



Université Mohamed Khider de Biskra
Faculté des sciences et de la technologie
Département Génie Mécanique

MÉMOIRE DE MASTER

Domaine : Sciences et de la Technologie
Filière : Génie Mécanique
Spécialité : Energétique

Réf. :

Présenté et soutenu par :
MESTIRI Nour El-imane

Le :

Comportement énergétique d'une chambre de conditionnement

Jury :

Mr. Adnane LABED	Pr	Université de Biskra	Président
Mr. Noureddine MOUMMI	Pr	Université de Biskra	Encadreur
Mr. Abdelouahed ALIOUALI	Dr	Université de Biskra	Examineur

Année universitaire : 2021 – 2022

Dédicace

Je dédie ce mémoire

*À mes très chers parents, qui m'ont toujours entouré de leur confiance,
amour et encouragement tout le long de ma vie. Sans eux, ce mémoire
n'aurait pu voir le jour.*

*Et à mes frères, Qassime, Taki Eddine, Abd Elrahmane et à mes sœurs Anfel
et Meriem et son mari et son fils Mohammad Taha.*

Nour.mes

Remerciements

*Je remercie avant tout **ALLAH** de m'avoir gardé en bonne santé afin de mener à bien mon projet de recherche, ainsi que l'audace pour dépasser toutes les difficultés.*

*Tout d'abord, je tiens à remercier mon professeur **Noureddine MOUMMI**. J'ai particulièrement apprécié ses encouragements, ses conseils et sa disponibilité durant la réalisation de ce travail. Mes remerciements s'adressent aussi à*

***Mr. Adnane LABED** et **Mr. Abdelouahed ALIOUALI** pour avoir accepté d'examiner ce travail et de participer au jury. Aussi à tous les professeurs du Département de Génie Mécanique et surtout **Mr. Guerbaai Salah**, et je tiens à remercier mon collègue **Ahmed Ahmed Merdoukh** pour son aide et ses encouragements à bien mener à ce travail.*

*Enfin, j'exprime mes vifs remerciements à **ma famille** pour sa patience, ses conseils et ses encouragements.*

Table des matières

Dédicace.....	i
Remerciements	ii
Table de matières.....	iii
Liste des tableaux.....	vi
Liste des figures.....	vii
Nomenclature	viii
Introduction générale.....	1

Chapitre I : Revue bibliographique

I.1. Introduction.....	3
I.2. Synthèse bibliographique.....	3
I.3. Conclusion	15

Chapitre II : Technologie de conception des chambres froides

II .1.Introduction	17
II .2.Étude des chambres froides	17
II.2.1.Définition de la chambre froide.....	17
II.2.1.1.Les structures sandwich.....	18
II.2.1.2.Les chambres froides positives	19
II.2.1.3.Les chambres froides négatives	19
II.2.2.Les types d'isolants.....	20
II.2.3.Les caractéristiques d'un bon isolant.....	22
II.2.4.Isolation biologiques.....	22
II .3.Technologies utilisées dans la climatisation classique.....	22
II.3.1.Description de système et principe de fonctionnement	22
II.3.2.Les composants principaux d'un circuit frigorifique.....	23
II.3.3.Schéma de l'installation frigorifique.....	26
II .4.Technologies du froid solaire	29
II.4.1.Réfrigération solaire	29
II .5.Conclusion.....	31

Chapitre III : Calcul des déperditions

III.1.Introduction	33
III.2.Eléments de calculs des pertes thermiques.....	33
III.2.1.Structure des parois	33
III.2.2.Charge thermique par transmission à travers les parois	34
III.2.3.Les charges thermiques dues au renouvellement d'air.....	36
III.2.4.Les charges thermiques dues aux denrées entrantes.....	37

