, les CFC (ChloroFluorocarbène), distribués sous la marque de commerce « Fréon », connaissaient un fort engouement de la part des frigoristes depuis leur mise sur le marché en 1931. Or, les CFC, une fois libérés dans l'environnement, sont volatiles et très stables dans la troposphère (CMDL 2004). Quand ces éléments migrent vers la stratosphère, ils sont détruits par les puissants rayons ultraviolets. Cette réaction libère des atomes de chlore qui détruisent la couche d'ozone; il y a formation d'un trou dans la couche d'ozone perméable au rayonnement ultraviolet. Cette

destruction de la couche d'ozone accentue l'effet de serre, ce qui contribue au réchauffement planétaire. Un indice a été développé pour quantifier cet impact : l'« Ozone Depleting Potential » (ODP). Il est défini comme le rapport entre l'impact produit sur l'ozone par un composé chimique quelconque et l'impact que produit une masse identique de CFC-11. Cela signifie, par définition, que le CFC-11 a un ODP de 1. Les autres CFC ont un ODP variant de 0.01 à 1. Une autre catégorie de réfrigérants, les HCFC (HydroChloroFluoroCarbone), a été développée dans le but de remplacer les CFC. Comme ils contiennent aussi du chlore, ils sont néfastes pour la couche d'ozone mais dans une moindre mesure. Leurs ODP varient de 0.01 à 0.1. Les CFC complètement halogénés (CFC-11, CFC-12, CFC -115) sont les plus nuisibles alors que le HCFC-22, partiellement halogéné, a un ODP de 5% celui du CFC-12. La valeurs de leurs ODP est détaillée dans le Tableau 1.1 (U.S. E.P.A. 2004a, 2004b).

En 1992, les parties impliquées dans le protocole de Montréal pour la réduction des gaz destructeurs de l'ozone ont banni l'utilisation des CFC dont la production a réellement cessée en janvier 1996. Les pays impliqués ont par ailleurs établi une limite de production et d'importations des HCFC pour les pays industrialisés. Cette limite prenait effet en 1996. A partir de cette date un programme d'éradication progressive a été mis sur pied et doit aboutir à la disparition totale des HCFC d'ici 2030 comme l'illustre la Figure 1.1.

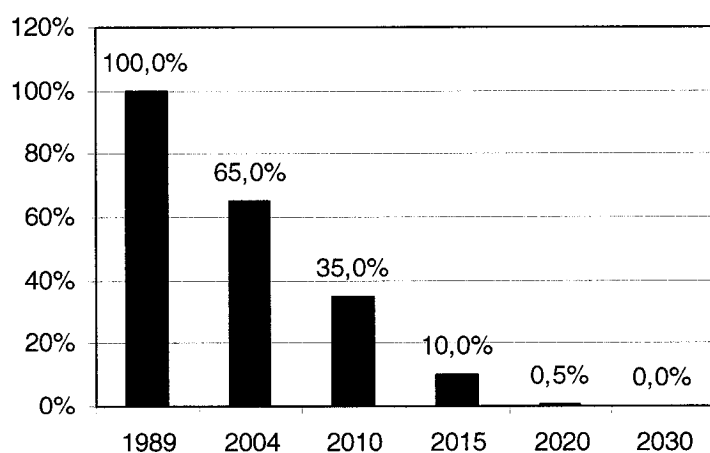


Figure 1.1 Planning d'éradication des HCFC (U.S. E.P.A. 2004d).

Les prenant part au protocole de Montréal ont décidé en 1999 de réévaluer la limite de production tout en gardant le même taux de diminution. Pour satisfaire à la demande en

réfrigérant on doit utiliser les stocks résiduels de CFC et HCFC. En outre, une nouvelle gamme de réfrigérant est en pleine expansion : les HFC (HydroFluoroCarbone). Ces derniers sont inoffensifs pour la couche d'ozone. D'autres choix sont aussi possibles parmi lesquels l'ammoniac (toxique), les hydrocarbures comme le propane et l'isobutane (inflammables, peu cher, ODP nul), le dioxyde de carbone, l'air et l'eau (au dessus du point de congélation). Les réfrigérants tels que CFC-11, CFC-12, HCFC-22, HFC-134a et CFC-502 constituent 90% du marché aux États-Unis (CENGEL 2002). Le Tableau 1.2 fait une synthèse des réfrigérants alternatifs (DETR/DTI 2000).

Toujours en 1992, la convention cadre des Nations Unies sur le changement climatique, faisait un inventaire des gaz à effet de serre. En 1997, la troisième conférence de Kyoto fixait comme objectif de stabiliser le niveau des émissions à celui de 1990, et définissait une réglementation pour les HFC. Il faut ici préciser qu'un gaz n'ayant pas d'impact sur la couche d'ozone (un HFC par exemple) n'est pas nécessairement inoffensif pour le réchauffement climatique et peut être un gaz à effet de serre plus ou moins puissant. On peut quantifier l'impact de ces gaz à l'aide de l'indice « Global Warming Potential » (GWP). On le calcule en faisant le rapport entre le réchauffement causé par une substance donnée et le réchauffement produit par une masse équivalente de CO₂. Par exemple, le CFC-12 a un GWP de 10 720, le CFC-11 un GWP de 4 680 (voir le Tableau 1.1) et de façon générale, les HCFC et les HFC ont un GWP variant de 76 (HCFC-123) à 12 240 (HFC-23) (U.S. E.P.A. 2004b, 2004c). L'indice GWP et la composition de quelques réfrigérants importants n'ayant pas d'impact sur la couche d'ozone sont rapportés dans le Tableau 1.3 (Giguère 2002).

Tableau 1.1 Qualification ODP et GWP des réfrigérants de base.

Nom	ODP ¹	GWP ¹
CFC-11	1.0	4680
CFC-12	1.0	10720
CFC-115	0.44	7250
HCFC-21	0.04	148
HCFC-22	0.05	1780

¹ World Meteorological Organization, *The Scientific Assessment of Ozone Depletion*, 2002.

Tableau 1.2 Les réfrigérants et leurs utilisations.

	Réfrigérants obsolètes			
	CFC11	CFC12	CFC502	HCFC22
Utilisation				
	-Production d'eau froide pour systèmes de climatisation	-Usage commercial -Réfrigérateurs domestiques et surgélateurs	-Réfrigération commerciale -Supermarchés	-Unités de climatisation aux fenêtres -Pompes à chaleur -Climatiseurs dans les bâtiments commerciaux -Réfrigération industrielle à grande échelle
Réfrigérants alternatifs				
HCFC	123	401A 401B 409A 409B	402A 402B 403A 403B 408A 411B	N/A
HFC	134a	134a 413A	404A 407A 407B 507	407C 417A 410A 134A
Autre	Ammoniac	HCs Ammoniac	HCs Ammoniac	HCs Ammoniac

Tableau 1.3 Le potentiel de réchauffement climatique de quelques réfrigérants à ODP nul.

Réfrigérants	Composants	GWP
R-744	Dioxyde de Carbone	1
HFC-23	pur	11 700
HFC-32	pur	650
HFC-125	pur	2 800
HFC-134a	pur	1 300
HFC-143a	pur	3 800
HFC-404a	125/143a/134a	3 260
HFC-407a	32/125/134a	1 520
HFC-407b	32/125/134a	2 285
HFC-410a	32/125	1 725
HFC-507	125/143a	3 300
R-717	Ammoniac	0
HC-600a	Isobutane	3
HC-290	Propane	3

La problématique des supermarchés ne s'arrête pas là; aux États-Unis, les 35 000 supermarchés (1994) représentent le plus gros utilisateur final d'électricité du secteur commercial soit 4% de la consommation nationale. On observe le même chiffre en France (Orphelin 1999). Le coût de cette énergie équivaut à 0.5% du chiffre d'affaire des supermarchés. Réduire cette consommation, outre les bénéfices budgétaires évidents, contribue à ralentir l'épuisement des ressources énergétiques planétaires, et du même fait, aide à réduire les émissions toxiques liées à la production de l'énergie. L'indice « Total Equivalent Warming Impact » (TEWI) permet de qualifier une installation dans son ensemble en comptabilisant à la fois les émissions directes de gaz à effet de serre et les émissions indirectes liées à la production d'énergie. Le résultat est exprimé en kg équivalent de CO₂. En 1997, les émissions totales de gaz à effet de serre dues à la combustion s'élevaient au Canada à 484 000 kilotonnes équivalentes (Neitzert et al. 1999). Parmi ce total, 6.3% était dû au secteur commercial. Avec leurs 7 000 kilotonnes, les supermarchés représentaient quant à eux 23% du secteur commercial (Giguère 2002).

Les supermarchés font partie des bâtiments commerciaux les plus énergivores. Cette caractéristique est due à la présence de zones froides dans un environnement chaud. Typiquement, congélateurs (-25°C) et réfrigérateurs (4°C) sont placés dans une zone de vente à 20°C. On voit ici qu'une double dépense énergétique est nécessaire, d'une part pour réfrigérer les comptoirs, d'autre part pour conditionner ou chauffer l'espace de vente. Le système de réfrigération (R) et le système de Climatisation, Ventilation et Chauffage (CVC) consomment 50 à 70 % de l'énergie dépensée au total. À elle seule, la production de froid compte pour 50% du total (30 à 35% dû aux compresseurs et aux condenseurs). Le détail de la consommation énergétique typique d'un supermarché est présenté dans le Tableau 1.4 (Adams 1985). La grande intensité énergétique des supermarchés (généralement, 800 à 1000 kWh/m²/année au Canada) est devenue problématique quand le prix de l'énergie a augmenté au début des années 80. Or, en hiver, quand la température extérieure se situe entre -20°C et 10°C, la chaleur dégagée par les condenseurs du système de réfrigération constitue un formidable potentiel de récupération. Plus que cela, un supermarché est un bâtiment à bilan thermique positif, c'est-à-dire, qu'il produit plus de chaleur qu'il n'en a besoin pour être chauffé. Le coût de la chaleur récupérée sur les installations est négligeable. Cette constatation est à la base d'importantes innovations proposées actuellement et qui tardent à être mises en œuvre efficacement à cause du cloisonnement persistant des spécialités. Si, en outre, les efforts sont portés à réduire la consommation de

réfrigérant (fuites) alors on peut faire diminuer de façon substantielle les émissions de gaz à effet de serre. Giguère (2002) synthétise le gain en émissions de gaz à effet de serre que pourraient engendrer de telles améliorations. C'est ce qui est présenté dans le Tableau 1.5. D'ailleurs, une application de ces principes a d'ores et déjà été réalisée dans un supermarché Loblaw's à Repentigny au Canada, avec des résultats prometteurs (Pajani et al. 2004).

Tableau 1.4 Les postes de consommation dans un supermarché typique.

Système de réfrigération	54%
- Compresseur basse température - Compresseur moyenne température - Ventilateurs et éclairage des rayonnages - Résistance de dégivrage	21 18 9 6
Éclairage	25%
- Zone de vente - Arrière salles, bureau, signalétique	19 6
Conditionnement de l'air	17%
- Chauffage électrique - Ventilateur - Climatisation	8 5 4
Divers	4%

Tableau 1.5 Diminution potentielle des émissions de gaz à effet de serre dans les supermarchés.

Poste	Quantité	Facteur	TEWI (kg)	Proportion
<i>Émissions annuelles de gaz à effet de serre actuelles</i>				
Fuites de réfrigérant	250 kg	3000	750 000	70%
Réfrigération	1000 kWh	0.2	200 000	19%
Chauffage	600 kWh	0.2	120 000	11%
TOTAL			1 070 000	
<i>Émissions annuelles de gaz à effet de serre potentielles</i>				
Fuites de réfrigérant	5 kg	3000	15 000	9%
Système de réfrigération	800 kWh	0.2	160 000	91%
Chauffage	0 kWh	0.2	0	0%
TOTAL			175 000	
GAIN			895 000	84%

1.2. Le fonctionnement d'un supermarché typique

La taille moyenne d'un supermarché aux États-Unis est de 4 100 m² (F.M.I. 2004), bien que la taille maximale des supermarchés américains dépasse 10 000 m² et plus depuis quelques années. Ceci correspond à la superficie couramment atteinte en France en comptant la galerie marchande. Aux États-unis, la consommation annuelle des supermarchés est de l'ordre de 2 à 3 000 000 kWh. Environ 20% de cette espace est occupé par les rayons frigorifiques comme le montre la Figure 1.2 qui représente une disposition couramment rencontrée. L'intensité énergétique nominale dans cette zone est de l'ordre de 2 000 W/m² (France). L'air à l'intérieur des réfrigérateurs est à une température de 2 à 4°C, et à une humidité relative de 70 à 80%. À l'intérieur d'un congélateur, les conditions de température sont de -20 à -18°C pour une humidité relative de 80 à 90%. L'air ambiant à l'intérieur d'un supermarché est à une température qui se situe entre 19 et 22°C à 50% d'humidité relative.

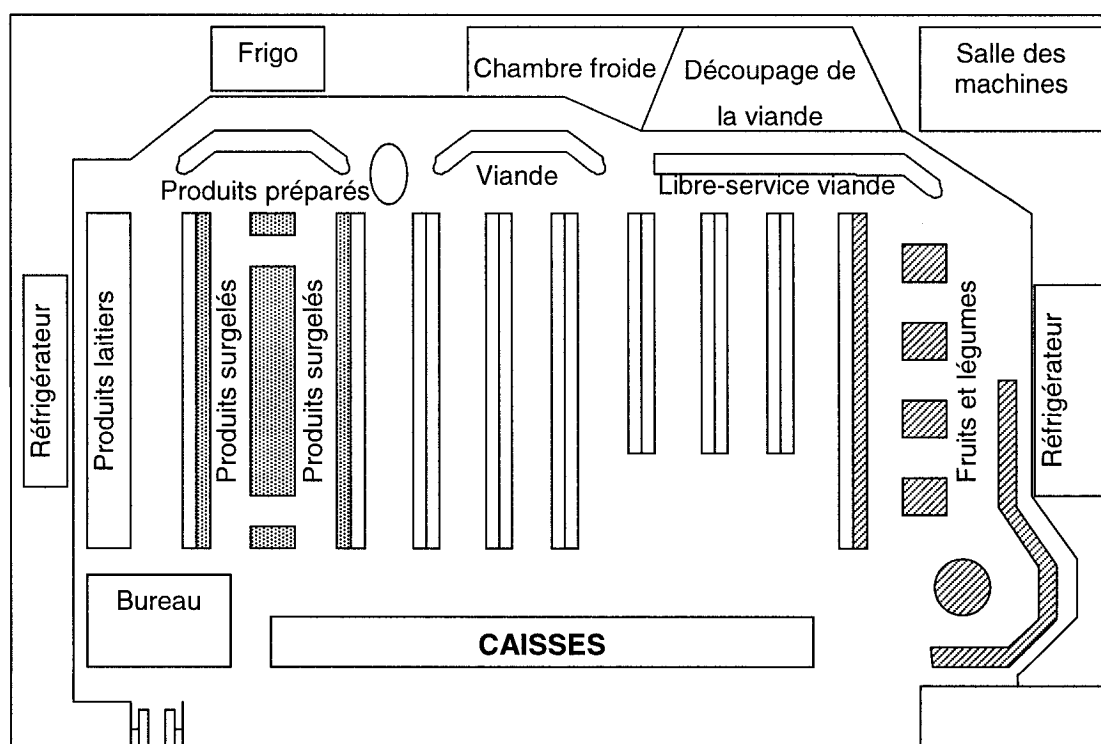


Figure 1.2 Disposition des rayons dans un supermarché (Faramarzi et Walker 2004).

La plupart du temps, la production de froid dans les étalages suffit à climatiser le magasin, c'est-à-dire, à absorber la charge sensible et la charge latente due à l'humidité de l'air. Il faut cependant savoir positionner les comptoirs de façon adéquate. Cette solution pour le conditionnement de l'air est peu efficace car l'énergie est extraite à un potentiel thermique plus bas que nécessaire. La charge thermique de l'espace de vente se compose de la chaleur échangée avec l'environnement extérieur par conduction à travers les parois du bâtiment, de la charge produite par l'éclairage, de la chaleur latente et sensible dégagée par les occupants, de la charge due aux infiltrations, au renouvellement de l'air et aux comptoirs frigorifiques.

Le système de réfrigération est généralement situé dans la salle des machines à l'arrière du bâtiment. Dans la plupart des supermarchés on trouvera une installation utilisant des compresseurs volumétriques (à pistons) montés en parallèle (multiplexe) dont le réfrigérant effectue un cycle à vapeur compressée. La Figure 1.3 illustre ce principe. Plus en détails, le gaz est comprimé par une série de compresseurs, puis récupéré dans un collecteur. De là, il est envoyé à un condenseur distant (sur le toit) pour que la chaleur pompée puisse être libérée. Le condenseur peut être refroidi par air, ce qui est une technologie éprouvée et fiable, ou refroidi par évaporation dans une tour de refroidissement. Cette solution requiert un climat suffisamment sec. Des ventilateurs contrôlés en mode on/off stabilisent la température en sortie de condenseur. Après avoir perdu sa charge latente, le réfrigérant liquide est déversé dans un réservoir et distribué aux rayons frigorifiques via un collecteur. Dans les étalages, le réfrigérant subit une détente directe à travers une valve pour atteindre la basse température. Il passe ensuite dans un évaporateur réfrigérant-air et absorbe de la chaleur ce qui refroidit l'air des comptoirs. A la sortie du serpent, le gaz est acheminé vers le collecteur d'aspiration où une série de valves contrôlent la pression à l'entrée du compresseur.

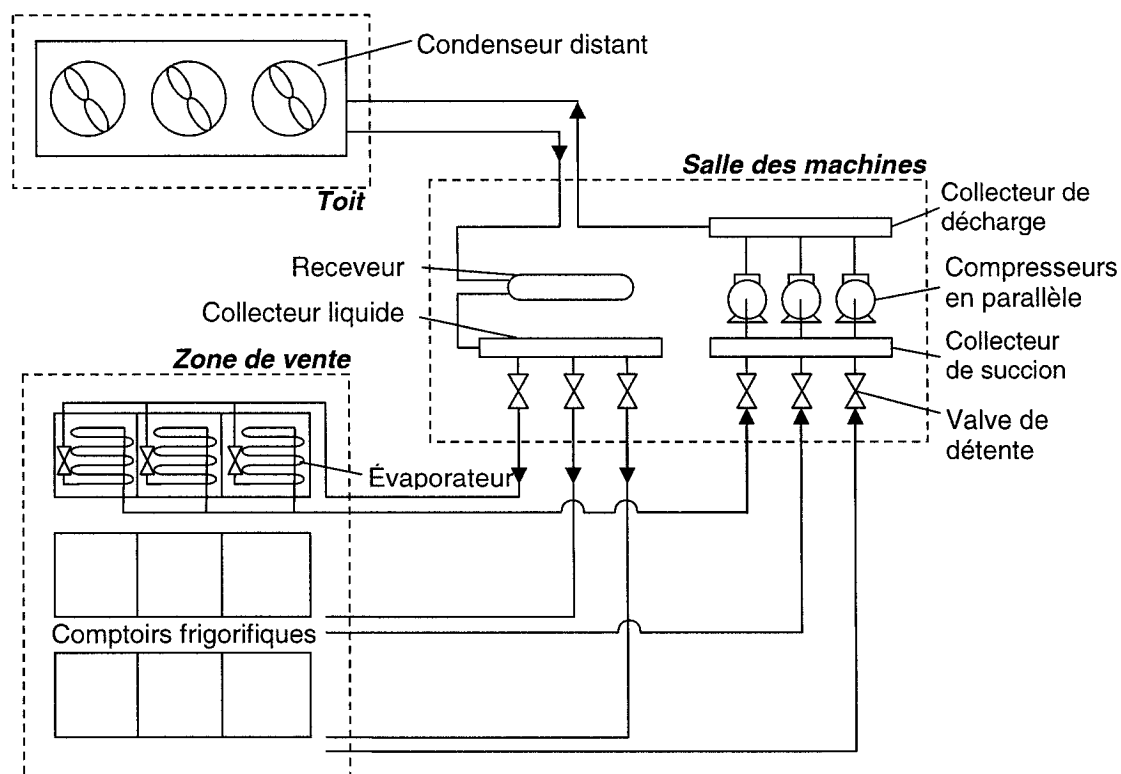


Figure 1.3 Fonctionnement du système de réfrigération multiplexe (Faramarzi et Walker 2004).

Physiquement, les compresseurs sont fixés sur un châssis où sont présents tous les systèmes de contrôle qui gèrent la pression d'évaporation, les cycles de dégivrage et la chaleur de récupération. Les compresseurs sont groupés en plusieurs séries permettant de fournir différents niveaux de froid. Ce niveau dépend de la température de l'aspiration à saturation, « Saturated Suction Temperature » (SST), c'est-à-dire, la température du réfrigérant au niveau de l'évaporateur. Généralement, on trouve un niveau de basse température (-30°C SST) produit par un ou deux ensembles de compresseur (« rack ») reliés au même collecteur haute pression (même condenseur) et on trouve un niveau de températures moyennes (-7°C SST) fonctionnant à part. Comme la charge frigorifique est variable, il faut établir une stratégie de contrôle. L'adéquation entre la capacité des compresseurs et la charge frigorifique se fait grâce à une variation de la pression d'aspiration. Plus la pression d'aspiration est élevée, plus la capacité d'un compresseur est élevée. Différents paliers de pression existent pour lesquelles on enclenche un compresseur supplémentaire. Bien entendu, cette variation de température à l'évaporateur entraîne une fluctuation de la température des produits stockés dans les comptoirs frigorifiques.

Remarquons que la présence de plusieurs compresseurs en parallèle permet une meilleure réactivité en cas de panne. Parallèlement à cela, il faut prévoir une séquence de dégivrage des installations car l'humidité contenue dans l'air ambiant se condense sur les serpentins et affecte l'échange de chaleur réfrigérant-air. Plusieurs solutions sont envisageables parmi lesquelles, le chauffage direct par résistances électriques, l'injection de gaz chaud dans les conduites, ou l'inversion du cycle de réfrigération.

Traditionnellement, un chauffe-eau à gaz produit l'eau chaude pour les sanitaires, la préparation des aliments et le chauffage du bâtiment.

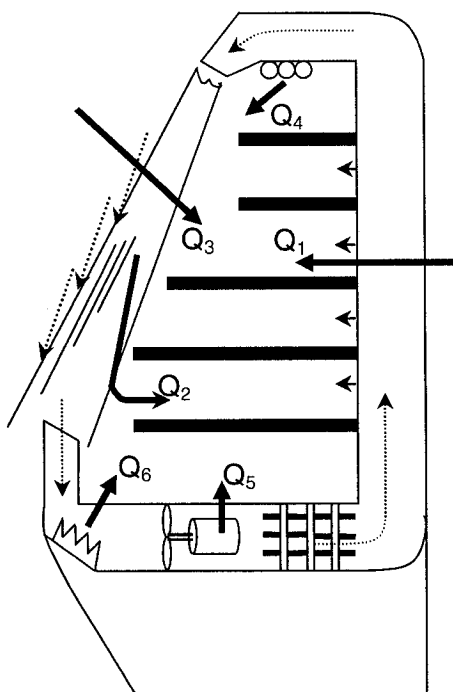
1.3. Interaction entre systèmes de chauffage, climatisation, ventilation et réfrigération

La problématique liée à l'interaction entre système de Chauffage, Ventilation et Climatisation (CVC) et réfrigération (R) est née dans les années 60 avec le « boom » des produits surgelés et la nécessité d'avoir plus d'achalandage sur un espace identique. C'est à cette époque que l'on développe les armoires frigorifiques à étagères protégées par rideau d'air froid dont la configuration est schématisée dans la Figure 1.4. Cependant, en même temps qu'augmentait la capacité de stockage, la demande en réfrigération se voyait multipliée par deux, de paire avec la consommation électrique. De plus, cette nouvelle configuration avait un effet négatif sur le confort de la clientèle car la température de l'air ambiant pris en sandwich entre deux rangées de comptoirs réfrigérés pouvait descendre à 10°C. Ce phénomène est appelé phénomène d'allée froide. Il est dû à la dynamique entre le jet à forte vitesse qui compose le rideau d'air froid des comptoirs réfrigérés et l'air ambiant à faible vitesse qui est ainsi entraîné. Améliorer les caractéristiques du flux est une solution pour diminuer le transfert de chaleur vers l'espace refroidi. Une amélioration plus radicale consiste à placer une porte vitrée. Dans ce cas, la charge frigorifique peut être diminuée de 50%. A cause de ce problème, les concepteurs de vitrines frigorifiques ont été impliqués dans le domaine du conditionnement de l'air (Adams 1985). Et la plupart des conceptions actuelles héritent des grandes lignes de développement proposées dans les années 70. Pour améliorer le confort, l'air froid des allées est récupéré sous les rayons pour être envoyé vers l'avant du magasin. Un système de tuyauterie est installé en même temps que le réseau de distribution du réfrigérant, dans des tranchées creusées à même le plancher. L'humidité

de l'air, absorbée sous forme de chaleur latente, est un problème qui peut être traité en déshumidifiant l'air ambiant jusqu'à un certain seuil. Déterminer ce seuil optimal est une problématique qui fait, encore à nos jours, l'objet d'études. Comme la source principale d'humidité provient de l'air extérieur, le système de ventilation cherche à pressuriser l'enceinte. Cette mesure permet de limiter les infiltrations. Cependant il est pratiquement impossible de pressuriser un supermarché. Parmi d'autres points clef, on note l'introduction de réglages de nuit, l'amélioration des systèmes de contrôle permettant de limiter l'écart de consigne et la prise en compte de la production de froid dans le dimensionnement des systèmes de chauffage.

Les études menées sur le sujet, prouvent que le contrôle de l'humidité et de la température de l'air ambiant est un facteur essentiel concernant la consommation d'énergie et le confort. Comme le montre Orphelin et al. (1999), la charge frigorifique d'un comptoir réfrigéré est due à 75% au transfert de chaleur par induction (15-20% latente, 80-85% sensible). Pour les 25% restant, il s'agit de la charge produite par les ventilateurs de circulation, le dispositif anti-condensation, la lumière et la conduction à travers les parois. Cette répartition est illustrée conjointement à l'aide de la Figure 1.4 et du Tableau 1.6. Diminuer la température de la zone de vente de 3 à 5°C ou diminuer l'humidité relative (rh) de 10% revient à diminuer la charge frigorifique de 25%. La réfrigération (comprenant le dégivrage) consomme, en été, un tiers plus d'énergie qu'en hiver. Orphelin et al. (1999) ont étudié le phénomène de transport d'humidité à travers le rideau d'air froid et montré que la relation entre consommation d'énergie et humidité dépendait de la température intérieure. D'après eux, l'enthalpie de l'air est un facteur plus significatif que la température et l'humidité pris séparément. Ils ont pu ainsi étudier l'impact de la température et de l'humidité de la zone de vente sur la température des allées froides et ont montré qu'il existe une humidité relative qui optimise la consommation commune du système CVC&R.

(a)



(b)

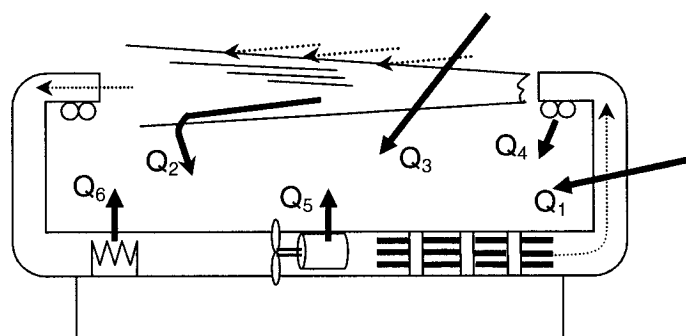


Figure 1.4 Les fuites de chaleur dans les compteurs frigorifiques;
(a) : réfrigération, (b) : congélation.

Tableau 1.6 Consommation énergétique des comptoirs de réfrigération et de congélation (Orphelin et al. 1999).

		Étalage vertical (a)	Étalage horizontal (b)
Ambiante [25°C – 60%rh]		Température positive [2°C – 70%rh]	Température négative [-20°C – 90%rh]
Charge frigorifique : Q	Puissance linéique totale (W/ml)	1400	350
<i>Contribution relative sous conditions nominales (%)</i>			
Q ₁	Convection et conduction	7	11
Q ₂	Induction	65	30
Q ₃	Rayonnement	7	37
Q ₄	Éclairage	6	0
Q ₅	Ventilateurs	6	12
Q ₆	Dégivrage	9	10

Les systèmes CVC actuels traitent séparément l'air extérieur (air de ventilation) et l'air re-circulé (Whitehead 1985, Anonymous 1998, Khattar 1998). La Figure 1.5 représente la configuration typique d'un système CVC. Cette configuration a pour but de fractionner la charge latente et la charge sensible. Seul l'air extérieur qui contient l'eau est déshumidifié à l'aide d'un serpentin dédié. Cette solution permet de traiter un volume d'air beaucoup moins important. Comme la vapeur d'eau y est plus concentrée, on peut augmenter la température de l'air réfrigéré en sortie de l'évaporateur. De cette manière, le procédé est plus efficace. Notons que cette efficacité dépend aussi de la température extérieure à laquelle la chaleur doit être rejetée. Un circuit de contournement est utilisé dans le cas où la déshumidification n'est pas nécessaire. Les versions les plus abouties de ce procédé comportent des compresseurs en cascade. Ces compresseurs sont de même type que ceux utilisés en réfrigération ce qui facilite la maintenance. Le système de conditionnement de l'air dans son ensemble contient également deux autres serpentins. L'un récupère la chaleur de réfrigération ce qui sert à réchauffer l'air après la déshumidification, l'autre délivre de la chaleur si un supplément de chauffage est nécessaire en hiver. Dans ce cas, le serpentin est alimenté par le chauffe-eau ou peut être remplacé par une résistance électrique. Une telle installation doit traiter un grand débit d'air et faire face à une perte de pression importante à travers les échangeurs de chaleurs. Comme on le voit, la déshumidification par

condensation consomme beaucoup d'énergie et d'autres solutions ont été proposées comme l'injection d'un rideau d'air très sec pour protéger les étalages ou l'utilisation de dessiccateurs.

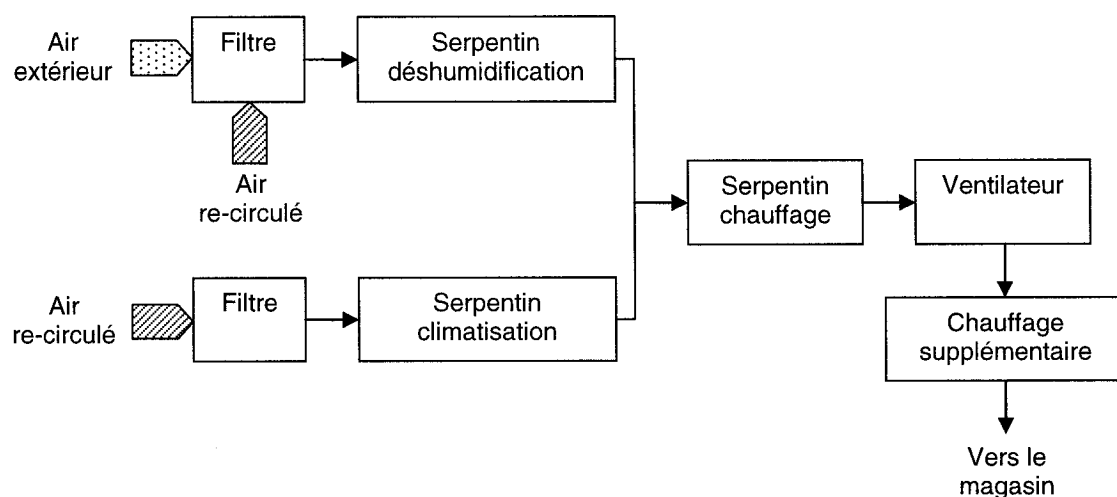


Figure 1.5 Schéma de fonctionnement d'un système CVC (Whitehead 1985).

L'interaction entre systèmes CVC&R est souvent incomprise car l'échange des données de conception fait face à la séparation traditionnelle des corps de métier. L'information est dispatchée entre les départements d'ingénierie des supermarchés, les concepteurs de CVC et les frigoristes. Il n'y a pas d'effort cohésif pour mettre l'information sous une forme accessible. Malgré l'existence de machines performantes qui garantissent le niveau de confort, l'investissement ne vaut pas toujours le bénéfice ou bien l'avantage n'est pas compris. En d'autres termes, l'intérêt commercial l'emporte souvent sur l'efficacité. Parfois, la conception est inadéquate car les ingénieurs et architectes ne connaissent pas les spécificités d'un supermarché. En d'autres occasions, le supermarché n'appartient pas au gérant, et le bâtiment doit pouvoir s'adapter à d'autres usages.

2. LE POINT DE VUE TECHNOLOGIQUE

Pour réduire l'impact environnemental des systèmes de réfrigération, on peut soit rendre la source d'énergie plus propre, soit améliorer le rendement énergétique de ces installations. Dans ce dernier cas, il est possible d'optimiser la consommation du système de réfrigération seul (amélioration du rendement thermodynamique) ou bien de réduire la consommation énergétique du bâtiment dans son ensemble (récupération de chaleur).

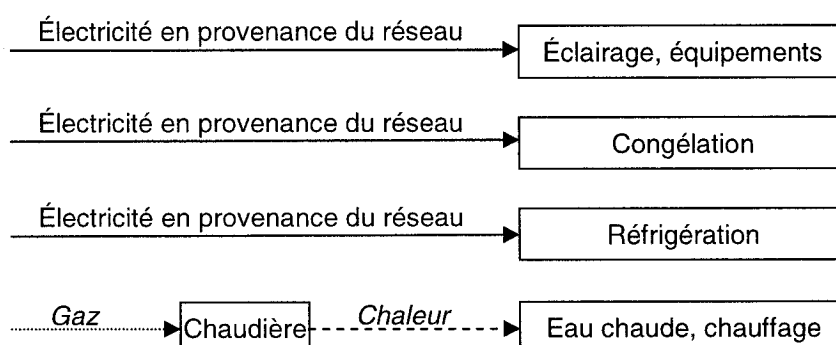
2.1. Production d'énergie

Pour réduire la consommation d'énergie primaire et baisser le niveau des émissions de gaz à effet de serre, Maidment et Tozer (2002) ont proposé une solution originale en s'attaquant directement à la production d'énergie. A partir de critères économiques et environnementaux, leur investigation porte sur l'évaluation de la cogénération pour produire du chauffage en hiver mais aussi pour produire de la réfrigération moyenne température à l'aide d'une pompe à chaleur par absorption. Cette nouvelle façon d'utiliser l'énergie se différencie de la configuration classique comme le montre la Figure 1.6.

Technologiquement parlant deux alternatives sont proposées :

- l'utilisation d'une machine thermique à gaz conjointement avec un réfrigérateur à absorption utilisant de l'eau chaude. La source de chaleur provient du liquide de refroidissement de la machine thermique et de ses gaz d'échappement;
- à condition que la puissance électrique dépasse les 1 MWe, l'utilisation d'une turbine à gaz permet d'avoir un meilleur rendement qu'une machine thermique. Dans ce cas, on utilise les gaz d'échappement dans un générateur de vapeur. La vapeur sert de source d'énergie à une pompe à chaleur par absorption.

(a)



(b)

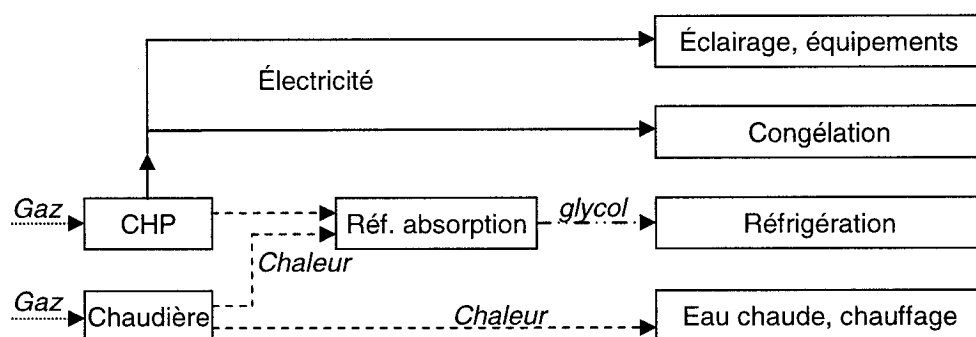


Figure 1.6 Comparaison schématique des flux d'énergie dans un supermarché;

(a) : système classique, (b) : système CCHP (Maidment et Tozer 2002).

Le système « Combined Cooling Heat and Power » (CCHP) est contrôlé en priorisant la production de chaleur par rapport à la production d'électricité. L'équilibrage de la demande électrique se fait en important ou en exportant de l'énergie de ou vers le réseau. Les auteurs montrent que la performance d'un tel système dépend de sa taille. Il serait pertinent d'évaluer la taille par le nombre d'heure de fonctionnement en pleine charge, « Equivalent Full Load Hours » (EFLH). Malgré les investissements de départ importants, l'étude de cas démontre que l'on peut réduire de 15% l'utilisation d'énergie primaire avec une période de retour sur investissement de 7 ans. En outre, les émissions de CO₂ sont réduites de 50% si on considère que l'électricité du réseau est produite par des centrales au charbon. En effet, la combustion du gaz produit une quantité de dioxyde de carbone équivalant à 60% de la quantité émise par la combustion du charbon. La pérennité de ce type d'installation est incertaine car l'électricité du réseau est de plus

en plus propre. Par exemple, on observe que les nouvelles centrales utilisent des turbines à gaz en cycle combinés. Néanmoins, avec le temps, le coût d'une turbine de petite taille utilisée dans le CCHP, pourrait diminuer si la pénétration du marché est suffisante. Le développement de pompes à chaleur par absorption fonctionnant à plus basse température est aussi en faveur de cette solution. Par contre, d'après nous, l'utilisation de l'ammoniac dans les systèmes de réfrigération par absorption peut poser des problèmes de sécurité importants, ce qui ne les rend pas applicables en Amérique du Nord pour les dix ou vingt prochaines années.

2.2. Cycle thermodynamique

Au niveau du cycle thermodynamique, c'est-à-dire, au niveau de la conversion d'énergie, plusieurs propositions sont faites pour améliorer le rendement énergétique d'une part et les fuites de réfrigérants d'autre part. Un exemple de système de réfrigération optimisé est illustré par la Figure 1.7. Parmi les améliorations possibles, nous présentons les plus significatives :

- Dans un supermarché typique, les compresseurs sont situés à l'écart des comptoirs réfrigérés. Il faut donc faire circuler le réfrigérant à haute pression (2 000 kPa) à travers des tuyaux raccordés entre eux par des joints brasés. Ce type d'installation est propice aux fuites. La charge totale de réfrigérant peut s'élever à 2 000 kg et on estime que les vieilles installations peuvent perdre annuellement jusqu'à 25% de leur charge (Papineau 2004.). En outre, les fuites sont difficiles à identifier car le réfrigérant est sous forme gazeuse à température et pression de l'environnement. Les nouveaux développements font plutôt valoir l'utilisation d'un fluide secondaire. Cette solution permet de confiner la boucle primaire (utilisant le réfrigérant) dans la salle des machines. Ainsi, la quantité de réfrigérant est diminuée de 80%, ce qui correspond à une charge totale de 100 à 200 kg. Comme le réfrigérant n'est plus distribué dans différents comptoirs aux températures variables, la technologie de l'installation en est simplifiée. Un échangeur de chaleur permet de transférer la chaleur de la boucle secondaire vers la boucle primaire. Les fluides secondaires utilisés (eau, saumure, éthyle glycol - eau) sont avantageux car moins coûteux et moins dangereux pour l'environnement. De plus, ils sont utilisés de façon

monophasique. Cela stabilise l'échange de chaleur dans les serpentins air-fluide secondaire. On obtient de cette manière un meilleur contrôle de température dans les rayons frigorifiques. Les produits alimentaires sont donc mieux conservés. Aux conditions ambiantes ces fluides sont liquides, et ne se dispersent pas en cas de fuite. Le choix d'un bon fluide secondaire repose sur sa faible viscosité. En effet, la viscosité augmente quand la température diminue. La perte de charge qui en résulte se répercute sur l'énergie de pompage. Ce fluide doit aussi faciliter le transport de l'énergie, c'est-à-dire, avoir une bonne capacité thermique.

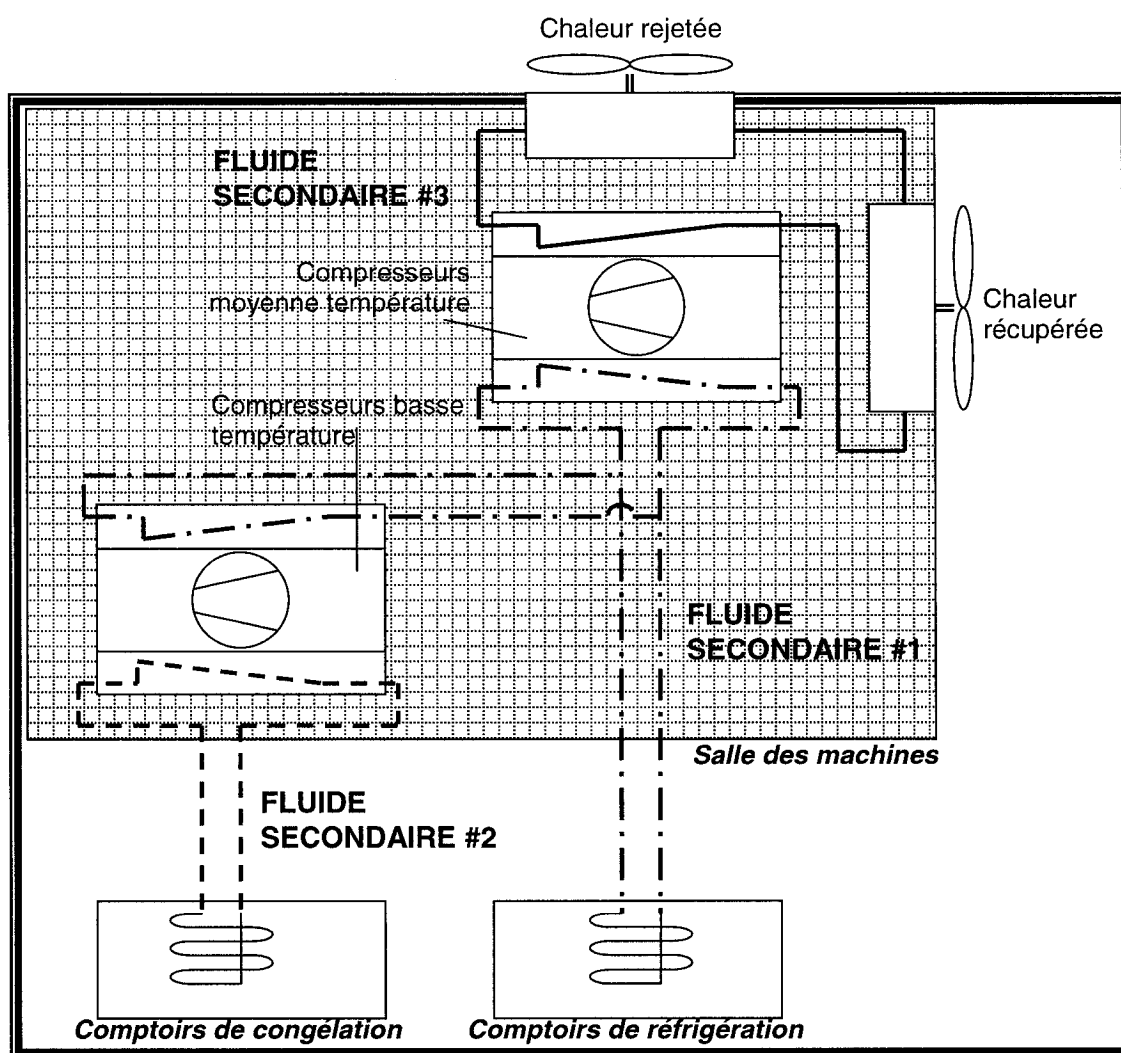


Figure 1.7 Exemple de système de réfrigération optimisé (Giguère 2002).

- Les installations frigorifiques sont conçues pour fonctionner dans des conditions extrêmes, typiquement pour une température extérieure de 35°C. Or, cette condition n'est rencontrée que très rarement ce qui entraîne une surconsommation d'énergie (Giguère 2002). L'utilisation d'une température de condensation variable en fonction de la température extérieure permet d'avoir un coefficient de performance (COP) optimal. Ceci veut dire que pour la même charge frigorifique, le travail consommé par le compresseur est plus faible.
- L'utilisation de compresseurs à vitesse variable ou à modulation mécanique permet un contrôle précis de la charge sans passer par des mécanismes de charge virtuelle qui réduisent l'efficacité, ou font fluctuer la température des aliments. Précisons que ce type de compresseur reste difficile à réaliser et coûteux.
- Le cycle thermodynamique peut être optimisé en utilisant des compresseurs en cascade ou en sous-refroidissant le réfrigérant liquide à la sortie du condenseur. L'opération de sous-refroidissement se fait de façon mécanique (système de réfrigération) ou bien à travers un échangeur de chaleur.
- L'utilisation de comptoirs autonomes avec leurs propres compresseurs et une façon de gérer la charge frigorifique de façon optimale. C'est aussi un gain pour la charge de réfrigérant, pour les fuites, et le coût d'entretien.

2.3. Récupération de chaleur

Les possibilités pour la récupération de chaleur dépendent de la température souhaitée (Harrop 1988). Tout dépendamment de cette température, on peut chauffer de l'eau ou l'air pour des applications bien précises que l'on décrit ci-dessous. La Figure 1.8 illustre les transferts de chaleur possibles entre un réfrigérant classique et ces deux fluides.

Une première application consiste à chauffer à 55-60°C l'eau domestique utilisée pour le nettoyage, la préparation de la nourriture, les restaurants, et les sanitaires. L'installation se

compose d'un chauffe-eau électrique dans lequel est immergé le serpentin de condensation. Comme l'installation est proche de la salle des machines, le gaz est désurchauffé puis partiellement condensé tel que le montre la Figure 1.8a. C'est-à-dire que l'on obtient un mélange liquide-gaz. La chaleur latente restante est extraite par un autre dispositif de condensation placé en série. Par contre, dans les grandes surfaces, le dispositif de stockage est situé loin de la salle des machines. Dans ce cas, le retour de réfrigérant ne peut pas être diphasique car le condenseur est loin et cela entraînerait des pertes de pression importantes. C'est pourquoi un échangeur de chaleur réfrigérant-eau condense complètement le réfrigérant. Une attention particulière doit être portée à la conception de cet échangeur de chaleur. Le débit d'eau dont la température d'entrée varie de 0 à 15°C en moyenne doit s'adapter en fonction de l'énergie de condensation disponible.

La chaleur dissipée peut aussi servir à chauffer l'espace de vente qui se trouve en moyenne à 20°C. Dans les supermarchés de petites dimensions, le chauffage de l'air est priorisé par rapport au chauffage de l'eau. Plusieurs conceptions sont rencontrées, dépendantes de la charge frigorifique, de la demande en chauffage et de la position relative entre le compresseur et le condenseur :

- Si le point de chauffage est loin, on utilise uniquement le désurchauffage des gaz pour éviter d'avoir du retour liquide. Seulement 20 à 30% du potentiel est récupéré. Typiquement, le réfrigérant passe de 75°C à 50°C alors que l'air envoyé à fort débit volumique passe de 18°C à 21°C.
- Dans les petits magasins, généralement situés en centre ville, il est possible de réaliser la plupart du chauffage hivernal à l'aide de la récupération. La chaleur est obtenue par condensation complète du réfrigérant comme le montre la Figure 1.8b. Si un complément de chauffage est nécessaire, on utilise l'électricité ou l'eau chaude. Ce condenseur de chauffage est monté en parallèle avec un condenseur extérieur et un chauffe eau. Le chauffage de l'air à priorité et une valve à trois voies permet de contrôler les débits relatifs c'est-à-dire d'ajuster la quantité de chaleur qui sert à chauffer le magasin et celle qui est rejetée dans l'environnement. Une telle installation a généralement une puissance de 60 kW. Une excellente application de

ce système est présentée par Soebert (1986). Ce type d'installation n'existe pas en Amérique du Nord.

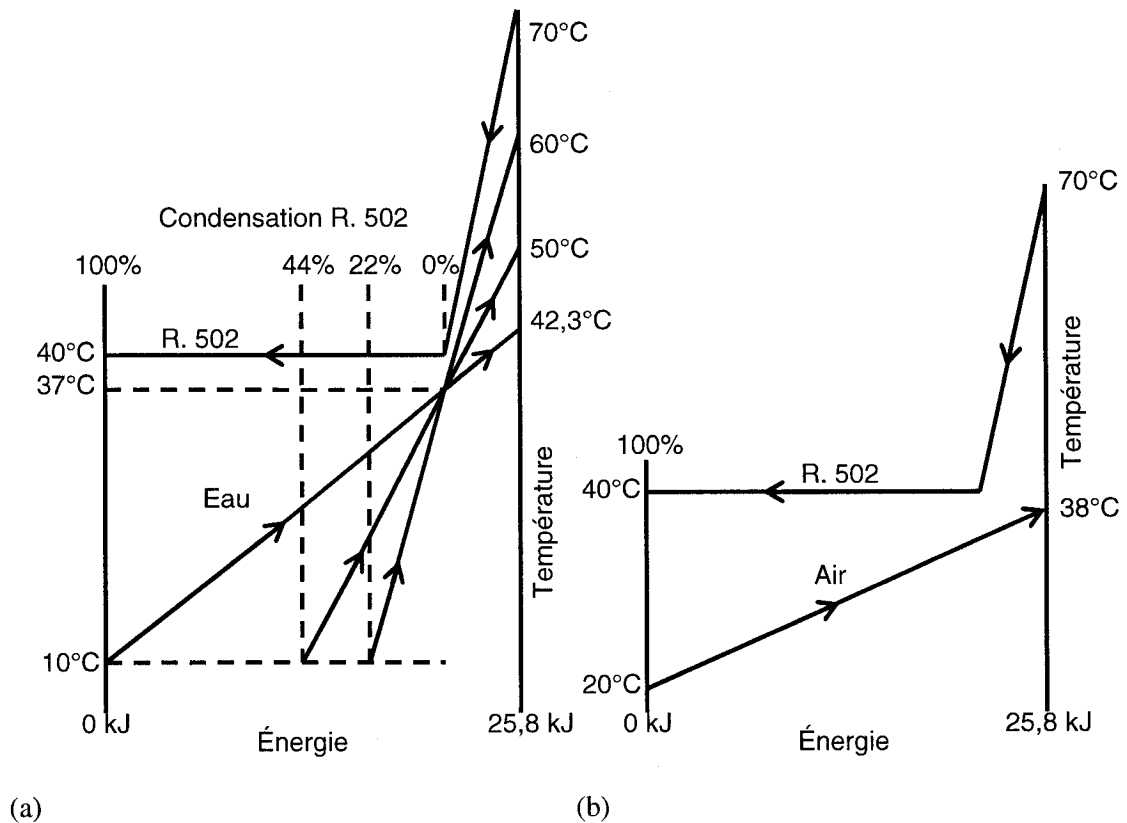


Figure 1.8 Récupération de chaleur;

(a) : condenseur à eau, (b) : condenseur à air (Harrop 1988).

- On peut aussi utiliser un condenseur dit à « surface fixe ». Dans ce cas, on fait passer un fort débit d'air extérieur (27°C) durant l'été et un faible débit d'air re-circulé (20°C) en hiver ce qui donne deux types d'échange thermique illustrés par la Figure 1.9. Le débit hivernal est estimé à la moitié du débit estival. Le serpentin est divisé en plusieurs sections dimensionnées en proportion de leurs capacités, selon qu'elles proviennent des compresseurs basse ou moyenne température.
- Si la charge de chauffage est trop élevée par rapport à la capacité du système, il est possible d'utiliser le principe de pompe à chaleur. En hiver, on observe que les

compresseurs moyenne température fonctionnent à 65-70% de leur charge nominale lorsque la température extérieure est à 0°C. Cela s'explique notamment par une diminution de la charge latente car l'air est plus sec en hiver. Techniquement un évaporateur extérieur est installé pour prolonger l'évaporateur moyenne température. Il permet d'augmenter la charge jusqu'à 100% de la capacité du système de réfrigération. Il y a donc plus de chaleur à récupérer au condenser. Néanmoins, si la température extérieure est trop faible, la solution devient inefficace; c'est le cas au Canada.

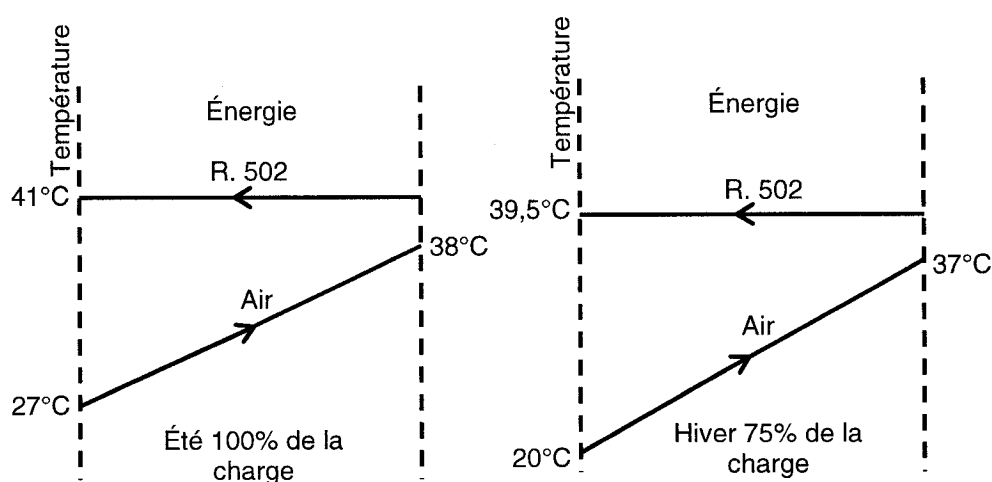


Figure 1.9 Transfert de chaleur pour un condenseur à surface fixe (Harrop 1988).

La solution novatrice pour distribuer le chauffage en différents points du supermarché consiste à utiliser un fluide secondaire. De cette manière, on contourne les problèmes de contrôle, de pertes de charge et de fiabilité liés aux écoulements diphasiques. Par exemple, si le réfrigérant se condense à 45°C, de l'eau récupère la chaleur à 42°C ce qui permet de chauffer l'air jusqu'à 37°C. Cette boucle secondaire est branchée à un réservoir qui sert à stocker l'énergie et atténue les fluctuations de température. Un condenseur placé en parallèle permet d'évacuer le surplus de chaleur. De cette manière, l'énergie peut être distribuée à plusieurs unités CVC, à des endroits où la demande est différente (Khattar 1998). C'est généralement le cas entre la zone de vente et la galerie marchande.

CHAPITRE 2

UN MODÈLE POUR L'ANALYSE ÉNERGÉTIQUE DANS LES SUPERMARCHÉS

« A MODEL FOR ENERGY ANALYSIS IN SUPERMARKETS »

Maxime Ducoulombier, Alberto Teyssedou, Mikhaïl Sorin

*In press in: Energy and Buildings (accepted July 25, 2005)**

I. Les techniques de modélisation appliquées aux bâtiments commerciaux

Deux méthodes de modélisation existent : la méthode directe et la méthode inverse. La méthode directe s'appuie sur un modèle détaillé dont les paramètres sont issus de mesures intrusives du bâtiment. Une fois les paramètres déterminés, une prédiction peut être effectuée. A l'opposé, la méthode inverse s'appuie sur une comparaison faite entre la prédiction du modèle et le résultat réellement mesuré. De cette comparaison on déduit la valeur des paramètres du modèle. Dans ce cas, le modèle n'est pas nécessairement détaillé. La prédiction de consommation énergétique des bâtiments se base sur la méthode inverse. Elle cherche plutôt à déterminer la charge de chauffage et de réfrigération ainsi que la consommation énergétique qui en découle.

D'après Reddy et al. (1999), plusieurs techniques de modélisation inverse existent et sont utilisées pour répondre à des besoins particuliers :

* Les documents afférents à la soumission de cet article sont présentés en ANNEXE I.

i) La régression empirique

Elle est utilisée la plupart du temps en conditions stationnaires. C'est-à-dire que les phénomènes transitoires dus à l'inertie du bâtiment ne sont pas pris en compte. Typiquement, il s'agit d'un modèle linéaire en fonction d'une seule variable, généralement la température extérieure, qui change de pente à la température de basculement entre le chauffage et la climatisation. Il se peut que la zone de transition chauffage-climatisation soit définie par deux températures. Ces modèles sont nommés 1-P, 2-P, 3-P, 4-P, etc. en fonction du nombre de paramètre impliqués. L'avantage d'utiliser cette technique réside dans son faible temps de calcul. De tels modèles peuvent aussi incorporer d'autres variables telles que l'humidité, le rayonnement solaire et l'heure de la journée, notamment pour prendre en compte les variations de fonctionnement en fonction du planning. Dans ce cas, les données sont compartimentées en 24 groupes différents et une régression est effectuée pour chaque groupe séparément.

Ces modèles sont utiles pour :

- déterminer l'économie énergétique réalisée suite à une amélioration du bâtiment.
C'est à dire que l'on peut comparer la consommation énergétique actuelle avec celle qui aurait été générée par l'ancien bâtiment;
- diagnostiquer le système CVC en mesurant tout écart entre la consommation énergétique ou la charge actuelle et la prédiction;
- avoir un aperçu du mode de fonctionnement du bâtiment.

Par exemple, Schrock et Claridge (1990) ont utilisé un modèle de régression à point de basculement pour prédire la consommation horaire et journalière d'un supermarché de 3 600 m² fonctionnant 24h/24h en fonction de la température de bulb sec de l'environnement. Ils ont pu identifier et expliquer la cause d'une surconsommation énergétique notamment en incluant un paramètre lié à l'heure. Ils ont par ailleurs conclu que 16% de la consommation était dépendante de la météo, ce qui correspondait à la charge de climatisation dont une faible partie était due à la variation de l'efficacité des appareils de réfrigération en fonction de la température extérieure. Presque toute la charge de chauffage était fournie par récupération de la chaleur rejetée par les compresseurs de réfrigération.

Les techniques de régression actuelles (1-P, 2-P, etc.) sont simples et faciles à mettre en œuvre. Cependant, elles font l'objet de quelques limitations; par exemple, elles ignorent la présence de non linéarités entre la consommation d'énergie et la température extérieure et généralement ne prennent pas en compte l'influence de l'horaire sur la consommation énergétique. Certains auteurs (Dhar et al. 1999) ont constaté ces limitations et ont proposé une technique de modélisation basée sur les séries de Fourier généralisées. Cette technique, appelée séries de Fourier basées sur la température, capture indirectement l'effet de l'humidité et du gain solaire. Son originalité repose sur l'utilisation de termes qui sont fonctions de la fréquence en température, qui capturent les non-linéarités. D'autres termes prennent en compte l'interaction entre l'heure du jour et la température.

ii) La simulation calibrée

Cette technique consiste à utiliser un modèle détaillé ou un modèle simplifié dans une démarche essai-erreur comme par exemple l'utilisation des réseaux de neurones et des systèmes experts. Parmi les codes les plus connus sont ceux développés par le « U.S. Department of Energy » tels que DOE-2, « Building Loads Analysis and System Thermodynamics » (BLAST) et EnergyPlus. Après plusieurs itérations, on trouve la valeur des paramètres qui permet d'estimer de façon satisfaisante le comportement du bâtiment en question. Typiquement, le calibrage implique de vérifier l'exactitude des paramètres, d'ajuster le niveau de gain interne (énergie dégagée par l'éclairage, les personnes) et d'identifier les composants qui ne fonctionnent pas correctement. L'utilisation de modèles détaillés implique l'utilisation de données très précises sur le système, des temps de calcul substantiels et une bonne expertise de l'utilisateur.

D'après Liu et Claridge (1998), les modèles les plus efficaces utilisent des variables qui ont un impact clair et direct sur la performance des systèmes et minimisent l'intervention de facteurs qui ne sont pas directement mesurables. Partant de ce constat, ils ont développé un modèle simplifié basé sur la procédure d'analyse énergétique simplifiée décrite par Knebel (1983) et sur quelques équations appliquées essentielles. Ainsi, il est possible d'optimiser le système CVC en variant chacun des paramètres, tout en garantissant le niveau de confort requis. L'avantage de ce modèle simplifié provient du fait que l'analyse est plus rapide que dans le cas d'un modèle détaillé où les données d'entrée sont beaucoup plus nombreuses.

La simulation calibrée permet de :

- détecter des problèmes de fonctionnement;
- optimiser la stratégie de contrôle d'un système CVC;
- identifier des sources d'économie énergétique;
- connaître l'avantage économique d'une post-modification;
- prévoir l'impact énergétique et économique d'une modification suggérée avant de l'implémenter.

Katipamula et Claridge (1993), ont par ailleurs prouvé l'habileté de leur modèle simplifié à quantifier le bénéfice engendré par le remplacement d'un système de ventilation à débit fixe par un système à débit variable sans disposer des données avant modification. Les paramètres déterminés lors de la modélisation du système à débit variable ont suffi à prédire le comportement du système à débit fixe avec une bonne précision.

iii) L'identification des paramètres

Cette technique se situe entre les deux techniques citées précédemment. Proche de la régression empirique parce qu'il s'agit d'une technique de régression. Proche de la simulation calibrée car il s'agit de déterminer la valeurs de certains paramètres clefs qui pourront être réutilisés dans le cadre d'un modélisation détaillée. Toute la difficulté consiste à trouver un modèle suffisamment simple pour permettre une régression par étape au cours de laquelle les paramètres sont déterminés sans équivoque (sans biais) ; et en même temps suffisamment détaillé pour que les paramètres aient une signification physique explicite.

Reddy et al. (1999) ont développé une approche basée sur l'identification des paramètres pour déterminer à partir de données non-intrusives les paramètres de fonctionnement des grands bâtiments commerciaux qui affectent la charge de chauffage et de climatisation, c'est-à-dire, les caractéristiques propres au bâtiment et au système de ventilation. Ils ont réussi à formuler un modèle qui capture l'essentiel de la physique tout en évitant une redondance entre les paramètres. Pour minimiser les phénomènes de colinéarité (corrélation) entre les paramètres et donc pour biaiser le moins possible le résultat, un schéma de régression statistique en plusieurs étapes a été choisi. Ce modèle a le potentiel d'être utilisé pour le diagnostic et permet de prendre des mesures au niveau de la maintenance et des conditions de fonctionnement. La méthode

proposée permet de savoir dans quelle mesure le système réel est plus énergivore que le système idéal.

Notons qu'une très bonne synthèse portant sur la modélisation énergétique des systèmes CVC est proposée par ASHRAE (2001).

II. La performance idéale d'un supermarché

Connaître la performance idéale d'un système c'est avoir deux outils en main : un outil de compréhension qui permet de connaître le comportement fondamental du système en question et un outil d'évaluation pour comparer la performance du système réel avec son optimal théorique.

Cette idée est utilisée entre autres dans deux travaux de Reddy et al. (1994) et White et Reichmuth (1996) portant sur le système de ventilation des bâtiments commerciaux. Ils sont intéressants car constituent un parallèle avec notre étude des supermarchés. Dans ce cas, la problématique émane du fait que les bâtiments commerciaux contiennent généralement plusieurs zones dont les besoins de chauffage et climatisation sont différents. Cela est dû à une différence de charge interne et de dépendance aux conditions extérieures entre les différentes zones. En conséquence, le système CVC délivre (et soutire) plus d'énergie que nécessaire, c'est-à-dire, la somme des charges individuelles de chaque zone. Cette pénalité dépend des conditions de fonctionnement et des conditions climatiques. Dans certains pays (Canada, É.-U.), la température extérieure est la variable climatique prédominante. Cette surconsommation est notamment due au mélange d'air froid et d'air chaud dans les systèmes à débit constant. Ce mode de fonctionnement est nécessaire pour contrôler la température des différentes zones. White et Reichmuth (1996) ont décrit le comportement d'un bâtiment par une fonction qui varie avec la température de l'environnement. Cette fonction quantifie la simultanéité du chauffage et de la climatisation, c'est-à-dire, de combien le système s'écarte de l'idéal. Reddy et al. (1994) ont défini l'efficacité du système de ventilation (« Energy Delivery Efficiency ») comme le rapport entre la charge réelle du bâtiment et la charge du bâtiment si il était constitué d'une seule zone. Sur le même principe que pour l'efficacité de Carnot, ils ont déterminé la limite supérieure que peut atteindre cette efficacité dans le cas d'un bâtiment à deux zones. Cette performance

optimale a été ensuite comparée avec la performance réelle de deux bâtiments bien différents, en fonction d'une seule variable, la température extérieure. De cette manière, la performance de ces deux bâtiments, malgré qu'ils aient deux systèmes de ventilation différents, a pu être estimée sur une échelle absolue.

Dans un supermarché, on retrouve bien deux zones avec des charges différentes : la zone de vente et les comptoirs frigorifiques. Cependant, la problématique n'émane pas du système de ventilation, qui ne s'applique qu'à la zone de vente, mais à la façon dont l'énergie est pompée d'un niveau de température vers un autre. Ici, on s'attache avant tout à l'efficacité des systèmes de réfrigération, de chauffage et de climatisation plutôt qu'à la façon dont l'énergie est distribuée. La disparité de charge entre ces deux zones est moins due à une différence de charge interne qu'à une fuite de chaleur entre deux niveaux de températures.

Dans le cadre de ce travail de recherche, un premier article a été rédigé (« A model for energy analysis in supermarkets », *Energy and Buildings*, accepté pour publication le 25 juillet 2005) dans lequel nous proposons un modèle simplifié de supermarché. Ce modèle repose sur la description suivante. Le bâtiment est séparé en deux zones intérieures, l'espace froid qui représente les comptoirs réfrigérés et l'espace chaud qui représente l'espace de vente. Alors que la température de ces deux espaces est constante, la température extérieure, c'est-à-dire, la température de l'environnement varie de -40°C à 35°C . Trois sources d'irrégularités sont prises en compte. Ces sources sont liées à plusieurs flux de chaleur. Il s'agit de :

- le transfert de chaleur entre l'espace chaud et l'environnement à travers les parois du bâtiment, appelée charge externe;
- le transfert de chaleur entre l'espace chaud et l'espace froid, appelé charge de réfrigération;
- une source interne de chaleur due à l'éclairage, aux divers équipements électriques et aux gens, appelée charge interne.

Comme les températures de l'espace froid et de l'espace chaud sont constantes, la charge de réfrigération est supposée fixe. En adoptant un coefficient global de transfert de chaleur entre l'espace chaud et l'environnement, on obtient une relation linéaire entre la charge externe et la température de l'environnement. Cette charge externe tient compte du transfert de chaleur par conduction et rayonnement ainsi que des infiltrations d'air. Les variations de charge dues à la

chaleur latente de l'air ne sont pas prises en compte. Les systèmes de réfrigération, chauffage et climatisation sont décrits comme suit :

- deux pompes à chaleur idéales, placées dans l'espace froid, se chargent de la réfrigération. Une partie de la charge de réfrigération est rejetée dans l'espace chaud (première pompe) alors que le reste est rejeté dans l'environnement (deuxième pompe);
- dans l'espace chaud, un dispositif de chauffage direct permet de subvenir à la demande de chauffage. Il s'agit d'une résistance électrique qui peut tout aussi bien, du point de vue thermodynamique, représenter la combustion d'une énergie fossile;
- une troisième pompe à chaleur idéale placée dans l'espace chaud sert à la climatisation. Elle rejette la chaleur dans l'environnement.

Pour initier l'analyse, la première loi de la thermodynamique est appliquée à l'espace froid puis à l'espace chaud pendant la période de chauffage et la période de climatisation. Un nouveau paramètre doit être introduit. Il s'agit de la proportion de la charge de réfrigération qui est récupérée, c'est-à-dire, celle utilisée pour chauffer l'espace chaud. Pour calculer l'énergie consommée, il est nécessaire de déterminer deux températures clefs de l'environnement appelées température de début de climatisation et température de début de chauffage. Ces deux températures délimitent trois modes de fonctionnements :

- le mode de climatisation pour lequel il faut soutirer de l'énergie à l'espace chaud;
- le mode de récupération où l'espace chaud peut être chauffé en récupérant une partie de la charge de réfrigération;
- le mode de chauffage où le chauffage direct est nécessaire car la récupération de chaleur ne suffit plus.

Une fois ces trois modes de fonctionnement identifiés, il est possible de calculer la consommation énergétique du bâtiment en fonction de la température extérieure. Cette consommation est mise sous la forme d'une efficacité, c'est-à-dire, le travail consommé par rapport à la charge de réfrigération. On trouve que cette efficacité calculée en fonction d'une température réduite de l'environnement dépend de trois paramètres adimensionnels que sont le rapport de récupération, la charge interne réduite et l'isolation thermique du bâtiment. En supposant que la charge interne est nulle, il est possible d'étudier l'influence de l'isolation thermique du bâtiment sur la consommation énergétique. Pour ce faire, le profil de

consommation énergétique en fonction de la température de l'environnement est tracé pour différentes valeurs d'isolation thermique. En remarquant que la température extérieure est limitée en pratique à un intervalle précis, on conclue que le mode de climatisation puis le mode de chauffage direct disparaissent lorsque l'on augmente l'isolation du bâtiment. En conséquence, la consommation diminue. Pour une valeur d'isolation thermique donnée, il est aussi possible de quantifier l'influence de la charge interne sur la consommation énergétique et sur la valeur des températures de début de climatisation et de début de chauffage.

Nous concluons sur la valeur éducative de ce modèle car il permet de bien comprendre l'interaction qui existe entre le système de réfrigération et le bâtiment au sein d'un supermarché. En outre, étant donné que le système de réfrigération est supposé idéal, l'efficacité énergétique que l'on détermine ici joue le même rôle que l'efficacité de Carnot. Connaissant les paramètres macroscopiques d'un supermarché tels que les températures de la zone froide et de la zone chaude, la charge interne et l'isolation du bâtiment, la performance d'un système de réfrigération réel peut être comparée à son optimal théorique en fonction de la température de l'environnement.

A model for energy analysis in supermarkets

Maxime Ducoulombier^a, Alberto Teyssedou^{a,1}, Mikhaïl Sorin^b

^a *Engineering Physics Department, École Polytechnique, C.P. 6079, succ. Centre-ville, Montréal, Québec, Canada H3C 3A7*

^b *Process Integration Section, CANMET Energy Diversification Research Laboratory, 1615 Lionel-Boulet Blvd., P.O. Box 4800, Varennes, Québec, Canada J3X 1S6*

Abstract

A simple supermarket energy model that takes into account the following irreversibilities: external load passing through the walls, heat leakage between cold display cases and warm selling area, and electrical heating is developed. The analysis carried out with this model demonstrates that the energy requirement as a function of the external environmental temperature depends on the following non dimensional parameters: the heat recovery, the building thermal insulation and the internal load.

Keywords: Supermarket, Energy analysis, Energy recovery, Thermodynamic modelling

¹ *Corresponding author:* Professor Alberto Teyssedou, Engineering Physics Department, École Polytechnique de Montréal, C.P. 6079, succ. Centre-ville, Montréal, Québec, Canada H3C 3A7. Tel.: (514) 340 4192 ext. 4522, Fax: (514) 340 4192, e-mail: <alberto.teyssedou@polymtl.ca>

1. INTRODUCTION

During recent years a considerable rise of public consciousness around planet issues, such as ozone depleting gases and global warming effects, has been observed. Important international efforts were deployed to establish world-wide agreements devoted to limit the impact that the social activity has on the environment. Within the United Nations Framework Convention on Climate Change (1992) a determination of a full inventory of green house effect gases was established. As a result of this major effort, the Montreal protocol approved in 1992 tackled the use of ozone depleting gases and abolished the world-wide use of fluorocarbon with chlorine (CFC) and proposed a progressive diminution of hydrofluorocarbon (HCFC) which should lead to their total disappearance before the year 2030. Furthermore, a tremendous progress was made with the Kyoto protocol in 1997 which addressed the necessity to maintain a reasonable low concentration of green-house effect gases in the atmosphere; thus, to establish a regulation around the use of HFC's.

In this context, supermarkets play an important role for two raisons; i) they leak to the atmosphere up to 250 *kg/year* of the CFCs (for a typical supermarket) used as refrigerants and ii) supermarkets are considered as major energy consuming commercial buildings indirectly contributing to CO₂ emissions. As a consequence, there was a need for creating a global predictor tool, i.e., the "Total Equivalent Warming Impact" (TEWI). This tool allows green-house effect gas emissions to be evaluated in terms of an equivalent quantity of CO₂. For instance, in Canada, those emissions represented 484,000 *kilotons* of CO₂ in 1997 where 6.3% were produced by the commercial use of energy resources. Supermarkets taken apart were responsible for 7,000 *kilotons*. To better explain this problem one should consider that the energy consumption of a supermarket represents around 800 *kWh* per year per unit surface; 50% of this energy is used by refrigeration systems. This can be understood by the use of very low temperature freezers (-25°C) and moderate temperature refrigerators (5°C) located in a space that is maintained at a room temperature of 20°C. Several work were carried out to show the alternatives that can be used to upgrade the performances of such systems^[1], among them we can cite: diminishing the quantity of refrigerant, diminishing the leakages of refrigerant, the use of natural refrigerants, the heat recovery from chiller condensers, the improvement of refrigeration efficiency, and the use of low humidity level HVAC systems that also recover heat from one

section of the building to another. However, what particularly drew our attention is the fact that supermarkets are positive balance buildings^[2]. Thus, if under appropriate climatic conditions heat recovery is considered, no heating neither cooling energy would be required along the year. Here, we do not address the problem of energy optimization by dehumidification. Another important aspect that must be pointed out is the fact that refrigeration systems are designed for an outdoor temperature encountered in practice only few hours per year as happens in several Canadian cities (For example in Québec city).

1.1. The technology

The determination of the appropriate technology required in order to make supermarkets environmentally friendly buildings still remains an open question that must be addressed.

Many attempts have been carried out in order to reduce the consumption of primary energy. One of these attempts consists of developing the cogeneration^[3], i.e., a combination of different forms of energy, for instance, “Combined Heating and Power” (CHP) and “Combined Cooling Heat and Power” (CCHP) with absorption chillers. The aim of this technique is to increase the overall efficiency of energy production systems that consequently limits CO₂ emissions. It is obvious that another and very important approach consists of increasing the efficiency of energy consumption systems. For the refrigeration units used in supermarkets, this point of view implies the use of one or a combination of the following technologies:

- a secondary fluid loop;
- integrated HVAC systems;
- variable-head-pressure set point;
- variable speed control electrical motors;
- controlled sub-cooling;
- cascade refrigeration systems.

Modern supermarkets use a heat recovery technology that allows the high temperature superheated refrigerant at compressor outlet to be used as a heat source for the domestic water or

to meet part of HVAC needs. However, these systems are not able to take a total advantage of the heat recovery potential. In order to reach such a goal it is still necessary to overcome important heat transfer and temperature control problems. Indeed, refrigerant two-phase flow is hard to handle namely when condensers are far from the machine room. This limitation initiated the recent use of a secondary fluid for heat recovery^[4]. This is a well known practise encountered in modern commercial buildings.

1.2. The main issue

As can be expected the solution to the energy recovery problem is not straightforward. One of the principal problems consists of determining the best layout of a system. Therefore, there is a necessity for developing accurate prediction models which must be able to identify the factors that may affect the supermarket overall energy consumption.

The following two types of models are identified^[5]:

- The forward model is based on the use of engineering equations that incorporate the physics of the problem, however, it requires a large amount of parameters usually determined from numerical simulations (validation of models). It must be pointed out that the relevance of some of these parameters is not easy to establish. On the other hand, these models require high computing power and their optimisation depends on the skill of experienced users. Therefore, even though many retrofits are usually tested by using these models, it is almost impossible to determine a best design. Recently, Katipamula and Claridge^[6] and Liu and Claridge^[7] proposed a much faster simplified approach based on the use of a reduced number of parameters. The applicability of this method was compared with detailed simulation programs according to the ASHRAE Simplified Energy Analysis Procedure^[8].
- The reverse method, much simpler, consists of a mathematical regression that permits to identify the most important parameters that control the processes. Due to the fact that some parameters may have not necessarily a physical meaning, the

predictions of these methods can not be extended to conditions that are outside the range of the available data.

These methods allow the future energy requirement to be predicted, i.e., they can be useful to quantify the real impact of a retrofit or can also serve to identify malfunctioning components^[9]. Thus, if the data are sufficiently accurate, then, energy conservation strategies can be identified; for example the optimisation of operation strategies and control schedule^[10].

These models, in general, do not explicitly take into account the dynamic relation that exists between the building envelope and the system itself. It must be pointed out that this dynamic relation constitutes a key factor for carrying out a low-energy consumption system design^[11]. To this aim, this paper presents a simple ideal model that has been developed based on thermodynamic fundamentals. By taking into account few sources of irreversibilities, an ideal energy consumption objective function, that plays the same role as the Carnot efficiency was found. Thus, the use of a thermodynamics approach, away from technological complexities, allows a fundamental qualification of the phenomenon to be determined.

2. THE MODEL

We consider a supermarket represented by two interior spaces as shown in Figure 1. One space is kept at a constant cold temperature ($T_- = -20^\circ\text{C}$) and the other at a constant warm temperature ($T_+ = 20^\circ\text{C}$). The whole system is surrounded by the environment that is considered to be subjected to a varying temperature (T_0). This temperature is varied from extreme cold (-40°C) to extreme warm (35°C) conditions. The heat flux (Q_{int}) also called the refrigeration load, takes place between the two interior spaces. This flux, associated to the interior temperature difference ($T_+ - T_-$), is directly proportional to the global heat transfer coefficient $(UA)_{\text{int}}$, a property that belongs to the interior wall. Thus:

$$Q_{\text{int}} = (UA)_{\text{int}} \cdot (T_+ - T_-) \quad (2.1)$$

The arrow in the figure indicates the direction of a positive flux. In addition, the supermarket is assumed to be thermally insulated from the environment with the exception of the wall that separates the warm interior space from the environment.

$$Q_{ext} = (UA)_{ext} \cdot (T_+ - T_0) \quad (2.2)$$

The resulting heat flux, called the global exterior load, depends on the global heat transfer coefficient of this wall. For a constant interior temperature, this heat flux varies linearly with the exterior temperature. Moreover, this heat flux also accounts for the following thermal loads: transmission, solar radiation and infiltration^[8]. This model does not take into account the latent heat load associated to the humidity transported by HVAC from its fresh air inlet.

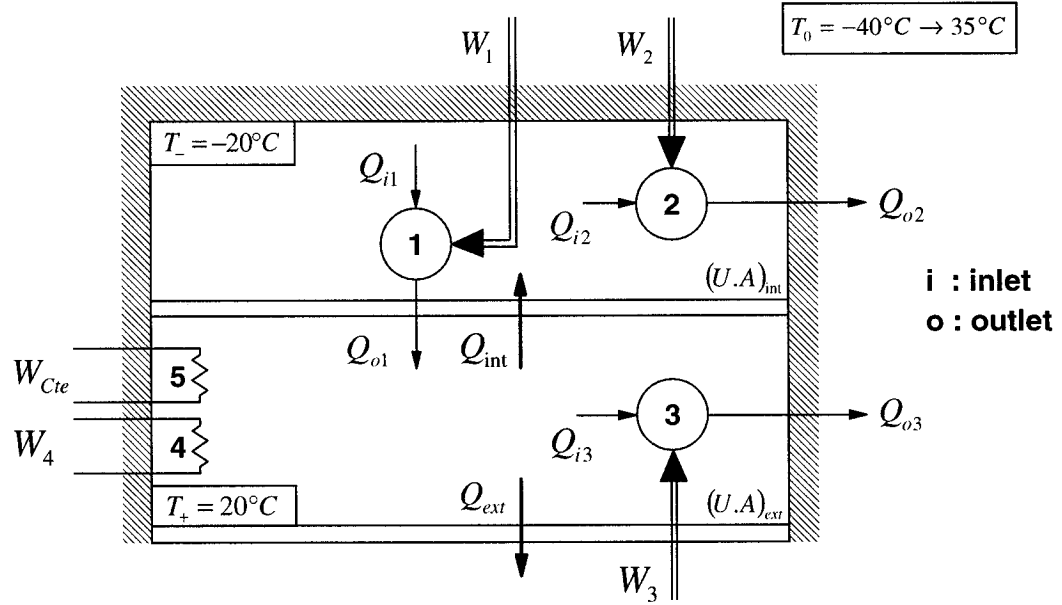


Fig. 1 Schematic of an ideal supermarket.

Two heat pumps (1 and 2) cool the cold space. Part of the heating requirement in the warm space is, however, met by the pump 1 that recovers energy while pump 2 rejects heat to the environment. Together these heat pumps consume work W_1 and W_2 , respectively. During the summer, the air conditioning of the warm interior space is provided by a third heat pump (3) consuming W_3 . On the other hand, during the winter, an electric heater (W_4) provides the

necessary heat. As mentioned before, this work can also represent electrical or different types of fossil consumed energies. In addition, the electrical resistor 5 stands for the internal load (W_{Cte}) associated to lighting or other miscellaneous use.

3. ANALYSIS

The application of the first law of thermodynamics for both the cold and warm spaces yields:

For the cold space

$$Q_{int} = Q_{i1} + Q_{i2}$$

Where a new parameter (r) that takes into account the portion of refrigeration load recovered by pump 1, is introduced, thus:

$$Q_{i1} = r \cdot Q_{int} \quad (3.1)$$

$$Q_{i2} = (1 - r) \cdot Q_{int} \quad (3.2)$$

For the warm space: heating mode

If the warm space heating load is higher than the energy recovery, i.e., $Q_{o1} < (Q_{int} + Q_{ext}) - W_{Cte}$, then, there is a need for heating and W_4 can be written as:

$$W_4 = (Q_{int} + Q_{ext}) - (Q_{o1} + W_{Cte}) \quad (3.3)$$

For the warm space: air-conditioning mode

If the warm space cooling load is positive, i.e., $W_{Cte} - (Q_{int} + Q_{ext}) > 0$, then, there is a need for cooling and Q_{i3} can be written as:

$$Q_{i3} = W_{Cte} - (Q_{int} + Q_{ext}) \quad (3.4)$$

By using the second law of thermodynamics, the coefficients of performance of the ideal heat pump can be written as:

$$COP_1 = \frac{1}{(T_+ / T_- - 1)}$$

$$COP_2 = \frac{1}{(T_0 / T_- - 1)}$$

$$COP_3 = \frac{1}{(T_o / T_+ - 1)}$$

Then the work consumed by the heat pumps can be written as:

$$W_1 = Q_{i1} \cdot \left(\frac{T_+}{T_-} - 1 \right) \quad (3.5)$$

$$W_2 = Q_{i2} \cdot \left(\frac{T_0}{T_-} - 1 \right) \quad (3.6)$$

$$W_3 = Q_{i3} \cdot \left(\frac{T_o}{T_+} - 1 \right) \quad (3.7)$$

The optimisation of the energy consumption corresponds to the minimisation of the total work as a function of both the recovery energy factor (r) and the temperature T_0 of the environment. Therefore, it is necessary to distinguish three operating modes that are mainly controlled by the outdoor temperature conditions. These modes are:

- (i) **Heating mode:** the heating power W_4 is necessary, because the recovered heat is not enough to maintain the temperature of the warm space.
- (ii) **Recovery mode:** the recovered heat is sufficient to cover the total heating load of the supermarket.

- (iii) **Cooling mode:** in order to maintain the required temperature of the warm space constant, it is necessary to introduce a cooling load. Thus, in this mode the heat pump 3 is running while the heat recovery as well as the electrical heaters are shut down.

It is obvious that the analysis of such a system cannot be carried out without calculating the temperatures in the different zones.

3.1. Heating temperature

Assuming that a particular outdoor temperature exists for which, the heating load matches exactly 100% of the energy recovery, that is $r=1$; this condition yields:

$$Q_{o1} = (Q_{ext} + Q_{int}) - W_{Cte}$$

The energy balance in a heat pump gives:

$$Q_{o1} = Q_{i1} + W_1 \quad (3.8)$$

100% heat recovery ($r = 1$) leads to:

$$Q_{i1} = Q_{int}$$

Taking into account that,

$$W_1 + W_{Cte} = Q_{ext}$$

Combining Equations (2.1) and (3.5) for W_1 with Equation (2.2), yields:

$$(U.A)_{\text{int}} \cdot (T_+ - T_-) \cdot \left(\frac{T_+}{T_-} - 1 \right) + W_{Cte} = (U.A)_{\text{ext}} \cdot (T_+ - T_0)$$

Furthermore, a non-dimensional formulation is introduced by defining the following temperature ratio:

$$\frac{T_0}{T_+} = - \left[\frac{(U.A)_{\text{int}}}{(U.A)_{\text{ext}}} \right] \cdot \frac{(T_+ - T_-)(T_+/T_- - 1)}{T_+} - \frac{W_{Cte}}{(U.A)_{\text{ext}} \cdot T_+} + 1$$

This formulation implies the definition of a reduced environmental temperature, T_0' , and a reduced internal load, W_{Cte}' , given respectively by:

$$T_0' = \frac{T_0}{T_+}, \quad (3.9)$$

$$W_{Cte}' = \frac{W_{Cte}}{(U.A)_{\text{ext}} \cdot T_+}, \quad (3.10)$$

as well as the definition of the following reduced parameters

$$\tau = \frac{T_+}{T_-}, \quad (3.11)$$

$$\gamma = \frac{(U.A)_{\text{ext}}}{(U.A)_{\text{int}}}. \quad (3.12)$$

Finally, the reduced temperature at which the heating mode must be started $(T_0')_H$ is calculated as:

$$\boxed{(T_0')_H = 1 - \frac{(\tau - 1)(1 - 1/\tau)}{\gamma} - W_{Cte}'} \quad (3.13)$$

3.2. Cooling temperature

An outdoor temperature exists for which the total thermal load of the warm zone is zero, i.e., no heating neither cooling are needed. Then:

$$(Q_{\text{int}} + Q_{\text{ext}}) - W_{\text{Cte}} = 0$$

Using the Equations (2.1) and (2.2) results in:

$$(U.A)_{\text{int}} \cdot (T_+ - T_-) + (U.A)_{\text{ext}} \cdot (T_+ - T_0) - W_{\text{Cte}} = 0$$

$$\frac{T_0}{T_+} = \left[\frac{(U.A)_{\text{int}}}{(U.A)_{\text{ext}}} \right] \left(1 - \frac{T_-}{T_+} \right) - \frac{W_{\text{Cte}}}{(U.A)_{\text{ext}} \cdot T_+} + 1$$

Which yields the reduced temperature at which cooling must start; this temperature is given by:

$$\boxed{(T_0')_C = 1 + \frac{(1 - 1/\tau)}{\gamma} - W_{\text{Cte}}'} \quad (3.14)$$

The knowledge of these temperatures permits the power profile of each operation mode to be determined.

3.3. Heating mode (i): $T_0' < (T_0')_H$

The total consumed work is given by:

$$W_{\text{total}} = W_1 + W_2 + W_4 + W_{\text{Cte}}$$

Using Equations (3.5), (3.6) and (3.3) yields:

$$W_{total} = \left[r \cdot Q_{int} \cdot \left(\frac{T_+}{T_-} - 1 \right) \right] + \left[(1-r) \cdot Q_{int} \cdot \left(\frac{T_0}{T_-} - 1 \right) \right] + \left[Q_{ext} + Q_{int} - r \cdot Q_{int} \cdot \left[1 + \left(\frac{T_+}{T_-} - 1 \right) \right] - W_{Cte} \right] + W_{Cte}$$

$$W_{total} = Q_{int} \cdot \frac{T_0}{T_-} \cdot (1-r) + Q_{ext}$$

$$W_{total} = (U.A)_{int} \cdot (T_+ - T_-) \cdot \frac{T_0}{T_-} \cdot (1-r) + (U.A)_{ext} \cdot (T_+ - T_0)$$

By introducing the thermal efficiency for the supermarket defined by:

$$W'_{total} = \frac{W_{total}}{Q_{int}} \quad (3.15)$$

And,

$$\frac{W_{total}}{Q_{int}} = \frac{T_0}{T_-} \cdot (1-r) + \frac{(U.A)_{ext} \cdot (T_+ - T_0)}{(U.A)_{int} \cdot (T_+ - T_-)}$$

Then, the total energy requirement can be written as:

$$\boxed{W'_{total} = T_0' \cdot \tau \cdot (1-r) + \gamma \frac{1-T_0'}{1-1/\tau}} \quad (3.16)$$

This equation shows an obvious result that the total power requirement decreases linearly with increasing the recovery factor. In addition, the slope of Equation (3.16) as a function of the outdoor temperature depends of r . For a case of 100% of energy recovery, i.e., $r = 1$, the minimum energy requirement becomes:

$$\boxed{W'_{total, \min} = \gamma \frac{1-T_0'}{1-1/\tau}} \quad (3.17)$$

3.4. Recovery mode (ii): $(T_0')_H < T_0' < (T_0')_C$

The power requirement is obtained in the same way as for mode (i), i.e., Equation (3.16). However, there is a difference due to the fact that the heat load decreases with increasing the environmental temperature. Therefore, the heat recovery is limited and it must decrease while the electrical heaters are shut down. Then, a maximum recovery factor (r_{max}) for a given temperature (T_0) can be determined. Under the aforementioned conditions, the heat recovery must completely balance the heat load, thus:

$$Q_{ol} = (Q_{int} + Q_{ext}) - W_{Cte}$$

Using Equations (3.8) and (3.5) yields:

$$r_{max} \cdot Q_{int} \cdot \frac{T_+}{T_-} + W_{Cte} = Q_{int} + Q_{ext}$$

$$r_{max} = \frac{T_-}{T_+} + \left[\frac{(AU)_{ext}}{(AU)_{int}} \right] \left[\frac{1 - T_0 / T_+}{T_+ / T_- - 1} \right] - \frac{W_{Cte}}{(AU)_{int} \cdot T_+} \cdot \frac{T_-}{T_+ - T_-}$$

Finally, a reduced expression can be written as:

$$r_{max} = \frac{1}{\tau} + \gamma \frac{1 - T_0' - W_{Cte}'}{\tau - 1}$$

Replacing this equation into Equation (3.16), the minimum energy consumption as a function of the outdoor temperature is calculated by:

$$W'_{total, min} = \gamma \cdot \frac{(1 - T_0')^2}{1 - 1/\tau} + T_0' \cdot (\tau - 1) + \gamma \cdot \frac{T_0' \cdot W_{Cte}'}{1 - 1/\tau} \quad (3.18)$$

This relation is a second order polynomial which passes through a minimum at a temperature $(T_0)_{opt}$ that can be obtained from:

$$\frac{\partial W'_{total, \min}}{\partial T_0'} = 0$$

Which gives :

$$(T_0')_{opt} = 1 - \frac{(\tau - 1)(1 - 1/\tau)}{2\gamma} - \frac{W_{Cte}'}{2} \quad (3.19)$$

With $(T_0')_H < (T_0')_{opt} < (T_0')_C$ for $0 < W_{Cte}' < (1 - 1/\tau)(3 - \tau)/\gamma$.

Thereby, the minimum energy consumption can be calculated as:

$$W'_{\min, \min} = (\tau - 1) \left(1 - \frac{W_{Cte}'}{2} \right) - \frac{1}{4} \cdot \frac{(\tau - 1)^2 \cdot (1 - 1/\tau)}{\gamma} + \left(W_{Cte}' - \frac{(W_{Cte}')^2}{4} \right) \quad (3.20)$$

3.5. Cooling mode (iii): $(T_0')_C < T_0'$

Beyond the reduced temperature $(T_0')_C$, the thermal load of the warm zone becomes a cooling thermal load. Thus, the recovery factor must be equal to zero ($r = 0$), while the cooling load is now assured by heat pump 3 (see Figure 1) that consumes work (W_3) as has been already calculated. Then, the total work becomes:

$$W_{total} = W_2 + W_3 + W_{Cte}$$

Using the Equations (3.6), (3.2), (3.7) and (3.4) for $r = 0$, yields:

$$W_{total} = Q_{int} \cdot \left(\frac{T_0}{T_-} - 1 \right) + W_{Cte} - (Q_{int} + Q_{ext} - W_{Cte}) \cdot \left(\frac{T_0}{T_+} - 1 \right)$$

$$\frac{W_{total}}{Q_{int}} = \left(\frac{T_0}{T_-} - 1 \right) + \gamma \cdot \frac{W_{Cte}'}{1 - 1/\tau} - \left(1 + \left(\frac{(U.A)_{ext}}{(U.A)_{int}} \right) \cdot \left(\frac{T_+ - T_0}{T_+ - T_-} \right) - \gamma \cdot \frac{W_{Cte}'}{1 - 1/\tau} \right) \cdot \left(\frac{T_0}{T_+} - 1 \right)$$

This equation can be written in a much simpler manner as:

$$\boxed{W'_{total} = \gamma \cdot \frac{(1 - T_0')^2}{1 - 1/\tau} + T_0' \cdot (\tau - 1) + \gamma \cdot \frac{T_0' \cdot W_{Cte}'}{1 - 1/\tau}} \quad (3.21)$$

It is important to note that this result corresponds exactly to the same expression as that found for the operation mode (ii), i.e., Equation (3.18). It must be pointed out that the same result can be easily obtained by carrying out an exergy analysis.