Table des matières

III.2.5.Les charges thermiques dues à la respiration des denrées	37
III.2.6.Les charges thermiques dues aux personnes	38
III.2.7.Les charges thermiques dues à l'éclairage	38
III.2.8.Le calcul de la puissance frigorifique.....	39
III.3.Application: « Etude et conception d'une chambre de conservation frigorifique des dattes dans la région de Biskra » par K. Benlouanas [8]	39
III.4.Conclusion.....	41
Chapitre IV : Résultats et Interprétation	
IV.1.Introduction.....	43
IV.2.Géométrie et dimension du local considéré	43
IV.2.1.Plan du local.....	43
IV.2.2.Dimensions du local.....	43
IV.3.Résultats et interprétation.....	44
IV.4.Conclusion	52
Conclusion générale	54
Référence	

Liste des Tableaux

Chapitre I : Revue bibliographique

Tableau I. 1: Résultats expérimentaux du refroidisseur conventionnel à eau glacée.	9
Tableau I. 2: Résultats expérimentaux du refroidisseur original à eau glacée.....	9
Tableau I. 3 : Type de fluide pour les chambres.	12
Tableau I. 4: Les différentes charges sur la chambre positive et négative.....	15

Chapitre III : Calcul des déperditions

Tableau III. 1 : Propriétés physiques du matériau [8].	34
Tableau III. 2: Résistances thermiques d'échange superficiel.	36
Tableau III. 3: Les déperditions à travers les parois.....	39
Tableau III. 4: Les déperditions par renouvellement d'air.	40
Tableau III. 5: Les déperditions à travers les denrées entrantes.	40
Tableau III. 6: Les déperditions par respiration des denrées.	40
Tableau III. 7: Les déperditions à travers les personnes.....	40
Tableau III. 8: Les déperditions à travers l'éclairage.....	41

Chapitre IV : Résultats et Interprétation

Tableau IV.1 : Dimensions et géométrie du local considéré	43
--	----

Liste des Figures

Chapitre I : Revue bibliographique

Figure I.1 : Panneau d'entrée et de sortie du code de simulation du SRAS.....	3
Figure I.2: Capacité frigorifique d'une chambre froide pendant la période de stockage et pour différentes températures de réfrigération.	4
Figure I.3: Evolution de la température à travers le mur composite (béton/filasse-plâtre/plexiglas) ; influence de la pulsation excitatrice ; $h1 = 20W.m - 2.K - 1$ et $h2 = 10W.m - 2.K - 1$	5
Figure I.4: Variation de la température en fonction du temps pour différents angles d'orientation d'air froid.....	9
Figure I.5: Indice d'hétérogénéité de vitesse à 43 emplacements sur différents plans.	7
Figure I.6: Les valeurs mesurées des températures maximales/minimales et des niveaux d'humidité la chambre froide et une chambre normale pendant une période de quatre jours en mai.....	8
Figure I.7: Influence de la présence des parois sur l'évolution de la température moyenne dans la caisse ($Va = 2,7 m s - 1, \alpha a = 20^\circ, Tin 0 = 0^\circ C, Ta = 20^\circ C, ea = 9 cm, eb = 6,2 cm.$).	9
Figure I.8: Changement de <i>Pen</i> Fonction de température.	11
Figure I.9: Changement de <i>Qc</i> en fonction de la température	11
Figure I.10: Changement du COP en fonction de température.....	11
Figure I.11: Les résultats des charges thermiques calculées.....	13
Figure I.12 : Résultats de la CF- calculés par le logiciel INTRACON.....	13
Figure I.13 : Résultats de la CF+ calculés par le logiciel INTRACON.....	14

Chapitre II : Technologie de conception des chambres froides

Figure II. 1: Chambres froides. [16]	17
Figure II. 2 : Schéma représentatif d'une structure sandwich [17].....	18
Figure II. 3 : Classification des structures sandwichs selon la nature de matériau utilisé. [17]	19
Figure II. 4 : Schéma de principe. [20]	23
Figure II. 5 : compresseur de chambres froides. [21]	24
Figure II. 6 : Condenseur chambre froide. [21]	24
Figure II. 7 : Le détendeur capillaire. [21].....	25
Figure II. 8 : Le détendeur thermostatique. [21].....	25
Figure II. 9 : Évaporateur de chambre froide. [21].....	26
Figure II. 10 : Diagramme enthalpique de cycle frigorifique. [22]	26