4. DISCUSSION

In this section, the proposed model is applied by assuming that T_+ and T_- have fixed values; therefore the parameter τ is constant and it is equal to $\tau \cong 1.158$. Moreover, it is assumed that the outdoor temperature varies within the following range:

$$(T_0)_{\max} = 308.15 \text{ K} \Leftrightarrow (T_0')_{\max} \cong 1.0512$$

$$(T_0)_{\min} = 233.15 \text{ K} \Leftrightarrow (T_0')_{\min} \cong 0.7953$$

Thus, the analysis will be carried out in order to determine the total energy consumption as a function of both γ and W_{Cte}' .

4.1. Heating and cooling requirements

It's interesting to note that for certain values of γ and W_{Cte}' , the reduced temperatures $(T_0')_H$ or/and $(T_0')_C$ are out of the range of the outdoor reduced temperatures $[(T_0')_{\min} ; (T_0')_{\max}]$ which eliminates the need for heating or/and cooling. Moreover, no cooling is needed when $(T_0')_C > (T_0')_{\max}$, i.e., $\gamma < \gamma_C$, γ_C is a particular value of γ given by:

$$\gamma_C = \frac{1 - 1/\tau}{(T_0')_{\max} + W_{Cte}' - 1} \quad (4.1)$$

By considering the real figures results:

$$(\gamma) < \frac{0.1364}{0.0512 + W_{Cte}'}$$

In the same manner, no electric heating is needed when $(T_0')_H < (T_0')_{\min}$, i.e., $\gamma < \gamma_H$, γ_H is a particular value of γ given by:

$$\gamma_H = \frac{(1 - 1/\tau)(\tau - 1)}{1 - (T_0')_{\min} - W_{Cte}'} \quad (4.2)$$

By taking into account the real figures, results:

$$(\gamma) < \frac{0.0215}{0.2047 - W_{Cte}'}$$

In addition, there exists a value of W_{Cte}' for which $(\gamma)_C = (\gamma)_H$, this value corresponds to:

$$W_{Cte}' \cong 0.17 \quad \gamma \cong 0.62$$

4.2. The balance temperatures

A balance temperature is defined as the environmental temperature for which the zero thermal load condition is reached. When the internal load is zero for the whole supermarket, this temperature corresponds to the temperature of the warm space therefore, the reduced environmental temperature becomes equal to one. By using this condition only in the warm space, due to the heat recovery, there is a range of temperatures between $(T_0)_H$ and $(T_0)_C$ for which the load cancels out. The Equations (3.13) and (3.14) show how γ and W_{Cte}' affect the reduced balance temperatures $(T_0')_H$ and $(T_0')_C$. Figure 2 shows the influence of γ on the balance temperatures for $W_{Cte}' = 0$. Increasing W_{Cte}' provokes a shift of the curves towards the left side. Note that $(T_0')_{opt}$ obtained from Equation (3.19) is also shown in the figure. It is important to note, however, that increasing W_{Cte}' also shift the results but at a much slower pace than that observed for the other curves.

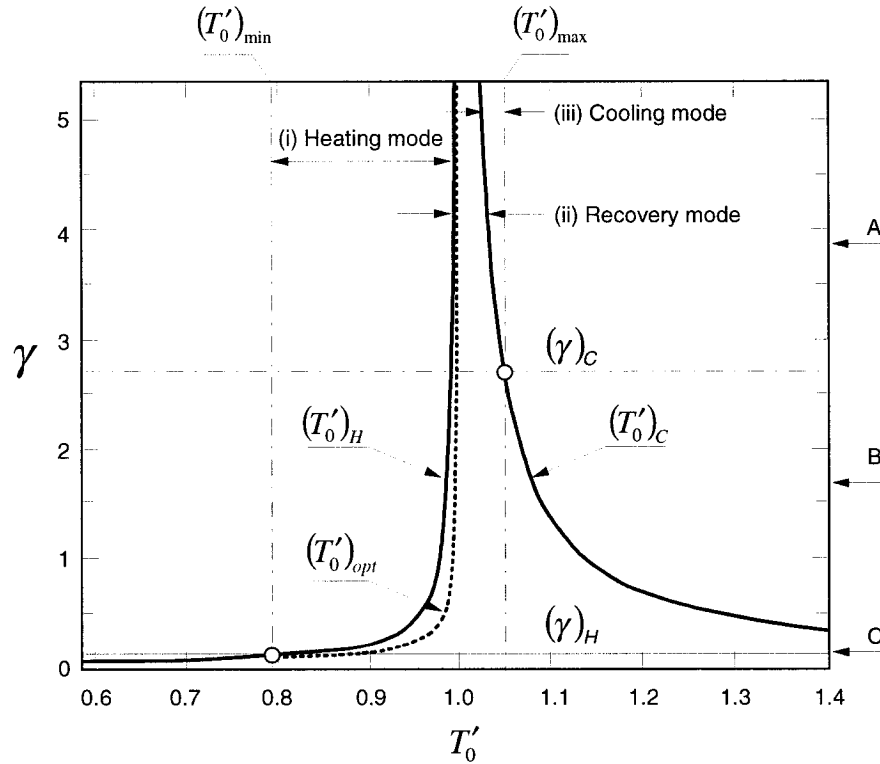


Fig. 2 Variation of γ against $(T_0')_H$ and $(T_0')_C$, $W_{Cte}' = 0$.

For high values of γ , it can be observed that the two curves tend to a single asymptotic value. In fact, a high value of γ corresponds to a very bad thermally insulated building having a quite low refrigeration load. This low refrigeration load reduces the cooling potential as well as the potential of heat recovery. Thus, as the outdoor temperature deviates from the zero load temperature ($T_0' = 1 - W_{Cte}'$) with $W_{Cte}' = 0$, there is an immediate need for electrical heating or cooling. Conversely, a sufficiently thermally insulated building (, i.e., low value of γ) eliminates the need for electrical heating or additional cooling; thus, the supermarket load can be managed by a simple balance between direct cooling from the leakage of the display cases (Q_{int}) and the heat recovery (Q_{ol}).

4.3. Energy consumption

In order to determine how γ affects the energy profile, in this section an energy requirement calculations as a function of the outdoor temperature for the three particular cases identified by A, B and C in Figure 2 are presented.

Case A: $\gamma > (\gamma)_C$

The high value of γ implies that both electrical heating and cooling are simultaneously needed. If we refer to Figure 3, starting from $(T_0')_{max}$, and moving in the decreasing outdoor temperature direction, there is first a need for cooling (zone iii). The cooling energy then drops in a parabolic manner due to the increase of COP_3 (i.e., the COP of pump 3 in Figure 1) and the reduction of the cooling load until (T_0') reaches $(T_0')_C$. In turns, in zone ii, the heating load increase is compensated by the progressive increase in heat recovery. It is obvious, however, that when the heat recovery factor reaches a limit lower than one, then for an environmental temperature higher than $(T_0')_H$, the electric heating must be switched on and pump 2 must run at fixed load rate. In zone i, the electric heating must be increased due to the increase in the external load. Moreover, for a total heat recovery (i.e., $r = 1$), it is interesting to note that the slope of the energy requirement corresponds to $(UA)_{ext}$, consequently the heat recovery must tend to zero with decreasing γ .

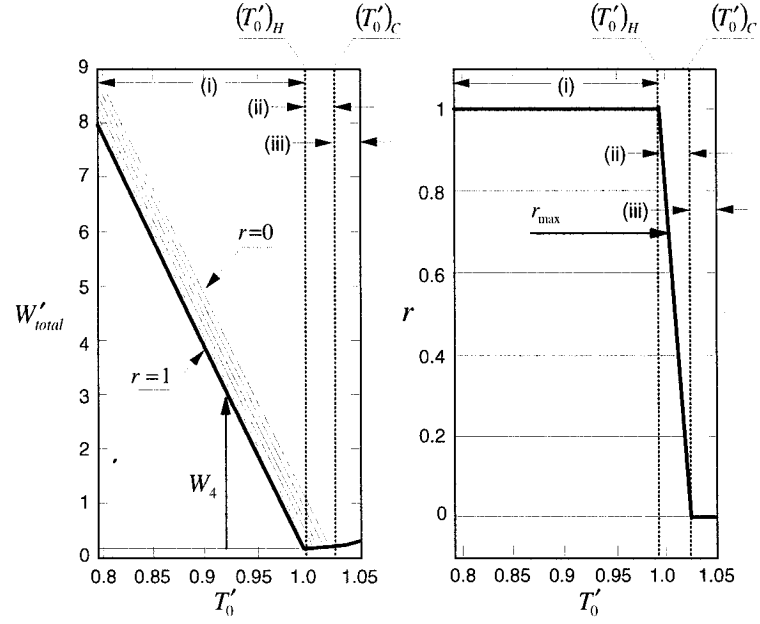


Fig. 3 Energy consumption against T'_0 for $\gamma > (\gamma_C, W_{cte}'=0$.

Case B: $(\gamma_C > \gamma > (\gamma_H$

As can be observed in Figure 4, the cooling mode is not possible because $(T'_0)_C > (T'_0)_{\max}$.

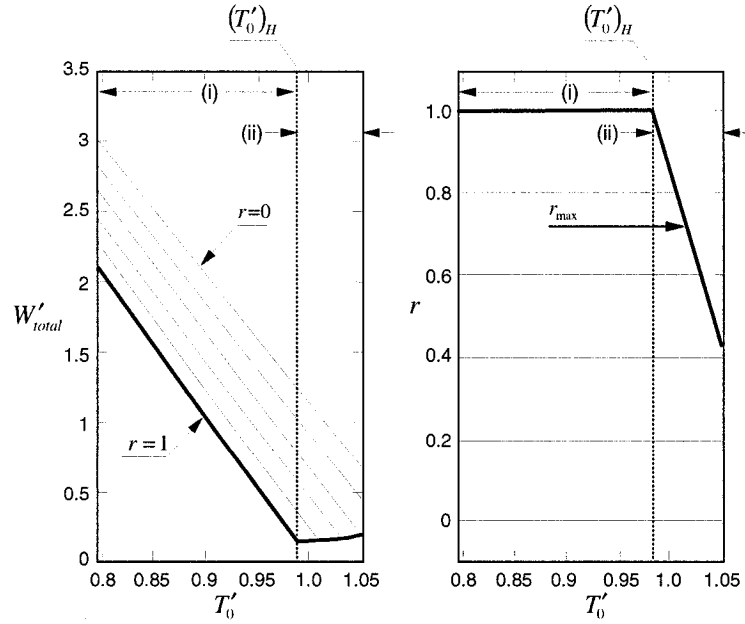


Fig. 4 Energy consumption against T'_0 for $(\gamma_C > \gamma > (\gamma_H, W_{cte}'=0$.

Case C: $(\gamma)=(\gamma)_H$

For this case, shown in Figure 5, no cooling or electrical heating are needed because $(T_0')_H < (T_0')_{\min}$. However, if r is lower than one, electrical heating should be used, which increases the consumption of energy. The slope of the power for low values of r can be explained as follows: under zero heat recovery condition, the heating load is satisfied by the electric heating. For small values of γ , the exterior load varies slightly with the exterior temperature. Thus, the interior heating load can be approximated by the refrigeration load Q_{int} . Simultaneously, the pump 2 that extracts the total refrigeration load, requires a work W_2 that increases significantly with outdoor temperature due to a reduction of COP_2 (i.e., the COP of pump 2).

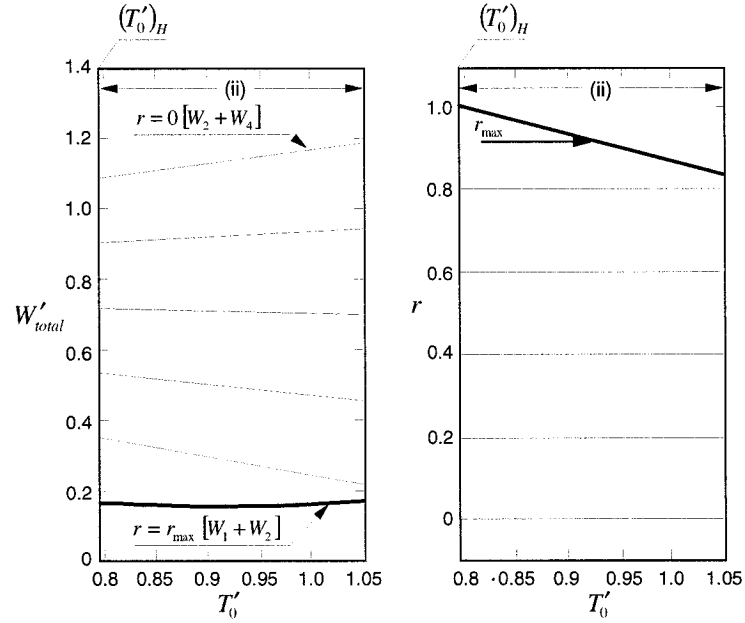


Fig. 5 Energy consumption against T_0' for pour $\gamma=(\gamma)_H$, $W_{Cte}'=0$.

Figure 6 shows a minimum energy consumption for a high recovery factor. This minimum appears within a particular temperature range $T_0 < T_+$ identified as I in the same figure. This behavior is due to the effect of two opposed phenomena. When T_0 increases, r_{max} decreases, this means that a part of the load of pump 1 having a low COP_1 is transferred to pump 2 having a high COP_2 ($T_0 < T_+$), which provokes a drop in power. On the other hand, if the outdoor temperature increases then the COP of pump 2 decreases, which results in a power increase.

However, when $T_0 = T_+$, the COP's of the two heat pumps are identical (point b). Thus, the power is not affected by r and it is identical to the power given by point (a) where all the refrigeration load is supported by pump 1 (i.e., $(T_0') = (T_0')_H$). After the point b (II), the load of the pump 2 continues to increase while its COP decreases, which explains the parabolic variation of the power.

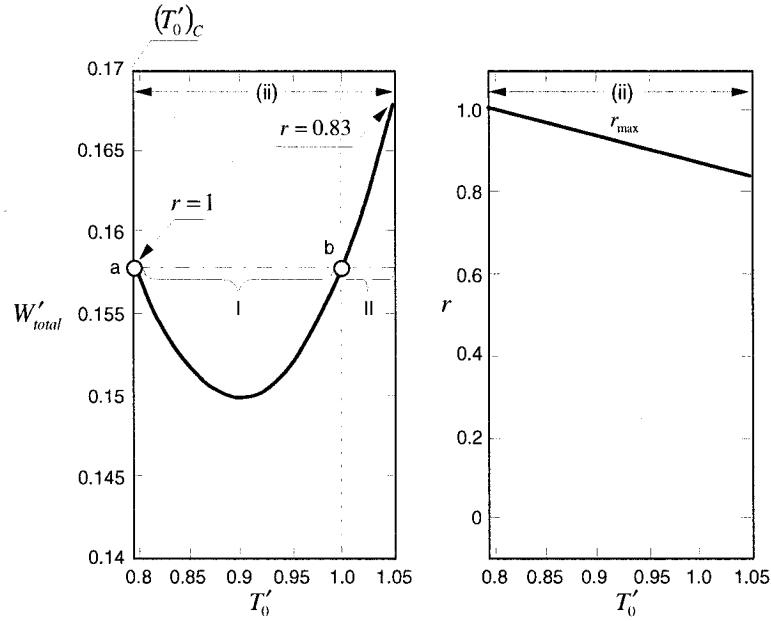


Fig. 6 Energy consumption against T'_0 for $\gamma = (\gamma)_H$, $r = r_{max}$, $W_{Cte}' = 0$.

Summarizing, when the γ parameter decreases (i.e., better building thermal insulation), the requirement for low efficiency electric heating and cooling vanishes, providing an efficient energy recovery possibility. This possibility is quantified by the recovery factor (r). This remark should not be misunderstood. In fact, we are talking about an efficiency (W'_{total}) defined as the total required energy (W_{total}) against the useful effect of Q_{int} . Thus, increasing the display cases leakage (UA_{int}) will certainly help in reaching a better overall thermal efficiency (lower γ), however, the total energy requirement will increase due to the increase of Q_{int} .

The impact of the internal load on the energy consumption is shown in Figure 7. It can be observed that the internal load has a direct effect on the energy requirement. The electric heating

curve (i.e., the linear part) does not move because the internal load is considered as a heating effect. As mentioned before, it has also an indirect impact because it moves the balance temperatures towards the cold temperatures side, which under high outdoor temperature conditions will create an additional cooling power demand.

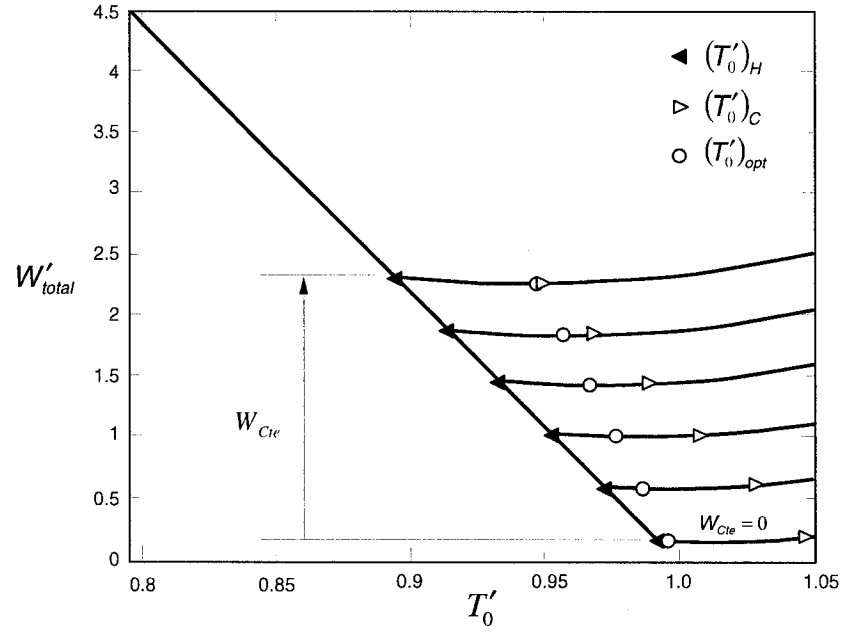


Fig. 7 W_{Cte} impact on energy consumption, $\gamma=3$.

5. CONCLUSION

A simple thermodynamics model of the energy balance in supermarkets has been presented. This simple model allows the energy fluxes across the boundaries of a supermarket to be better understood. In fact, the interactions between the building (insulation and internal load) and the systems (COP, recovery factor) can be qualified by an efficiency expression that depends on the environmental temperature

Another relevant point can be seen in the ability of the model to predict the minimum possible energy requirement. It must be pointed out that this optimum cannot be reached because the real buildings have unavoidable irreversibilities. However, the real supermarket performance can be compared to its ideal optimum. Despite the large complexity that characterizes modern buildings, key parameters like τ , γ and W_{Cte} are macroscopic variables that can be determined and used for obtaining ideal results that could be compared with the real energy consumption; consequently a simple figure of merit can eventually be used.

REFERENCES

- [1] M.K. Khattar, Critical supermarket issues, *ASHRAE Journal*, **40**(6) (1998) 57
- [2] C. Soebert, Frigopompe pour PMS, *Revu pratique du froid et du conditionnement d'air* **620**(22) (1986) 96-100
- [3] G.G. Maidment, R.M. Tozer, Combined cooling heat and power in supermarkets, *Applied Thermal Engineering* **22** (2002) 653-665
- [4] Applied heat recovery systems, *2000 ASHRAE Systems and Equipment Handbook*, 8.15-8.22
- [5] Energy estimation and modeling methods, *2001 ASHRAE Fundamentals Handbook* 31.1-31.34
- [6] S. Katipamula, D.E. Claridge, Use of simplified system models to measure retrofit energy savings, *Journal of solar energy engineering* **115** (1993) 57-66
- [7] Mingsheng Liu, D.E. Claridge, Use of Calibrated HVAC system model to optimize system operation, *Journal of solar energy engineering* **120** (1998) 131-138

- [8] D.E. Knebel, Simplified energy analysis using the modified bin method, *ASHRAE* (1983)
- [9] D.W. Schrock, D.E. Claridge, Predicting electrical use in a supermarket, *Midcon/90. conference record* (1990) 87-90
- [10] Y.T. Ge, S.A. Tassou, Mathematical modelling of supermarket refrigeration systems for design, energy prediction and control, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineering* **214**(2) (2000) 101
- [11] S.J. Hayter, P.A. Torcellini, R. Judkoff, Optimizing building and HVAC systems, *ASHRAE Journal* **41**(12) (1999) 46

CHAPITRE 3

LA MODÉLISATION ENDORÉVERSIBLE COMME OUTIL DE PRÉCONCEPTION POUR L'INTEGRATION DES SYSTÈMES CVC&R PENDANT LE FONCTIONNEMENT HIVERNAL DES SUPERMARCHÉS

« ENDOREVERSIBLE MODELING AS A PRE-DESIGN TOOL FOR
THE WINTER INTEGRATION OF HVAC AND REFRIGERATION IN
SUPERMARKETS - PART I: ADVANTAGE OF HEAT RECOVERY »

Maxime Ducoulombier, Alberto Teyssedou, Mikhaïl Sorin, Daniel Giguère

Submitted to: International Journal of Energy Research

*(September 6, 2005)**

« ENDOREVERSIBLE MODELING AS A PRE-DESIGN TOOL FOR
THE WINTER INTEGRATION OF HVAC AND REFRIGERATION IN
SUPERMARKETS - PART II: OPTIMIZATION OF HEAT RECOVERY,
COMPARISON WITH DATA »

Maxime Ducoulombier, Daniel Giguère, Mikhaïl Sorin, Alberto Teyssedou

Submitted to: International Journal of Energy Research

*(September 14, 2005)**

I. La modélisation détaillée appliquée aux supermarchés

Actuellement, il existe des pressions considérables sur les supermarchés pour qu'ils adoptent des réfrigérants et des technologies de réfrigération moins néfastes pour l'environnement (Ge et Tassou 2000). Différentes solutions doivent donc être investiguées comme, par exemple, les systèmes à boucle secondaire, les compresseurs distribués qui permettent de réduire la charge de réfrigérant totale, les compresseurs autonomes avec récupération de la chaleur par boucle secondaire à eau, les solutions permettant d'intégrer le système CVC avec le système de réfrigération afin de maximiser la récupération de chaleur.

* Les documents afférents à la soumission de cette série d'articles sont présentés en ANNEXE II.

Khattar et al. (1991), et Ge et Tassou (2000), par exemple, ont implémenté des modèles mathématiques pour simuler la performance économique et énergétique de différents systèmes de réfrigération, autrement dit, de différentes configurations des systèmes. Leurs outils permettraient de faire un choix éclairé parmi plusieurs conceptions et modes de contrôle. Dans ces deux études, les modèles spécifiques à chaque appareil sont développés puis intégrés dans TRNSYS, un outil de modélisation capable de simuler le comportement d'ensemble des différents composants d'un bâtiment allant de l'enveloppe au système CVC.

D'après Khattar et al. (1991), en utilisant ce type d'outils, l'utilisateur peut transformer un vaste problème en une série de plus petits problèmes qui peuvent être résolus indépendamment. D'après nous, il s'agit donc plutôt d'un instrument adapté pour la conception d'applications spécifiques en considérant toutefois les interactions complexes qui existent avec d'autres systèmes du même bâtiment. En s'attaquant à chaque composants un par un, on risque justement de ne pas comprendre les interactions qui existent entre eux et qui génèrent la dynamique générale du bâtiment. Il y a donc nécessité de développer des outils d'analyse simplifiés permettant d'avoir une vision globale et compréhensible du comportement énergétique de l'ensemble du bâtiment. Ces outils permettraient de faire les premiers choix de configuration de façon éclairée avant de passer à l'étape de conception détaillée.

Comme le souligne encore Khattar et al. (1991), à ce stade, leur modèle devait être considéré comme un outil de recherche dont l'utilisation demande une expertise considérable et requière en outre une connaissance importante du logiciel TRNSYS pour préparer les fichiers d'entrée. Depuis, le logiciel TRNSYS a sans doute évolué vers plus d'ergonomie. Cependant, les auteurs ne semblent pas avoir fait part de l'avancée de leur recherche et la littérature ouverte portant sur la modélisation énergétique des supermarchés est plutôt rare. Nous voyons donc un futur prometteur pour les modèles simplifiés. Ils ont sans doute une place à prendre; cette conclusion rejoint celle de Robinson (1996) qui, à la suite d'un sondage d'opinion, conclue que les utilisateurs perçoivent les modèles simplifiés comme étant trois fois plus efficaces que les modèles détaillés.

II. La modélisation simplifiée des systèmes de réfrigération

La thermodynamique en temps fini offre une autre avenue, beaucoup plus fondamentale. Elle étudie la base essentielle sur laquelle repose la conception de tout système. Considérons par exemple une machine Carnot inverse (i.e., un réfrigérateur idéal) fonctionnant entre une source chaude et une source froide. Idéalement, les deux isothermes du cycle de Carnot doivent se trouver à la température de la source chaude et de la source froide. De cette manière, on évite les irréversibilités produites par le passage d'un flux de chaleur entre deux niveaux de température. Alors, la machine fonctionne dans une succession d'états d'équilibre et atteint la dite efficacité de Carnot mais ne produit aucune puissance thermique, c'est-à-dire, absorbe une certaine quantité d'énergie sur un temps infiniment long. Or, dans la réalité, on a besoin d'absorber une certaine quantité d'énergie, la charge frigorifique, dans un temps fini et les conductances aux extrémités froides et chaudes du réfrigérateur ne peuvent être infinies. Pour se faire, il faut allouer une quantité finie de conductance thermique (de ressource) aux deux extrémités chaude et froide du réfrigérateur Carnot. Pour obtenir un flux thermique, une différence de température doit exister entre la source froide et le côté froid du réfrigérateur Carnot. Le cycle de réfrigération passera donc par une isotherme chaude de température supérieure à la température de la source chaude (rejet de chaleur) et par une isotherme froide de température inférieure à celle de la source froide (absorption de chaleur). Ainsi, si l'on veut produire de la puissance, il faut sacrifier en efficacité.

On peut donc représenter un système frigorifique par un système réversible (idéal) et reléguer toute forme d'irréversibilité à l'extérieur de ce système, là où l'énergie transite (transfert de chaleur). Aux deux extrémités, là où les irréversibilités sont générées, c'est une force motrice et plus précisément une différence d'intensité (température) qui contrôle le flux d'une grandeur extensive (l'énergie) par le biais d'une loi bien précise (la loi de Newton par exemple). Un tel modèle est appelé modèle endoréversibles. C'est à dire qu'il est composé de sous-systèmes réversibles qui échangent de l'énergie d'une façon irréversible. Les irréversibilités restent confinées aux interactions entre les systèmes que sont ici la machine Carnot et les sources. Par ailleurs, en fixant la capacité d'un système frigorifique, on peut optimiser son efficacité en répartissant intelligemment le cota de conductance thermique entre l'extrémité froide et l'extrémité chaude, ce qui revient à minimiser la production d'entropie. Plus de détails sur le

concept de thermodynamique en temps fini, le concept de minimisation de la production d'entropie et le concept de système endoréversible sont respectivement donnés entre autres par Andresen et al. (1984), Bejan (1996) et Hoffmann et al. (1997).

L'application de la thermodynamique en temps fini aux systèmes de réfrigération a été largement traitée dans la littérature soit en considérant un cycle en régime établi soit en considérant un cycle alternatif où le fluide réfrigérant passe dans chaque composant un à un. Le système endoréversible à deux échangeurs de chaleur a été étudié avec une loi Newtonienne de transfert de chaleur (Agrawal et Menon 1990). Wu (1995a) a proposé un critère technique pour définir la performance d'un système frigorifique : la capacité frigorifique par unité de surface des échangeurs de chaleurs. La répartition optimale des surfaces d'échange d'une pompe à chaleur a été étudiée par Goth et Feist (1986) et Bejan (1993). L'influence d'autres lois de transfert de chaleur a aussi été investiguée à partir d'une loi de transfert généralisée (Yan et Chen 1990, Chen et al. 1996). Dans ces deux dernières études, on optimise la performance du système de réfrigération en répartissant le temps du cycle entre les deux échanges de chaleur. Ces auteurs ont pu observer que, généralement, le coefficient de performance optimal diminue quand la capacité de réfrigération augmente sans qu'il n'y ait de maximum naturel pour cette capacité. D'après eux, les conclusions données par la thermodynamique en temps fini apportent de nouvelles bases théoriques pour une conception optimale. Le réfrigérateur endoréversible donne la performance maximale par rapport à laquelle peut être évalué un réfrigérateur réel.

Cependant, comme l'explique à juste titre Gordon (2000a), la production d'entropie interne domine la performance thermodynamique des systèmes de refroidissement réels. Dans les systèmes frigorifiques à piston, à peu près 60% des pertes totales dérivent des pertes internes. Ainsi tout modèle qui prend en compte les irréversibilités externes et omet les irréversibilités internes passe à côté de plus de la moitié de la physique du problème. C'est-à-dire que, dans un système de réfrigération réel, le coefficient de performance (COP) diminue quand la capacité frigorifique devient faible, après être passé par un maximum. A faible capacité, les pertes dues aux dissipations à partir du fluide et à la friction mécanique, les pertes dues à la valve de détente, la surchauffe et la de-surchauffe gouvernent le COP. Ainsi certains auteurs ont introduit une source d'irréversibilité interne (Grazzini 1993, Chen et Wu 1995, Ait-Ali 1996) ou une fuite entre le réservoir chaud et le réservoir froid (Bejan 1989, Agrawal et Menon 1993, Chen 1994).

Dans toutes ces études l'allocation optimale de la conductance thermique ou du temps de cycle entre les deux échanges de chaleurs est investiguée. En effet, la limite de temps et la limite de conductance thermique sont les contraintes qui nous intéressent dans la pratique. Bejan (1989) a formulé un critère pour optimiser l'investissement fait sur la conductance thermique et l'isolation entre les deux réservoirs. Certains auteurs introduisent une capacité calorifique finie pour les réservoirs (Agrawal et Menon 1993, Chen et Wu 1995, Ait-Ali 1996). Chen et al. (1995) ont par ailleurs montré que la détermination des températures optimales du fluide de travail pour une machine thermique, un réfrigérateur et une pompe à chaleur fonctionnant entre deux réservoirs peut être unifiée à l'aide d'une variable, l'exposant de rapport de température isentropique.

D'après Bejan (1989), un modèle endoréversible avec fuite est capable de prédire l'évolution de l'efficacité selon la deuxième loi de la thermodynamique appliquée aux systèmes frigorifiques réels en fonction de la température des deux réservoirs. Il en déduit que l'analyse des systèmes de réfrigération ne devrait pas systématiquement passer par l'analyse numérique. Or, d'après l'observation de Gordon (2000a), bien que l'introduction d'irrégularités internes permette au modèle endoréversible de capturer qualitativement le bon comportement, c'est-à-dire, la bonne évolution du COP en fonction de la capacité, seulement très peu de comparaisons quantitatives par rapport à des systèmes réels ont été présentées. Ce constat limite la crédibilité des modèles théoriques présentés. En se basant sur les équations de la thermodynamique en temps-fini et en constatant que les systèmes de réfrigération à piston fonctionnent en pratique dans la région où le COP augmente avec la capacité, Gordon et Ng (1994) ont dérivé un modèle par régression comportant trois paramètres et dont les variables sont la charge frigorifique et la température des sources. Les trois paramètres en question découlent d'une description empirique des irrégularités et n'ont pas d'interprétation physique. Ils incluent un ensemble de contributions provenant d'effets mécaniques. A partir d'une faible quantité de données constructeur, ce modèle est capable de prédire avec une grande précision le comportement d'un système dans une large gamme de conditions de fonctionnement. Le point fort de ce modèle réside dans le fait qu'il saisi la physique essentiel du problème. Il peut être utilisé pour des questions de diagnostic et de prédiction. Gordon et al. (1997) ont aussi développé un modèle plus fondamental, basé lui aussi sur la thermodynamique en temps-fini. Cette fois ci, les paramètres ont une signification physique. Ils sont au nombre de trois et représentent la production interne d'entropie, la fuite de

chaleur entre le réfrigérant et l'environnement, et la résistance thermique au niveau des échangeurs de chaleur. De ce fait, les paramètres de fonctionnement sont transparents. L'influence du débit de fluide caloporteur au condenseur a été investigué en adaptant ce modèle (Gordon et al. 2000). Il reste cependant suffisamment simple pour qu'une régression multilinéaire puisse y être appliquée. Cependant, en plus d'être utilisé comme outil de diagnostic, ce modèle a avant tout un potentiel pour l'optimisation des systèmes frigorifiques. C'est-à-dire qu'il peut remplacer une simulation numérique massive. On voit bien ici que la thermodynamique en temps-fini est un outil d'analyse prometteur pour améliorer la configuration des systèmes de réfrigération en fonction de variables et de ressources finies rencontrées en pratique. D'après Gordon et al. (1997) on peut ainsi configurer un système de réfrigération à partir de composants dont les propriétés sont connues. Dans la même direction, Alefeld (1987) dérive une expression pour l'efficacité des pompes à chaleur et des réfrigérateurs en fonction de différentes sources de production d'entropie identifiables et de certains paramètres adimensionnels propres au réfrigérant utilisé. Sa démarche se base sur l'utilisation de la seconde loi de la thermodynamique.

III. L'intégration des systèmes de réfrigération et de chauffage dans les supermarchés

Dans une série de deux articles soumis pour publication dans le cadre de cette recherche (« Endoreversible modeling as a pre-design tool for the winter integration of HVAC and Refrigeration in supermarkets, Part I: advantage of heat recovery, Part II: optimization of heat recovery, comparison with data », *International Journal of Energy Research*, soumis respectivement le 6 septembre 2005 et le 14 septembre 2005) nous nous proposons de démontrer qu'en Amérique du Nord le climat est propice à la récupération de chaleur dans les supermarchés. Dans certaines régions, l'hiver occupe une bonne partie de l'année ; ainsi la chaleur rejetée par le système de réfrigération peut être récupérée à des fins de chauffage, créant une économie d'énergie substantielle. Nous chercherons à déterminer comment le système de chauffage et le système de réfrigération doivent être intégrés pour être le plus efficace.

Dans la première section (« Part I »), les postes de consommation énergétique typiques d'un supermarché situé au Nord-Est de l'Amérique sont détaillés. La consommation du système de réfrigération compte pour 40% du total alors que le chauffage et l'éclairage compte chacun pour

25%. On constate que la période de chauffage dure généralement 6 mois par année. En considérant, en outre, que la charge de réfrigération est plus faible en hiver on peut déduire le détail de la consommation hivernale. On observe que la réfrigération utilise 30% de l'énergie alors que le chauffage accapare à lui seul 40% du total hivernal. En utilisant la performance d'un système de réfrigération typique, on calcule la quantité de chaleur qui peut être récupérée. Etonnement, il semble qu'un supermarché puisse être chauffé totalement ou presque totalement par récupération de chaleur.

Le bilan exergetique d'un supermarché montre de façon triviale que l'ensemble du travail consommé est dissipé sous forme de chaleur à travers une série d'irréversibilités. Cependant, il faut distinguer les irréversibilités propres au bâtiment qui sont incontournables une fois le supermarché construit et les irréversibilités des systèmes de réfrigération et de chauffage qui peuvent être minimisées. Le premier type d'irréversibilités engendre une destruction d'exergie, c'est-à-dire, une consommation de travail initiale, appelée travail idéal. A cela se rajoute une série de surconsommations dues à l'exergie détruite dans les systèmes de réfrigération et de chauffage. C'est cette surconsommation que l'on cherche à réduire; l'équation analytique qui détermine le travail minimal peut être mise sous forme réduite. On obtient alors une forme d'efficacité (l'inverse du COP) appelée travail réduit. Cette efficacité dépend d'une variable adimensionnelle, la charge de chauffage réduite, définie comme le rapport entre la charge de chauffage et la charge de réfrigération. Par cette démarche, on démontre qu'augmenter l'efficacité de l'éclairage permet de réduire la consommation énergétique.

La thermodynamique endoréversible est utilisée pour modéliser de façon fondamentale plusieurs configurations des systèmes de réfrigération et de chauffage :

- le système idéal, ou bien l'optimal théorique;
- le système de base où réfrigération et chauffage sont séparés;
- le système de récupération utilisant un serpentin à air;
- le système de récupération utilisant des pompes à chaleur.

L'analyse exergetique permet de déterminer les pertes (destructions exergetique). Pour se faire, un mode de représentation graphique est développé. Le travail réduit est quantifié par une surface dans un graphique où l'ordonné est le potentiel thermique (la fonction de Carnot) et l'abscisse un flux de chaleur réduit (divisé par la charge de réfrigération). On représente dans ce

graphique la valorisation du flux de chaleur qui traverse un système. Une partie de cette valorisation est nécessaire, l'autre se fait à perte et correspond à du travail gaspillé. De cette manière, il est facile de visualiser l'avantage de la récupération mais aussi le mérite de chaque technologie. On montre que le système de récupération par pompes à chaleur est plus efficace pour répondre aux faibles charges de chauffage alors que le système par serpentins à air est plus efficace pour répondre aux grandes charges de chauffage.

Dans la deuxième section (« Part II »), on cherche à valider notre démarche sur un cas réel. Pour se faire, on utilise les mesures effectuées sur un supermarché pilote de 10 000 m². Ce supermarché comporte deux systèmes de réfrigération : le système à basse température et le système à moyenne température. Le modèle endoréversible est modifié pour incorporer les irréversibilités internes générées par le cycle thermodynamique de réfrigération. Une description mathématique simple prend en compte la valve de détente et l'efficacité isentropique du compresseur. On obtient ainsi une expression à deux paramètres. Ces paramètres sont déterminés par régression sur les données des compresseurs utilisés, en prenant une température d'évaporation fixe. Deux régressions sont effectuées : l'une pour les compresseurs à basse température, l'autre pour les compresseurs à moyenne température. Il est ensuite nécessaire d'établir la relation qui existe entre la charge de chauffage et la température extérieure. En conséquence, une régression linéaire est effectuée pour chaque système de réfrigération. Pour se faire, le bâtiment est supposé être divisé en deux zones séparées par un mur d'air. Des modèles exacts sont utilisés pour déterminer la charge de chauffage à partir de la consommation mesurée. Si l'on connaît, d'une part, les propriétés du climat définies par l'espérance et la variance de la température et, d'autre part, la relation linéaire qui lie la température et la charge de chauffage, alors, il est possible de déterminer l'espérance et la variance de la charge de chauffage pour chacun des deux systèmes. Ensuite, la consommation énergétique réduite prédite est tracée en fonction de la charge de chauffage réduite. On représente aussi la densité de probabilité de la charge de chauffage réduite ce qui permet de prédire un niveau de consommation énergétique. Le profil observé est, ensuite, comparé avec le profil de consommation mesurée. Nos résultats montrent une correspondance entre les prédictions et les données, ce qui valide le modèle. En comparant la performance de plusieurs solutions technologiques, le choix actuel a pu être validé pour le système à moyenne température. En outre, une amélioration peut être apportée au système à basse température dont la charge de chauffage est faible. Il suffit de rejeter dans

l'environnement une portion constante de la charge de réfrigération et de récupérer l'énergie restante à l'aide d'un serpentin à air. Cependant, on peut observer que la charge de chauffage du système à moyenne température dépasse sa capacité maximale. En conséquence, nous suggérons une réallocation de la charge de chauffage entre les deux systèmes.

Nous concluons en insistant sur le potentiel que représente la modélisation simplifiée :

- au niveau éducatif, pour comprendre l'importance de la récupération;
- comme outil de prédiction ou de diagnostic utilisé dans un démarche inverse;
- comme outil d'optimisation adapté à une première étape de conception. Car il est possible de choisir la meilleure configuration générale du système en fonction des caractéristiques climatiques et des caractéristiques du bâtiment.

Endoreversible modeling as a pre-design tool for the winter integration of HVAC and Refrigeration in supermarkets.

Part I: advantage of heat recovery

**Maxime Ducoulombier ^a, Alberto Teyssedou ^{a,1},
Mikhaïl Sorin ^b, Daniel Giguère ^b**

*a Engineering Physics Department, École Polytechnique, C.P. 6079, succ. Centre-ville, Montréal,
Québec, Canada H3C 3A7*

*b CANMET Energy Diversification Research Laboratory, 1615 Lionel-Boulet Blvd., P.O. Box 4800,
Varennnes, Québec, Canada J3X 1S6*

Abstract

A formal demonstration of the heat recovery potential from the refrigeration system used in North-Eastern regions of America (where the winter represents a substantial part of the year) supermarkets is presented. An exergy analysis is used to determine a theoretical minimum energy consumption of the refrigeration system as a function of the space heating demand. Further, a graphical method that permits a better visualization of the work required to upgrade the heat flow in refrigeration engines is suggested. A comparison between the performances of classical (typical) refrigeration and heating systems with an ideal one makes it possible to determine the origin of unnecessary work expenditures.

Keywords: Supermarket, Refrigeration, Heat recovery, Exergy, Endoreversible thermodynamics, Optimization

¹ Corresponding author: Tel.: (514) 340 4192 ext. 4522, Fax: (514) 340 4192
E-mail address: alberto.teyssedou@polymtl.ca (A. Teyssedou).

1. INTRODUCTION

The figures regarding the energy impact of supermarkets are quite clear, for instance, the United-States counts more than 34 250 supermarkets. On the average, these supermarkets have about 4 100 m² of sales areas and consume 2 millions kWh annually or more (F.M.I. 2004). Further, the current trend is to increase this surface to more than 10 000 m². Based on the figures of 1999, these supermarkets consume 4% of the total national generation of electricity. Similar figures characterize several European countries, i.e., France, Germany, England, etc. It must be pointed out that the supermarket industry occupies the first place concerning energy consumption. Therefore, due to the rise of consciousness concerning environmental issues, namely the global warming, has made supermarkets an obvious target. According to the “Total Equivalent Warming Impact” (TEWI) concept, supermarkets contribute with two kinds of global warming effects: a direct effect due to the use of refrigerant fluids (i.e., risk of fluid leakages) and an indirect effect due to the energy consumption itself (i.e., electrical energy generated from the combustion of fossil fuels). Currently, some efforts are carried out in order to reduce the refrigeration charge by using different technical solutions (Walker and Baxter 2003) such as distributed charge, use of a secondary loop and advanced self-contained refrigeration systems which require less refrigerant inventory.

From an economical point of view of supermarkets, the energy is the second highest operating cost after the labor. In general, the Refrigeration system (R) alone represents around half the total store energy consumption, where 60% to 70% of this energy is related to the compressor and condenser work. In addition, the “Heating, Ventilation and Air-Conditioning” (HVAC) systems are also major sources of energy consumption that account for 10% to 20% of the total supermarket energy requirement, depending upon the geographic location. Since the refrigeration system accomplishes a large part of the air-conditioning task, the HVAC load consists essentially of space heating. As a consequence, the energy conservation effort must be intensified on the ensemble, i.e., “Heating Ventilation Air-Conditioning & Refrigeration” (HVAC&R) system (Christensen 2003). The use of different technologies such as: highly reflective roof membranes, high thermal insulations, intelligent ventilation and electronic controlled low pressure head are discussed in the open literature. The possibility of increasing the energy efficiency in supermarkets was tackled among others by Perez (1977) who made the

following remark: “This uniqueness is emphasized by the fact that supermarkets in some parts of the U.S. can obtain as much as 100% of their heating needs with “recycled” heat from refrigeration.” However, it is astonishing to observe that up to now there are no attempts carried out in order to improve the heat recovery from refrigeration systems. Although, the heat recovered from the cold production is widely used for water heating or for heating low capacity space systems, the following question arises: why this principle has been not yet developed on a large scale basis? It is obvious that the energy conservation opportunity that such systems can bring does not seem to be completely understood. The lack of interaction between refrigeration and HVAC specialists can be considered as responsible for the lack of integration between the cold production and the heating industry. Up to now, only few projects take into account the advantage of this energy recovery potential (i.e., in some water-source heat pumps (Walker and Baxter 2003)).

The present tendency concerning energy analysis is to use an extensive computer modeling approach. The principal advantage provided by this method consists of permitting a detailed optimization of specific components and/or parts of the building to be carried out. However, the huge quantity of variables required by the models makes it very difficult if not impossible to distinguish and understand the particular energetic behavior of supermarkets. Further, most of these models are used to predict the energy intensity, which is considered as the objective function to be minimized as a function of the configuration of the system. In turns, the work presented in this paper demonstrates that a simple thermodynamic model based on few variables and unshakable basic laws and essential irreversibilities constitutes a valuable analysis tool. It can be used for both qualifying and understanding different technical existing solutions that can permit the integration of refrigeration and heating systems to be achieved. In this study, the energy consumption observed in a typical supermarket is considered as the starting point for carrying out the analysis. Thus, it is shown that heat recovery from refrigeration systems has a great energy saving impact.

Figure 1 shows the breakdown of the energy consumption of a typical supermarket in the North-East of America. It must be pointed out that in this continental region, the winter represents a wide part of the year. From this figure, it can be observed that the refrigeration accounts for about 40% of the annual energy consumption. Please note that energy consumption for

refrigeration includes the work of the compressors (25%), the work of condenser fans (3%) as well as the energy required by the display cases (12%), i.e., fans, lightings, anti-sweat heaters that prevent condensate to be formed on doors and outside surfaces. The lighting and the space heating energy account for a quarter of the store total energy consumption each. Finally, the consumption of miscellaneous appliances completes the remaining energy requirements (10%).

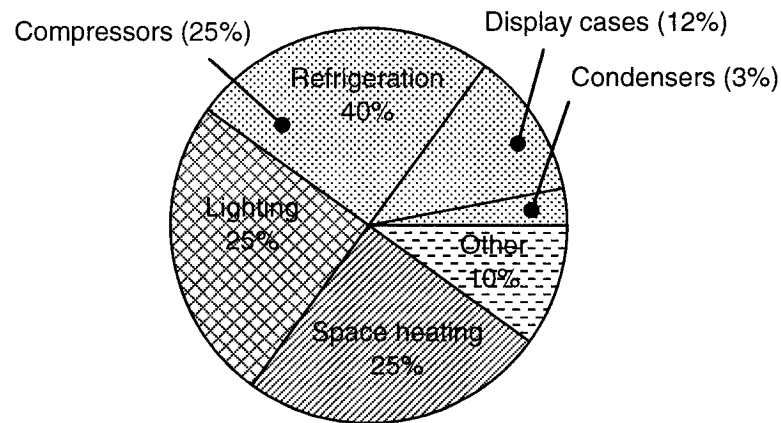


Fig. 1 Breakdown of energy consumption in a typical supermarket.

Now we aim to reproduce this breakdown for the winter operation only. We define winter operation as the period of time for which space heating is necessary. This is roughly half of the year in regions located at the North-East of America (for example, in Montreal). This observation leads to consider half of each item consumption, except for space heating, compressor and condenser work. The space heating is just integrally transferred. Concerning compressors, it is observed that they consume on average a fourth more energy during summer due to the latent load. During summer, the condenser units are estimated to expense twice the winter work. As a consequence, it is possible to redraw a circular chart for winter operation only (Figure 2).

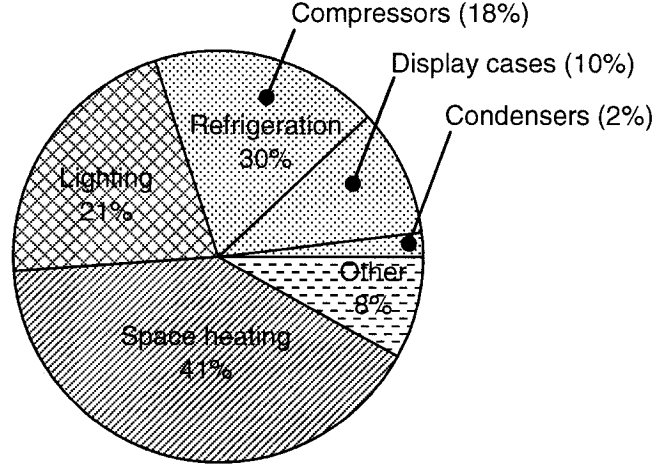


Fig. 2 Breakdown of energy consumption during the winter.

Taking into account the energy distribution shown in Figure 2, the winter refrigeration charge (Q_E) can be deduced and consequently the heat that can be directly recovered. For instance, assume that the refrigeration units are composed of a medium and a low temperature systems with a refrigeration load roughly equal to two third of the medium temperature refrigeration load. The evaporator temperature (T_E) of each refrigeration unit is supposed to be respectively -10°C and -30°C for the medium and low temperature systems. Further, it is assumed that the condenser temperature (T_C) is the same for both systems, which is 44°C at the design point. The overall Coefficient of Performance (COP) equal to 2.3 is calculated from the data of typical compressors. The refrigeration load, relative to the winter total energy consumption, can then be calculated from the compressors work (W_{cmp}) given in the Figure 2. This energy that corresponds to the heat absorbed by the cold side of the refrigeration unit is calculated as:

$$Q_E = W_{cmp} * COP, \quad (1)$$

$$Q_E = 18[\%] * 2.3 \approx 41[\%]. \quad (2)$$

Assuming that the average winter heating load is constant, then the total heat recovered from the cold production unit, sufficient enough to match this energy demand can be determined. However, for achieving such a purpose, the refrigeration unit must be modified in order to reject the heat from the condenser into the sales area at a temperature (T_C) 15°C above the air temperature (20°C). Since the compressor operating temperatures have changed, a new COP of 2.8 is obtained. For a constant refrigeration load of 41% with respect to the total energy consumption, a heat recovery potential is estimated as follows:

$$Q_C = Q_E (1 + 1/COP), \quad (3)$$

$$Q_C = 41[\%] \cdot (1 + 1/2.8) \approx 56[\%]. \quad (4)$$

Equation (4) shows that for this practical example, the heat recovery potential (56%) is much higher than the total heat demand (41%). Therefore, for such a case an energy saving for the space heating, i.e., 40% of the total winter energy consumption (Figure 1) or 25% of the annual total energy consumption (Figure 2), can be obtained. In addition, if the integration of the refrigeration and HVAC systems is carried out during the construction of the building, it must not constitute a significant cost increase with respect to a typical supermarket. Moreover, an extra gain can be obtained by using floating head pressure compressors. During the winter, this type of compressors can operate at a much lower temperature; thus, reducing the required input work.

The study presented in this paper deals with the theoretical modeling of a two-part paper. Herewith, the lowest possible energy consumption of a supermarket is determined. It is shown that the minimum energy consumption corresponds to the consumption of an ideal refrigeration system. Even though, the refrigeration system is considered as an ideal one, it must be pointed out that the produced heat is always degraded through irreversibilities. These irreversibilities are identified with building irreversibilities which are incontrovertible once the supermarket is built. In order to take into account the effect of these irreversibilities an endoreversible model of classical refrigeration and separated heating systems is proposed. A new exergy graphic representation, where the sources of irreversibilities are clearly identified and the advantages of heat recovery can be easily evaluated, is also presented. Part II of this study deals with the

comparison of the proposed modeling approach as applied to different technological solutions with experimental data obtained from a full instrumented supermarket.

2. A SUPERMARKET EXERGY ANALYSIS

A simplified supermarket can be considered as a two space building maintained at different temperatures.

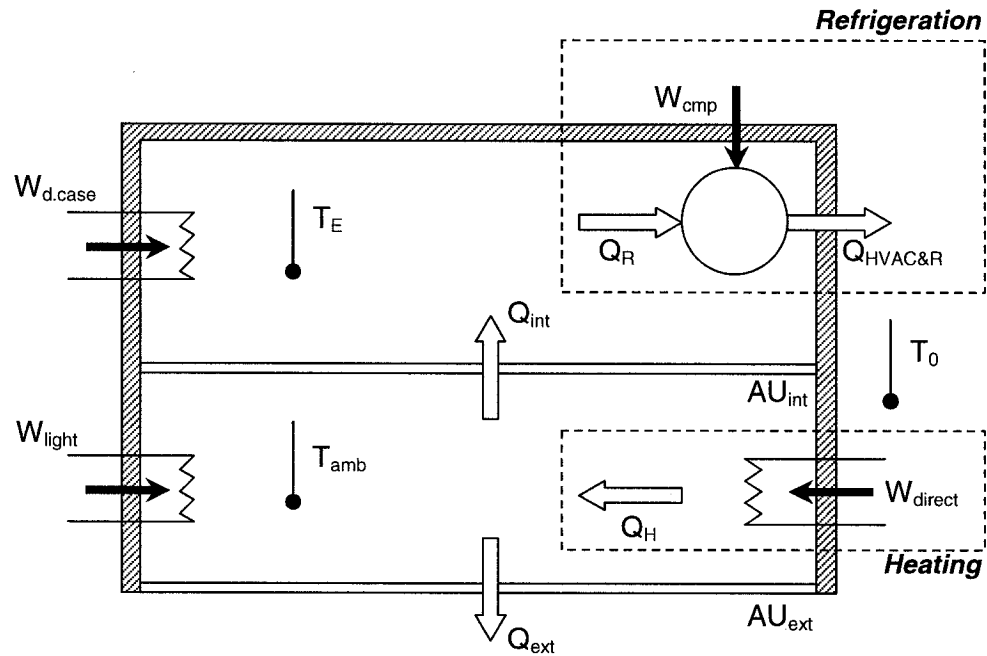


Fig. 3 A simple schematic of a supermarket.

Figure 3 shows a simple scheme of a supermarket; it is made up of the following two spaces: a cold space maintained at a temperature (T_E) and a warm space maintained at the ambient temperature (T_{amb}). Moreover, the building is supposed to be thermally insulated from the outdoor having a temperature T_0 except at some specific locations where a thermal leak (Q_{ext}) occurs between the sales area and the environment. This heat transfer is controlled by a wall

overall heat transfer coefficient (AU_{ext}); thus, it is assumed to be proportional to the temperature difference ($T_{amb}-T_0$). Then:

$$Q_{ext} = (AU_{ext}).(T_{amb} - T_0). \quad (5)$$

In addition, the fictitious wall that separates the warm from the cold area also has a global heat transfer coefficient (AU_{int}) that controls the internal heat transfer (Q_{int}). This energy transfer is considered as constant because the temperatures of the cold and warm spaces do not change, thus:

$$Q_{int} = (AU_{int}).(T_{amb} - T_E). \quad (6)$$

Figure 3 shows that two sources of energy having the form of work enter into the building. A constant work, that corresponds to the total necessary work with the exception the work consumed by the compressor, composed by:

- The energy consumed by the display cases ($W_{d.case}$). This energy transforms into heat in the cold space;
- The electricity consumed by the lighting and miscellaneous appliances (W_{light}). This energy transforms into heat in the warm space.

In addition to these sources, a variable amount of work (W) is also required for operating both the refrigeration (W_{cmp}) and heating (W_{direct}) systems. As has been already mentioned, the main purpose of this study consists of minimizing the total amount of required work (energy) W_{total} .

For a better understanding of the particularities of a supermarket considered as an energy system, an exergy balance around a simplified system as shown in Figure 4 can be carried out.

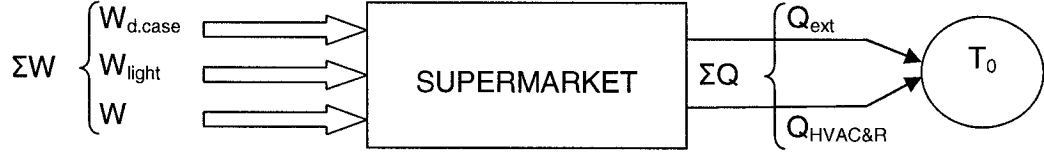


Fig. 4 Exergy balance around a supermarket.

The total work entering into the system (ΣW) consist of the addition of the work consumed by the display cases ($W_{d.case}$), the lighting (W_{light}) and the HVAC&R units (W). Note that this form of energy contains 100% of work potential. On the other hand, the total outlet energy corresponds to the addition of the heat losses to the outside of the building (Q_{ext}) and the heat rejected by the HVAC&R system ($Q_{HVAC\&R}$). Moreover, these energy losses take place toward the environment temperature; thus, they do not contain any work potential. Therefore, it can be established that the supermarket consumes exergy under the form of work but it does not produce exergy. Thus, the following and very important conclusion can be addressed: *all the work consumed by a supermarket is spent to fight against irreversibilities*. This observation permits the total consumed work (W_{total}) and the total exergy destruction to be equalized (D), hence:

$$W_{total} = \Sigma W = \Sigma D . \quad (7)$$

This simple concept can now be used in order to determine the minimum possible work required for operating the whole HVAC&R system. It is obvious from Equation (7) that this amount of work is necessary to counterbalance the irreversibilities related to the building alone without considering the internal irreversibilities of the HVAC&R system. Moreover, these irreversibilities which are essentially due to the heat produced in the cold space ($D_{d.case}$), the heat produced in the warm space (D_{light}), the heat transferred from the warm space and the cold space (D_{int}), and from the warm space and the environment (D_{ext}), can not be overridden. Then, the Equation (7) can be rewritten as follows:

$$W_{total} = W_{d.case} + W_{light} + W = D_{d.case} + D_{light} + D_{int} + D_{ext} , \quad (8)$$

where all the exergy destruction terms are due to the same kind of irreversibilities, i.e., the heat transferred from a temperature level to another. Therefore, each of these exergy destruction terms can be calculated as the product of an energy flow (i.e., heat flow) and a difference in thermal potential. The thermal potential (Carnot function) for a given temperature T , and an environmental temperature T_0 , is calculated as:

$$\theta = 1 - T_0 / T . \quad (9)$$

From an exergy view point, the thermal potential of a mechanical or electrical work is equal to one, which corresponds to the maximum attainable potential. Then, work can be considered as heat transferred from a source having an infinite temperature. In turns, a thermal source at the environmental temperature has a zero thermal potential. Equation (9) is used to express the destruction of exergy corresponding to each term on the right hand side of Equation (8). The exergy destruction in the display cases, due the conversion of work into heat at the evaporator temperature, T_E , is written as:

$$D_{d.case} = W_{d.case} \cdot [1 - \theta_E] = W_{d.case} \cdot [1 - (1 - T_0 / T_E)] . \quad (10)$$

The exergy destruction in the sale area, due to the conversion of work into heat at the ambient temperature, T_{amb} , is given by:

$$D_{light} = W_{light} \cdot [1 - (\theta_{amb})] = W_{light} \cdot [1 - (1 - T_0 / T_{amb})] . \quad (11)$$

The exergy destruction at the envelope of the display cases, due to the heat transferred from the ambient temperature, T_{amb} , to the evaporator temperature, T_E , is written as:

$$D_{int} = Q_{int} \cdot [(\theta_{amb}) - (\theta_E)] = Q_{int} \cdot [(1 - T_0 / T_{amb}) - (1 - T_0 / T_E)] . \quad (12)$$

The exergy destruction at the envelope of the building, due to the heat transferred from the ambient temperature, T_{amb} , to the environmental temperature, T_0 , results in:

$$D_{ext} = Q_{ext} \cdot [(\theta_{amb}) - 0] = Q_{ext} \cdot [(1 - T_0 / T_{amb})]. \quad (13)$$

The total work consumed by the supermarket is then obtained from Equation (8), which yields:

$$W_{total} = -(W_{d.case} + Q_{int}) \cdot (1 - T_0 / T_E) + (Q_{int} + Q_{ext} - W_{light}) \cdot (1 - T_0 / T_{amb}) + W_{d.case} + W_{light}. \quad (14)$$

Taking into account that the cold area (display cases), must be maintained at a constant temperature, the total amount of heat to be removed, Q_R , (i.e., refrigeration load) is calculated by using the first law of thermodynamics as:

$$Q_R = W_{d.case} + Q_{int}. \quad (15)$$

In order to maintain the temperature constant in the supermarket, a given amount of heat must be added. This amount of additional energy (Q_H) can be determined by applying an energy balance around the warm area (sale area), which yields:

$$Q_H = Q_{int} + Q_{ext} - W_{light}. \quad (16)$$

Introducing Equations (15) and (16) into Equation (14) results in:

$$W_{total} = \underbrace{-Q_R \cdot (1 - T_0 / T_E) + Q_H \cdot (1 - T_0 / T_{amb})}_W + W_{d.case} + W_{light}. \quad (17)$$

It is interesting to note that the work, W , indicated in this equation does correspond neither to the display cases, $W_{d.case}$, nor to the lighting, W_{light} ; it represents the minimum work consumed by the HVAC&R system. Dividing Equation (17) by the refrigeration load, Q_R , the following reduced form of the total work of the HVAC&R system is obtained as:

$$W'_{total} = - \underbrace{\left(1 - \frac{T_0}{T_E}\right) + \alpha \left(1 - \frac{T_0}{T_{amb}}\right)}_{W'} + W'_{d.case} + W'_{light}, \quad (18)$$

where:

$W' = W / Q_R$, is the reduced form of the work required by the HVAC&R system,

$\alpha = Q_H / Q_R$, is the reduced form of the space heating load.

3. ANALYSIS OF IDEAL REFRIGERATION AND HEATING SYSTEMS

In order to obtain the minimum work required by an ideal refrigeration system, a simple model as shown in Figure 5, without taking into account the heating system enclosed in the dashed box, is first considered.

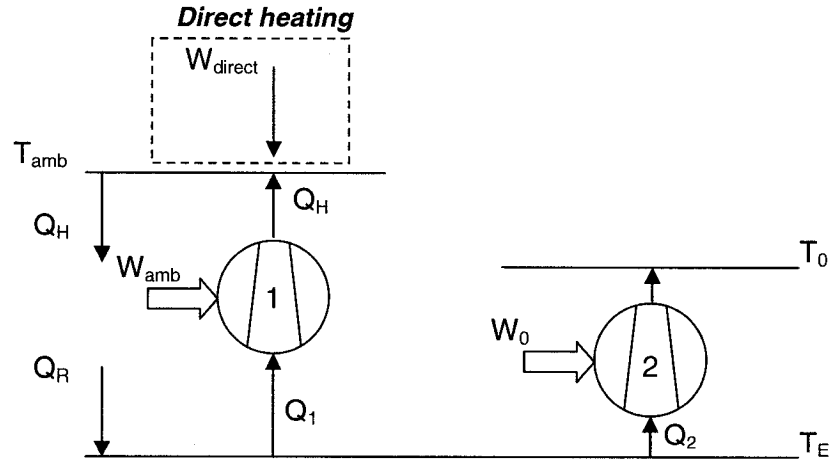


Fig. 5 Representation of an ideal HVAC&R system.

The heat pump 1 satisfies the heating load (Q_H) and consumes a total work (W_{amb}) given by:

$$W_{amb} = Q_H \cdot (1 - T_E / T_{amb}) . \quad (19)$$

Part of the refrigeration load (Q_R) is extracted by pump 1 (i.e., Q_1), the remaining amount of thermal energy (Q_2) is handled by the heat pump 2 which consumes work (W_0) and rejects some heat to the environment. Then, for this system the following equations can be written:

$$Q_1 = (T_E / T_{amb}) \cdot Q_H , \quad (20)$$

$$Q_2 = Q_R - Q_1 . \quad (21)$$

The work consumed by the heat pump 2 is calculated as:

$$W_0 = [Q_R - Q_H \cdot (T_E / T_{amb})] \cdot (T_0 / T_E - 1) . \quad (22)$$

Thus, the total work consumed by the refrigeration system is calculated by adding Equations (19) and (22). Further, the reduced form of this amount of work is obtained by dividing the total work by the refrigeration load, Q_R , which yields:

$$W' = \alpha \cdot \left(1 - \frac{T_E}{T_{amb}} \right) + \left(1 - \alpha \cdot \frac{T_E}{T_{amb}} \right) \cdot \left(\frac{T_0}{T_E} - 1 \right) . \quad (23)$$

By rearranging terms, this equation can be rewritten under the following form:

$$W' = - \left(1 - \frac{T_0}{T_E} \right) + \alpha \cdot \left(1 - \frac{T_0}{T_{amb}} \right) . \quad (24)$$

It is interesting to note that this result corresponds to the first term appearing on the left hand side of the Equation (18). Introducing the expressions of the equivalent COP's into the thermal potential terms, the total reduced work is expressed as the addition of two heat pump reduced works as:

$$W' = \frac{1}{COP_{E \rightarrow 0}} + \alpha \left(\frac{1}{1 + COP_{0 \rightarrow amb}} \right). \quad (25)$$

Note that this equation gives the total reduced work consumed by the equivalent refrigeration system shown in Figure 6 (do not consider the direct heating system enclosed in the dashed box). In this new system, the heat pump 1 is used for refrigeration purposes; it rejects the refrigeration load to the environment at T_0 and consumes an amount of work W_R . In turns, the heat pump 2 is used for heating purposes; it transfers part of the heat delivered by pump 1 to the ambient at temperature T_{amb} and consumes an amount of work W_H .

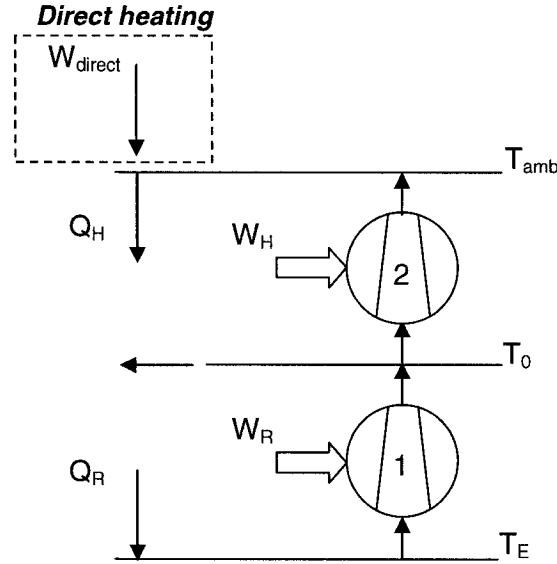


Fig. 6 Equivalent representation of the ideal HVAC&R system of Figure 5.

In order to design a low-energy supermarket, according to Equation (17) there are two terms upon which the optimization can be carried out: one of these terms depends on the refrigeration load while the second one represents the space heat load. Hence, this equation shows two factors that have a direct impact on the optimization of the system. First, the refrigeration load should be as low as possible. This condition requires the minimization of both the heat losses from the sale area into the refrigerated zones and the energy consumed by the fans and lights of the display cases. Second, the heating load should also be as low as possible, i.e., the envelope of the

building must be well thermally insulated. Since maintaining the lighting on tends to reduce the heating load, the following question remains open: should the light efficiency be enhanced? Taking into account that the heat recovered from the refrigeration system costs less work than the direct electricity consumption; the answer is obviously positive. A formal demonstration of the answer is given below.

Assuming that space heating load is modified by a $\Delta\alpha$ due to a small change in the lighting energy of $\Delta W'_{light}$, then from Equation (16) results that (note that the equations are written by using reduced variables):

$$\Delta\alpha = -\Delta W'_{light} . \quad (26)$$

However, if the heating load changes, then the total refrigeration work should also change by $\Delta W'$. Then, by using Equation (24) yields:

$$\Delta W' = \Delta\alpha \cdot (1 - T_0 / T_{amb}) , \quad (27)$$

by replacing $\Delta\alpha = \Delta Q_H / Q_R$ in this equation, the refrigeration work variation is written as:

$$\Delta W' = -\Delta W'_{light} \cdot (1 - T_0 / T_{amb}) . \quad (28)$$

Since the total variation of the energy consumption is given by the addition of the variation of the consumption of both lighting and refrigeration, then:

$$\Delta(W' + W'_{light}) = \Delta W' + \Delta W'_{light} , \quad (29)$$

$$\Delta(W' + W'_{light}) = \Delta W'_{light} \cdot (T_0 / T_{amb}) , \quad (30)$$

with,

$$\Delta W'_{light} > 0 \Rightarrow \Delta(W' + W'_{light}) > 0 . \quad (31)$$

This result clearly shows that the total energy consumption increases with increasing the consumption of the lighting system. Thus, the priority should be put on the heat recovery rather than on direct heating. However, the refrigeration system alone has a major limitation; it cannot deliver heat beyond a certain amount given by a value $\alpha_{\max}$. The value of $\alpha_{\max}$ depends on the rejection temperature, i.e., the environmental temperature T_0 . Therefore, if the space heating load reaches high values, then an extra direct space heating (by using electric or fossil fuels appliances) will be necessary. To overcome this limitation, a new heat source W_{direct} has to be added into the model. This source of energy is shown by the dashed boxes in Figure 5 and 6. Since the maximum heat recovery is obtained when the whole refrigeration load is transferred to the sales area, from Figure 5 result that:

$$\left. \begin{array}{l} Q_2 = 0 \\ Q_1 = Q_R \end{array} \right\} \Rightarrow Q_{H,\max} = \frac{T_{\text{amb}}}{T_E} \cdot Q_R. \quad (32)$$

Moreover, by using the definition of α (Equation (18));

$$\alpha_{\max} = \frac{Q_{H,\max}}{Q_R}, \quad (33)$$

then,

$$\alpha_{\max} = \frac{T_{\text{amb}}}{T_E}. \quad (34)$$

By using the Equation (24), the work required by the HVAC&R system as a function of the reduced heating load can be represented in an exergy graphical form as shown in Figure 7. In this figure, the reduced heat, i.e., the heat divided by the refrigeration load, is presented on the x-axis and the thermal potentials on the y-axis. Moreover, Equation (24) is explicitly rewritten as a function of the thermal potentials, as:

$$W' = (\theta_0 - \theta_E) + \alpha(\theta_{\text{amb}} - \theta_0). \quad (35)$$

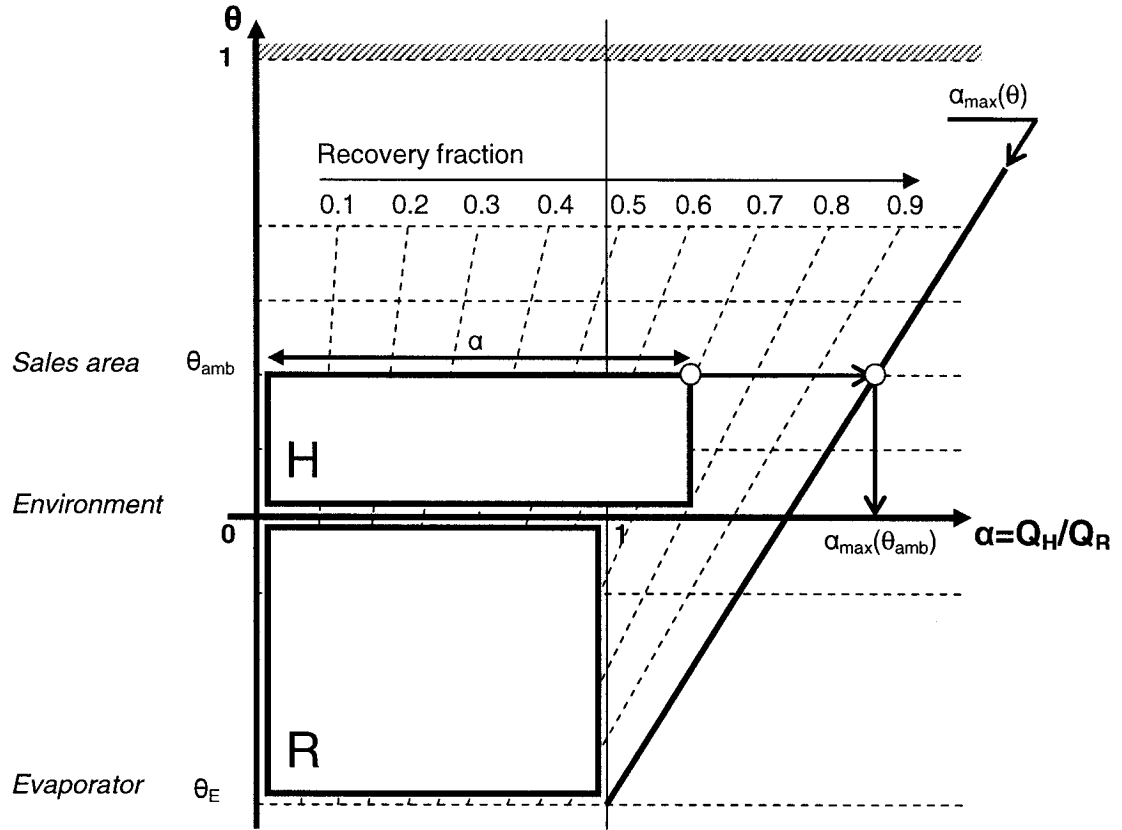


Fig. 7 Exergy graphical representation of an ideal HVAC&R system.

Taking into account that the work is the product of the heat by the thermal potential difference then, the work corresponds to the addition of surfaces in the exergy graph shown in Figure 7. These surfaces correspond to the work required for increasing the exergy content of the heat flow passing through systems. Since at the end of the process, the heat is always rejected to the environment, as has already been mentioned, the consumed work corresponds to the total exergy destruction. Thus, it is obvious that the HVAC&R system and the supermarket building are fighting each other; one destroys the quality of the energy that the other creates. This simple but very fundamental concept was recently introduced in an exergy transfer representation proposed by Sorin et al. (2005).

The surface identified by “R” in the Figure 7 represents the minimum work (W_R) necessary to extract the refrigeration load up to the environmental temperature T_0 . The surface identified by “H” corresponds to the minimum extra work (W_H) required to bring part of the released thermal

energy at the environment temperature level to a higher temperature level (T_{amb}) necessary for heating the sale area. The inclined line that bounds the right side of the graph corresponds to the α_{max} limit; i.e., the maximum heat recovered from the condenser ($Q_{H,\text{max}}$) that can be obtained if the refrigeration load is completely transferred from the evaporator temperature to the condenser temperature. It is important to note that the maximum heat delivery increases with increasing the heat rejection potential θ . For a constant evaporator temperature T_E , the maximum heat recovery can be written as:

$$\alpha_{\text{max}}(T) = \frac{T}{T_E} \Rightarrow \alpha_{\text{max}}(\theta) = \frac{1 - \theta_E}{1 - \theta}. \quad (36)$$

This equation shows that, when the rejection thermal potential tends to the thermal potential of the evaporator, θ_E , the maximum heat recovery tends to the total refrigeration load ($\alpha_{\text{max}}=1$). In turn, if not all the refrigeration load is available for heat recovery, then less heat is available at the condenser. Therefore, different α_{max} lines for different available fractions of the refrigeration load are shown in dashed lines in Figure 7.

4. AN ENDOREVERSIBLE MODEL OF CLASSIC REFRIGERATION AND HEATING SYSTEMS

Modeling real HVAC&R systems, however, requires extra irreversibilities to be taken into account. For the sake of simplicity, the principal goal of the modeling technique presented in this section consists of applying an endoreversible approach to a HVAC&R system by considering only irreversibilities associated to the heat transfer. Thus, the compressor losses will be neglected. It must be pointed out that these losses do not change the basic behavior of the systems. In addition, the energy related to the operation of the condenser will be not considered in the model.

The simplest approach consists of considering separated heating and refrigeration systems as shown in Figure 8. This system is composed of a refrigeration system and a direct heating system. The refrigeration unit rejects the total refrigeration load (Q_R) at a constant condenser temperature that also corresponds to the design temperature point (T_{design}). The heating system uses electricity or fossil fuels (W_{direct}) which deliver the exact amount of heat to balance the space heating load (Q_H) necessary for maintaining a constant space area temperature (T_{amb}). The refrigeration system can be formed by multiple parallel compressors that enter into operation according to the refrigeration load and consume a total work (W_{cmp}). However, in this study the refrigeration unit is modeled as a single continuous operation engine. Therefore, the fluctuations of the evaporator and condenser temperatures as a function of the refrigeration load, due to the characteristics of the control system are not considered by the model. Moreover, the condenser is supposed to be a varying conductance device (i.e., by using fans and varying the exchanger surfaces) that transfers heat from the refrigerant to the environment.

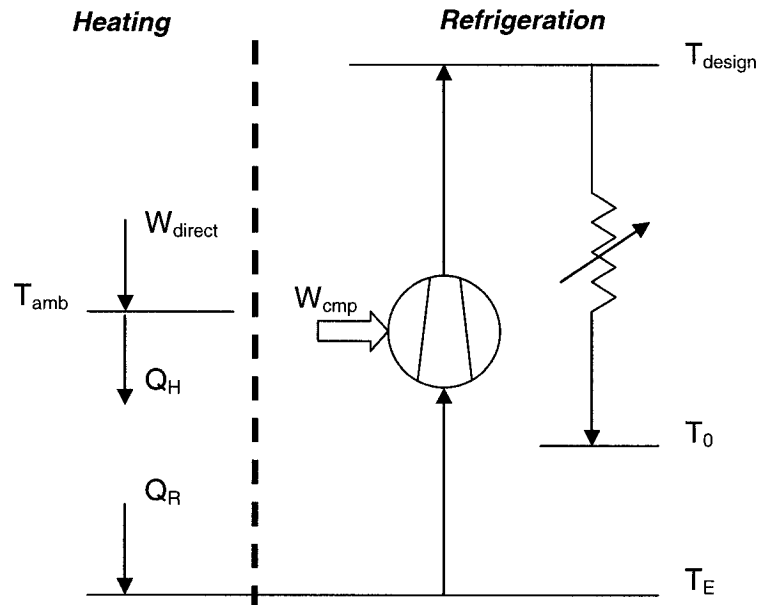


Fig. 8 Endoreversible representation of a classic HVAC&R system.

The total work required by such a system is calculated as the addition of the energy consumption of both the refrigeration and heating units, thus:

$$W_{base} = W_{direct} + W_{cmp} , \quad (37)$$

$$W_{base} = Q_H + Q_R \left(\frac{T_{design}}{T_E} - 1 \right). \quad (38)$$

Dividing this expression by Q_R , the equivalent reduced work is written as:

$$W'_{base} = \alpha + \left(\frac{T_{design}}{T_E} - 1 \right). \quad (39)$$

A more useful form of this equation as a function of the thermal potentials, which can be directly represented in an exergy graph, is given by:

$$W'_{base} = \alpha - \left(1 - \frac{T_0}{T_E} \right) + \frac{T_{design}}{T_E} \left(1 - \frac{T_0}{T_{design}} \right), \quad (40)$$

where,

$$\frac{T_{design}}{T_E} = \alpha_{max} .$$

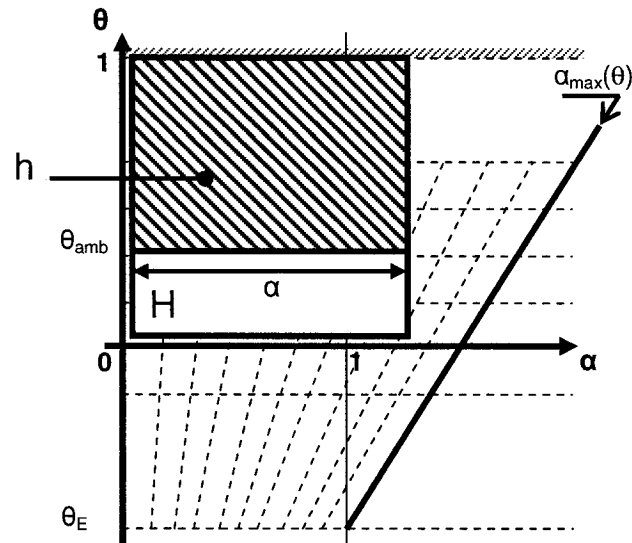
Introducing the environment thermal potential, the following expression results:

$$W'_{base} = \alpha(1 - \theta_0) + (\theta_0 - \theta_E) + \alpha_{max}(\theta_{design} - \theta_0). \quad (41)$$

Then, the total reduced work can be represented graphically as shown in Figure 9. The shaded surfaces shown in the figure represent the extra work necessary to overcome the irreversibilities taking place in the HVAC&R system. The white surfaces correspond to the reversible process (heat pump work), even though in a supermarket this work transforms to irreversible heat. Figure 9a shows that the direct heating system consumes the same amount of work of an equivalent heat pump operating at an infinite condenser temperature (i.e., $\theta=1$). Moreover, the work in the heating system is consumed for fighting against two kinds of irreversibilities: (i) an

incontrovertible building irreversibility shown by the surface “H” (i.e., heat losses between the sale area and the environment) and (ii) the irreversibility of the HVAC system, shown by the surface “h” in the figure, that can be reduced (i.e., destruction of work that transforms into heat at the ambient temperature).

(a)



(b)

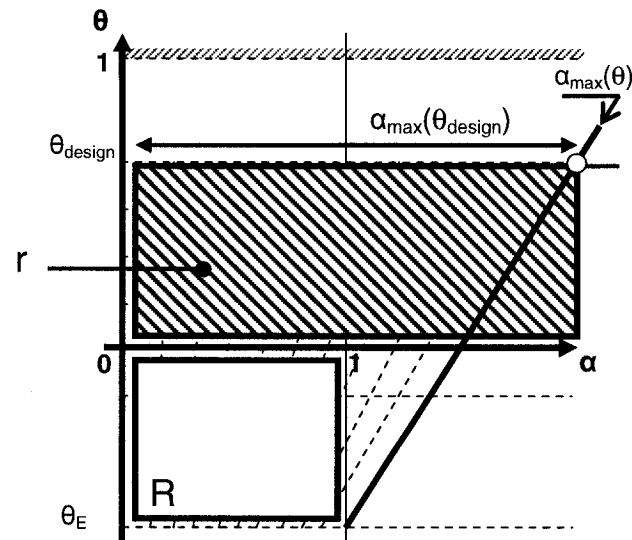


Fig. 9 Exergy graph; (a): classic direct heating system, (b): classic refrigeration system.

The work of the refrigeration system is consumed for fighting against: (i) an incontrovertible building irreversibility, shown by the surface “R” in the Figure 9b (i.e., heat transferred from the sale area to the refrigerated cases and (ii) the irreversibility of the refrigeration system, shown by the surface “r” in the same figure, that eventually can be reduced (i.e, condenser heat transfer from its design temperature, T_{design} , to the environmental temperature, T_0). The graphic representation given in Figure 9b, shows that the refrigeration system destroys its work because (i) it rejects the energy at a temperature that is higher than the environmental temperature and (ii) because this heat is not recovered in order to reduce the direct heating work. However, if a heat recovery principle is applied, then similar graphs can easily be used to determine the corresponding reduction in thermal losses. An exergy graph of a system having heat recovery capability is shown in Figure 10. For such a case, the refrigeration system still rejects the heat at its design temperature; however, part of the heat is now used to heat the sale area while the remaining is rejected to the environment.

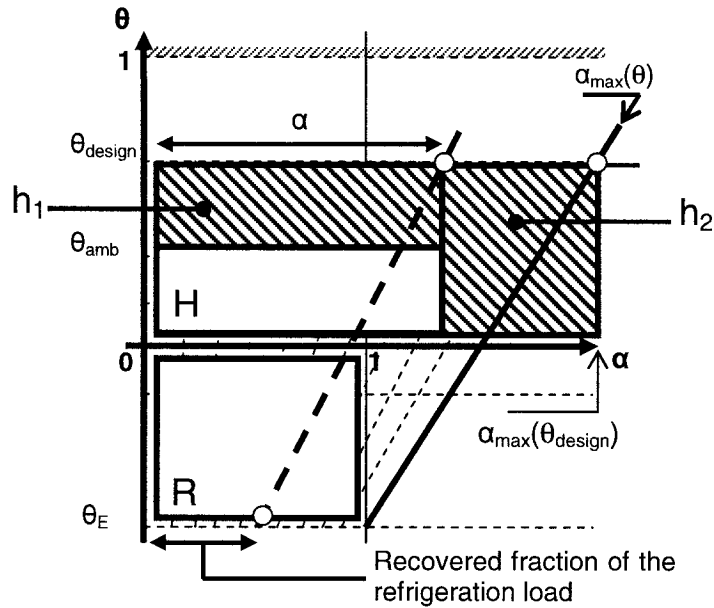


Fig. 10 Exergy graph of a HVAC&R with heat recovery system.

Figure 10 shows that the extra work decreases with increasing the space heating load (α), i.e., increase of surface “H” shown in the figure. The decrease of the extra work when full heat recovery is carried out is due to the fact that the configuration of the system approaches that of

an ideal one. This condition corresponds to the case when the ambient temperature becomes closer to the condenser temperature than to the environmental temperature. It is obvious that when no heat recovery is possible, the system rejects the energy at a temperature higher than the environmental temperature which requires more work. It is important to remark that the heat recovered, α , corresponds always to a fraction of the refrigeration load. As has been already mentioned, this fraction results in a value of $\alpha_{\max}$ shown by dashed lines in the graph.

From the exergy graph shown in Figure 10, two irreversibilities of the HVAC&R system are distinguished: (i) the heat transferred from the condenser at temperature T_{design} and the ambient at a temperature T_{amb} when part of the condenser heat is recovered, surface “h₁” in the figure and (ii) the heat transferred from the condenser at a temperature T_{design} and the environment at a temperature T_0 for the remaining part of the condenser rejected heat ($\alpha_{\max}-\alpha$), surface “h₂” in the figure.

5. CONCLUSION

An important energy saving potential is identified during the winter operation of supermarkets located in the North-East American continent. In order to understand how the energy efficiency in supermarkets can be improved, a comparison between the models of an ideal refrigeration system and a classical HVAC&R system has been presented.

A simple exergy model of the supermarket that considers only incontrovertible irreversibilities associated to the properties of the building, allows a minimization of the energy consumption to be carried out. The model shows that the work consumed by an ideal system is composed of work consumed by two ideal heat pumps used for refrigeration and heating purposes, respectively. In addition, the first law of thermodynamics has been used to explicitly show that even though an increase in the light energy tends to reduce the heating load, it increases the total energy consumption.

Finally, the energy consumption of a classic HVAC&R system has been determined by using a simple endoreversible thermodynamics modeling approach. Further, the use of the thermal potential permits the work required for upgrading the heat flow through the refrigeration and heating systems to be calculated. An exergy graph is then proposed in order to show how this work can be represented by a simple addition of exergy surfaces. A comparison between the ideal and real systems permits the destruction of work to be clearly identified. The proposed graphical representation makes it possible to visualize and emphasize the advantages of using heat recovery techniques in the supermarket industry.

ACKNOWLEDGEMENTS

This work was funded by the discovery grant RGPIN 41929 of the Natural Sciences and Engineering Research Council of Canada (NSERC).

REFERENCES

- Christensen HB. 2003. The low energy supermarket project. *Heating/Piping/Air Conditioning Engineering*. **75**(12): 48-51.
- F.M.I. 2004. Supermarket Facts Industry Overview. In site of the *Food Marketing Institute*. [In line] http://www.fmi.org/facts_figs/superfacts.htm.
- Perez A. 1977. Supermarkets and the triangle for energy efficiency. *ASHRAE Journal*. **19**(6): 38-41.

- Sorin M, Rheault F, Spinner B. 2005. On exergy destruction and maximum power output in heat engines, accepted for publication by COBEM 2005. *18th International Congress of Mechanical Engineering* (Nov. 6-11, 2005), Ouro Preto, Minas Gerais, Brazil.
- Walker DH, Baxter VD. 2003. Analysis of advanced, low-charge refrigeration for supermarkets. *ASHRAE Transactions*. **109**: 285-292.

Endoreversible modeling as a pre-design tool for the winter integration of HVAC and Refrigeration in supermarkets.

Part II: optimization of heat recovery, comparison with data

**Maxime Ducoulombier ^a, Daniel Giguère ^b,
Mikhail Sorin ^b, Alberto Teyssedou ^{a,1}**

*a Engineering Physics Department, École Polytechnique, C.P. 6079, succ. Centre-ville, Montréal,
Québec, Canada H3C 3A7*

*b CANMET Energy Diversification Research Laboratory, 1615 Lionel-Boulet Blvd., P.O. Box 4800,
Varennnes, Québec, Canada J3X 1S6*

Abstract

In the present study, the endoreversible modeling is employed for the pre-design stage of a supermarket HVAC&R system. It is shown that the use of simple endoreversible models permits sufficiently accurate comprehensive analysis to be carried out. Thus, endoreversible thermodynamics is used to evaluate the efficiency of two different heat recovery technologies as a function of the operating temperatures and the sales area heating load. In particular, an air coil and heat pump systems are studied. Their particular sources of irreversibilities are represented in a new exergy graph that permits the best technological solution as a function of the space heating load to be visualized. Further, in order to obtain a more realistic model, the internal irreversibilities due to the compressor operation are also introduced. The prediction obtained with the proposed are then compared with data collected from a fully instrumented supermarket.

Keywords: Supermarket, Refrigeration, Heat recovery, Exergy, Endoreversible thermodynamics, Optimization.

¹ Corresponding author. Tel.: (514) 340 4192 ext. 4522, Fax: (514) 340 4192
E-mail address: alberto.teyssedou@polymtl.ca (A. Teyssedou)

1. INTRODUCTION

The public consciousness concerning environmental issues, namely the global warming effects observed during the last few years, makes the supermarkets to be an obvious target. As stressed by the Total Equivalent Warming Impact (TEWI) concept, a supermarket can contribute to the global warming by a direct effect due to the leakage of refrigerants to the atmosphere and an indirect effect due to the energy consumption itself (i.e., use of fossil fuel for the generation of electrical energy).

In order to decrease the emission of greenhouse gases from refrigeration systems, efforts are presently carried out for reducing the amount of refrigerant. To reach such a goal, different solutions are being investigated (Walker and Baxter 2003) such as: use of distributed, secondary loops and advanced self-contained refrigeration systems that necessitate less mass of refrigerant than the classical ones.

The refrigeration systems consume, in general, a considerable amount of energy; for instance the United-States counts more than 34 250 supermarkets, they have about 4 100 m² sales area and consume more than 2×10^6 kWh/year of electricity (FMI 2004). These supermarkets consume 4% of the total national production of electricity (data valid for the year 1999). It must be pointed out that the consumption of a Refrigeration (R) system represents about a half of the total supermarket energy consumption, with 60% to 70% of this energy consumed by the compressor and condenser work. In addition, the Heating, Ventilation and Air-Conditioning (HVAC) unit is also a major energetic system that, depending upon the geographic location, consumes about 10% to 20% of the total supermarket energy. Since the refrigeration system accomplishes a large part of the air-conditioning task, the HVAC load is essentially used for space heating. Therefore, an energy conservation effort must be devoted into the integration of HVAC&R systems (Christensen 2003). Some technologies such as the use of highly reflective roof membranes, high performance wall insulations, intelligent ventilation and electronic controlled low pressure head compressor are proposed to reduce the energy consumption. However, no attempts have been yet carried out to improve the heat recovery from refrigeration systems. The absence of interaction between refrigeration and HVAC specialists could be responsible of this lack of integration between the cold production units and the heating systems

used in supermarkets. Up to now, only few cases have demonstrated the advantage of using the recovery potential from refrigeration systems (Walker and Baxter 2003).

The present study corresponds to the second section of a two-part paper. In Part I, the advantage of heat recovery is theoretically demonstrated and the energetic intensity of different systems, encountered in typical supermarkets located in the Nord-Est region of America, were studied. The energy losses encounter in a classical separated heating and refrigeration system are well identified and then compared with those of a theoretical ideal one. The use of a straightforward treatment shows that the heat recovered from the refrigeration systems should be enough for fulfilling supermarkets heat requirements; thus permitting an important energy saving to be achieved.

Part II is devoted to studying some low energy alternative configurations. In particular, two technological solutions which integrate the refrigeration and heating systems are presented: heat recovery by using an air coil and heat recovery by using heat pumps. In order to characterize the energy consumption, an endoreversible modeling approach is proposed. An exergy graphical representation of the work based on the heat flow and the thermal potential, permits the necessary work from the destroyed work to be easily identified. It is shown that the amount of destroyed work depends on the heat load; thus, the most effective technological solution also depends on this variable. It is important to remark that the proposed graphical method used for representing the losses in the refrigeration and heating units is discussed in detail in the Part I of this work.

2. ANALYSIS OF AN AIR COIL HEAT RECOVERY SYSTEM

As was shown in Part I, in order to minimize the energy consumption of a HVAC&R system, it must be operated under a heat recovery mode or at the lowest possible condenser temperature. In this part of the work, depending if the priority is placed on the heat recovery or on the low condenser temperature modes, two different technical solutions are studied and their performances compared. On possible solution that can be implemented for recovering heat,

consists of using air coils located in the supermarket sales area. It is important to remark that in this case, the heat rejection temperature increases only when heating is applied, however, this temperature is always higher than the sales area temperature which in turns is higher than the environmental temperature. As has been mentioned a second alternative consists of using a floating head pressure refrigeration system to reject heat at the lowest possible temperature. In this case, however, less efficient direct heating source will be eventually required. Therefore, it is interesting to evaluate the merits of using air coil heat recovery techniques with respect to those of the varying head pressure refrigeration systems.

Figure 1 shows the endoreversible scheme of the air coil HVAC&R system. Depending on the heat demand, the condenser temperature may change (i.e., the head pressure). The remaining heat is rejected into the environment from a cooling tower where the heat transfer can be modulated by the use of fans and/or the change of the effective area. A heat recovery solution consists of transferring the heat from the condenser to the sales area and the environment by using a secondary fluid loop. Then, the consumption of the work W_{coil} , is completely determined by the space heating load, Q_H .

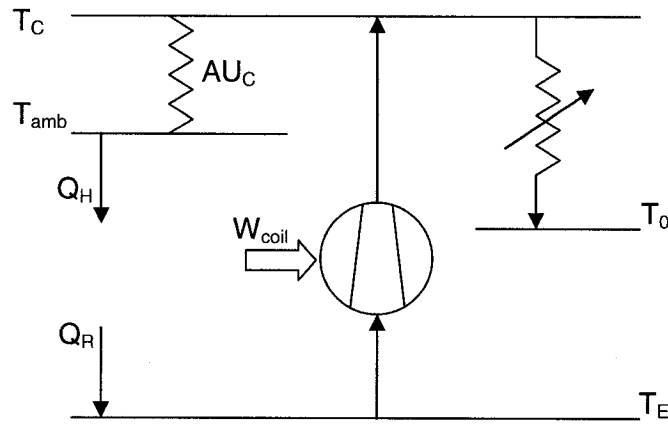


Fig. 1 Endoreversible representation of the air coil system.

In order to calculate this work, it is necessary to determine the condenser temperature (T_C) as a function of the heating load; thus:

$$T_C = T_{amb} + \frac{Q_H}{AU_C}. \quad (1)$$

The total consumed work can then be written as:

$$W_{coil} = Q_R \left(\frac{T_C}{T_E} - 1 \right). \quad (2)$$

Dividing this equation by the refrigeration load, Q_R , the following reduced form of this work is obtained:

$$W'_{coil} = \left(\frac{T_C}{T_E} - 1 \right). \quad (3)$$

This equation can be rewritten as a function of the thermal potentials, that yields:

$$W'_{coil} = - \left(1 - \frac{T_0}{T_E} \right) + \frac{T_C}{T_E} \left(1 - \frac{T_0}{T_C} \right), \quad (4)$$

where, $\frac{T_C}{T_E} = \alpha_{max}$ is the maximum reduced heating capacity at the temperature T_C .

It is important to remark that this system always rejects the total condenser heat at a temperature that is much higher than the environmental temperature (T_0). It is obvious that this system must be less effective than the ideal one, which is able to reject the unneeded fraction of the condenser heat to the environment. The condenser thermal potential remains as low as possible because the condenser temperature (T_C) increases with increasing the heating load. Moreover, the value of α_{max} increases with increasing the condenser temperature because the coefficient of performance (COP) decreases with increasing this temperature.

The exergy graph (see Part I) of an air coil system is shown in Figure 2. When the heat load tends to zero (i.e., $\alpha=0$), the condenser temperature must be equal to the ambient temperature. This condition corresponds to the point “a” in the figure; the extra work shown by the surface “h₂” in the figure, is due to the fact that the system rejects the (non recovered) energy to the sales area at a temperature, T_{amb} . This irreversibility, however, decreases with increasing the heat recovery, as is shown by point “b” in the figure. Note that the ideal system rejects this energy to the environment at a temperature T_0 . In addition, an irreversibility due to the heat conduction

from the refrigerant at a condenser temperature T_C , and the sales area at the ambient temperature T_{amb} , appears. This irreversibility is indicated by the surface “ h_1 ” in Figure 1.

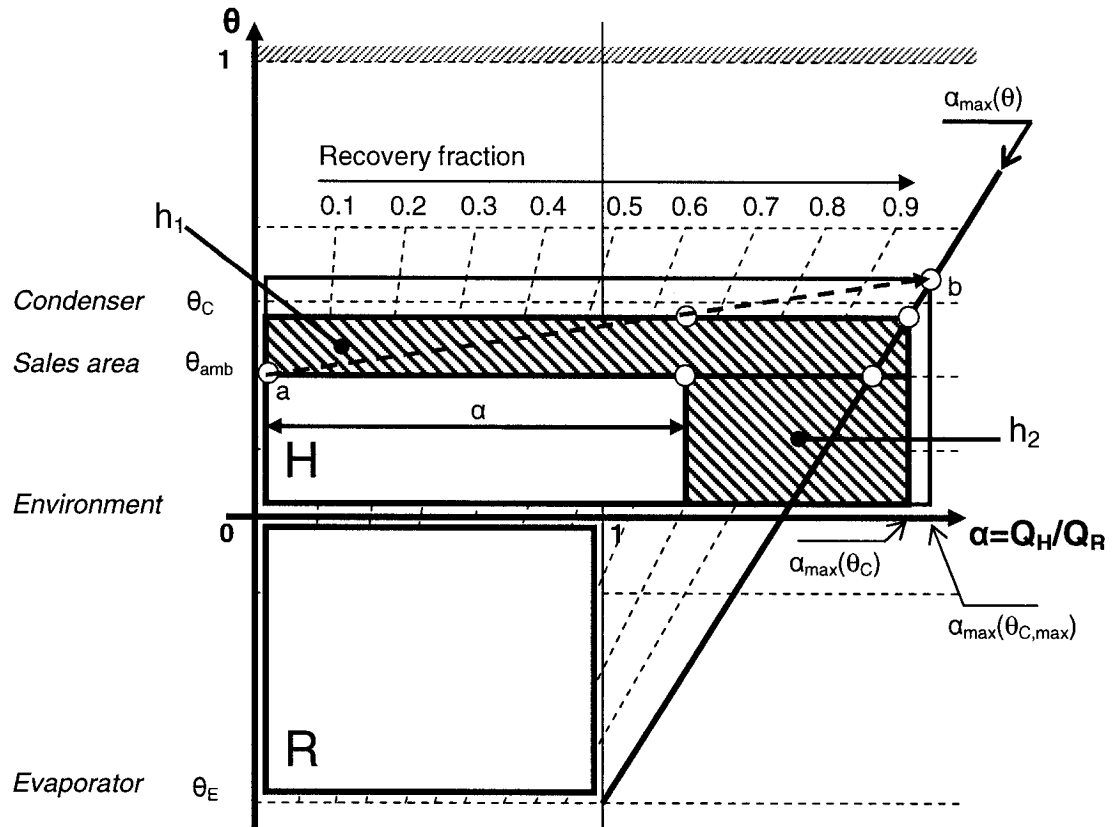


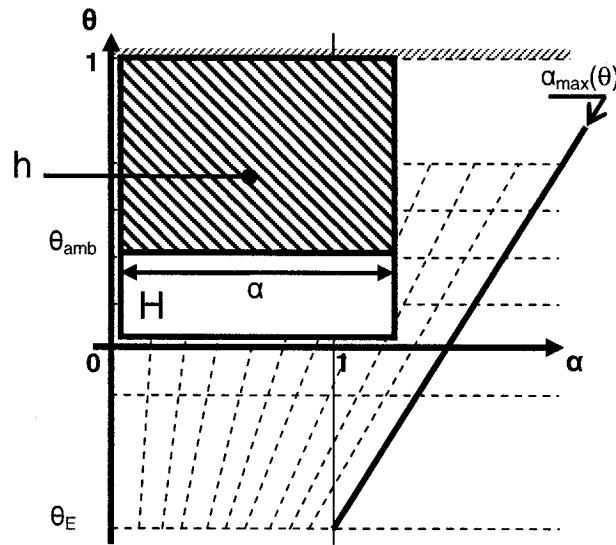
Fig. 2 Exergy graph of the air coil system.

2.1. Comparison of an air coil heat recovery system with a standard floating compressor head pressure system using a cooling tower.

Modern refrigeration systems have floating head pressure compressors; thus, the control system permits the condenser temperature to follow the variations of the environmental temperature. Such a system can be represented by a constant heat transfer condenser in a refrigeration system that rejects heat at the lowest possible temperature. However, during winter operation, the outdoor temperature may change from -20°C to 10°C . Unfortunately, due to some technical limitations, the condenser temperature can not be decreased to very low values. Therefore, for

the purpose of this study, it is considered that during winter operation, the lowest possible condenser temperature of the refrigerant is 10°C . Then, it can be considered that this temperature also corresponds to the cooling tower temperature (T_{tower}), which is below the sales area temperature (T_{amb}). The exergy graph of the floating head pressure HVAC&R system is presented in Figure 3.

(a)



(b)

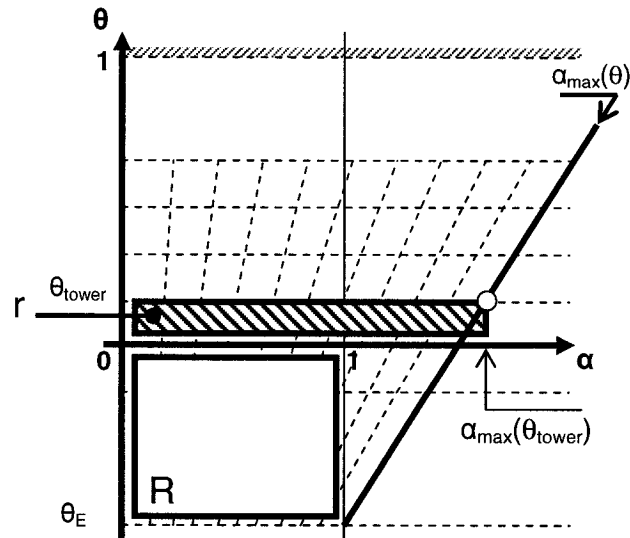


Fig. 3 Exergy graph for a varying head pressure system; (a): direct heating, (b): refrigeration.

It can be seen that for a low space heating load (i.e., low α), that corresponds to a small direct heating work (see Figure 3a), the floating head pressure system, shown in Figure 3b, consumes the minimum required work because the total condenser energy is rejected at the lowest possible temperature. In turns, for high space heating load conditions, the air coil system becomes more efficient because it does not consume direct heating energy by recovering heat from the condenser. Therefore, there must be a heat balance load (α_b) for which both systems has equivalent performances.

In order to determine this heat balance condition, the consumed work of the air coil system, W_{coil} must first be determined. Further, it is assumed that the maximum heat recovery condition, i.e., $\alpha_{MAX} = \alpha_{max}(T_{C,max})$, is reached at the maximum temperature difference between the refrigerant at the condenser and the ambient air (ΔT_{coil}), which is determined by technical and economical constrains. Moreover, it is assumed that the air coil has a constant overall heat transfer coefficient that is not affected by the flow pressure variations. Thus, the condenser temperature as a function of the space heating load is expressed by a simple linear relationship obtained from the Newton's law as:

$$T_C = T_{amb} + \frac{\alpha}{\alpha_{MAX}} (T_{C,max} - T_{amb}) \quad (5)$$

or,

$$T_C = T_{amb} + \frac{\alpha}{\alpha_{MAX}} \Delta T_{coil} \quad (6)$$

where, α_{MAX} is a function of the maximum condenser temperature, then:

$$\alpha_{MAX} = \frac{T_{C,max}}{T_E} = \frac{T_{amb} + \Delta T_{coil}}{T_E} \quad (7)$$

The expression that gives the condenser temperature as a function of the space heating load and the technical parameter (ΔT_{coil}) is written as:

$$T_C = T_{amb} + \alpha \cdot \frac{\Delta T_{coil} \cdot T_E}{T_{amb} + \Delta T_{coil}} \quad (8)$$

The work consumed by the floating head pressure refrigeration and direct heating system can be determined from the energy consumption of the classic system discussed in Part I of this work (i.e., Equation (39)); thus:

$$W'_{floating} = \alpha + \left(\frac{T_{tower}}{T_E} - 1 \right). \quad (9)$$

Then, equalizing Equation (3) with Equation (9), gives:

$$\alpha + \frac{T_{tower}}{T_E} = \frac{T_C}{T_E}. \quad (10)$$

Since the air coil temperature is known from Equation (8), it could be replaced in the above expression, which yields:

$$\frac{T_{tower}}{T_E} + \alpha = \frac{T_{amb}}{T_E} + \alpha \cdot \frac{\Delta T_{coil}}{T_{amb} + \Delta T_{coil}} \quad (11)$$

and the heat load balance condition is obtained by:

$$\alpha_b = \frac{T_{amb} - T_{tower}}{T_E} \cdot \left(1 + \frac{\Delta T_{coil}}{T_{amb}} \right). \quad (12)$$

Assuming that: $T_E = -20^\circ\text{C}$, $T_{amb} = 20^\circ\text{C}$ and $\Delta T_{coil} = 15^\circ\text{C}$, a simple calculation gives:

$$\alpha_b \approx 0.17. \quad (13)$$

This result means that, if the space heating load is higher than 17% of the refrigeration load, then the air coil system becomes more efficient than the direct heating system. This figure also gives an indication of the limited range of applicability of the direct heating technique. It is obvious that the calculated value of α_b will change if the irreversibilities of the compressor are taken into account; this situation will be discussed in detail later in this paper.

3. ANALYSIS OF A HEAT PUMP RECOVERY SYSTEM

As has been shown in the former discussion, the direct heating technique is useful only within a limited range of α ; thus a more efficient solution consists of using heat pumps for recovering heat by maintaining the fluid in the condenser at the lowest possible temperature. An endoreversible model of a heat pump recovery system is shown in the Figure 4.

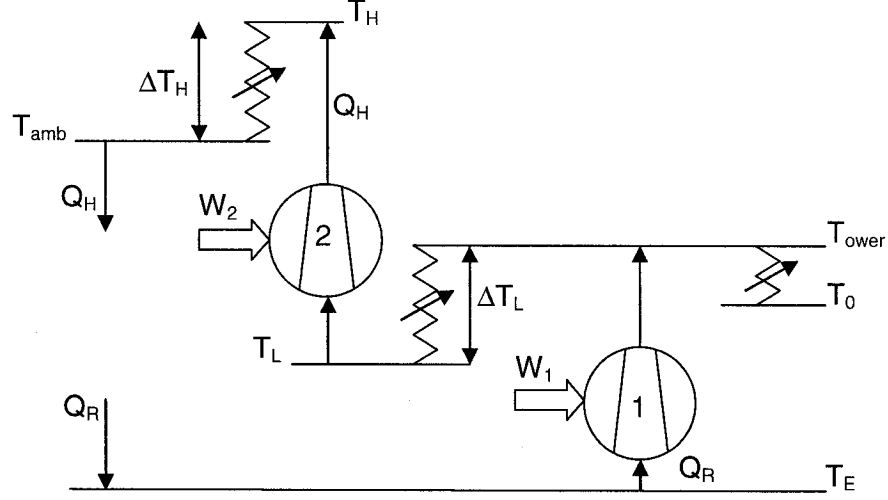


Fig. 4 Endoreversible representation of the heat pump system.

In this model, the refrigeration system (1) absorbs the refrigeration load (Q_R), rejects the energy at the lowest possible temperature (T_{tower}) and consumes work (W_1). Depending on the heating load, the heat pump (2) recovers part of the condenser energy through a heat exchanger and transfers heat to a medium at a temperature higher than the sales area temperature, and consumes an amount of work (W_2). This model can be used to represent multiple heat pumps running in parallel and turning on and off, according to the heating load. For given temperatures T_{amb} and T_{tower} , the temperature differences in the condenser and evaporator exchangers, ΔT_H and ΔT_L respectively, are defined during the design process of a heat pump system. Therefore, independently of the heating load is, i.e., number of heat pumps running simultaneously, the equivalent heat pump model will always operate at the same temperatures T_H and T_L .

The total consumed work of the heat pump recovery system is calculated as the addition of the refrigeration work (W_1) and heating work (W_2). They can be calculated and expressed under the form of reduced works as:

$$W_1 = Q_R \cdot \left(\frac{T_{tower}}{T_E} - 1 \right) \Rightarrow W'_1 = \frac{T_{tower}}{T_E} - 1, \quad (14)$$

and

$$W_2 = Q_H \cdot \left(1 - \frac{T_L}{T_H}\right) \Rightarrow W'_2 = \alpha \cdot \left(1 - \frac{T_L}{T_H}\right). \quad (15)$$

In order to use the exergy graphic representation, the reduced works are rewritten as a function of the corresponding temperature potentials; thus:

$$W'_1 = -\left(1 - \frac{T_0}{T_E}\right) + \frac{T_{tower}}{T_E} \cdot \left(1 - \frac{T_0}{T_{tower}}\right), \quad (16)$$

$$W'_2 = \alpha \cdot \left[\left(1 - \frac{T_0}{T_H}\right) - \frac{T_L}{T_H} \cdot \left(1 - \frac{T_0}{T_L}\right) \right]. \quad (17)$$

The addition of these two expressions gives the total consumption (W_{HP}) of the heat pump heating and refrigeration system:

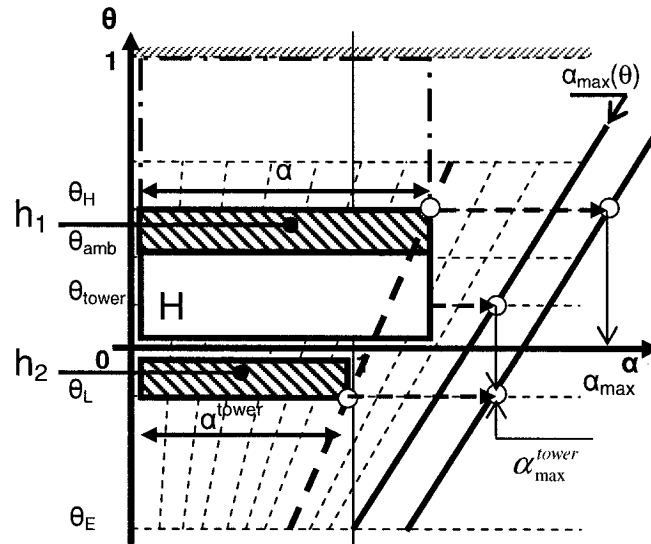
$$W'_{HP} = \frac{T_{tower}}{T_E} \cdot \left(1 - \frac{T_0}{T_{tower}}\right) - \left(1 - \frac{T_0}{T_E}\right) + \alpha \cdot \left[\left(1 - \frac{T_0}{T_H}\right) - \frac{T_L}{T_H} \cdot \left(1 - \frac{T_0}{T_L}\right) \right], \quad (18)$$

where $\frac{T_{tower}}{T_E} = \alpha_{max}^{tower}$ is the maximum amount of heat that can be recovered from the

refrigeration system and $\alpha \cdot \frac{T_L}{T_H} = \alpha^{tower}$ is the amount of heat recovered from the condenser of the refrigeration system.

Equation (18) is shown as an exergy graph in Figure 5. The surface shown by “h₁” in this figure quantifies the irreversibility due to the heat pump condenser heat transfer, while surfaces “h₂” and “r₁” correspond to the irreversibilities due to the heat pump evaporator heat transfer. Further, the heat transfer taking place in the cooling tower is represented by the surface “r₂”. It is important to observe that independently of the heating load, the work required by the direct heating system is higher than the work required by the heat pump system, as is shown by the dashed line box in Figure 5a (see Figure 9a in Part I).

(a)



(b)

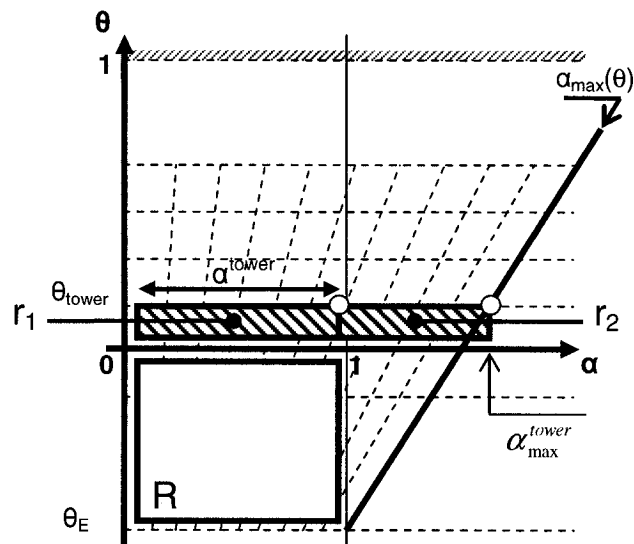


Fig. 5 Exergy graph of the heat pump system; (a): heat pump, (b): refrigeration.

3.1. Comparison between the heat pump and air coil systems

For low heating load, the heat pump HVAC&R has a better efficiency than the air coil system because this one has important irreversibilities due to its higher heat rejection temperature. When

the heat load (α) increases, however, the heat pump system is less efficient than the air coil because the irreversibilities of the heat pump become much higher due to the increase of the heat transfer from the condenser and the evaporator. Therefore, there must exist a space heating load (α_b) for which both systems have the same performance. The value of this “balance” heating load can be determined by equalizing the energy consumption of the two systems. The total reduced work of the heat pump system is obtained from Equations (14) and (15) as:

$$W'_{HP} = \frac{T_{tower}}{T_E} - 1 + \alpha \left(1 - \frac{T_L}{T_H} \right). \quad (19)$$

Similarly, by introducing Equation (8) into Equation (3), the reduced form of the air coil system work can be written as:

$$W'_{coil} = \frac{T_{amb}}{T_E} + \alpha \cdot \frac{\Delta T_{coil}}{T_{amb} + \Delta T_{coil}} - 1. \quad (20)$$

Thus, equating Equations (19) and (20) results in:

$$\frac{T_{tower}}{T_E} + \alpha \left(1 - \frac{T_L}{T_H} \right) = \frac{T_{amb}}{T_E} + \alpha \cdot \frac{\Delta T_{coil}}{T_{amb} + \Delta T_{coil}}. \quad (21)$$

The value of the balance heating load, i.e., the heating load that gives the same energy performance for both systems, is:

$$\alpha_b = \frac{1}{T_E} (T_{amb} - T_{tower}) \left/ \left(1 - \frac{T_L}{T_H} - \frac{\Delta T_{coil}}{T_{amb} + \Delta T_{coil}} \right) \right. \quad (22)$$

Similarly to the example given in Section 2.1, by considering the following practical values: $\Delta T_H = 25^\circ\text{C}$ and $\Delta T_L = 20^\circ\text{C}$, Equation (22) gives:

$$\alpha_b \approx 1.27. \quad (23)$$

It is important to remark that this balance heating load condition is much higher than the maximum value that can be theoretically obtained for the air coil system heating capacity which is equal to: $\alpha_{MAX} = T_{C,max} / T_E = 1.22$. It is obvious that for a real system, due to the effects of internal irreversibilities, the balance heating load condition must be much lower than these values. These effects will be discussed in more detail in the following section of the paper. Even though the efficiency of heat pumps can be quite poor, their use becomes interesting for low heating load conditions.

4. DETERMINATION OF THE IRREVERSIBILITIES OF THE COMPRESSOR

The purpose of the development presented in the former sections was to show that the best energy efficiency of each particular system can only be achieved only for some ranges of heating load conditions. This behavior is particularly due to the fact that real systems are limited by technical constraints. As a matter of fact, most of real systems are designed for operating under pre-determined conditions. When they deviate from their “design” point of operation they tend to increase the irreversibilities. The present theoretical study has been carried out without explicitly considering the relationship that may exist between the heating load and the outdoor temperature, and by assuming that compressor behaves as perfect reversible Carnot engine. Further, the optimization variable was a discrete technological variable.

In order to apply this model to a real case, however, it is necessary to take into account inherent irreversibilities in the compressor. Gordon and Ng (1994) proposed a universal equation for calculating the COP of reciprocating chillers as a function of the output chilled fluid temperature, the coolant input temperature and the refrigeration load. This equation can also be applied to compressors alone, without considering the heat exchangers. As a matter of fact the equation proposed by Gordon and Ng is based on the hypothesis that the contributions of irreversibilities due to the evaporator and condenser heat transfer are negligible as compared to compressors’ dissipations. This hypothesis is valid because a chiller generally operates in a region of relatively low refrigeration heat transfer rate (Q_E). Gordon and Ng used the experimental data to fit the equation; thus, they were able to obtain a model that allows a chiller COP to be obtained, with an expected relative error of 4%. It must be pointed out that the principal application of this model is for determining the COP as a function of the evaporator load, Q_E , for given values of temperatures. However, in the present case, the COP must be determining a function of the temperatures only. Moreover, for a constant speed reciprocating chiller, the refrigeration load is not independent of the operating temperatures. Thus, in order to use the Gordon and Ng correlation, an additional relationship that gives the refrigeration capacity as a function of the evaporator and condenser temperatures is required. Writing and

including such a relationship in the model of Gordon and Ng, is not a simple task. Therefore, a much simpler way of predicting the COP is investigated.

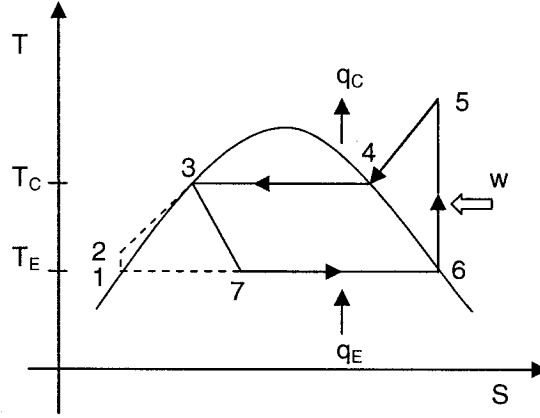


Fig. 6 Temperature-entropy diagram of a typical refrigeration cycle.

In order to obtain a more appropriate model, the advantage that a constant speed compressor operates at constant capacity, is taken into account. Based on the typical thermodynamic refrigeration cycle shown in Figure 6, the extracted heat (q_E) can be calculated as follows:

$$q_E = h_6 - h_7, \quad (24)$$

$$q_E = (h_6 - h_1) - (h_7 - h_1). \quad (25)$$

Moreover, $h_6 - h_1$ is the latent heat of vaporization (r) and for an isenthalpic throttling process $h_7 = h_3$; replacing these values in Equation (25) yields:

$$q_E = r - (h_3 - h_1). \quad (26)$$

Then, the rejected heat, q_C , is determined as follows:

$$q_C = (h_5 - h_2) - (h_3 - h_2). \quad (27)$$

Taking into account that the cycle shown by the thermodynamic states 1-2-5-6 in Figure 6 is reversible, then the second law of thermodynamic permits to write:

$$h_5 - h_2 = \frac{T_C}{T_E} \cdot r. \quad (28)$$

Further, considering that the liquid refrigerant is incompressible, then

$$h_2 \approx h_1. \quad (29)$$

Replacing this identity in Equation (27), the rejected heat is rewritten as:

$$q_C = \frac{T_C}{T_E} \cdot r - (h_3 - h_1). \quad (30)$$

Furthermore, the following approximation can be used without introducing a big inaccuracy:

$$(h_3 - h_1) \approx c \cdot (T_E - T_C), \quad (31)$$

where c is the liquid refrigerant specific heat. It is important to remark that the form of this equation allows the specific heat to be considered as an equivalent thermal conductance “ c ”. The total heat transferred at the evaporator and the condenser can finally be written as:

$$q_E = r - c \cdot (T_E - T_C), \quad (32)$$

$$q_C = \frac{T_C}{T_E} \cdot r - c \cdot (T_E - T_C). \quad (33)$$

These equations are now used in conjunction with the first law of thermodynamics, i.e., $w = q_C - q_E$, then:

$$w = r \cdot \left(\frac{T_C}{T_E} - 1 \right). \quad (34)$$

Equations (32), (33) and (34) describe the endoreversible system shown in Figure 7. Note that the ideal heat-pump operates between sources at T_C and T_E with a constant heat capacity given by r . In addition, a heat transfer takes place from the hot to the cold source through a likewise heat conductance given by c .

Assuming that the compressor has a constant isentropic efficiency, η , then the COP can be expressed as:

$$COP = \eta \frac{q_E}{w}, \quad (35)$$

or,

$$COP = \frac{r - c \cdot (T_C - T_E)}{\left(\frac{r}{\eta} \right) \cdot \left(\frac{T_C}{T_E} - 1 \right)}, \quad (36)$$

$$COP \cdot \left(\frac{T_C}{T_E} - 1 \right) = \frac{1}{\eta} \left(1 - \frac{c}{r} (T_C - T_E) \right). \quad (37)$$

From this equation, it is interesting to remark that the COP is only a function of two parameters: the compressor efficiency (η) and the thermodynamic efficiency given by c/r . The effect of the fluid ratio c/r on the efficiency of the heat pumps and refrigerators has already been outlined by Alefeld (1987). In the present case, the heat transfer includes both the irreversibility of the throttling process and the dissipation due to external energy and fluid friction losses.

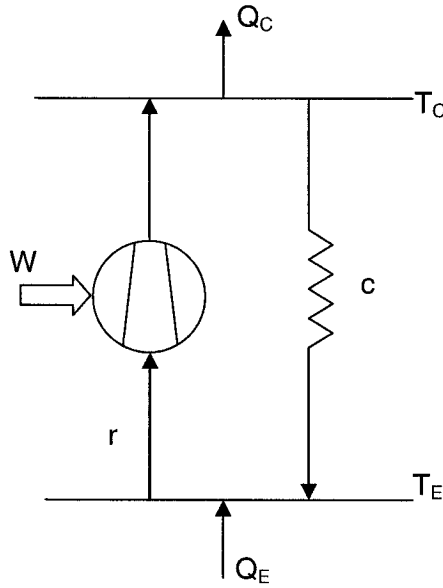


Fig. 7 Endoreversible representation of a reciprocating compressor.

Equation (37) can also be written as a simple linear relation, hence:

$$COP \cdot \left(\frac{T_C}{T_E} - 1 \right) = A_0 - A_1 \cdot (T_C - T_E). \quad (38)$$

Opposite to the results given in Gordon and Ng (1994), the regression coefficients A_0 and A_1 have a clear physical meaning; they represent two major irreversibility sources.

Two sets of compressor data (Copeland 2005) have been used to fit Equation (38); the results are shown in Figure 8. It must be pointed out that these two different types of compressors are used for studying the performance of a supermarket that is presented in the following section. One of these compressors is used in a low temperature refrigeration system, while the second one is used in a medium temperature refrigeration system.

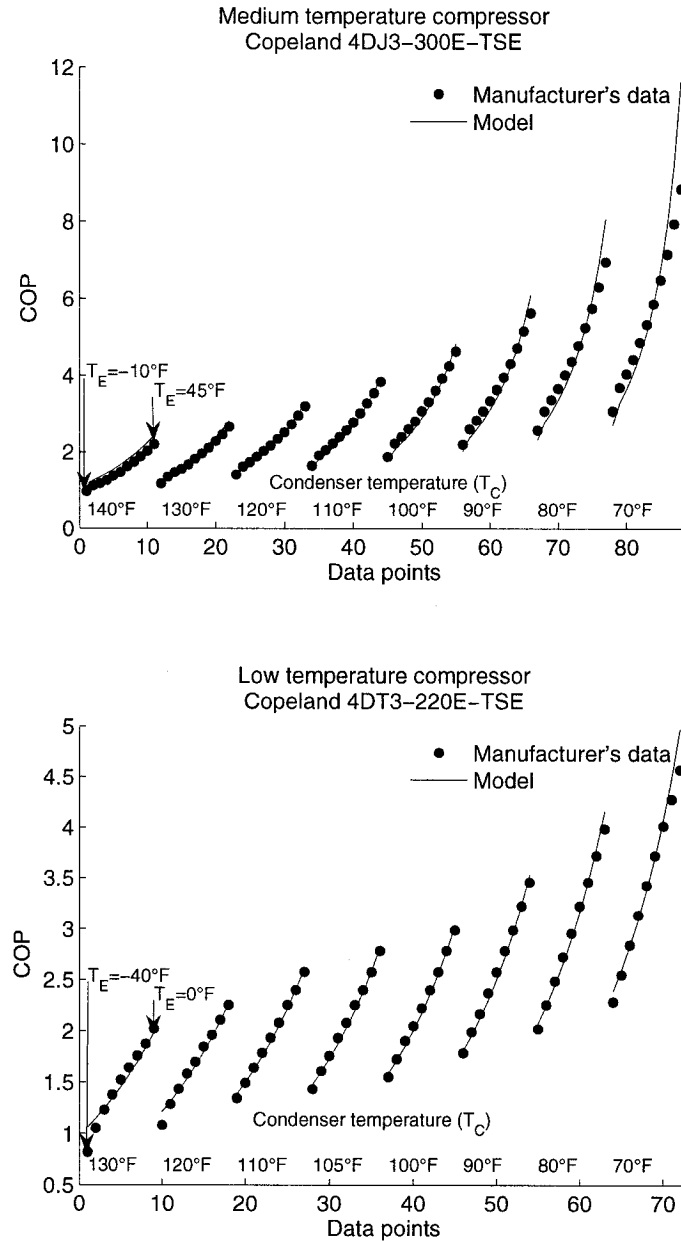


Fig. 8 Compressor performance data and regression result (Copeland 2005).

With exception of extreme condenser temperatures, where the relative errors of the proposed model can reach 30%, in the rest of the evaporator and condenser temperature intervals, the proposed model gives a maximum relative error of 5% for the low temperature compressor and 10% for the medium temperature compressor. In particular, the model becomes quite inaccurate for low temperature differences ($T_C - T_E$). This behavior can be possible due to the increase of the

refrigerant mass flow rate with decreasing the compressor pressure ratio, i.e., lower $T_C - T_E$, which tends to increase the pressure losses. Thus, when the evaporator and condenser temperatures become to close, the linear decrease of heat losses predicted by the model is not true anymore. Furthermore, the value of r varies with T_E and c is not necessarily constant.

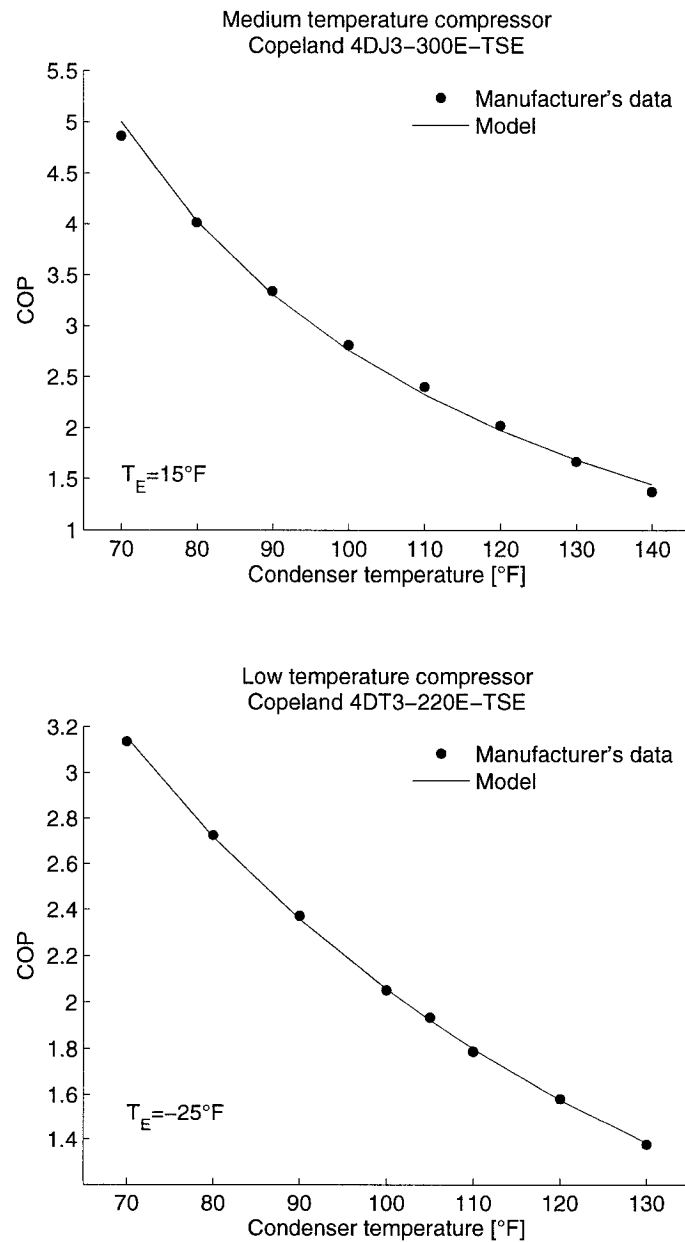


Fig. 9 Prediction of compressor's performance for a constant evaporator temperature.

However, the precision of the proposed model can be improved by assuming that for a given supermarket the low and medium evaporator temperatures do not change. Figure 9 shows the regression obtained for a constant evaporator temperature and varying condenser temperature conditions. For such an operation condition the relative errors are lower than 0.6% and 5% for the low and medium temperature compressors, respectively. In particular, the behavior of the model for a variable condenser temperature is necessary for modeling the air coil system. In the other HVAC&R systems, the efficiency of the compressor can be considered constant, because the condenser temperature is fixed.

5. COMPARISON OF THE HVAC&R MODELS WITH DATA

The integrated HVAC&R systems (air coil and heat pump systems) presented previously were tested in a 10 000 m² fully instrumented Loblaws supermarket in Canada (Giguère et al. 2005). They reported that the use of heat recovery, even during the coldest day (with an average outdoor temperature of -22.6°C), permitted the energy consumption for space heating to be reduced by 88%. Giguère et al. start monitoring the supermarket during the spring of 2004 and the work was continued until the summer 2005. In order to test the proposed models, only the data collected from 2004 until the winter of 2005 are used.

The supermarket is composed of two refrigeration units: a low temperature and a medium temperature system. Each of these units have the following heat recovery capabilities: a heat pump system for the low temperature unit and an air coil system for the medium temperature unit. The energy consumption of the compressor racks are taken from the measured data while an exact compressor model from the manufacturer is used to calculate the low and medium temperature refrigeration loads. This approach is more accurate than that consisting of using the measured secondary loop temperature variations. A similar procedure is used to determine the heat pump heating load. The remaining space heating load is calculated from the air side temperature data of the air coil system. Further, the analysis is carried out by assuming that each system has independent space heating loads. Thus, the supermarket is modeled as two zone sales areas separated by an air wall. The reduced heating loads (α) of the two systems as a function of

the outdoor temperature are determined independently of each other. Then, a linear relationship between the reduced heating load and the outdoor temperature is determined by assuming a constant overall heat transfer coefficient for the envelope of the building and a constant refrigeration load (see Part I). This relationship has the following form:

$$\alpha = A - B.T_o. \quad (39)$$

Figure 10 represents the reduced heating load α as a function of the outdoor temperature measured during the winter season, i.e., from October to April. Note that in order to minimize possible effects due to the thermal inertia of the building, average values taken over each day were used. The total number of 83 410 data points that were collected at a rate of one per-minute are reduced to 103 daily data points. This procedure also helps in reducing the scatter of the data caused by operation differences observed during the day and the night. From the same figure, it can be observed that for the air coil system α reaches a limit when the outdoor temperature falls below -9°C . Thus, for low outdoor temperatures, the air coil system reaches its maximum heat recovery capacity. However, it was also reported that this limited value of space heating power does not have a noticeable effect on the comfort of the public. This is probably due to the fact that for short periods of time, the thermal inertia of the building including that of the foods that contain a substantial mass of water or the use of some amount of direct heating, have a compensation effect. Therefore, two regressions: one below -9°C and the other above -9°C have been carried out. It can be observed that the energy consumption of the heat pump system is slightly higher during the coldest period. This is quite possible due to the fact that the heat pump units must compensate the low temperature limitation of the air coil system. For this particular case, an interaction between the two sale zones that are not insulated from each other is observed. The interesting part of these regression curves are on the right side of the figure because they correspond to the behavior of the supermarket when the limitations of the HVAC&R system are neglected.

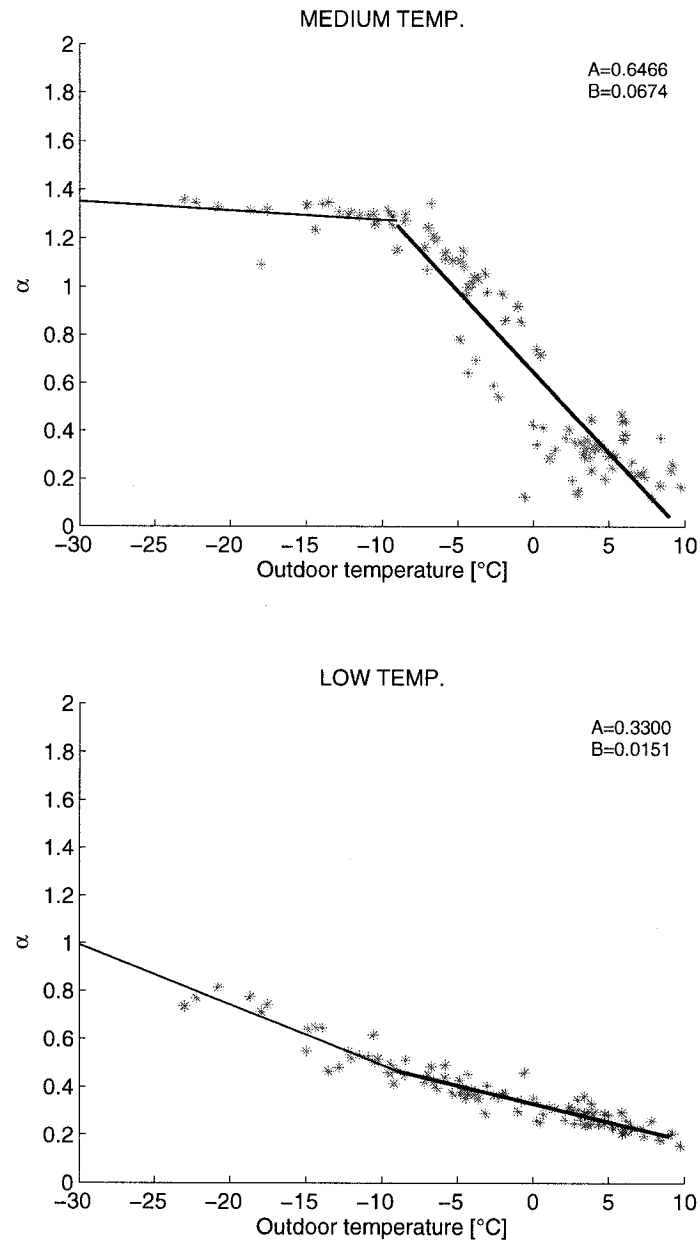


Fig. 10 Heat recovery α as a function of the environmental temperature.

The reduced heating load α takes into consideration the thermal characteristics of the building's envelope, the lighting, as well as the display cases design, configuration and adjustment. Even though, α is a unique function for a given supermarket design, its behavior has no meaning without the precise knowledge of the local weather conditions. Therefore the outdoor temperature must be represented as a probability density function. Since the Loblaws

supermarket used for collecting the data is located at Montreal, one-degree temperature bin data for the winter 1989 is used to fit a normal distribution that represents the principal features of the local outdoor temperature variations. This distribution is shown in Figure 11.

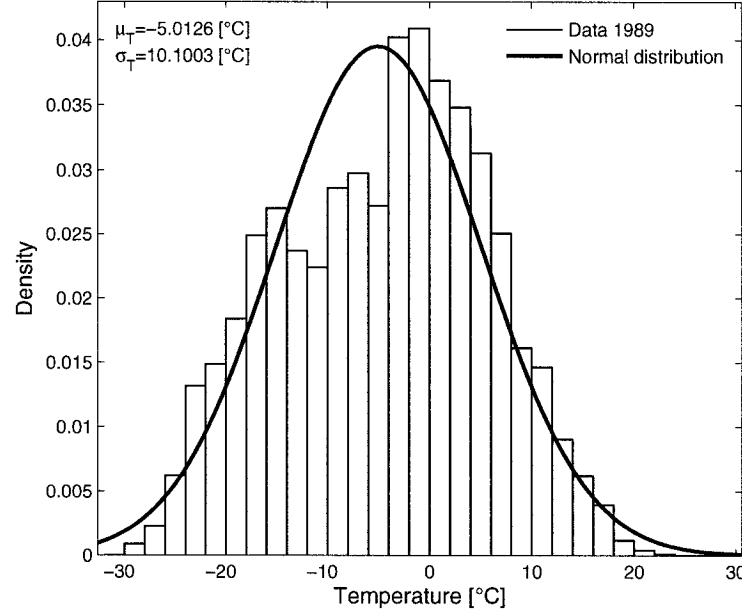


Fig. 11 Fitting of a normal distribution function to the temperature bin data.

Even though the normal distribution does not exactly fit the data, it allows us to get a good idea of the mean and the variance. Since the frequency as a function of the outdoor temperature is known, Equation (39) is used for determining a normal distribution for α . From the mean temperature (μ_T) and the variance (σ_T), the alpha mean value (μ_α) and variance (σ_α) are calculated as:

$$\mu_\alpha = A - B \cdot \mu_T, \quad (40)$$

$$\sigma_\alpha = B \cdot \sigma_T. \quad (41)$$

The reduced work predicted by the model as a function of α is compared with the data in Figure 12. Note that in order to get an idea of the expected range of α , i.e., order of magnitude of the work and its variation, the probability density of α is also shown in the same figure. This probability density function represents a frequency (in terms of days) as a function of the heating

load (α) and must be read in accordance to the energy predicted by the model. Since it can be accepted that the errors introduced by the compressor's model are small, the Figure 12 essentially shows the effects due to the variation of the environmental temperature.

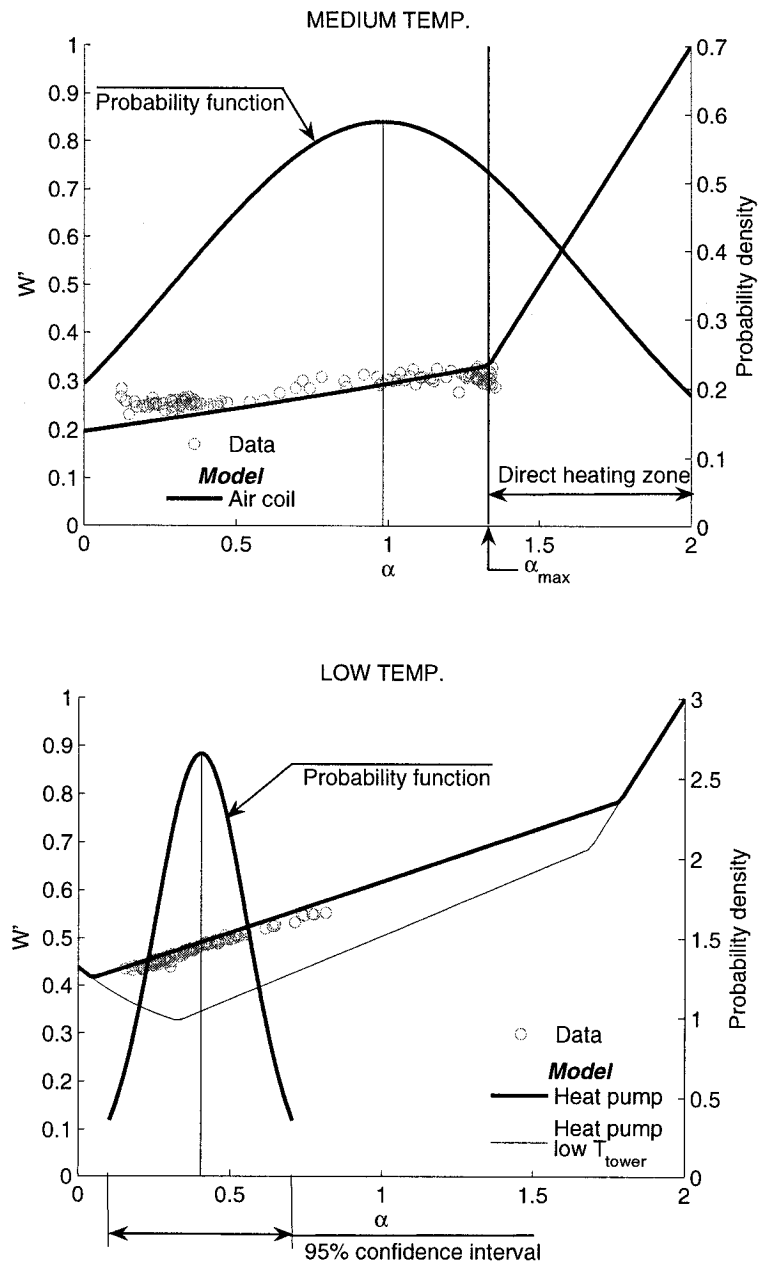


Fig. 12 Prediction of the supermarket energy consumption.

The calculations were carried out by considering the design temperatures given in Table 1. It is observed that, for the medium temperature case, the slope predicted by the model is slightly different from the data. This is probably due to the fact that the heat transfer between compressor warm end and the sales area is not totally linear due to the use of a secondary fluid with a varying flow rate. Moreover, the air inlet to the heat exchanger is a mixture of fresh outdoor air and returned air; thus, the temperature of the air inlet changes with the outdoor temperature which is different from the ambient temperature as is supposed in the calculations. Even though this behavior is not taken into account by the model, the adjustment (i.e., calibration) of T_{amb} and ΔT_{coil} could permit better results to be obtained. It is interesting to remark, however, that the predicted maximum possible heat recovery (α_{MAX}) is the same as the one measured from the real air coil system. The rapid increase of the work observed after passing this limit is due to the direct heating used in the model. For the low temperature case, the predictions follow the data quite well. The lower curve shown in Figure 12 corresponds to the behavior of the system when lower condenser temperatures are used. Even though recent compressors could operate at lower condenser temperatures (about 10°C), the design compressor warm end temperature (T_{tower}) is 29°C (see Table 1). Furthermore, the work increase observed for low values of α is due to the fact that the corresponding outdoor temperature is too high and does not allow a low temperature heat rejection from the refrigeration system to be obtained. In the model it is also assumed that the condenser must operate at least 10°C above the outdoor temperature; thus, when this limit is reached the condenser temperature starts rising. A fitted polynomial is used to predict the variations of the heat pump COP when the temperature at the condenser deviates, i.e., when the heat pump evaporator temperature deviates. It can be noticed that some data are outside of the 95% confidence interval. This is principally due to the unexpected building behavior, i.e., the heating load transferred from the air coil system when the outdoor temperature is above -9°C.

Table 1 Design temperatures.

Temperature data [°C]	
Medium temperature refrigeration cold end (T_E)	-10
Low temperature refrigeration cold end (T_E)	-33
Low temperature refrigeration warm end (T_{tower})	29
Maximum air coil temperature shift (ΔT_{coil})	15
Sales area temperature (T_{amb})	20
Condenser design temperature (T_{design})	44

The Figure 13 shows the expected behavior of different technical solutions for a lowest possible outdoor rejection temperature of 10°C for the refrigeration system. The results presented in this figure allow the following analysis to be carried out.

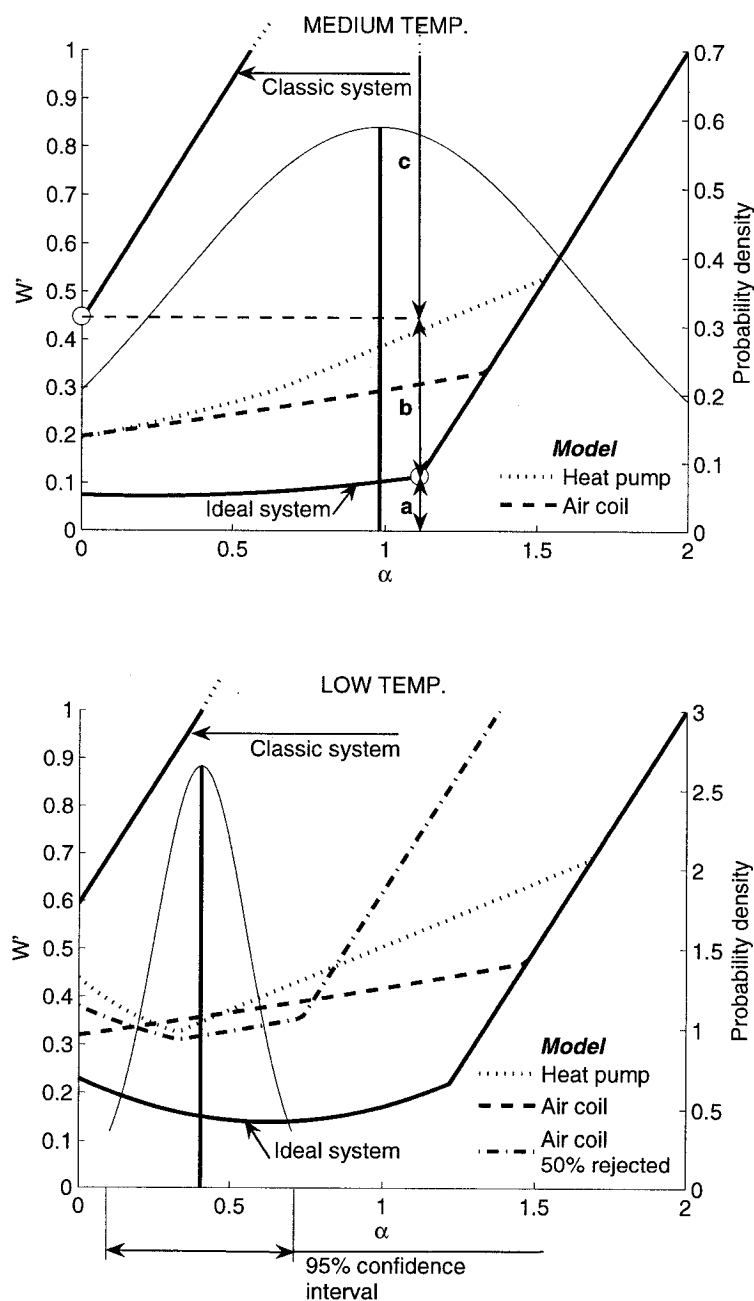


Fig. 13 Analysis of technical alternatives.

Two bounds that represent the maximum energy consumption (real case) and the minimum energy consumption (ideal case) are plotted in the figure. It can be observed that within these bounds and for a given expected value of α , there exists an optimum technical solution. Even though this graphic representation permits the best solution to be selected, its optimization is out of the scope of the present work. Moreover, for the medium temperature case and for the mean value of α observed in this part of the building, the air coil system is the most suitable solution. In turn, as much as possible space heating can be achieved with a medium temperature system due to the following reasons. First, the heat recovery becomes more appropriate because the evaporator temperature is much higher, i.e., heat is pumped at a much higher thermal potential. Second, for the same heating load, the value of α is smaller because at medium temperature the refrigeration load is about a half much higher than the refrigeration load at low temperature.

Figure 13 shows an important discrepancy between the ideal and real systems; the difference in energy consumption can be explained as follows. When the ideal system reaches its maximum heat recovery potential, the whole refrigeration load is transferred to the sales area at a temperature, T_{amb} , which consumes a given amount of energy noted by “a” in the figure. In turns, the real system consumes an excess of energy because the refrigeration load is rejected at a much higher temperature, which is noted by “b”. Further, the real system also consumes some amount of direct heating energy, instead of taking advantage of heat recovery; this is noted by “c” in the figure.

Concerning the low temperature system, it can be observed that for an expected value of α , both the air coil and the heat pump systems have equivalent performances. Thus, the best solution consists of using the air coil system that rejects a constant fraction of the refrigeration load at the lowest possible temperature. However, this solution can be dangerous because it limits the maximum heating capacity of the system. In such a system, the compressors must be separated into two racks linked to the same suction collector. One rack is used to recover part of the refrigeration load through an air coil system, while the second rack is used to reject the remaining part of the energy to the environment. It is obvious that this is an intermediate technical solution between a system well adapted for operating under low heat load conditions (i.e., heat-pumps) and a system better adapted for working under high heat load conditions (i.e., air coil).

It can be observed that the heat consumption from the medium temperature system exceeds its maximum capacity. Moreover, in general the heat pumps do not operate at their maximum power. Thus, a retrofit can be carried out to install heat pump units in the sale areas that can help in thermally “separating” the two zones. This solution is equivalent to the reallocation of the space heating load inventory. Furthermore, this solution implies the addition of extra units at locations where space heating is problematic (in the area where the air coil system operates) and to enlarge the operating zone of the remaining units.

Figure 14 shows the prediction of energy consumption for the same supermarket but with 15% of the total heating load transferred from the air coil system to the heat-pump system. This energy transfer corresponds to a reduction of 35% in the value of α for the medium temperature system and consequently an increased of 50% for the low temperature system. For such a case, both refrigeration systems have space heating loads that go from zero up to their maximum capacities. Due to the fact that the intermediate solution described previously reduces the heating capacity, it has not been considered here. Figure 14 shows that the most efficient heat recovery solution, for the two refrigeration units, consists of using an air coil system. It is obvious that the supermarket comfort level will increase but the energy consumption will also increase. The global heating load increases to overcome the limitation of the air coil system; thus, a larger part of the space heating load is fulfilled by the less effective low temperature HVAC&R systems.

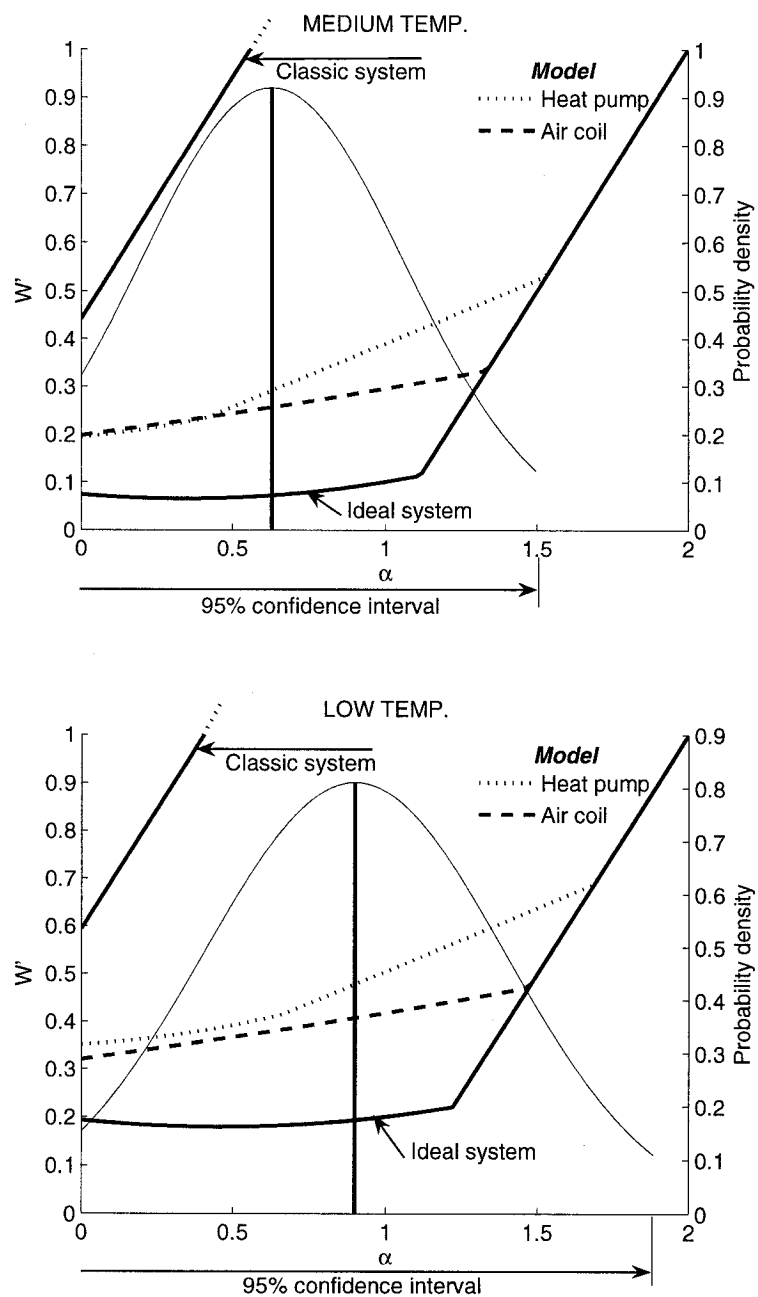


Fig. 14 Reallocation of the space heating load.

6. CONCLUSIONS

In this work it is clearly demonstrated that in supermarkets operating during the winter session, an important energy saving potential exists. Since in the North-East part of America the winter season represents a substantial annual period, the optimization of HVAC&R systems is of prior importance. The use of integrated HVAC&R systems can help in achieving such a goal. Even though the use of this technology may have lower energy efficiencies during the summer; these effects should not be very significant besides the major energy gains that can be obtained during the winter.

A simple exergy representation, based on the endoreversible thermodynamics, is used for analyzing two form of integration of HVAC and refrigeration systems. The principal advantages of the proposed modeling approach are: 1) it permits the advantage of using heat recovery techniques to be better understood, 2) it allows the general behavior of a given HVAC&R system to be predicted and 3) it allows the best technical solution to be easily selected.

The proposed approach has, however, some limitations because it does not take into consideration the energy consumption of the auxiliaries such as condenser fans and second loop pumps. Further, the optimization is carried out for winter operation and does not take into consideration the summer operation constraints. Moreover, the limitations due to the interior building configuration of the rooms are ignored. The principal objective of this study is devoted to emphasis some essential thermodynamic limitations; the proposed modeling approach allows this major goal to be achieved.

ACKNOWLEDGEMENTS

The authors are grateful to CANMET Energy Technology Centre (CETC-Varennnes) of the Natural Resources of Canada (NRC) for providing data collected during the Provigo/ Loblaws supermarket pilot project. This work was funded by the National Science and Engineering Research Council of Canada (NSERC) discovery grant # RGPIN 41929-99.

REFERENCES

- Alefeld G. 1987. Efficiency of compressor heat pumps and refrigerators derived from the second law of thermodynamics. *Revue internationale du froid*. **10**: 331-340.
- Christensen HB. 2003. The low energy supermarket project. *Heating/Piping/Air Conditioning Engineering*. **75**(12): 48-51.
- Copeland. 2005. 4DJ3-300E-TSE and 4DT3-220E-TSE performance data. *Autogenerated Compressor Performance*.
- F.M.I. 2004. Supermarket Facts Industry Overview. In the site of the *Food Marketing Institute*. [In line] http://www.fmi.org/facts_figs/superfacts.htm.
- Giguère D, Pajani G, Hosatte S. 2005. Demonstration of advanced integrated HVAC&R systems. *8th IEA Heat Pump Conference*.
- Gordon JM, Ng KC. 1994. Thermodynamic modeling of reciprocating chillers. *Journal of applied physics*. **75**(6): 2769-2774.
- Perez A. 1977. Supermarkets and the triangle for energy efficiency. *ASHRAE Journal*. **19**(6): 38-41.
- Walker DH, Baxter VD. 2003. Analysis of advanced, low-charge refrigeration for supermarkets. *ASHRAE Transactions*. **109**: 285-292.

CHAPITRE 4

DES CRITÈRES THERMODYNAMIQUES POUR GÉRER LE FONCTIONNEMENT DES TUNNELS DE CONGÉLATION

« THERMODYNAMIC BOUNDS FOR FOOD DEEP CHILLING TRAY
TUNNELS OPERATION »

Maxime Ducoulombier, Mikhaïl Sorin, Alberto Teyssedou

*Submitted to: International Journal of Thermal Sciences (August 1, 2005)**

Au cours de ce chapitre, on s'intéresse à un type d'optimisation en particulier, l'intensification. Il s'agit de maximiser la production d'un procédé de conversion d'énergie. Les travaux portant sur l'intensification de la puissance des machines thermiques sont d'abord présentés car il s'agit des premiers développements théoriques relatifs à ce sujet. Ces développements ont été possibles grâce à l'utilisation de la thermodynamique endoreversible. Puis, certains travaux basés sur l'analyse exergetique sont présentés car ils généralisent l'intensification à d'autres formes de production énergétique. On s'intéresse en particulier à une forme de présentation graphique qui permet de visualiser la puissance exergetique comme la valorisation d'un courant de matière ou d'énergie. Cette valorisation est équilibrée par la dévalorisation, autrement dit, le transfert de la puissance exergetique consommée qui est détruite en partie sous forme de pertes (i.e., chaleur). Après les avoir illustrés, on applique la modélisation endoreversible et l'analyse exergetique

* Les documents afférents à la soumission de cet article sont présentés en ANNEXE III.

dans le but d'intensifier la production d'un tunnel de congélation, c'est-à-dire, dans le but de maximiser la puissance exergetique du froid produit.

1. Le maximum de puissance théorique d'une machine thermique

La représentation endoréversible d'une machine thermique permet, sur le plan théorique, de déterminer ses limites de fonctionnement. L'étude d'une machine thermique endoréversible fonctionnant entre deux réservoirs a été pour la première fois proposée par Curzon et Ahlborn (1975). Ils ont déterminé la performance optimale d'un tel système en répartissant le « temps » de cycle entre les deux échangeurs de chaleur. Certaines températures de fonctionnement de la machine Carnot ont été trouvées, pour lesquelles un maximum de puissance en sortie est observé. Ces températures particulières proviennent d'un compromis entre deux dynamiques antagonistes. Si l'on veut obtenir plus de puissance, il faut accroître le flux de chaleur en provenance de la source chaude (ainsi que celui rejeté à la source froide). Pour cela, les températures de fonctionnement de la machine Carnot doivent s'éloigner de celles des deux sources pour provoquer un écart de température plus grand dans les échangeurs de chaleur. Se faisant, ces deux températures se rapprochent et l'efficacité de la machine Carnot diminue, ce qui n'est pas en faveur de la production de puissance. Au point où l'on observe ce maximum de puissance Curzon et Ahlborn ont déterminé l'efficacité de la machine thermique qui porte désormais leurs noms : $\eta = 1 - \sqrt{T_H/T_C}$, où T_H est la température de la source chaude et T_C , la température de la source froide. D'après eux, cette efficacité s'approche beaucoup plus de l'efficacité observée en pratique sur les machines thermiques, que l'efficacité de Carnot. De Vos (1985) a étudié l'impact de différentes lois de transfert sur l'efficacité au point de maximum de puissance. Lee et al. (1990) ont étendu cette analyse du maximum de puissance à des sources de capacités calorifiques finies.

A ce sujet, Gordon (2000a) relativise le résultat cité plus haut en affirmant que l'efficacité des centrales utilisant les cycles à gaz et à vapeur est en premier lieu contrôlée par les pertes internes dues aux frictions engendrées par le fluide et la mécanique. Ainsi, l'efficacité des machines thermiques endoréversible serait sur-évaluée et toute concordance avec des systèmes réels ne

serait que fortuite. Pour montrer l'importance des irréversibilités internes, Gordon (1991) prend l'exemple de générateurs thermoélectriques et obtient une courbe puissance-efficacité dont la forme est proche de celle des machines thermiques réelles. C'est-à-dire que non seulement un maximum de puissance est observé mais aussi un maximum d'efficacité. Une machine thermique fonctionne généralement entre ces deux optimums. Sa démarche permet de modéliser chaque source d'irréversibilité à l'aide d'une expression analytique simple. Ait-Ali (1995) a introduit une source générique d'irréversibilité dans le modèle de machine thermique endoréversible et a déterminé la répartition optimale d'une quantité donnée de conductance thermique entre le condenseur et l'évaporateur pour obtenir le maximum de puissance ou bien le maximum d'efficacité. L'influence des irréversibilités internes sur l'optimisation d'une machine thermique a ainsi pu être observée. D'autres études introduisent une source d'irréversibilités internes (Grazzini 1991, Lee et Kim 1991, Wu et Kiang 1992). Grazzini (1991) utilise le concept d'exergie dans sa démarche et note qu'obtenir le maximum de puissance revient à obtenir le maximum de puissance exergetique. Lee et Kim (1991) traite la répartition optimale de la conductance thermique avec deux sources dont la capacité calorifique est finie, et Wu et Kiang (1992) fait le lien entre les irréversibilités internes et l'efficacité d'après la seconde loi de la thermodynamique. S'agissant aussi de machines thermiques, Novikov (1958) a étudié le maximum de puissance d'une centrale nucléaire en intégrant les irréversibilités internes et les fuites de chaleur, Mozurkewich et Berry (1982) ont utilisé la théorie du contrôle optimal pour optimiser la trajectoire d'un piston dans un cycle de Otto de moins en moins idéal, et Salamon et al. (1982) ont investigué le travail maximum que pouvait produire un fluide de travail à deux degrés de liberté couplé à une source de chaleur périodique. Bien d'autres études ont été menées sur différents types de centrale (OTEC, solaire, géothermique, Rankine, nucléaire, en cascade, Brayton). A ce sujet, on peut se référer aux autres travaux de Wu (1990, 1991, 1992, 1995b).

II. L'analyse exergetique

Comme le font remarquer Sorin et al. (2005c), l'analyse des systèmes endoréversibles se base sur des bilans massiques et énergétiques. Ces derniers sont incontournables lors de la conception des systèmes mais ne sont pas nécessairement adaptés pour leur optimisation thermodynamique une fois sur pied. Si l'on reste dans le cadre de systèmes fonctionnant en régime établi, le bilan

exergétique est plus utile. Sorin et al. (2002) ont développé un outil d'analyse exergétique pour l'optimisation des systèmes basé sur une représentation des flux exergétiques et des pertes. Le transfert d'exergie se fait grâce à un vecteur. Ce vecteur est une grandeur thermodynamique extensive comme le flux de matière ou d'énergie (par exemple la chaleur). Ensuite, certaines variables intensives particulières donnent une valeur exergétique au vecteur. Ces variables intensives sont issues de celle utilisées pour la représentation endoréversible (la température par exemple). Ainsi, les irréversibilités sont déterminées par le passage d'un vecteur entre deux niveaux d'intensité, de la même façon que pour les systèmes endoréversibles. L'optimisation peut donc se faire en fonction, d'une part, des variables de fonctionnement (composition chimique, température, pression) qui déterminent les niveaux d'intensité et, d'autre part, de variables dimensionnelles telles le volume et la surface pour le transfert de chaleur et de mass, qui déterminent le flux des extensivités. Un tel concept, permet d'analyser certains compromis rencontrés en pratique, par exemple, entre les pertes exergétiques et la taille d'une unité de production, ou bien entre le flux entrant de matière et d'énergie et la puissance exergétique obtenue.

Comme l'exergie est le produit d'une grandeur extensive et d'une grandeur intensive, elle peut être représentée par une surface dans un graphique à deux dimensions. Les pertes sont des zones particulières de ce diagramme. En exprimant les forces motrices d'un procédé en fonction des écarts entre les variables intensives, Sorin et al. (2005b, 2005c) ont déterminé le maximum de puissance exergétique produite par différents procédés et systèmes de production d'énergie. D'après eux, le concept de maximisation de la puissance produite ou de maximisation de la capacité d'un système se ramène à un concept unique : la maximisation de la puissance exergétique. Au point de maximum de puissance exergétique, l'efficacité exergétique a été étudiée. Résultat remarquable, dans certaines conditions cette efficacité vaut 0,5. C'est-à-dire que 50% de l'exergie consommée doit être détruite pour obtenir le maximum d'exergie produite. Ce résultat est observé quand la loi de transfert énergétique (qui détermine le flux des extensivités) est directement proportionnelle aux intensités thermodynamiques, celles qui contrôlent le système réversible. La loi de transfert Newtonienne ne répond pas à ce critère. Dans le cas d'une machine thermique, au point de maximum de puissance, l'efficacité exergétique prend la valeur

$$\eta_{ef} = \left(1 - \sqrt{T_H/T_C}\right)(T_C/(T_C - T_H)).$$

L'analyse exergetique permet de formuler un critère pour l'intensification des systèmes. Par cette technique, un procédé d'extraction de l'hydrogène à partir d'un mélange méthane - hydrogène a été modélisé de façon fondamentale (Sorin et Rheault 2005). La performance de ce système a été optimisée selon un critère appelé « puissance de séparation » basée sur la puissance exergetique. De la même façon, Sorin et al. (2005a) ont étudié le compromis « débit de filtrat - taux de récupération » d'un procédé d'osmose inversée idéal en déterminant le point de conversion maximale de l'exergie mécanique en exergie chimique.

III. Intensification d'un tunnel de congélation pour aliments

Dans un quatrième article produit dans le cadre de cette recherche (« Thermodynamic bounds for food deep chilling tray tunnels operation », *International Journal of Thermal Sciences*, soumis le 1 août 2005), nous définissons deux critères, la puissance exergetique et la destruction d'exergie spécifique, dans le but d'intensifier la production d'un tunnel de congélation pour aliments.

En premier lieu, la configuration d'un tunnel servant à congeler de la viande est présentée. Cette représentation d'un tunnel de congélation a été initialement proposée par Kiranoudis et Markatos (1999) dans une étude d'optimisation visant à réduire le coût de production. Dans leur travail, les auteurs proposent une méthode pour déterminer les dimensions (nombre de chariots, débit et température de l'air froid) optimales du système en fonction d'une capacité de production voulue et d'une température de sortie imposée. Dans cette publication, nous nous proposons d'étendre leur analyse en cherchant la capacité de production maximale d'un système existant ayant des dimensions données. Pour ce faire, la seule variable dont nous disposons est le débit massique. Or, si le débit massique varie, la température de sortie varie aussi. Plus précisément, l'augmentation du débit massique se fait au détriment d'une température de sortie qui augmente. Il existe donc un compromis qu'il faut résoudre entre la quantité (débit massique) et la qualité (basses températures).

Pour notre étude, nous utilisons un modèle simplifié du tunnel de congélation. Ce modèle s'appuie sur les équations de la thermodynamique endoreversible. Les chariots d'aliments sont considérés identiques à un fluide continu. On utilise une conductance infinie et une capacité

calorifique apparente pour définir les propriétés thermiques des aliments (de la viande). Dans la mesure où le système de réfrigération fonctionne aux conditions nominales, c'est-à-dire, à débit d'air froid constant au niveau de l'évaporateur et à débit de liquide de refroidissement constant au niveau du condenseur, on utilise deux coefficients de transfert de chaleur globaux au niveau du condenser et de l'évaporateur. Une analyse exergetique théorique (avec un compresseur idéal) de ce modèle permet de visualiser le travail consommé, les pertes exergetiques et la puissance exergetique de la production de froid. On observe qu'il existe un débit massique qui maximise la production d'exergie. Ensuite, une description mathématique sommaire permet d'introduire les irréversibilités du compresseur et du cycle thermodynamique de réfrigération. Les dimensions d'un tunnel de congélation produisant 1 000 kg/h sont utilisées dans le modèle pour mener, de façon suffisamment précise, une investigation numérique de la performance en fonction du débit massique.

L'évaluation de cette performance est faite selon deux critères: (i) l'exergie, car elle représente un compromis entre la qualité et la quantité ; (ii) la destruction d'exergie spécifique, car ceci représente la quantité d'irréversibilités par unité de masse produite ce qui peut être considéré comme une efficacité. On observe deux maximums pour ces quantités. Entre ces deux maximums, si on augmente le débit massique de production, on observe une augmentation de la production exergetique et une diminution simultanée de la destruction d'exergie spécifique, ce qui revient à une amélioration de notre fonction objectif. Une zone appelée zone d'intensification est ainsi définie à l'intérieure de laquelle un choix technico-économique (ou multi objectifs) peut être fait. A l'extérieur de cette zone, les deux critères se contredisent et aucune optimisation n'est possible. On a donc entre les mains un outil de décision qui permet de savoir, en fonction des contraintes de gestion, dans quelle mesure il est raisonnable d'intensifier la quantité (augmentation du débit massique) ou la qualité (diminution du débit massique).

Finalement, l'analyse est étendue en libérant une deuxième variable d'optimisation, la température de l'évaporateur du système de réfrigération. Une zone d'intensification est également définie en fonction de cette variable dans les cas particuliers où le débit massique de la viande ou bien sa température de sortie est fixé.

Thermodynamic bounds for food deep chilling tray tunnel operation

Maxime Ducoulombier ^a, Mikhaïl Sorin ^b, Alberto Teyssedou ^{a,1}

^a *Engineering Physics Department, École Polytechnique, C.P. 6079, succ. Centre-ville, Montréal, Québec,
Canada H3C 3A7*

^b *Process Integration Section, CANMET Energy Diversification Research Laboratory, 1615 Lionel-Boulet
Blvd., P.O. Box 4800, Varennes, Québec, Canada J3X 1S6*

Abstract

In this paper a thermodynamically guided intensification method on tray tunnels for food deep chilling is presented. Two indicators of the performance of the system are used: the exergy power and the destruction of specific exergy. The objective function corresponds to the maximization of the exergy power and the minimization of the specific exergy destruction. Exergy has the main advantage to take into consideration both the food mass flow rate and its output temperature level. The food mass flow rate stands for its quantity whereas the temperature level represents its quality. An endoreversible model is also presented in conjunction with a simple mathematical description of the refrigeration cycle internal irreversibilities. A numerical investigation against operation variables permits to find the so called intensification zone that defines bounds for food mass flow rate and output temperature as well as for the refrigeration cycle evaporator temperature.

Keywords: Chilling tray; Food freezing; Exergy intensification;
Finite-time thermodynamics

¹ Corresponding author. Tel.: (514) 340 4192 ext. 4522, Fax: (514) 340 4192
E-mail address: alberto.teyssedou@polymtl.ca (A. Teyssedou).

Nomenclature

A	heat exchanger surface area (m^2)
AU	overall heat transfer coefficient (W.K^{-1})
c	specific heat capacity ($\text{J.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$)
c_{apparent}	apparent specific heat capacity of the frozen food ($\text{J.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$)
c_{unfrozen}	specific heat capacity of the unfrozen food ($\text{J.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$)
d	destruction of specific exergy (J.kg^{-1})
D	destruction of exergy power (W)
E	exergy flow rate associated with the food (W)
H	enthalpy flow rate associated with the food (W)
m	food mass flow rate (kg.s^{-1})
m_R	refrigerant mass flow rate (kg.s^{-1})
N_T	number of trucks
P	exergy power (W)
Q_E	refrigeration load (W)
Q_C	heat rejected at the condenser (W)
T	temperature (K)
$\tilde{T}$	entropic average temperature (K)
T_{W1}	condenser inlet temperature of the water coolant
T_{W2}	condenser outlet temperature of the water coolant
W	power consumed by the compressor (W)
W_R	work received by the refrigerant (W)
x	relative position in the tunnel from the entrance to the exit

Greek symbols

Δh_R	refrigerant specific enthalpy of evaporation (J.kg^{-1})
η_C	isentropic efficiency of the compressor
η_E	exergy efficiency
θ	Carnot function
τ_T	residence time of a truck (s)

Subscripts

0	nominal operation condition
C	condenser
CA	cooling air
E	evaporator
F	fans
in	inlet of the tunnel
out	outlet of the tunnel
S	food slabs
W	water coolant

Superscripts

0	nominal operation condition
---	-----------------------------

1. INTRODUCTION

The present study intends to be a follow-up of the work of Kiranoudis and Markatos [1], where a procedure is described for the optimization of a tray tunnel for meat deep chilling. In this work, the authors used an objective function based on the cost per unit of food produced. Moreover, by keeping the cold temperature level (output temperature) constant, an optimal configuration was found within a range of cooling load, i.e., a range of food mass flow rates. Whereas in their study [1], the principal goal was the maximization of a function similar to the energy efficiency, the work presented in this paper is intended to use the recent advances in finite-time thermodynamics [2-4] to intensify this kind of processes, once the best operation design is known. This means that for a given system with constrained dimensions, the purpose of this work consists of finding the maximum of wanted effect, i.e., the exergy power of the cold production. As the main variable is the food outlet, there is now a tradeoff between the food quantity and the coldest temperature level it can reach. Thus, the exergy is chosen as the function to be maximized as it represents well the desired compromise between maximum food flow rate and lowest possible temperature. Taking into account that, in general, the maximum exergy does not necessarily correspond to operational needs, a region where the multi-objective optimization should be carried, must be identified.

2. THE ENDOREVERSIBLE MODEL

The mathematical model of the chilling tunnel presented by Kiranoudis and Markatos [1], includes a simple description of the heat transfer from wide spread material slabs, i.e., beef steaks, to the refrigerant. The slabs are cooled with air under a controlled temperature (T_{CA}). The heat transfer equations take into account heat conduction in the slabs so that a temperature profile in the material can be calculated provided that convection heat transfer stands for the boundary condition at the surface. For the sake of simplicity, they have ignored the heat transferred from the slab edges. Moreover, they have determined the thermal conductivity by

using a structural model while the convection heat transfer coefficient is considered constant, independent of the air velocity.

Figure 1 shows a simple representation of the industrial tray tunnel given by Kiranoudis and Markatos [1]. For carrying out the optimization process, they considered the temperatures T_{in} , T_{out} and T_{W1} as constraint parameters of the process, whereas the remaining quantities were considered as optimization variables. For a given product capacity, i.e., for a given heat to be removed, the authors determined the appropriate cooling air temperature (T_{CA}), cooling air flow rate (m_{CA}), number of truck (N_T), residence time of each truck (τ_T) and number of parallel tunnels with a view to minimize the total annual cost of the system. This cost was divided into the capital cost due to the tunnel length (N_T), the number of trucks (N_T), the fan capacity (W_F), the refrigeration capacity (W_R), the heat exchangers surface areas (A_E , A_C), and the operation cost due to energy consumption of refrigeration cycle and fans, as well as the cost of cooling water consumption (m_W). All the elements of the capital cost obey the economy of scale laws.

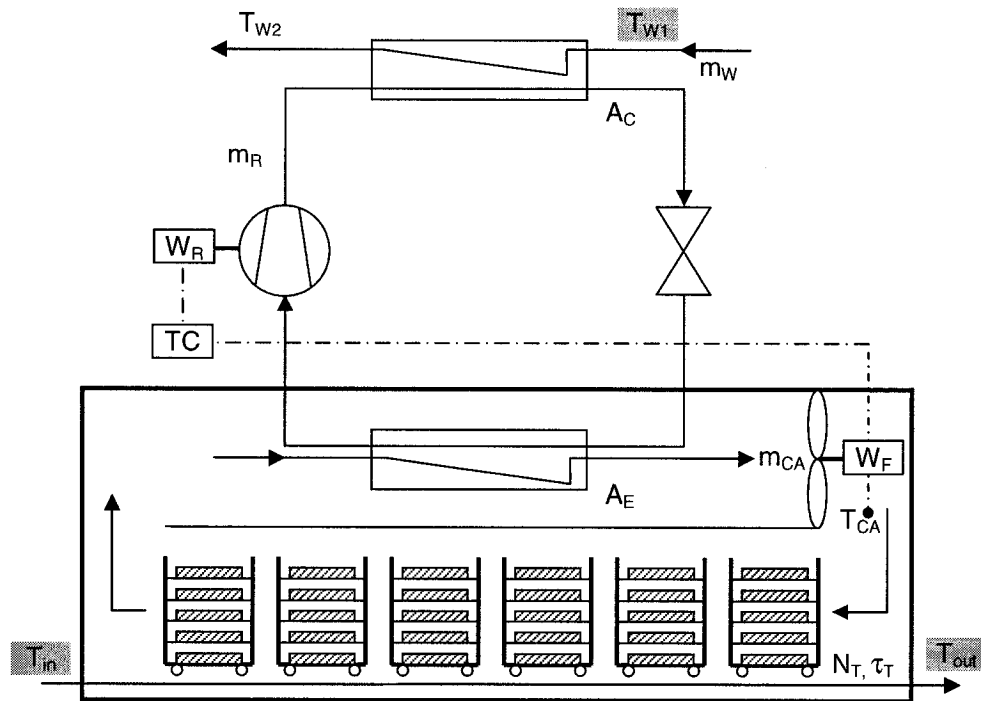


Fig. 1 Representation of industrial tray tunnels given in [1].

The aim of the present work consists of using a similar representation to that given in [1] in order to deduce a simple model more appropriate for carrying out an intensification calculation. Thus, it is assumed that the system operates at nominal conditions in such a way that the fans and the cooling medium have finite maximum heat capacities. Therefore, when their energies are intensified, they do not constitute variables but constants to be added to the refrigeration energy. For instance, if the air flow rate and the number of trucks are constant then, a constant overall heat transfer coefficient between the material and the refrigerant at the evaporator (AU_E) will be considered. Note that the air, which is considered as an intermediate fluid, will not appear explicitly anymore in the present treatment. Knowing the temperature T_{AC} is equivalent to know the temperature of the refrigerant at the evaporator. In the same manner, for a given water flow rate, the overall heat transfer coefficient (AU_C) between the refrigerant in the condenser and the outdoor air, will be considered as constant. Moreover, for exergy calculations it is quite convenient to consider that $T_{W1}=T_{IN}=T_0$. In order to further simplify the model, the cooling load is completely balanced by the heat removed from the food, i.e., the fan power does not contribute to the refrigeration load. Although actual chilling tunnels operate in a discrete manner, we represent the succession of material batch as a continuous flow of mass. These hypotheses allow the endoreversible model shown in Figure 2 to be applied.

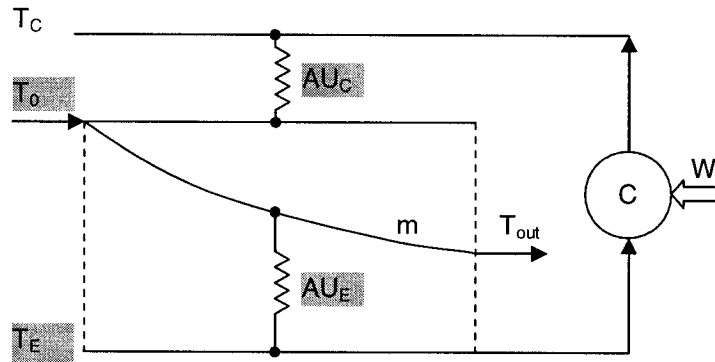


Fig. 2 Endoreversible model of a typical industrial tray tunnel.

Considering that the mass flow rate (m) is the only optimization variable, then the output temperature (T_{out}) will be free to change. This is a major difference with respect to the initial optimization carried out by Kiranoudis and Markatos [1]. Although, in practice, the food output temperature is not allowed to vary outside a specified interval, our theoretical study overrides this

limit. In addition, assuming that the heat conduction of the slabs is infinite, the food will have a defined temperature for a given position in the tunnel. Thus, the output temperature will be the equilibrium temperature, necessary to carry out the overall balance of energy and exergy. The effect due to heat conduction is taken into account by the overall heat transfer coefficient in the evaporator. Contrary to Kiranoudis and Markatos [1], who adopted a constant freezing point and a correspondent latent heat of chilling as shown by the dashed line in Figure 3, in this work the apparent specific heat described by Chen's [5] is used.

According to Chen's model, the apparent specific heat below the freezing point is given by the following equation:

$$c_{apparent} = 1.55 + 1.26x_s - \frac{(x_{w0} - x_b)L_0 t_f}{t^2},$$

where:

$c_{apparent}$ = apparent specific heat, kJ/(kg.K)

x_s = mass fraction of solids

x_{w0} = mass fraction of water above the initial freezing point

x_b = mass fraction of bounded water

L_0 = latent heat of fusion of the water = 333.6 kJ/kg

t_f = initial freezing point of food, °C

t = food temperature, °C

The integral form of this equation is shown by the continuous line in Figure3. It is apparent that this integral represents the enthalpy of the food as a function of temperature. Note that above the freezing point the specific heat of slabs, c_s , is taken constant, equal to $c_{unfrozen}$. The experimental values of the specific heats, for a wide range of foods, can be found in the open literature.

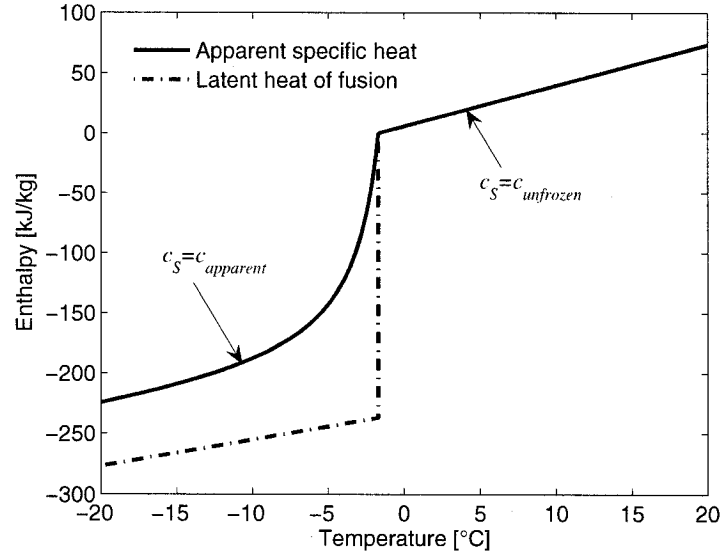


Fig. 3 Specific enthalpy as a function of temperature of meat (Beef round, full cut, lean).

Considering the tunnel as a heat exchanger, the heat transfer and the temperature profile can be calculated from the following ordinary differential equation:

$$m.c_s.dT = -(T - T_E).AU_E.dx, \quad (1)$$

where:

x = relative position in the tunnel from the entrance to the exit

T = food temperature at position x

T_E = refrigerant saturated temperature at the evaporator

c_s = specific heat of the food.

Therefore, the total refrigeration load can be expressed as:

$$Q_E = - \int_{T_0}^{T_{out}} m.c_s(T).dT. \quad (2)$$

The total heat transferred by the condenser is given by:

$$Q_c = AU_c \cdot (T_c - T_0), \quad (3)$$

where:

T_c = saturated temperature of the refrigerant in the condenser,

T_0 = temperature of the environment.

It should be noted that the superheat of the refrigerant is not taken into account because it does not fundamentally change the dynamic behaviour of the system. For example, a desuperheating of 100 K is responsible for only 20% of the total heat rejected at the condenser, therefore the error introduced in the saturated temperature will be roughly of 2 or 3 K. It obvious that in the case of refrigerants having a positive ds/dT at the dew line, no error will be introduced.

Internal irreversibilities due to the refrigeration system are introduced. To that purpose, we keep the simplified approach given in Kiranoudis and Markatos [1], that allows the thermodynamic cycle and the compressor efficiencies to be determined. By considering an ideal refrigeration cycle including an adiabatic throttling process and considering an incompressible fluid, the following relations can be written:

$$Q_E = [\Delta h_R - c_R (T_C - T_E)] m_R, \quad (4)$$

$$Q_C = \left[\Delta h_R \frac{T_C}{T_E} - c_R (T_C - T_E) \right] m_R, \quad (5)$$

$$W_R = Q_C - Q_E = \Delta h_R m_R \frac{T_C - T_E}{T_E}. \quad (6)$$

Where,

Q_E = refrigeration load

Q_C = heat rejected at the condenser

W_R = work received by the refrigerant

c_R = mean specific heat of the refrigerant between T_C and T_E

Δh_R = refrigerant specific enthalpy of evaporation at T_E

m_R = refrigerant mass flow rate

In this model, the specific heat of the refrigerant, c_R , is assumed to be constant and it is evaluated at the nominal operation point, while Δh_R is calculated as:

$$\Delta h_R = a + b.(T_E - T_E^0). \quad (7)$$

T_E^0 is the evaporator temperature at the nominal operation point. The coefficients a and b are calculated from the tables. Even though, this relation gives a good level of realism, it should be pointed out that it is not suitable for all refrigerants and evaporation temperatures.

Introducing the compressor isentropic efficiency, η_R , the input electrical power is expressed by:

$$W = \frac{W_R}{\eta_R}. \quad (8)$$

3. COOLING POWER INTENSIFICATION

Sorin and Rheault [6] have used the system exergy output to intensify chemical separation processes. They showed that the transfer of exergy can be explained as the product of the mass flow rate and an intensive quantity difference, which allows a very simple representation to be obtained. In this paper, the same method is applied for optimizing the cooling power in deep chilling tray tunnels.

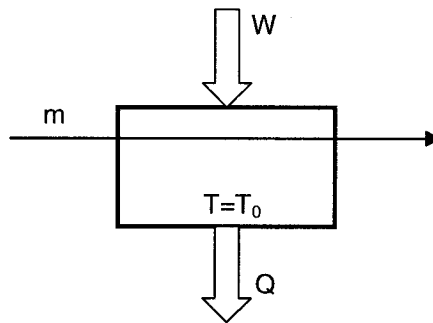


Fig. 4 Exergy balance.

The exergy balance around the general system shown in Figure 4, yields:

$$W = \Delta E + D. \quad (9)$$

Where W is the supplied power, ΔE is the rate of exergy increase associated with the mass flow rate, and D the rate of exergy destruction. Using the definition of exergy given by:

$$\Delta E = \Delta H - T_0 \Delta S \quad (10)$$

and considering a constant specific heat, c_s , yields:

$$\begin{aligned} \Delta E &= c_s (T_{out} - T_0) - T_0 \int_{T_0}^{T_{out}} c_s \frac{dT}{T}, \\ \Delta E &= -c_s (T_0 - T_{out}) + T_0 c_s \ln \left(\frac{T_0}{T_{out}} \right), \\ \Delta E &= -Q_E \left(1 - \frac{T_0}{\tilde{T}} \right). \end{aligned} \quad (11)$$

Where,

$$\begin{aligned} Q_E &= c_s (T_0 - T_{out}), \\ \tilde{T} &= \frac{T_0 - T_{out}}{\ln \left(\frac{T_0}{T_{out}} \right)}. \end{aligned} \quad (12)$$

According to the Equation (11), the change in exergy can be written as the product of the refrigeration load (Q_E) and an equivalent temperature potential $\tilde{\theta} = (1 - T_0 / \tilde{T})$, thus:

$$\Delta E = -Q_E \tilde{\theta}. \quad (13)$$

In general, the evaluation of exergy destruction, D , must include various losses and non-linearities that will be detrimental to the comprehension of more essential exergy transfers. A more detailed analysis of the numerical simulation will be discussed in the following sections; thus, herein an ideal refrigeration system that rejects heat at a temperature T_C above the environmental temperature T_0 , is assumed. Therefore, the only irreversibilities are the heat transfer taking place at the evaporator and at the condenser, respectively. Under these conditions, the exergy balance around an ideal heat pump can be written as:

$$Q_C \theta_C = Q_E \theta_E + W .$$

Using the first law of thermodynamics yields:

$$\begin{aligned} (Q_E + W) \theta_C &= Q_E \theta_E + W \\ Q_E (\theta_C - \theta_E) &= W (1 - \theta_C) . \end{aligned} \quad (14)$$

In addition, the Equation (9) can be rewritten more explicitly as:

$$\Delta E_{\text{exp}} = P + D , \quad (15)$$

where, ΔE_{exp} represents the rate of exergy expenditure and P the exergy power associated with cold production. Further, using Equations (13) and (14), the destruction of exergy power is written as:

$$D = Q_E (\tilde{\theta} - \theta_E) + (Q_E + W) \theta_C . \quad (16)$$

This equation allows the exergy transfer to be summed up on a simple graphical representation, as shown in Figure 5.

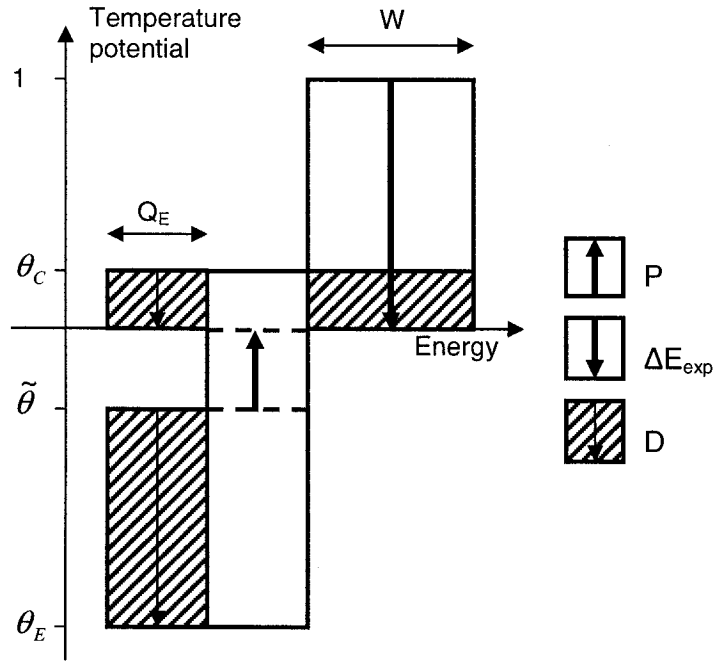


Fig. 5 Graphical representation of the exergy transfer.

Since Q_E is a monotone increasing function of $(\tilde{\theta} - \theta_E)$, it can be clearly seen from this figure that for a constant θ_E there exists a value of $\tilde{\theta}$ for which P reaches a maximum. Moreover, it can be also observed that this maximum does not depend on the dimensions of the system but rather on the temperatures. Although most of the optimization techniques consist of finding a maximum energy efficiency for a given exergy expenditure, i.e., by changing the allocation of system dimensions, instead this work looks for the maximum exergy production (i.e., by changing the system operation variables), together with the associated destruction of specific exergy, a useful efficiency-like indicator to be determined when the process output is a product. The destruction of specific exergy is defined as:

$$d = \frac{D}{m}. \quad (17)$$

Due to conduction heat transfer, both Q_E and $\tilde{\theta}$ increase with increasing $\tilde{\theta}$ (see the Figure 5). Thus, the exergy power destruction results in a monotone increasing function of $(\tilde{\theta} - \theta_E)$, i.e.,

the mass flow rate. However, for an infinite mass flow rate, the exergy power destruction will reach a maximum with $\tilde{\theta}$ equal to zero (i.e., the output temperature becomes equals to the input temperature). As a consequence the exergy power destruction per unit of mass tends to cancel. Taking into account that the exergy power destruction flattens out when the production falls, the destruction of specific exergy passes through a maximum at a given production rate. It is obvious that the destruction of specific exergy stands for the generation of irreversibilities per unit of the mass product and represents the effort spent per unit of mass by a finite-time process.

4. A STUDIED CASE

Kiranoudis and Markatos [1] presented the optimal design of a 1100 kg/h capacity tray tunnel handling meat 2 kg/kg db wet. Under this condition, the refrigerant temperature was -32.7°C at the evaporator and 32.6°C at the condenser. The inlet temperature of the meat was 20°C and the targeted output temperature was -18°C . The data presented by the authors are quite useful because the knowledge of the meat and the refrigerant properties can be used to estimate the value of the overall heat transfer coefficients AU_E and AU_C at the evaporator and the condenser respectively. In addition, in the present work the same compressor efficiency, i.e., 70%, as that reported by Kiranoudis and Markatos is used. Furthermore, the meat properties [5] are reproduced in Table 1:

Table 1 Moisture content, protein content, initial freezing point, and specific heats of beef steak [5]

	Moisture content, %	Protein, %	Bound water, %	Initial freezing point, $^{\circ}\text{C}$	Specific heat above freezing, $\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$	Specific heat below freezing, $\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$	Latent heat of fusion, KJ/kg
Beef	x_{w0}	x_p	x_b				
Round, full cut, lean	70.83	22.03	$x_b \approx 0.4 x_p$	-1.7	3.52	2.12	237

It is assumed that ammonia is used as the refrigerant fluid having the thermophysical properties at nominal operation point listed in the Table 2:

Table 2 Thermophysical properties of ammonia

Ammonia	Heat capacity of the liquid phase	Latent heat of vaporization
Formula	$c_R=0.5*(c_p(T_C^0)+c_p(T_E^0))$	$\Delta h_R=a+b(T_E-T_E^0)$
Parameters	$T_C^0=32.6^\circ\text{C}, T_E^0=-32.7^\circ\text{C}$	
Results	$c_R\approx 4.652 \text{ kJ}/(\text{kg.K})$	$a\approx 1368 \text{ kJ/kg}$ $b\approx -2.974 \text{ kJ}/(\text{kg.K})$

For a given evaporator temperature T_E equal to the design value, the mass flow, m , is changed (i.e., the output temperature, T_{out}) in order to maximize the cooling power P and to minimize the destruction of specific exergy d . At the nominal evaporator temperature of -32.7°C , the results are shown in Figure 6 as a function of the relative mass flux, i.e., the ratio between the actual flow rate and the initial flow rate (m/m_0). For each mass flow rate, the corresponding output temperature is also shown along the axis.

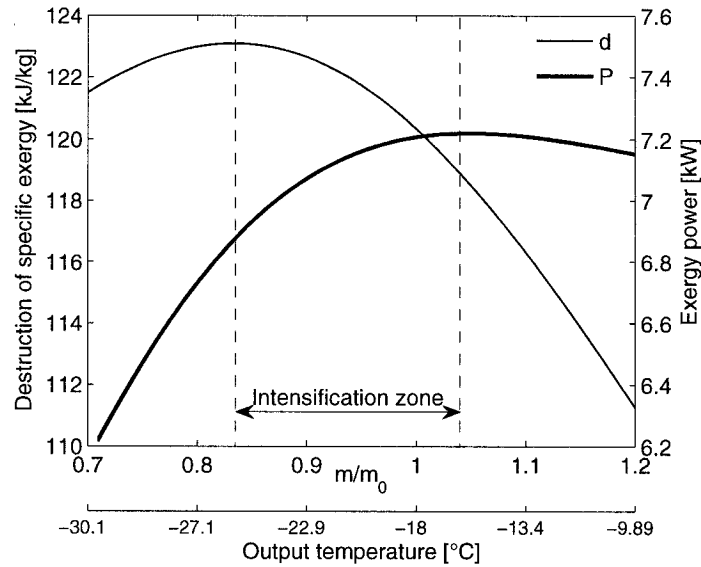


Fig. 6 Exergy power and destruction of specific exergy as a function of relative food mass flow rate.

This figure shows the existence of two maximums, one for the exergy power and the second for the destruction of specific exergy. These maximums can be used to identify three different regions. The region located between the two bounds is important because here, the exergy power increases with decreasing the specific exergy, which corresponds to an increase of the objective

function. It is obvious that the system should be optimized in this region, called the intensification region. Further, within the regions located at the left and the right sides of the figure, both indicators (d and P) have opposed effects. This means that when the exergy power increases (positive effect), the destruction of specific exergy increases (negative effect) and vice versa. Thus, no optimization can be carried out within these regions. It is important to remark that in the intensification zone, the trade off between high mass flow rate (quantity) and low output temperature (quality) depends on the operational requirements. Moreover, it must be pointed out that the maximum of the destruction of specific exergy, shown in Figure 6, is not systematic; it depends on the internal and external irreversibilities of the refrigeration system and on the variation of the specific heat with temperature.

By assuming that the system operates under nominal conditions and the quantity must be intensified then, it is observed that the exergy power increases (shift toward the right side of Figure 6). This exergy power represents a compromise between the quantity and the quality. When this compromise reaches its maximum, the food mass flow rate should not be increased any more; from this point the exergy power starts decreasing. Thus, the maximum of exergy power represents a limit for quantity intensification. In turns, assuming the same operation conditions and the quality must be intensified then, the food mass flow rate must be decreased in order to obtain a decrease in the output temperature. Moreover, a quality intensification produces a shift towards the left side of Figure 6 where the destruction of specific exergy increases. Since the destruction of specific exergy represents losses, this maximum should be avoided. It is obvious that this maximum represents a limit to quality intensification.

For mass flow rates corresponding to the two extremities of the intensification interval, it is possible to determine the output temperature of the food. To this purpose, for each specific food mass flow rate, a temperature profile must be calculated along the tray tunnel. These profiles are shown in Figure 7. The higher temperature profile corresponds to the maximum cold production while the lowest one, corresponds to the maximum destruction of specific exergy.

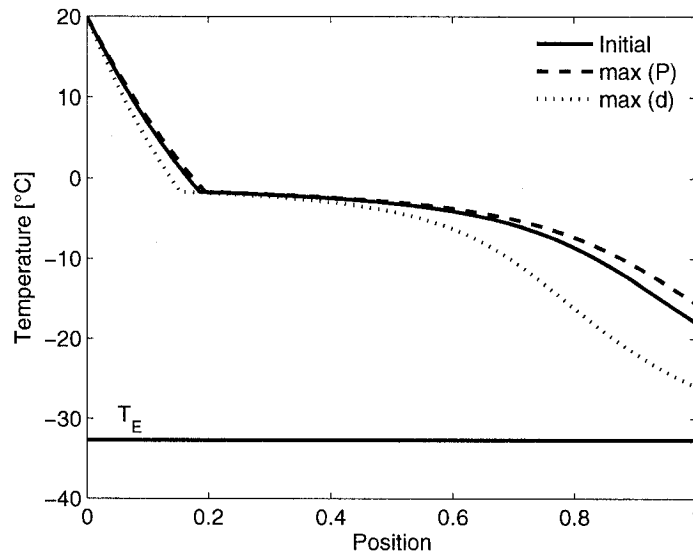
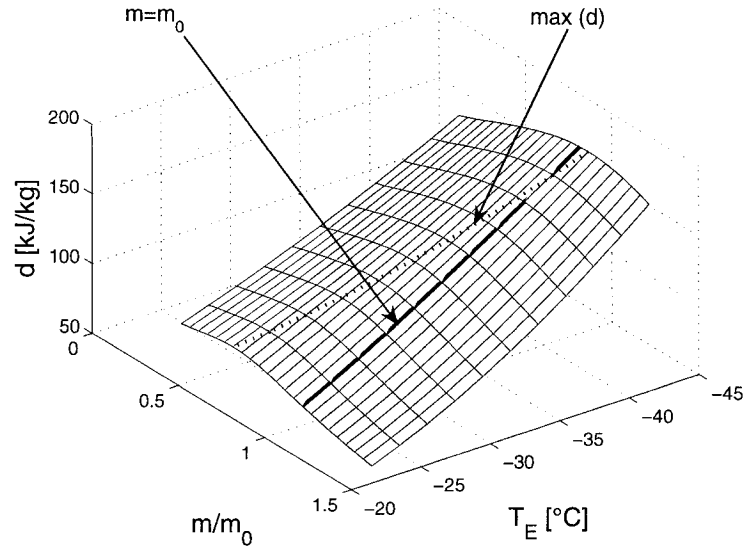


Fig. 7 Food temperature profiles in the tunnel.

Further, if the evaporator temperature is allowed to change then, the representation of the problem becomes three dimensional. In this new representation, the first independent variable is the food mass flow rate that is linked with the temperature level, the second independent variable is the evaporator temperature while the optimization functions are P or d . The resulting 3D surfaces are shown in Figure 8. These surfaces represent extruded images of the curves plotted in Figure 6 as a function of the evaporator temperature T_E , as if a series of Figure 6 was generated for different evaporator temperature. Since, in reality, the food output temperature is not supposed to change because it must fulfill specified sanitary raisons, the introduction of a new optimization variable, i.e., the evaporator temperature, gives way to the following analysis.

(a)



(b)

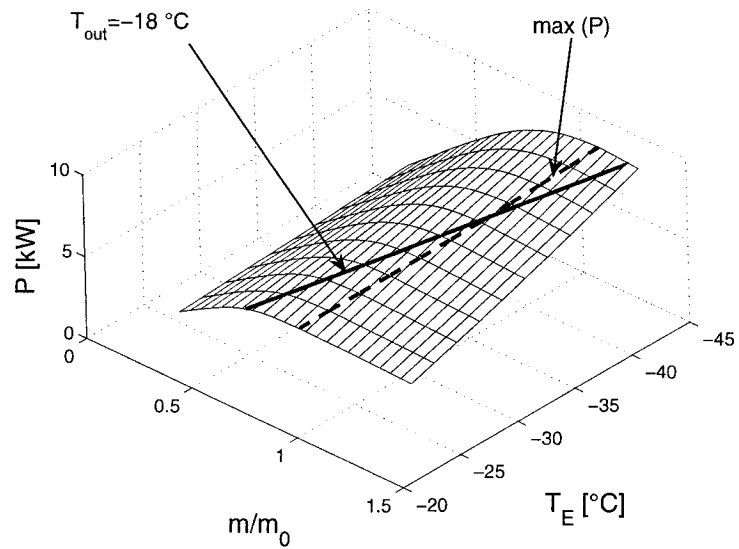


Fig. 8 Optimization surfaces; (a): Destruction of specific exergy, (b): Exergy power.

For each evaporator temperature, a mass flow rate exists for which the output food temperature matches the desired target (-18°C for the present case). The line corresponding to this temperature is shown in the Figure 8b. In the same manner, we could hypothetically operate the system at a constant mass flow rate and let the output temperature to change. This particular case

is also represented in Figure 8a. It can be observed from these 3D surfaces, and in particular along these two particular lines, that no absolute throughput intensification is possible since both the exergy power and the specific exergy destruction increase continuously with decreasing the evaporator temperature, T_E . However, new indexes that represent the relative exergy power and the relative destruction of specific exergy can be defined. At a given evaporator temperature, they are respectively the actual exergy power divided by the maximum possible exergy power and the actual destruction of specific exergy divided by the local maximum of specific exergy destruction. Thus, the performance of the actual process is compared with that of an unconstrained system where the food mass flow or the food output temperature are variables.

In Figure 9, the food output temperature corresponding to the maximums of these indicators maximums is plotted as a function of the evaporator temperature. The band delimited by these two lines is the intensification zone defined above. Now, for a given output temperature (the horizontal line on Figure 9), it can be observed that two evaporator temperatures exist for which, the given output temperature corresponds either to the local maximum of exergy power (at the left) or to the local maximum of the destruction of specific exergy (at the right). To keep the output temperature constant, the evaporator temperature must be decreased when the mass flow rate is intensified. As a consequence, in order to intensify the quantity, the evaporator temperature must be lower than its nominal value. However, the evaporator temperature should not drop beyond a certain limit. This limit is encountered when the food mass flow rate corresponds to the local maximum of exergy power. Below this limit, the exergy power goes below the local maximum. As a consequence, an intensification zone can be defined for the evaporator temperature when the output temperature is constant.

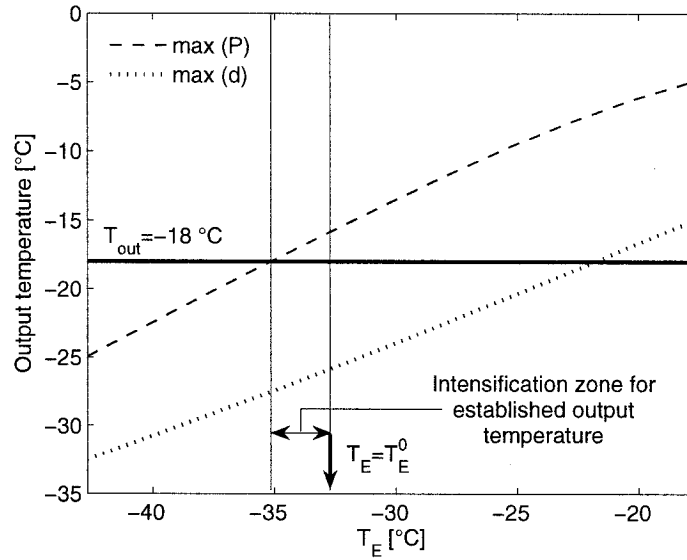


Fig. 9 Bounds of the output food temperature as a function of evaporator temperature.

Figure 10, represents a view of Figure 8 in the m - T_E plan. In the same manner, the two mass flow rates corresponding to the above defined intensification bounds are plotted as a function of the evaporator temperature. The fixed mass flow rate crosses these lines at two particular points that define two specific evaporator temperatures. These special cases are encountered either when the fixed mass flow rate corresponds to the local maximum of specific exergy destruction (at the left) or when the fixed mass flow rate corresponds to the local maximum of exergy power (at the right). If the food mass flow rate is constant then, the evaporator temperature must be lower than the food output temperature. Thus, in order to intensify the quality, the evaporator temperature must be lower than its nominal operation value. However, the evaporator temperature should not approach a given limit where the food mass flow rate corresponds to the local maximum of specific exergy destruction. Figure 10 shows the intensification zone for a constant mass flow rate thereof.

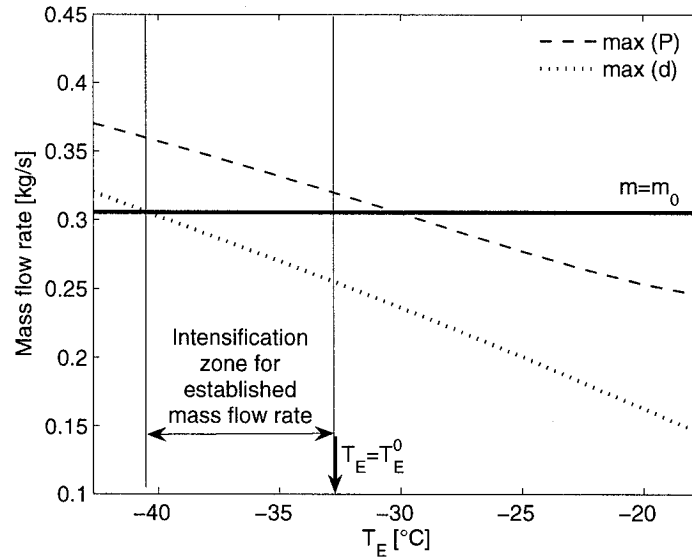


Fig. 10 Bounds of food mass flow rates as a function of evaporator temperature.

5. CONCLUSIONS

This paper shows that the intensification of chilled food production is not a straightforward process due to the fact that not only the food mass flow rate should be considered but also the level of the output food temperature. From this analysis the following question arises: is it better to have a high mass production at high food temperatures, or rather reduce the mass production but reaching lower output food temperatures? As an answer to this important question, an indicator was found that represents a compromise between quantity and quality: exergy, since it is the product of the extracted heat (Q_E) and the Carnot function ($\tilde{\theta}$).

The destruction of specific exergy, in addition to the exergy power, were proved to give useful information on the system behavior. Depending upon the priority, i.e., quality or quantity, the operator is able to select an operating mode within well-specified limits.

When the food mass flow rate or output temperature is constrained, it has been shown that an intensification zone could be defined, provided that the evaporator temperature was considered as an optimization variable

In order to carry out this analysis, we ignored the limitation that normally applies to the food output temperature due to sanitary constraints. In addition, the numeric calculations did not include the compressor capacity and temperature limitations. It must be pointed out that the final optimization of a food deep chilling tray tunnel will depend on factors such as economic and schedule constraints, which were not considered in the present study.

ACKNOWLEDGEMENTS

This work was funded by the discovery grant RGPIN 41929 of the Natural Sciences and Engineering Research Council of Canada (NSERC).

REFERENCES

- [1] Kiranoudis, C.T., Markatos, N.C., Design of tray tunnels for food deep chilling, *Journal of food engineering* 40 (1999) 35-46
- [2] Bejan, A., Entropy generation minimization: The new thermodynamics of finite-size devices and finite-time processes, *Journal of applied physics* 79 (3) (1996) 1191-1218
- [3] Brodyansky, V.M., Sorin, M.V., Le Goff, P., *The efficiency of industrial processes: exergy analysis and optimization*, Elsevier, Amsterdam, 1994

- [4] Sorin, M., Rheault, F., Spinner, B., On exergy destruction and maximum power output in heat engines, accepted for publication by COBEM 2005, *18th International Congress of Mechanical Engineering*, 6-11.11.2005, Ouro Preto, Minas Gerais, Brazil

- [5] Thermal properties of foods, 2002 ASHRAE Refrigeration Handbook, ASHRAE, pp. 8.1-8.9

- [6] Sorin, M., Rheault, F., Thermodynamically guided intensification of separation processes, 8th Conference on process integration, Modelling and optimisation for energy saving and pollution reduction, 2005, pp.19-24

DISCUSSION GÉNÉRALE ET CONCLUSIONS

La thermodynamique en temps fini est un outil fondamental parce qu'elle s'appuie sur des lois, thermodynamiques et physiques, non pas spécifiques à une technologie mais universelles. A cet égard, elle nous oblige à saisir l'essentielle, c'est-à-dire, qu'une quantité d'énergie ne peut fournir plus de travail qu'elle n'en contient, et que cette quantité de travail dépend d'un potentiel, autrement dit, d'une intensité, mais aussi que cette quantité d'énergie, si elle doit être fournie en temps fini, ne peut pas circuler autrement que par une différence de potentiel, autrement dit, une force motrice. Or, la « vitesse » de l'énergie va à l'encontre de sa qualité. A cause de cela, la capacité d'un système est quelque fois limitée. Deux formes d'optimisation proviennent de cet antagonisme. Elles touchent l'intensification et l'efficacité, respectivement quand les paramètres de fonctionnement ou les paramètres de taille peuvent être modifiés. La première de ces optimisations a lieu à l'étape de fonctionnement, la deuxième pendant l'étape de conception.

Les conclusions rendues par la thermodynamique en temps fini peuvent être d'ordre théorique, peut-être loin de la réalité, mais c'est le prix à payer pour comprendre l'essentiel. Elles peuvent néanmoins être très pratique quand certaines hypothèses empiriques sont utilisées. Notamment, il est possible de dériver des modèles simplifiés en fonction de variables rencontrés en pratique, des variables de fonctionnement et des variables relatives aux ressources finies. Contrairement aux modèles détaillés, il est possible d'avoir une vision globale en fonction de variables dont l'impact est primordial. Qu'il s'agisse de modèles calibrés ou de modèles par régression, les avenues sont nombreuses : prédiction, diagnostic et aide à la conception. Nous l'avons démontré en étudiant le système de réfrigération et de chauffage des supermarchés, un secteur où la problématique énergétique est criante mais que peu de gens semblent comprendre.

L'analyse exergetique, quand elle se greffe à la thermodynamique en temps fini, permet de quantifier les irréversibilités. Elle nous aide à comprendre quelle pénalité doit être payée pour produire plus vite. L'exergie permet de quantifier sans ambiguïté ce qui est consommé, ce qui

est perdu et ce qui est produit. Comme nous l'avons vu dans le cas d'une chaîne de congélation pour aliments, les pertes exergetiques spécifiques et la production exergetique fixent certaines bornes pour l'intensification de la production. Ces critères permettent de faire la synthèse entre une intensité, le niveau de température et une extensivité, le débit massique.

La réfrigération est un vaste domaine qui intéresse aussi bien les physiciens et les ingénieurs que les consommateurs. Pour cette raison, les champs d'étude à ce sujet sont divers; ils touchent l'éducation (la compréhension sur un plan fondamental), l'optimisation, la conception. Or, dans ce paysage, on peut identifier, du point de vue environnemental, une faille évidente en ce qui concerne le froid commercial. Il s'agit, en particulier, des systèmes frigorifiques installés dans les supermarchés. Comme nous l'expliquons dans notre premier chapitre (La problématique du froid commercial), les systèmes de réfrigération liés aux supermarchés consomment une quantité importante d'électricité. Cette consommation représente, à l'échelle du supermarché, la moitié du total et, à l'échelle nationale, 4% de la production électrique globale. Ceci est dû au grand nombre de supermarchés (34 250 aux États-Unis). Or, si la facture énergétique est imposante, la facture environnementale l'est aussi car il faut souvent brûler des combustibles fossiles pour produire l'électricité. Ainsi, les supermarchés génèrent indirectement des gaz à effet de serre. Cependant, il ne faut pas oublier que ces supermarchés ont aussi un impact direct sur le réchauffement climatique. Les fuites de réfrigérants, souvent incontournables, relâchent des substances volatiles qui, si elles ne sont pas destructrices de la couche d'ozone, possèdent un potentiel de réchauffement climatique.

Parmi les solutions proposées pour réduire la quantité de réfrigérant ou bien pour améliorer l'efficacité des systèmes frigorifiques, il en est une, a priori triviale et redoutablement efficace, qui pourtant peine à être appliquée. Il s'agit, pendant l'hiver, de récupérer la chaleur dégagée par les systèmes frigorifiques pour chauffer le secteur de vente. Nous en venons à la conclusion que cette inertie à mettre en application une solution déjà bien connue dans le secteur des bâtiments commerciaux provient d'un manque de communication entre deux corps de métier, les chauffagistes et les frigoristes. A l'évidence, il existe une incompréhension que nous avons voulu éclaircir dans le présent mémoire. Cette confusion émane principalement de l'interaction qui existe entre le système frigorifique et le bâtiment. Cette particularité fait du supermarché un bâtiment commercial à part. En effet, une partie de la charge de chauffage de l'espace de vente

provient de la fuite de chaleur qui a lieu entre l'air ambiant et les rayons frigorifiques. D'autre part, cette fuite est aussi la charge de réfrigération; là se situe l'ambivalence. Le travail dépensé pour déplacer cette énergie dépend de la température de rejet (au condenseur) du système de réfrigération qui peut être, au choix, une température ambiante élevée ou une température extérieure faible. De ce constat naît la question : faut-il récupérer la chaleur ? A mieux y réfléchir, la réponse à cette question ne semble pas limpide.

Pour obtenir une réponse claire, un modèle idéal simplifié est utilisé dans une première étude (« A model for energy analysis in supermarkets »). Ce modèle permet de discerner les différents flux d'énergie. De cette manière, il est possible de comprendre l'interaction qui existe entre le bâtiment (isolation thermique, charge interne) et le système frigorifique (COP, récupération de chaleur). L'efficacité du supermarché en fonction de la température environnementale est déterminée. Elle dépend de trois paramètres adimensionnels que sont l'isolation thermique, la charge interne et le facteur de récupération. Il est démontré que récupérer la chaleur permet de baisser la consommation énergétique. En outre, comme le système de réfrigération est supposé idéal, l'efficacité calculée représente la cible optimale à atteindre, jouant le même rôle que l'efficacité de Carnot. Si les paramètres macroscopiques d'un supermarché réel sont connus, il est alors possible de comparer sa consommation énergétique avec l'optimal théorique. On obtient ainsi un critère de performance calculé sur une échelle absolue.

Pour valider les conclusions théoriques de cette première étude, nous avons analysé le détail de la consommation énergétique d'un supermarché Loblaw en fonctionnement à Montréal, Canada. On peut observer qu'il s'agit d'un bâtiment à bilan positif. C'est-à-dire, qu'en hiver, le bâtiment produit plus de chaleur qu'il en a besoin. C'est dans une deuxième étude scindée en deux parties (« Endoreversible modeling as a pre-design tool for the winter integration of HVAC and Refrigeration in supermarkets, Part I: advantage of heat recovery, Part II: optimization of heat recovery, comparison with data ») que nous traitons de la réalisation technique de la récupération de chaleur. Dans certaines régions du monde (par exemple au Nord-Est de l'Amérique) où l'hiver représente une période importante de l'année, un potentiel important d'économies énergétiques est identifié. Pour mieux comprendre l'importance de la récupération de chaleur, dans la première section de l'étude, le système de réfrigération idéal est comparé avec le système CVC&R classique. Un modèle exergetique simple permet de trouver le

minimum de consommation énergétique. Cette consommation correspond à celle d'un système frigorifique idéal à deux pompes à chaleur; l'une pour la réfrigération, l'autre pour le chauffage. Par ailleurs, en utilisant la première loi de la thermodynamique, on démontre qu'augmenter l'éclairage diminue la charge de chauffage mais augmente la consommation énergétique globale. Un modèle endoréversible du système CVC&R traditionnel est présenté. L'utilisation des potentiels thermiques permet de déterminer le travail consommé. Ce travail est représenté sous forme de surfaces sur un graphique exergetique. En soustrayant les surfaces correspondantes au travail idéal, on peut identifier la destruction de travail et comprendre l'avantage de la récupération de chaleur appliquée au cas des supermarchés. Dans la deuxième section de l'étude, la modélisation endoréversible est utilisée pour analyser deux formes de récupération de la chaleur utilisées dans un supermarché pilote totalement instrumenté. Le modèle obtenu a pu être validé par rapport aux données mesurées. De façon synthétique, la méthode utilisée permet de :

- mieux comprendre l'avantage que représente la récupération de chaleur;
- prédire le comportement général d'un système et le diagnostiquer;
- déterminer la meilleure option technologique avant de passer à l'optimisation détaillée.

Cependant, la production du froid commercial commence en amont, pendant la congélation des aliments. Une dernière étude (« Thermodynamic bounds for food deep chilling tray tunnel operation ») porte sur l'optimisation des chaînes de congélation. Comme nous le montrons dans les études précédentes, l'analyse exergetique permet d'améliorer l'efficacité d'un système de conversion d'énergie. Par ailleurs, l'analyse exergetique, quand elle se base sur un modèle endoréversible simple, permet de trouver la valeur des variables de fonctionnement qui intensifie la production d'un procédé. Dans le cas des chaînes de congélation, l'évaluation de la production se base sur sa quantité, le débit massique de nourriture, mais aussi sur sa qualité, la température de sortie des aliments. La maximisation de la production exergetique permet de résoudre le compromis car l'exergie prend en compte l'énergie mais aussi le potentiel thermique. La destruction d'exergie spécifique est aussi un critère important. Elle représente une forme d'efficacité qui prend son sens parce que le système possède des ressources finies (par exemple la conductance thermique). Ces deux critères de performance permettent de choisir un mode de fonctionnement dans une gamme bien définie, en fonction de la priorité du gestionnaire qu'elle soit basée sur la qualité ou la quantité. Dans le cas particulier où le débit massique, ou bien la

température de sortie, est fixe, il est possible de définir une zone d'intensification à condition que la température de l'évaporateur du système de réfrigération soit considérée comme une variable supplémentaire.

Plusieurs prolongements à notre travail sont possibles :

- Aborder l'optimisation des supermarchés en été, c'est-à-dire, passer de la problématique de chauffage à la problématique de climatisation, en tenant compte de la variable humidité. Quelle technologie, autrement dit, quelle configuration est la plus porteuse ? Quels sont les paramètres de fonctionnement optimaux, notamment en ce qui concerne les températures ?
- Concernant les tunnels de congélation, il pourrait être intéressant de savoir comment varie la dite « zone d'intensification » en fonction de l'allocation des ressources finies, notamment la conductance thermique.

RÉFÉRENCES

- ADAMS, P.Jr. 1985. « Intereffects in supermarkets ». *ASHRAE Journal*. 27:10. 38-40.
- AGRAWAL, D.C., MENON, V.J. 1990. « Performance of a Carnot refrigerator at maximum cooling power ». *Journal of Physics A: Mathematical and General*. 23. 5319-5326.
- AGRAWAL, D.C., MENON, V.J. 1993. « Finite-time Carnot refrigerators with wall gain and product loads ». *Journal of Applied Physics*. 74:4. 2153-2158.
- AIT-ALI, M.A. 1995. « Maximum power and thermal efficiency of an irreversible power cycle ». *Journal of Applied Physics*. 78:7. 4313-4318.
- AIT-ALI, M.A. 1996. « The maximum coefficient of performance of internally irreversible refrigerators and heat pumps ». *Journal of Physics D: Applied Physics*. 29. 975-980.
- ALEFELD, G. 1987. « Efficiency of compressor heat pumps and refrigerators derived from the second law of thermodynamics ». *International Journal of Refrigeration*. 10. 331-341.
- ANDRESEN, B., SALAMON, P., BERRY, R.S. 1984. « Thermodynamics in finite time ». *Physics Today*. 37:9. 62-70.
- ANONYMOUS. 1998. « Benefits of heat recovery touted ». *ASHRAE Journal*. 40:3. 26.
- ASHRAE. 2000. « Applied heat recovery systems ». *ASHRAE Handbook of Systems and Equipment*. 2000 ed. Atlanta, GA : American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc. P. 8.15-8.22.

- ASHRAE. 2001. « Energy estimation and modeling methods ». *ASHRAE Handbook of Fundamentals*. 2001 ed. Atlanta, GA : American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc. P. 31.1-31.34.
- ASHRAE. 2002. « Thermal properties of foods ». *ASHRAE Handbook of Refrigeration*. 2002 ed. Atlanta, GA : American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc. P. 8.1-8.9.
- BEJAN, A. 1988. « Theory of heat transfer-irreversible power plants ». *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 31:6. 1211-1219.
- BEJAN, A. 1989. « Theory of heat transfer-irreversible refrigeration plants ». *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 32:9. 1631-1639.
- BEJAN, A. 1993. « Power and refrigeration plants for minimum heat exchanger inventory ». *Journal of Energy Resources Technology*. 115. 148-150.
- BEJAN, A. 1996. « Entropy generation minimization: The new thermodynamics of finite-size devices and finite-time processes ». *Journal of Applied Physics*. 79:3. 1191-1218.
- BRODYANSKY, V.M., SORIN, M.V., LE GOFF, P. 1994. « The efficiency of industrial processes: exergy analysis and optimization ». Amsterdam : Elsevier.
- CENGEL, Y.A., BOELS, M.A. 2002. « Chapter 10, Refrigeration cycles ». *Thermodynamics: an engineering approach*. 4th ed. Boston : McGraw-Hill.
- CHEN, J. 1994. « New performance bounds of a class of irreversible refrigerators ». *Journal of Physics A: Mathematical and General*. 27. 6395-6401.
- CHEN, J., WU, C. 1995. « Design considerations of primary performance parameters for irreversible refrigeration cycles ». *International Journal of Ambient Energy*. 16:1. 17-22.

- CHEN, L., SUN, F., WU, C. 1996. « The influence of heat-transfer law on the endo-reversible Carnot refrigerator ». *Journal of the Institute of Energy*. 69. 96-100.
- CHEN, W.Z., SUN, F.R., CHENG, S.M., CHEN, L.G. 1995. « Study on optimal performance and working temperatures of endoreversible forward and reverse Carnot cycles ». *International Journal of Energy Research*. 19. 751-759.
- CHRISTENSEN, H.B. 2003. « The low energy supermarket project ». *Heating/Piping/Air Conditioning Engineering*. 75:12. 48-51.
- CMDL (Climate Monitoring and Diagnostics Laboratory) of the National Oceanic and Atmospheric Administration. <http://www.cmdl.noaa.gov> (Page consultée le 2 décembre 2004).
- COPELAND. 2005. « 4DJ3-300E-TSE and 4DT3-220E-TSE performance data ». *Autogenerated Compressor Performance*.
- CURZON, F.L., AHLBORN, B. 1975. « Efficiency of a Carnot engine at maximum power output ». *American Journal of Physics*. 43. 22-24.
- DETR/DTI. 2000. *Refrigeration & air conditioning CFC and HCFC phase out*. [En ligne]. United-Kingdom : Department of Trade and Industry. http://164.36.164.20/access/frige_book.pdf (Page consultée le 2 décembre 2004).
- DE VOS, A. 1985. « Efficiency of some heat engines at maximum-power conditions ». *American Journal of Physics*. 53:6. 570-573.
- DHAR, A., REDDY, T.A., CLARIDGE, D.E. 1999. « A fourier series model to predict hourly heating and cooling energy use in commercial buildings with outdoor temperature as the only weather variable ». *Journal of Solar Energy Engineering*. 121. 47-53.

- FARAMARZI, R.T., WALKER, D.H. 2004. « Investigation of secondary loop supermarket refrigeration systems ». [En ligne]. Southern California Edison & Foster-Miller, Inc. 76p. 500-04-013. http://www.energy.ca.gov/reports/2004-04-23_500-04-013.PDF (Page consultée le 22 juillet 2005).
- F.M.I. 2004. Supermarket Facts Industry Overview 2004. In *Food Marketing Institute*. [En ligne]. http://www.fmi.org/facts_figs/superfact.htm (Page consultée le 19 août 2005).
- GE, Y.T., TASSOU, S.A. 2000. « Mathematical modelling of supermarket refrigeration systems for design, energy prediction and control ». *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*. 214:A. 101-114.
- GIGUERE, D., 2002. « Efficacité énergétique et impacts environnementaux en réfrigération ». *16e Congrès de l'Association Québécoise pour la Maîtrise de l'Énergie (AQME) : April 8-10, 2002, Hull, Canada*.
- GIGUERE, D., PAJANI, G., HOSATTE, S. 2005. « Demonstration of advanced integrated HVAC&R systems ». *8th IEA Heat Pump Conference*.
- GORDON, J.M. 1991. « Generalized power versus efficiency characteristics of heat engines: The thermoelectric generator as an instructive illustration ». *American Journal of Physics*. 59:6. 551-554.
- GORDON, J.M. 2000a. « The inadequacy of endoreversible models ». *Cool Thermodynamics : The Engineering and Physics of Predictive, Diagnostic and Optimization Methods for Cooling Systems*. Cambridge : Cambridge International Science Publishing. P. 1-14.
- GORDON, J.M. 2000b. « What the book has to offer and the intended audiences: modeling, diagnosing and optimizing cooling devices ». *Cool Thermodynamics : The Engineering and Physics of Predictive, Diagnostic and Optimization Methods for Cooling Systems*. Cambridge : Cambridge International Science Publishing. P. 190-197.

- GORDON, J.M., NG, K.C. 1994. « Thermodynamic modeling of reciprocating chillers ». *Journal of Applied Physics*. 75:6. 2769-2774.
- GORDON, J.M., NG, K.C., CHUA, H.T. 1997. « Optimizing chiller operation based on finite-time thermodynamics: universal modeling and experimental confirmation ». *International Journal of refrigeration*. 20:3. 191-200.
- GORDON, J.M., NG, K.C., CHUA, H.T., LIM, C.K. 2000. « How varying condenser coolant flow rate affects chiller performance: thermodynamic modeling and experimental confirmation ». *Applied Thermal Engineering*. 20. 1149-1159.
- GOTH, Y., FEIDT, M. 1986. « Thermodynamique. – Conditions optimales de fonctionnement des pompes à chaleur ou machines à froid associés à un cycle de Carnot endoréversible ». *Comptes Rendus de l'Académie des Sciences, Série II*. 303:1. 19-24.
- GRAZZINI, G. 1991. « Work from irreversible heat engines ». *Energy*. 16:4. 747-755.
- GRAZZINI, G. 1993. « Irreversible refrigerators with isothermal heat exchanges ». *International Journal of Refrigeration*. 16:2. 101-106.
- HARROP, R.F. 1988. « Heat recovery in supermarkets ». *Proceedings of the Chartered Institution of Building Services Engineers A: Building Services engineering Research and Technology*. 9:3. 105-108.
- HAYTER, S.J., TORCELLINI, P.A., JUDKOFF, R. 1999. « Optimizing building and HVAC systems ». *ASHRAE Journal*. 41:12. 46.
- HOFFMANN, K.H., BURZLER, J.M., SCHUBERT, S. 1997. « Endoreversible thermodynamics ». *Journal of Non-Equilibrium Thermodynamics*. 22:4. 311-355.
- KATIPAMULA, S., CLARIDGE, D.E. 1993. « Use of simplified system models to measure retrofit energy savings ». *Journal of Solar Energy Engineering*. 115. 57-66.

- KHATTAR, M.K. 1998. « Critical supermarket issues ». *ASHRAE Journal*. 40:6. 57.
- KHATTAR, M.K., BLATT, M.H., WALKER, D.H. 1991. « Modeling supermarket refrigeration energy use and demand ». *ASHRAE Journal*. 33:7. 23-31.
- KIRANOUDIS, C.T., MARKATOS, N.C. 1999. « Design of tray tunnels for food deep chilling ». *Journal of Food Engineering*. 40. 35-46.
- KNEBEL, D.E. 1983. *Simplified energy analysis using the modified bin method*. Atlanta, GA : American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc.
- LEE, W.Y., KIM, S.S., WON, S.H. 1990. « Finite-time optimizations of a heat engine ». *Energy*. 15:11. 979-985.
- LEE, W.Y., KIM, S.S. 1991. « Power optimization of an irreversible heat engine ». *Energy*. 16:7. 1051-1058.
- LIU, M., CLARIDGE, D.E. 1998. « Use of Calibrated HVAC system model to optimize system operation ». *Journal of Solar Energy Engineering*. 120. 131-138.
- MAIDMENT, G.G., TOZER, R.M. 2002. « Combined cooling heat and power in supermarkets ». *Applied Thermal Engineering*. 22. 653-665.
- MOZURKEWICH, M., BERRY, R.S. 1982. « Optimal paths for thermodynamic systems: The ideal Otto cycle ». *Journal of Applied Physics*. 53:1. 34-42.
- NEITZERT, F.F., OLSEN, K., COLLAS, P. 1999. *Inventaire canadien des gaz à effet de serre :émissions et absorptions de 1997 et tendances*. [En ligne]. Environnement Canada. 190 p. En49-8/5-9F. <http://dsp-psd.communication.gc.ca/Collection/En49-5-5-9F.pdf> (Page consultée le 2 décembre 2004).

- NOVIKOV, I.I. 1958. « The efficiency of atomic power stations (a review) ». *Journal of Nuclear Energy II*. 7:1-2. 125-128.
- ORPHELIN, M., MARCHIO, D., D'ALANZO, S. 1999. « Are there optimum temperature and humidity set points for supermarkets? ». *ASHRAE Transactions*. 105:1. 497-507.
- PAJANI, G., GIGUERE, D., HOSATTE, S. 2004. « Efficacité énergétique dans les supermarchés ». *La Maîtrise de l'Énergie*. Septembre 2004. 14-15.
- PAPINEAU, J.M. 2004. « Chauffer en réfrigérant ». *PLAN*. Novembre 2004. 19-21.
- PEREZ, A. 1977. « Supermarkets and the triangle for energy efficiency ». *ASHRAE Journal*. 19:6. 38-41.
- REDDY, T.A., DENG, S., CLARIDGE, D.E. 1999. « Development of an inverse method to estimate overall building and ventilation parameters of large commercial buildings ». *Journal of Solar Energy Engineering*. 121. 41-46.
- REDDY, T.A., KISSOCK, J.K., KATIPAMULA, S., CLARIDGE, D.E. 1994. « An energy delivery efficiency index to evaluate simultaneous heating and cooling effects in large commercial buildings ». *Journal of Solar Energy Engineering*. 116. 79-87.
- ROBINSON, D. 1996. « Energy model usage in building design: A qualitative assessment ». *Proceedings of the Chartered Institution of Building Services Engineers A: Building Services engineering Research and Technology*. 17:2. 89-95.
- SALAMON, P., BAND, Y.B., KAFRI, O. 1982. « Maximum power from a cycling working fluid ». *Journal of Applied Physics*. 53:1. 197-202.
- SCHROCK, D.W., CLARIDGE, D.E. 1990. « Predicting electrical use in a supermarket ». *Midcon/90. Conference Record*. 87-90.

- SOEBERT, C. 1986. « Frigopompe pour PMS ». *Revue Pratique du Froid et du Conditionnement d'Air*. 620:22. 96-100.
- SORIN, M., JEDRZEJAK, S., BOUCHARD, C. 2005a. « On maximum power of reverse osmosis separation processes ». *Desalination*. (accepted for publication)
- SORIN, M., RHEAULT, F. 2005. « Thermodynamically guided intensification of separation processes ». *8th Conference on Process Integration, Modelling and Optimisation for Energy Saving and Pollution Reduction*. P. 19-24.
- SORIN, M., RHEAULT, F., SPINNER, B. 2005b « On exergy destruction and maximum power output in heat engines ». accepted for publication by COBEM 2005. *18th International Congress of Mechanical Engineering : November 6-11, 2005, Ouro Preto, Minas Gerais, Brazil*.
- SORIN, M., RHEAULT, F., SPINNER, B. 2005c. « Modelling the exergy transfer within process operations and energy utilities ». *Personal communication*.
- SORIN, M., SPINNER, B., STITOU, D. 2002. « Thermodynamic techniques for the conceptual design of thermochemical refrigerators using two salt materials ». *Chemical Engineering Science*. 57. 4243-4251.
- U.S. E.P.A. 2004a. Class I Ozone-Depleting Substances. In *U.S. Environmental Protection Agency*. <http://www.epa.gov/ozone/ods.html> (Page consultée le 2 décembre 2004).
- U.S. E.P.A. 2004b. Class II Ozone-Depleting Substances. In *U.S. Environmental Protection Agency*. <http://www.epa.gov/ozone/ods2.html> (Page consultée le 2 décembre 2004).
- U.S. E.P.A. 2004c. Global Warming Potentials of ODS Substitutes. In *U.S. Environmental Protection Agency*. <http://www.epa.gov/ozone/geninfo/gwps.html> (Page consultée le 2 décembre 2004).

- U.S. E.P.A. 2004d. HCFC Phaseout Schedule. In *U.S. Environmental Protection Agency*.
<http://www.epa.gov/ozone/title6/phaseout/hcfc.html> (Page consultée le 2 décembre 2004).
- WALKER, D.H., BAXTER, V.D. 2003. « Analysis of advanced, low-charge refrigeration for supermarkets ». *ASHRAE Transactions*. 109. 285-292.
- WHITE, J.A., REICHMUTH, H. 1996. « Simplified method for predicting building energy consumption using average monthly temperatures ». *Proceedings of the Intersociety Energy Conversion Engineering Conference*. 3. 1834-1839.
- WHITEHEAD, E.R. 1985. « Outdoor air treatment for humidity control in supermarkets ». *ASHREA Transactions*. 91:1B. 434-440.
- WU, C. 1990. « Power performance of a cascade endoreversible cycle ». *Energy Conversion and Management*. 30. 261-266.
- WU, C. 1991. « Power optimization of an endoreversible brayton gas heat engine ». *Energy Conversion and Management*. 31. 561-565.
- WU, C. 1992. « Cooling capacity optimization of a geothermal absorption refrigeration cycle ». *International Journal of Ambient Energy*. 13. 133.
- WU, C. 1995a. « Maximum obtainable specific cooling load of a refrigerator ». *Energy Conversion and Management*. 36:1. 7-10.
- WU, C. 1995b. « Performance of solar-pond thermoelectric power generators ». *International Journal of Ambient Energy*. 16. 59.
- WU, C., KIANG, R.L. 1992. « Finite-time thermodynamic analysis of a Carnot engine with internal irreversibility ». *Energy*. 17:12. 1173-1178.

YAN, Z., CHEN, J. 1990. « A class of irreversible Carnot refrigeration cycles with a general heat transfer law ». *Journal of Physics D: Applied Physics*. 23. 136-141.

ANNEXE I

Documents afférents à la soumission de l'article :

« A MODEL FOR ENERGY ANALYSIS IN SUPERMARKETS »

Maxime Ducoulombier, Alberto Teyssedou, Mikhaïl Sorin

Accepted for publication in: Energy and Buildings (July 25, 2005)

Available online at www.sciencedirect.comSCIENCE @ DIRECT[®]

Energy and Buildings xxx (2005) xxx–xxx

ENERGY
and BUILDINGSwww.elsevier.com/locate/enbuild

A model for energy analysis in supermarkets

M. Ducoulombier^a, A. Teyssedou^{a,*}, M. Sorin^b^a Engineering Physics Department, École Polytechnique de Montréal, C.P. 6079, succ. Centre-ville, Montréal, Qué., Canada H3C 3A7^b Process Integration Section, CANMET Energy Diversification Research Laboratory, 1615 Lionel-Boulet Blvd.,
P.O. Box 4800, Varennes, Qué., Canada J3X 1S6

Received 11 May 2005; received in revised form 16 July 2005; accepted 25 July 2005

Abstract

A simple supermarket energy model that takes into account the following irreversibilities: external load passing through the walls, heat leakage between cold display cases and warm selling area, and electrical heating is developed. The analysis carried out with this model demonstrates that the energy requirement as a function of the external environmental temperature depends on the following non-dimensional parameters: the heat recovery, the building thermal insulation and the internal load.

© 2005 Elsevier B.V. All rights reserved.

Keywords: Supermarket; Energy analysis; Energy recovery; Thermodynamic modelling

1. Introduction

During recent years a considerable rise of public consciousness around planet issues, such as ozone depleting gases and global warming effects, has been observed. Important international efforts were deployed to establish world-wide agreements devoted to limit the impact that the social activity has on the environment. Within the United Nations Framework Convention on Climate Change (1992) a determination of a full inventory of green-house effect gases was established. As a result of this major effort, the Montreal protocol approved in 1992 tackled the use of ozone depleting gases and abolished the world-wide use of fluorocarbon with chlorine (CFC) and proposed a progressive diminution of hydrofluorocarbon (HCFC) which should lead to their total disappearance before the year 2030. Furthermore, a tremendous progress was made with the Kyoto protocol in 1997 which addressed the necessity to maintain a reasonable low concentration of green-house effect gases in the atmosphere; thus, to establish a regulation around the use of HFC's.

In this context, supermarkets play an important role for two reasons: (i) they leak to the atmosphere up to 250 kg/year of the CFCs (for a typical supermarket) used as refrigerants and (ii) supermarkets are considered as major energy consuming commercial buildings indirectly contributing to CO₂ emissions.

As a consequence, there was a need for creating a global predictor tool, i.e. the total equivalent warming impact (TEWI). This tool allows green-house effect gas emissions to be evaluated in terms of an equivalent quantity of CO₂. For instance, in Canada, those emissions represented 484,000 kt of CO₂ in 1997 where 6.3% were produced by the commercial use of energy resources. Supermarkets taken apart were responsible for 7000 kt. To better explain this problem one should consider that the energy consumption of a supermarket represents around 800 kWh per year per unit surface; 50% of this energy is used by refrigeration systems. This can be understood by the use of very low temperature freezers (−25 °C) and moderate temperature refrigerators (5 °C) located in a space that is maintained at a room temperature of 20 °C. Several work were carried out to show the alternatives that can be used to upgrade the performances of such systems [1], among them we can cite: diminishing the quantity of refrigerant, diminishing the leakages of refrigerant, the use of natural refrigerants, the heat recovery from chiller condensers, the improvement of refrigeration efficiency and the use of low humidity level HVAC systems that also recover heat from one section of the building to another. However, what particularly drew our attention is the fact that supermarkets are positive balance buildings [2]. Thus, if under appropriate climatic conditions heat recovery is considered, no heating neither cooling energy would be required along the year. Here, we do not address the problem of energy optimisation by dehumidification. Another important aspect that must be pointed out is the fact that refrigeration systems are designed for an outdoor temperature

* Corresponding author. Tel.: +1 514 340 4192x4522; fax: +1 514 340 4192.
E-mail address: alberto.teyssedou@polymtl.ca (A. Teyssedou).

encountered in practice only few hours per year as happens in several Canadian cities (for example, in Québec city).

1.1. The technology

The determination of the appropriate technology required in order to make supermarkets environmentally friendly buildings still remains an open question that must be addressed.

Many attempts have been carried out in order to reduce the consumption of primary energy. One of these attempts consists of developing the cogeneration [3], i.e. a combination of different forms of energy, for instance, "Combined Heating and Power" (CHP) and "Combined Cooling Heating and Power" (CCHP) with absorption chillers. The aim of this technique is to increase the overall efficiency of energy production systems that consequently limits CO₂ emissions. It is obvious that another and very important approach consists of increasing the efficiency of energy consumption systems. For the refrigeration units used in supermarkets, this point of view implies the use of one or a combination of the following technologies:

- a secondary fluid loop;
- integrated HVAC systems;
- variable head-pressure set point;
- variable speed control electrical motors;
- controlled sub-cooling;
- cascade refrigeration systems.

Modern supermarkets use a heat recovery technology that allows the high temperature superheated refrigerant at compressor outlet to be used as a heat source for the domestic water or to meet part of HVAC needs. However, these systems are not able to take a total advantage of the heat recovery potential. In order to reach such a goal it is still necessary to overcome important heat transfer and temperature control problems. Indeed, refrigerant two-phase flow is hard to handle, namely when condensers are far from the machine room. This limitation initiated the recent use of a secondary fluid for heat recovery [4]. This is a well known practise encountered in modern commercial buildings.

1.2. The main issue

As can be expected the solution to the energy recovery problem is not straightforward. One of the principal problems consists of determining the best layout of a system. Therefore, there is a necessity for developing accurate prediction models which must be able to identify the factors that may affect the supermarket overall energy consumption.

The following two types of models are identified [5]:

- (1) The forward model is based on the use of engineering equations that incorporate the physics of the problem, however, it requires a large amount of parameters usually determined from numerical simulations (validation of models). It must be pointed out that the relevance of some of these parameters is not easy to be establish. On the other

hand, these models require high computing power and their optimisation depends on the skill of experimented users. Therefore, even though many retrofits are usually tested by using these models, it is almost impossible to determine a best design. Recently, Katipamula and Claridge [6] and Liu and Claridge [7] proposed a much faster simplified approach based on the use of a reduced number of parameters. The applicability of this method was compared with detailed simulation programs according to the ASHRAE Simplified Energy Analysis Procedure [8].

- (2) The reverse method, much simpler, consists of using a mathematical regression that permits to identify the most important parameters that control the processes. Due to the fact that some parameters may have not necessarily a physical meaning, the predictions of these methods cannot be extended to conditions that are outside the range of the available data.

These methods allow the future energy requirement to be predicted, i.e. they can be useful to quantify the real impact of a retrofit or can also serve to identify malfunctioning components [9]. Thus, if the data are sufficiently accurate, then energy conservation strategies can be identified, for example, the optimisation of operation strategies and control schedule [10].

These models, in general, do not explicitly take into account the dynamic relation that exists between the building envelope and the system itself. It must be pointed out that this dynamic relation constitutes a key factor for carrying out a low-energy consumption system design [11]. To this aim, this paper presents a simple ideal model that has been developed based on thermodynamic fundamentals. By taking into account few sources of irreversibilities, an ideal energy consumption objective function, that plays the same role as the Carnot efficiency was found. Thus, the use of a thermodynamics approach, away from technological complexities, allows a fundamental qualification of the phenomenon to be determined.

2. The model

We consider a supermarket represented by two interior spaces as shown in Fig. 1. One space is kept at a constant cold temperature ($T_- = -20^\circ\text{C}$) and the other at a constant warm temperature ($T_+ = 20^\circ\text{C}$). The whole system is surrounded by the environment that is considered to be subjected to a varying temperature (T_0). This temperature is varied from extreme cold (-40°C) to extreme warm (35°C) conditions. The heat flux (Q_{int}) also called the refrigeration load, takes place between the two interior spaces. This flux, associated to the interior temperature difference ($T_+ - T_-$), is directly proportional to the global heat transfer coefficient (UA)_{int}, a property that belongs to the interior wall. Thus:

$$Q_{\text{int}} = (UA)_{\text{int}}(T_+ - T_-) \quad (2.1)$$

The arrow in the figure indicates the direction of a positive flux. In addition, the supermarket is assumed to be full

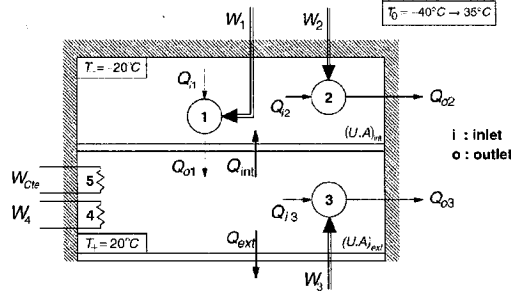


Fig. 1. Schematic of an ideal supermarket.

thermally insulated from the environment with the exception of the wall that separates the warm interior space from the environment.

$$Q_{ext} = (UA)_{ext}(T_+ - T_0) \quad (2.2)$$

The resulting heat flux, called the global exterior load, depends on the global heat transfer coefficient of this wall. For a constant interior temperature, this heat flux varies linearly with the exterior temperature. Moreover, this heat flux also accounts for the following thermal loads: transmission, solar radiation and infiltration [8]. This model does not take into account the latent heat load associated to the humidity transported by HVAC from its fresh air inlet.

Two heat pumps (1 and 2) cool the cold space. Part of the heating requirement in the warm space is, however, met by the pump 1 that recovers energy while pump 2 rejects heat to the environment. Together these pumps consume work W_1 and W_2 , respectively. During the summer, the air conditioning of the warm interior space is provided by a third heat pump (3) consuming W_3 . On the other hand, during the winter, an electric heater (W_4) provides the necessary heat. As mentioned before, this work can also represent electrical or different types of fossil consumed energies. In addition, the electrical resistor 5 stands for the internal load (W_{Cte}) associated to lighting or other miscellaneous use.

3. Analysis

The application of the first law of thermodynamics for both the cold and warm spaces yields:

For the cold space

$$Q_{int} = Q_{01} + Q_{02}$$

where a new parameter (r) that takes into account the portion of refrigeration load recovered by pump 1, is introduced, thus:

$$Q_{01} = rQ_{int} \quad (3.1)$$

$$Q_{02} = (1 - r)Q_{int} \quad (3.2)$$

For the warm space: heating mode

If the warm space heating load is higher than the energy recovery, i.e. $Q_{01} < (Q_{int} + Q_{ext}) - W_{Cte}$, then, there is a need for heating and W_4 can be written as:

$$W_4 = (Q_{int} + Q_{ext}) - (Q_{01} + W_{Cte}) \quad (3.3)$$

For the warm space: air-conditioning mode

If the warm space cooling load is positive, i.e. $W_{Cte} - (Q_{int} + Q_{ext}) > 0$, then, there is a need for cooling and Q_{03} can be written as:

$$Q_{03} = W_{Cte} - (Q_{int} + Q_{ext}) \quad (3.4)$$

By using the second law of thermodynamics, the coefficient of performance of an ideal heat pump can be written as:

$$COP_1 = \frac{1}{(T_+/T_- - 1)}$$

$$COP_2 = \frac{1}{(T_0/T_- - 1)}$$

$$COP_3 = \frac{1}{(T_0/T_+ - 1)}$$

Then the work consumed by the heat pumps can be written as:

$$W_1 = Q_{01} \left(\frac{T_+}{T_-} - 1 \right) \quad (3.5)$$

$$W_2 = Q_{02} \left(\frac{T_0}{T_-} - 1 \right) \quad (3.6)$$

$$W_3 = Q_{03} \left(\frac{T_0}{T_+} - 1 \right) \quad (3.7)$$

The optimisation of the energy consumption corresponds to the minimisation of the total work as a function of both the recovery energy factor (r) and the temperature T_0 of the environment. Therefore, it is necessary to distinguish three operating modes that are mainly controlled by the outdoor temperature conditions. These modes are:

- (i) *Heating mode*: The heating power W_4 is necessary because the recovered heat is not enough to maintain the temperature of the warm space.
- (ii) *Recovery mode*: The recovered heat is sufficient to cover the total heating load of the supermarket.
- (iii) *Cooling mode*: In order to maintain the required temperature of the warm space constant, it is necessary to introduce a cooling load. Thus, in this mode the heat pump 3 is running while the heat recovery as well as the electrical heaters are shut down.

It is obvious that the analysis of such a system cannot be carried out without calculating the temperatures in the different zones.

3.1. Heating temperature

Assuming that a particular outdoor temperature exists for which, the heating load matches exactly 100% of the energy

recovery, that is $r = 1$; this condition yields:

$$Q_{o1} = (Q_{\text{ext}} + Q_{\text{int}}) - W_{\text{Cte}}$$

The energy balance in a heat pump gives:

$$Q_{o1} = Q_{i1} + W_1 \quad (3.8)$$

100% heat recovery ($r = 1$) leads to:

$$Q_{i1} = Q_{\text{int}}$$

Taking into account that,

$$W_1 + W_{\text{Cte}} = Q_{\text{ext}}$$

Combining Eqs. (2.1) and (3.5) for W_1 with Eq. (2.2), yields:

$$(UA)_{\text{int}}(T_+ - T_-) \left(\frac{T_+}{T_-} - 1 \right) + W_{\text{Cte}} = (UA)_{\text{ext}}(T_+ - T_0)$$

Furthermore, a non-dimensional formulation is introduced by defining the following temperature ratio:

$$\frac{T_0}{T_+} = - \left[\frac{(UA)_{\text{int}}}{(UA)_{\text{ext}}} \right] \frac{(T_+ - T_-)(T_+/T_- - 1)}{T_+} - \frac{W_{\text{Cte}}}{(UA)_{\text{ext}}T_+} + 1$$

This formulation implies the definition of a reduced environmental temperature, T'_0 , and a reduced internal load, W'_{Cte} , given, respectively, by:

$$T'_0 = \frac{T_0}{T_+}, \quad (3.9)$$

$$W'_{\text{Cte}} = \frac{W_{\text{Cte}}}{(UA)_{\text{ext}}T_+}, \quad (3.10)$$

as well as the definition of the following reduced parameters

$$\tau = \frac{T_+}{T_-} \quad (3.11)$$

$$\gamma = \frac{(UA)_{\text{ext}}}{(UA)_{\text{int}}} \quad (3.12)$$

Finally, the reduced temperature at which the heating mode must be started $(T'_0)_H$ is calculated as:

$$(T'_0)_H = 1 - \frac{(\tau - 1)(1 - 1/\tau)}{\gamma} - W'_{\text{Cte}} \quad (3.13)$$

3.2. Cooling temperature

An outdoor temperature exists for which the total thermal load of the warm zone is zero, i.e. no heating neither cooling are needed. Then:

$$(Q_{\text{int}} + Q_{\text{ext}}) - W_{\text{Cte}} = 0$$

Using Eqs. (2.1) and (2.2) results in:

$$(UA)_{\text{int}}(T_+ - T_-) + (UA)_{\text{ext}}(T_+ - T_0) - W_{\text{Cte}} = 0$$

$$\frac{T_0}{T_+} = \left[\frac{(UA)_{\text{int}}}{(UA)_{\text{ext}}} \right] \left(1 - \frac{T_-}{T_+} \right) - \frac{W_{\text{Cte}}}{(UA)_{\text{ext}}T_+} + 1$$

Which yields the reduced temperature at which cooling must start; this temperature is given by:

$$(T'_0)_C = 1 + \frac{(1 - 1/\tau)}{\gamma} - W'_{\text{Cte}} \quad (3.14)$$

The knowledge of these temperatures permits the power profile of each operation mode to be determined.

3.3. Heating mode (i): $T'_0 < (T'_0)_H$

The total consumed work is given by:

$$W_{\text{total}} = W_1 + W_2 + W_4 + W_{\text{Cte}}$$

Using Eqs. (3.5), (3.6) and (3.3) yields:

$$W_{\text{total}} = \left[rQ_{\text{int}} \left(\frac{T_+}{T_-} - 1 \right) \right] + \left[(1 - r)Q_{\text{int}} \left(\frac{T_0}{T_-} - 1 \right) \right] + \left[Q_{\text{ext}} + Q_{\text{int}} - rQ_{\text{int}} \left[1 + \left(\frac{T_+}{T_-} - 1 \right) \right] - W_{\text{Cte}} \right] + W_{\text{Cte}}$$

$$W_{\text{total}} = Q_{\text{int}} \frac{T_0}{T_-} (1 - r) + Q_{\text{ext}}$$

$$W_{\text{total}} = (UA)_{\text{int}}(T_+ - T_-) \frac{T_0}{T_-} (1 - r) + (UA)_{\text{ext}}(T_+ - T_0)$$

By introducing the thermal efficiency for the supermarket defined by:

$$W'_{\text{total}} = \frac{W_{\text{total}}}{Q_{\text{int}}} \quad (3.15)$$

and,

$$\frac{W_{\text{total}}}{Q_{\text{int}}} = \frac{T_0}{T_-} (1 - r) + \frac{(UA)_{\text{ext}}(T_+ - T_0)}{(UA)_{\text{int}}(T_+ - T_-)}$$

Then, the total energy requirement can be written as:

$$W'_{\text{total}} = T'_0 \tau (1 - r) + \gamma \frac{1 - T'_0}{1 - 1/\tau} \quad (3.16)$$

This equation shows an obvious result that the total power requirement decreases linearly with increasing the recovery factor. In addition, the slope of Eq. (3.16) as a function of the outdoor temperature is also a function depends of r . For a case of 100% of energy recovery, i.e. $r = 1$, the minimum energy requirement becomes:

$$W'_{\text{total,min}} = \gamma \frac{1 - T'_0}{1 - 1/\tau} \quad (3.17)$$

3.4. Recovery mode (ii): $(T'_0)_H < T'_0 < (T'_0)_C$

The power requirement is obtained in the same way as for mode (i), i.e. Eq. (3.16). However, there is a difference due to the fact that the heat load decreases with increasing the environmental temperature. Therefore, the heat recovery is

limited and it must decrease while the electrical heaters are shut down. Then, a maximum recovery factor ($r_{\max}$) for a given temperature (T_0) can be determined. Under the aforementioned conditions, the heat recovery must completely balance the heat load, thus:

$$Q_{o1} = (Q_{\text{int}} + Q_{\text{ext}}) - W_{\text{Cte}}$$

Using Eqs. (3.8) and (3.5) yields:

$$r_{\max} Q_{\text{int}} \frac{T_+}{T_-} + W_{\text{Cte}} = Q_{\text{int}} + Q_{\text{ext}}$$

$$r_{\max} = \frac{T_-}{T_+} + \left[\frac{(UA)_{\text{ext}}}{(UA)_{\text{int}}} \right] \left[\frac{1 - T_0/T_+}{T_+/T_- - 1} \right] - \frac{W_{\text{Cte}}}{(UA)_{\text{int}}} \frac{T_-}{T_+ - T_-}$$

Finally, a reduced expression can be written as:

$$r_{\max} = \frac{1}{\tau} + \gamma \frac{1 - T'_0 - W'_{\text{Cte}}}{\tau - 1}$$

Replacing this equation into Eq. (3.16), the minimum energy consumption as a function of the outdoor temperature is calculated by:

$$W'_{\text{total,min}} = \gamma \frac{(1 - T'_0)^2}{1 - 1/\tau} + T'_0(\tau - 1) + \gamma \frac{T'_0 W'_{\text{Cte}}}{1 - 1/\tau} \quad (3.18)$$

This relation is a second order polynomial which passes through a minimum at a temperature (T_0)_{opt} that can be obtained from:

$$\frac{\partial W'_{\text{total,min}}}{\partial T'_0} = 0$$

Which gives:

$$(T'_0)_{\text{opt}} = 1 - \frac{(\tau - 1)(1 - 1/\tau)}{2\gamma} - \frac{W'_{\text{Cte}}}{2} \quad (3.19)$$

With $(T'_0)_{\text{H}} < (T'_0)_{\text{opt}} < (T'_0)_{\text{C}}$ for $0 < W'_{\text{Cte}} < (1 - 1/\tau)(3 - \tau)/\gamma$

Thereby, the minimum energy consumption can be calculated as:

$$W'_{\text{min,min}} = (\tau - 1) \left(1 - \frac{W'_{\text{Cte}}}{2} \right) - \frac{1}{4} \frac{(\tau - 1)^2 (1 - 1/\tau)}{\gamma} + \left(W'_{\text{Cte}} - \frac{(W'_{\text{Cte}})^2}{4} \right) \quad (3.20)$$

3.5. Cooling mode (iii): $(T'_0)_{\text{C}} < T'_0$

Beyond the reduced temperature $(T'_0)_{\text{C}}$, the thermal load of the warm zone becomes a cooling thermal load. Thus, the recovery factor must be equal to zero ($r = 0$), while the cooling load is now assured by pump 3 (see Fig. 1) that consumes work (W_3) as has been already calculated. Then, the total work becomes:

$$W_{\text{total}} = W_2 + W_3 + W_{\text{Cte}}$$

Using Eqs. (3.6), (3.2), (3.7) and (3.4) for $r = 0$, yields:

$$W_{\text{total}} = Q_{\text{int}} \left(\frac{T_0}{T_-} - 1 \right) + W_{\text{Cte}} - (Q_{\text{int}} + Q_{\text{ext}} - W_{\text{Cte}}) \left(\frac{T_0}{T_+} - 1 \right)$$

$$\frac{W_{\text{total}}}{Q_{\text{int}}} = \left(\frac{T_0}{T_-} - 1 \right) + \gamma \frac{W'_{\text{Cte}}}{1 - 1/\tau} - \left(1 + \left(\frac{(UA)_{\text{ext}}}{(UA)_{\text{int}}} \right) \left(\frac{T_+ - T_0}{T_+ - T_-} \right) - \gamma \frac{W'_{\text{Cte}}}{1 - 1/\tau} \right) \left(\frac{T_0}{T_+} - 1 \right)$$

This equation can be written in a much simpler manner as:

$$W'_{\text{total}} = \gamma \frac{(1 - T'_0)^2}{1 - 1/\tau} + T'_0(\tau - 1) + \gamma \frac{T'_0 W'_{\text{Cte}}}{1 - 1/\tau}$$

It is important to note that this result corresponds exactly to the same expression as that found for the operation mode (ii), i.e. Eq. (3.18). It must be pointed out that the same result can be easily obtained by carrying out an exergy analysis.

4. Discussion

In this section, the proposed model is applied by assuming that T_+ and T_- have fixed values; therefore, the parameter τ is constant and it is equal to $\tau \cong 1.158$. Moreover, it is assumed that the outdoor temperature varies within the following range:

$$(T_0)_{\text{max}} = 308.15\text{K} \Leftrightarrow (T'_0)_{\text{max}} \cong 1.0512$$

$$(T_0)_{\text{min}} = 233.15\text{K} \Leftrightarrow (T'_0)_{\text{min}} \cong 0.7953$$

Thus, the analysis will be carried out in order to determine the total energy consumption as a function of both γ and W'_{Cte} .

4.1. Heating and cooling requirements

It is interesting to note that for certain values of γ and W'_{Cte} , the reduced temperatures $(T'_0)_{\text{H}}$ or/and $(T'_0)_{\text{C}}$ are out of the range of the outdoor reduced temperatures $[(T'_0)_{\text{min}}; (T'_0)_{\text{max}}]$ which eliminates the need for heating or/and cooling. Moreover, no cooling is needed when $(T'_0)_{\text{C}} > (T'_0)_{\text{max}}$, i.e. $\gamma < \gamma_{\text{C}}$, γ_{C} is a particular value of γ given by:

$$\gamma_{\text{C}} = \frac{1 - 1/\tau}{(T'_0)_{\text{max}} + W'_{\text{Cte}} - 1} \quad (4.1)$$

By considering the real figures results:

$$(\gamma) < \frac{0.1364}{0.0512 + W'_{\text{Cte}}}$$

In the same manner, no electric heating is needed when $(T'_0)_{\text{H}} < (T'_0)_{\text{min}}$, i.e. $\gamma < \gamma_{\text{H}}$, γ_{H} is a particular value of γ given by:

$$\gamma_{\text{H}} = \frac{(1 - 1/\tau)(\tau - 1)}{1 - (T'_0)_{\text{min}} - W'_{\text{Cte}}} \quad (4.2)$$

By taking into account the real figures, results:

$$(\gamma) < \frac{0.0215}{0.2047 - W'_{Cte}}$$

In addition, there exists a value of W'_{Cte} for which $(\gamma)_C = (\gamma)_H$, this value corresponds to:

$$W'_{Cte} \cong 0.17, \quad \gamma \cong 0.62$$

4.2. The balance temperatures

A balance temperature is defined as the environmental temperature for which the zero thermal load condition is reached. When the internal load is zero for the whole supermarket, this temperature corresponds to the temperature of the warm space, therefore the reduced environmental temperature becomes equal to one. By using this condition only in the warm space, due to the heat recovery, there is a range of temperatures between $(T_0)_H$ and $(T_0)_C$ for which the load cancels out. The Eqs. (3.13) and (3.14) show how γ and W'_{Cte} affect the reduced balance temperatures $(T'_0)_H$ and $(T'_0)_C$. Fig. 2 shows the influence of γ on the balance temperatures for $W'_{Cte} = 0$. Increasing W'_{Cte} provokes a shift of the curves towards the left side. Note that $(T'_0)_{opt}$ obtained from Eq. (3.19) is also shown in the figure. It is important to note, however, that increasing W'_{Cte} also shift the results but at a much slower pace than that observed for the other curves.

For high values of γ , it can be observed that the two curves tend to a single asymptotic value. In fact, a high value of γ corresponds to a very bad thermally insulated building having a quite low refrigeration load. This low refrigeration load reduces the cooling potential as well as the potential of heat recovery. Thus, as the outdoor temperature deviates from the zero load temperature $(T'_0 = 1 - W'_{Cte})$ with $W'_{Cte} = 0$, there is an immediate need for electrical heating or cooling. Conversely, a sufficiently thermally insulated building (i.e. low value of γ) eliminates the need for electrical heating or additional cooling;

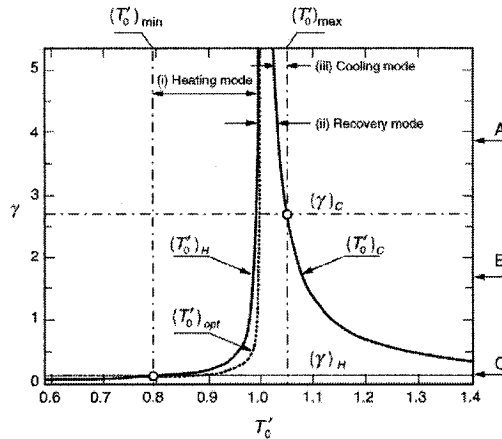


Fig. 2. Variation of γ against $(T'_0)_H$ at $(T_0)_C$. $W'_{Cte} = 0$.

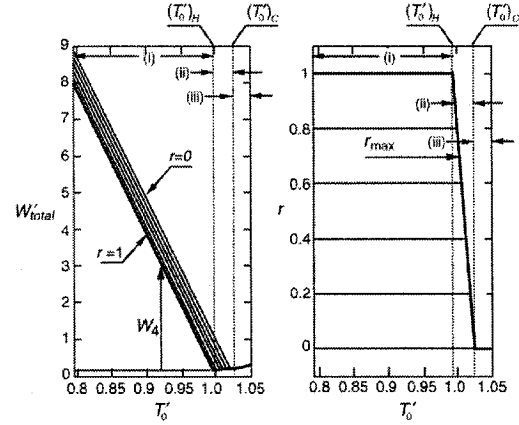


Fig. 3. Energy consumption against T'_0 for $\gamma > (\gamma)_C$, $W'_{Cte} = 0$.

thus, the supermarket load can be managed by a simple balance between direct cooling from the leakage of the display cases (Q_{im}) and the heat recovery (Q_{o1}).

4.3. Energy consumption

In order to determine how γ affects the energy profile, in this section an energy requirement calculations as a function of the outdoor temperature for the three particular cases identified by A, B and C in Fig. 2 are presented.

4.3.1. Case A: $\gamma > (\gamma)_C$

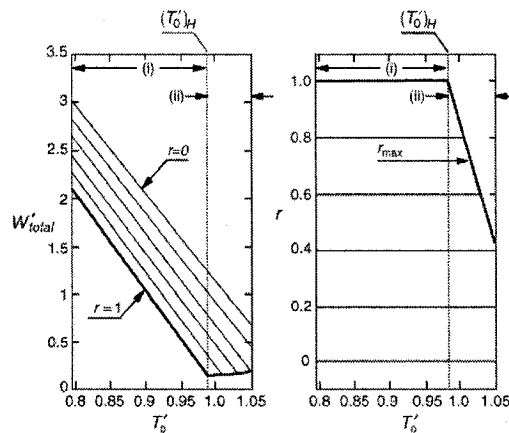
The high value of γ implies that both electrical heating and cooling are simultaneously needed. If we refer to Fig. 3, starting from $(T'_0)_{max}$, and moving in the decreasing outdoor temperature direction, there is first a need for cooling (zone iii). The cooling energy then drops in a parabolic manner due to the increase of COP_3 (i.e. the COP of pump 3 in Fig. 1) and the reduction of the cooling load until (T'_0) reaches $(T'_0)_C$. In turns, in zone ii, the heating load increase is compensated by the progressive increase in heat recovery. It is obvious, however, that when the heat recovery factor reaches a limit lower than one, then for an environmental temperature higher than $(T'_0)_H$ the electric heating must be switched on and pump 2 must run at fixed load rate. In zone I, the electric heating must be increased due to the increase in the external load. Moreover, for a total heat recovery (i.e. $r = 1$), it is interesting to note that the slope of the energy requirement corresponds to $(UA)_{ext}$, consequently the heat recovery must tend to zero with decreasing γ .

4.3.2. Case B: $(\gamma)_C > \gamma > (\gamma)_H$

As can be observed in Fig. 4, the cooling mode is not possible because $(T'_0)_C > (T'_0)_{max}$.

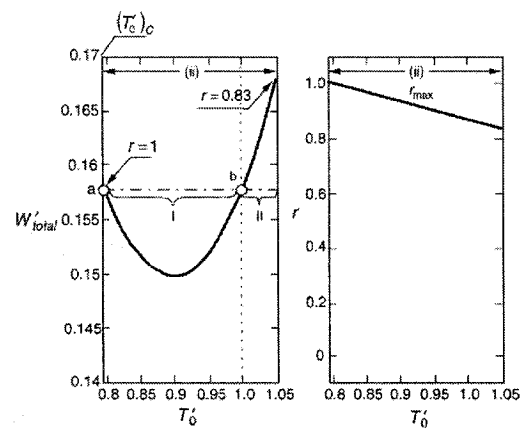
4.3.3. Case C: $(\gamma) = (\gamma)_H$

For this case, shown in Fig. 5, no cooling neither electrical heating are needed because $(T'_0)_H < (T'_0)_{min}$. However, if r is

Fig. 4. Energy consumption against T'_0 for $(\gamma)_C > \gamma > (\gamma)_H$, $W'_{Cle} = 0$.

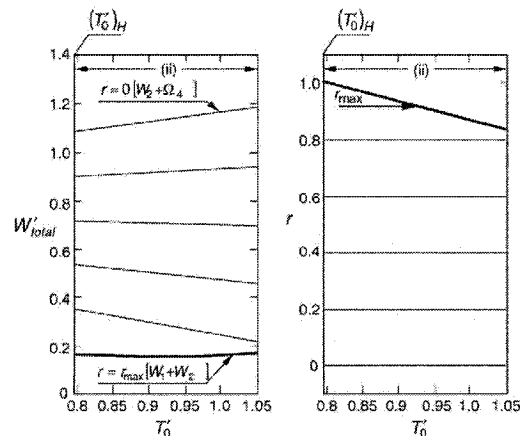
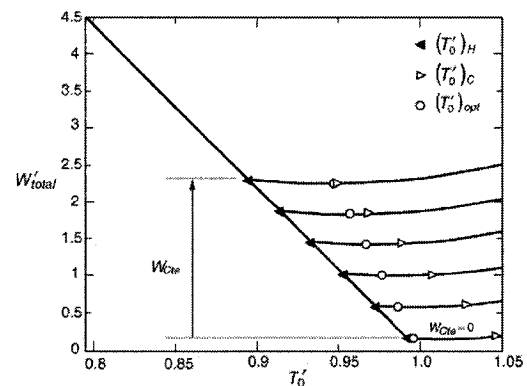
lower than one, electrical heating should be used, which increases the consumption of energy. The slope of the power for low values of r can be explained as follows: under zero heat recovery condition, the heating load is satisfied by the electric heating. For small values of γ , the exterior load varies slightly with the exterior temperature. Thus, the interior heating load can be approximated by the refrigeration load Q_{int} . Simultaneously, the pump 2 that extracts the total refrigeration load, requires a work W_2 that increases significantly with outdoor temperature due to a reduction of COP_2 (i.e. the COP of pump 2).

Fig. 6 shows a minimum energy consumption for a high recovery factor. This minimum appears within a particular temperature range $T_0 < T_+$ identified as I in the same figure. This behavior is due to the effect of two opposed phenomena. When T_0 increases, r_{max} decreases, this means that a part of the load of pump 1 having a low COP_1 is transferred to pump 2

Fig. 6. Energy consumption against T'_0 for $\gamma = (\gamma)_H$, $r = r_{max}$, $W'_{Cle} = 0$.

having a high COP_2 ($T_0 < T_+$), which provokes a drop in power. On the other hand, if the outdoor temperature increases then the COP of pump 2 decreases, which results in a power increase. However, when $T_0 = T_+$, the COP 's of the two heat pumps are identical (point b). Thus, the power is not affected by r and it is identical to the power given by point (a) where all the refrigeration load is supported by pump 1 (i.e. $(T'_0) = (T'_0)_H$). After the point (b) (II), the load of the pump 2 continues to increase while its COP decreases, which explains the parabolic variation of the power.

Summarizing, when the γ parameter decreases (i.e. better building thermal insulation), the requirement for low efficient electric heating and cooling vanishes, providing an efficient energy recovery possibility. This possibility is quantified by the recovery factor (r). This remark should not be misunderstood. In fact, we are talking about an efficiency (W'_{total}) defined as the total required energy (W_{total}) against the useful effect of Q_{int} . Thus, increasing the display cases leakage (UA_{int}) will certainly help in reaching a better overall thermal efficiency (lower γ).

Fig. 5. Energy consumption against T'_0 for pour $\gamma = (\gamma)_H$, $W'_{Cle} = 0$.Fig. 7. W'_{Cle} impact on energy consumption, $\gamma = 3$.

however, the total energy requirement will increase due to the increase of Q_{int} .

The impact of the internal load on the energy consumption is shown in Fig. 7. It can be observed that the internal load has a direct effect on the energy requirement. The electric heating curve (i.e. the linear part) does not move because the internal load is considered as a heating effect. As mentioned before, it has also an indirect impact because it moves the balance temperatures towards the cold temperatures side, which under high outdoor temperature conditions will create an additional cooling power demand.

5. Conclusion

A simple thermodynamics model of the energy balance in supermarkets has been presented. This simple model allows the energy fluxes across the boundaries of a supermarket to be better understood. In fact, the interactions between the building (insulation and internal load) and the systems (COP, recovery factor) can be qualified by an efficiency expression that depends on the environmental temperature.

Another relevant point can be seen in the ability of the model to predict the minimum possible energy requirement. It must be pointed out that this optimum cannot be reached because the real buildings have unavoidable irreversibilities. However, the real supermarket performance can be compared to its ideal optimum. Despite the large complexity that characterizes modern buildings, key parameters like τ , γ and W'_{Cte} are macroscopic variables that can be determined and used for

obtaining ideal results that could be compared with the real energy consumption; consequently, a simple figure of merit can eventually be used.

References

- [1] M.K. Khattar, Critical supermarket issues, *ASHRAE Journal* 40 (6) (1998) 57.
- [2] C. Soebert, Frigopompe pour PMS, *Revue pratique du froid et du conditionnement d'air* 620 (22) (1986) 96–100.
- [3] G.G. Maidment, R.M. Tozer, Combined cooling heat and power in supermarkets, *Applied Thermal Engineering* 22 (2002) 653–665.
- [4] Applied heat recovery systems, *ASHRAE Systems and Equipment Handbook*, 2000, pp. 8.15–8.22.
- [5] Energy estimation and modeling methods, *ASHRAE Fundamentals Handbook*, 2001, pp. 31.1–31.34.
- [6] S. Katipamula, D.E. Claridge, Use of simplified system models to measure retrofit energy savings, *Journal of Solar Energy Engineering* 115 (1993) 57–66.
- [7] M. Liu, D.E. Claridge, Use of calibrated HVAC system model to optimize system operation, *Journal of Solar Energy Engineering* 120 (1998) 131–138.
- [8] D.E. Knebel, Simplified energy analysis using the modified bin method, American Society of Heating, Refrigeration and Air Conditioning Engineers, Inc., Atlanta, GA., 1983.
- [9] D.W. Schrock, D.E. Claridge, Predicting electrical use in a supermarket, in: *Midcon/90. Conference Record*, Dallas, Tx, USA (September 11–13), Ventura, CA, USA: Electron. Conventions Manage, 1990, pp. 87–90.
- [10] Y.T. Ge, S.A. Tassou, Mathematical modelling of supermarket refrigeration systems for design, energy prediction and control, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineering* 214 (2) (2000) 101.
- [11] S.J. Hayter, P.A. Torcellini, R. Judkoff, Optimizing building and HVAC systems, *ASHRAE Journal* 41 (12) (1999) 46.

ANNEXE II

Documents afférents à la soumission des articles :

« ENDOREVERSIBLE MODELING AS A PRE-DESIGN TOOL FOR
THE WINTER INTEGRATION OF HVAC AND REFRIGERATION IN
SUPERMARKETS - PART I: ADVANTAGE OF HEAT RECOVERY »

Maxime Ducoulombier, Alberto Teyssedou, Mikhaïl Sorin, Daniel Giguère

Submitted to: International Journal of Energy Research

(September 6, 2005)

« ENDOREVERSIBLE MODELING AS A PRE-DESIGN TOOL FOR
THE WINTER INTEGRATION OF HVAC AND REFRIGERATION IN
SUPERMARKETS - PART II: OPTIMIZATION OF HEAT RECOVERY,
COMPARISON WITH DATA »

Maxime Ducoulombier, Daniel Giguère, Mikhaïl Sorin, Alberto Teyssedou

Submitted to: International Journal of Energy Research

(September 14, 2005)



Departement de
genie physique

Montréal September 6, 2005

Adresse civique
Campus de
l'Université de Montréal
2000, Édouard Montpetit
École Polytechnique
2500, Chemin de Polytechnique
H3T 1J4

Adresse postale
C.P. 6079, succ. Centre-ville
Montréal (Québec) Canada
H3C 3A7
Direction : (514) 340-4787
Télécopieur : (514) 340-3218
Site web : www.phys.polymtl.ca

École affiliée à
l'Université de Montréal

Professor Ibrahim Dincer
Faculty of Engineering and Applied Science
University of Ontario Institute of Technology (UOIT)
2000 Simcoe Street North, Oshawa
Ontario L1H 7K4, Canada.

Dear Professor Dincer:

Herewith, you will find enclosed three copies of a paper entitled: "Endoreversible modeling as a pre-design tool for the winter integration of HVAC and Refrigeration in supermarkets. Part I: advantage of heat recovery," by M. Ducoulombier, A. Teyssedou, M. Sorin and D. Giguère that I submit for publication in the International Journal of Energy Research.

Hoping that this paper will meet the high standards of the journal, I remain at your disposal for any information you may deem necessary.

Sincerely yours,

Alberto Teyssedou (Ph.D.)
Full Professor
Head Thermalhydraulics Laboratory
Engineering Physics Department

Encl.



Département de
génie physique

Montréal September 14, 2005

Adresse civile
Campus de
l'Université de Montréal
2000, Édouard-Montpetit
École Polytechnique
2500, Chemin de Polytechnique
H3T 1J4

Adresse postale
C.P. 6073, succ. Centre-ville
Montréal (Québec) Canada
H3C 3A7
Direction : (514) 340-4787
Télécopieur : (514) 340-3218
Site web : www.phys.polymtl.ca

École affiliée à
l'Université de Montréal

Professor Ibrahim Dincer
Faculty of Engineering and Applied Science
University of Ontario Institute of Technology (UOIT)
2000 Simcoe Street North, Oshawa
Ontario L1H 7K4, Canada.

Dear Professor Dincer:

Herewith, you will find enclosed three copies of a paper entitled: "**Endoreversible modeling as a pre-design tool for the winter integration of HVAC and Refrigeration in supermarkets - Part II: optimization of heat recovery, comparison with data,**" by: M. Ducoulombier, D. Giguère, M. Sorin, A. Teyssedou, that I submit for publication in the International Journal of Energy Research.

I would appreciate it very much if you can confirm to me the reception of the "**Part I**" of this work that I have submitted for publication to the same journal on September 6, 2005.

Hoping that this publication will meet the high standards of the journal, I remain at your disposal for any information you may deem necessary.

Sincerely yours,

Alberto Teyssedou (Ph.D.)
Full Professor
Head Thermalhydraulics Laboratory
Engineering Physics Department
<alberto.teyssedou@polymtl.ca>

Encl.

Courrier :: INBOX: Trans.: RE: Papers for IJER-0609051&2

Page 1 of 1

Quota: 64,96 MB / 100,00 MB (64,96%)

Date: Fri, 30 Sep 2005 09:32:08 -0400

De: Alberto Teyssedou <alberto.teyssedou@polymtl.ca>

À: "maxime.ducoulombier@polymtl.ca" <maxime.ducoulombier@polymtl.ca>

Objet: Trans.: RE: Papers for IJER-0609051&2

----- Message transféré de Ibrahim Dincer <Ibrahim.Dincer@uoit.ca> -----

Date : Thu, 29 Sep 2005 18:00:20 -0400

De : Ibrahim Dincer <Ibrahim.Dincer@uoit.ca>

Adresse de retour : Ibrahim Dincer <Ibrahim.Dincer@uoit.ca>

Sujet : RE: Papers for IJER-0609051&2

À : Alberto Teyssedou <alberto.teyssedou@polymtl.ca>

Dear Professor Teyssedou:

Many thanks for your manuscripts for possible publication in IJER. Those are assigned with IJER-0609051&2. I will get back to you once the reviewing process is complete.

Best regards,

Ibrahim

Dr. Ibrahim Dincer

Professor of Mechanical Engineering

Programs Director

Faculty of Engineering and Applied Science

University of Ontario Institute of Technology (UOIT)

2000 Simcoe Street North

Oshawa, Ontario L1H 7K4, Canada

Tel: 905-721-8668 ext: 2573

Cell: 905-441-2229

Fax: 905-721-3370

E-mail: Ibrahim.Dincer@uoit.ca

----- Fin du message transféré -----

ANNEXE III

Documents afférents à la soumission de l'article :

« THERMODYNAMIC BOUNDS FOR FOOD DEEP CHILLING TRAY
TUNNELS OPERATION »

Maxime Ducoulombier, Mikhaïl Sorin, Alberto Teyssedou

Submitted to: International Journal of Thermal Sciences (August 1, 2005)



Institut de
génie nucléaire

Département de
génie physique

Adresse civique
Campus de
l'Université de Montréal
2900, Édouard-Montpetit
École Polytechnique
2500, chemin de Polytechnique
H3T 1J4

Adresse postale
C.P. 6079, succ. Centre-ville
Montréal (Québec) Canada
H3C 3A7
Téléphone : (514) 340-4803
Télécopieur : (514) 340-4182

École affiliée à
l'Université de Montréal

Montréal August 1, 2005

Professor Yildiz Bayazitoglu
Editor-in-Chief Int. J. Therm. Sciences
Mechanical Eng. & Materials Science Department
Rice University
P.O. Box 1892
Huston, TX 777251-1892
USA

Dear Professor Bayazitoglu:

Herewith, you will find enclosed five copies of a paper entitled: "Thermodynamic bounds for food deep chilling tray tunnel operation," by M. Decoulombier, M. Sorin & A. Teyssedou that I submit for publication in the International Journal of Thermal Sciences.

Hoping that this paper will meet the high standards of the journal, I remain at your disposal for any information you may deem necessary.

Sincerely yours,

Alberto Teyssedou (Ph.D.)
Full Professor
Head Thermalhydraulics Laboratory
Engineering Physics Department

Encl.



International Journal of Thermal Sciences

August 2, 2005

Dr. Alberto Teyssedou
Professor and Head of Thermohydraulics Laboratory
Ecole Polytechnique Montreal
Engineering physics Department
C. P. 6079, succ. Centre-ville
Montreal (Quebec) canada
H3C 3A7

Object: Paper YB05_94
Date Received: August 2, 2005

Dear Professor Teyssedou,

I am pleased to acknowledge receipt of the paper entitled: "Thermodynamic bounds for deep chilling tray tunnel operation", written by M. Decoulombier, M. Sorin and A. Teyssedou.

This manuscript will be processed with the understanding that it:

- is original
- has been written by the stated authors
- has not been published elsewhere
- is not currently being considered for publication by any other journal
- will not be submitted for such review while under review by this journal

Please refer to the Instructions for Authors printed in each issue of the journal and available on the journal home page: www.elsevier.com/locate/ijts. If this is not the case, please get in touch with me immediately.

I appreciate your interest in our journal. Your paper is being forwarded to several people for assessment. Upon reception of the reviewers' comments, I will be in contact with you.

Yours truly,

Yildiz Bayazitoglu
Editor-in-Chief
International Journal of Thermal Sciences

Dr. Yildiz Bayazitoglu, H.S. Cameron Chair Professor
Rice University, MEMS Department - MS 321
6100 Main Street, Houston, TX 77005-1892

Phone: 713 348 6291
Fax: 713 348 5423
E-mail: bayaz@rice.edu