Liste des figures

Figure II. 11: cycle de compression. [23]	27
Figure II. 12: cycle de Condenseur. [23]	28
Figure II.13: cycle de détente. [23].....	28
Figure II.14 : cycle de vaporisation. [23]	29
Figure II. 15: Les techniques solaires utilisées solaire pour produire le froid. [24]	31

Chapitre IV : Résultats et Interprétation

Figure IV.1 : Plan du local considéré	43
Figure IV.2 : Variation des pertes totales en fonction du temps (cas 1)	45
Figure IV.3 : Variation des pertes totales en fonction du temps (cas 2)	46
Figure IV.4 : Variation des pertes totales en fonction du temps (cas 3)	47
Figure IV.5 : Variations de pertes totales en fonction du temps (cas 4)	48
Figure IV.6 : Variations de pertes totales en fonction du temps (cas 5)	49
Figure IV.7 : Pertes totales en fonction du temps (cas 3)	50
Figure IV.8 : Pertes totales en fonction du temps (cas 4)	51
Figure IV.9 : Pertes totales en fonction du temps (cas 5)	52

Nomenclatures

- **Symboles latins :**

M_i	Poids initial des produits alimentaires [Kg]
M_e	Me poids du produit alimentaire pendant les expériences [Kg]
CF+	Chambres froides positive [-]
CF-	Chambres froides négative [-]
C_p	Capacité thermique moyenne de la denrée [$K_j/K_g^{\circ}C$]
e_{is}	Épaisseur de l'isolant [m]
e_i	Épaisseur des différentes couches de matériaux [m]
e	Épaisseur de soufflage du jet [m]
h_e	Coefficient d'échange thermique par convection de la face externe de la paroi du local [$W/m^2^{\circ}C$]
h_i	Coefficient d'échange thermique par convection de la face interne de la paroi du local [$W/m^2^{\circ}C$]
h	Coefficients d'échange convectifs respectifs de l'air [$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$]
Δh	Différence entre l'enthalpie de l'air extérieur à la chambre et l'enthalpie de l'air Intérieur [$Kcal /Kg$]
K	Coefficient de transmission thermique de la paroi considérée [$W/m^2 \cdot ^{\circ}C$]
k_{th}	Coefficient de transmission thermique [$W/m^2^{\circ}C$]
m	La masse de denrée introduite [kg]
m_T	Masse totale des denrées [tonne]
n	Taux de renouvellement d'air par 24 heures en fonction du volume de chambre [-]
n_p	Nombre des personnes opérant dans la chambre froide [-]
N	Nombre des lampes [-]
p	Puissance d'une lampe [W]
P	Puissance du compresseur [Kw]
Q_{th}	Charge thermique par transmission à travers les parois [KW]
Q_{ren}	Charges thermiques dues au renouvellement d'air [KW]

Nomenclatures

Q_{de}	Charges thermiques dues aux denrées entrantes [KW]
Q_{res}	Charges thermiques dues à la respiration des denrées [KW]
q_{res}	Chaleur de respiration de la marchandise considérée [kW/tonne.h]
Q_{per}	Charges thermiques dues aux personnes [KW]
q_p	Quantité de chaleur dégagée par personne selon la température [W]
Q_{ecl}	Charges thermiques dues à l'éclairage [KW]
Q_{sup}	Charges thermiques supplémentaires [KW]
Q_c	Puissance du condenseur [KW]
S	Surface de la paroi [m ²]
T	Température [K]
ΔT	Différence de température entre les faces intérieure et extérieure de la paroi [°C]
t	Durée de fonctionnement des lampes [h]
V	Volume de la chambre froide [m ³]
V_{se}	Volume spécifique de l'air extérieur [m ³ /kg]
v	Vitesse [m s ⁻¹]
Z	Durée de présence de chaque personne dans la chambre [h/d]
T_b	Température de base [°C]
E	Ecart diurne de base [°C]
T_e	Température extérieure [°C]
T_{max}	Température maximale [°C]
T_{min}	Température minimale [°C]
T_{SV}	Temps solaire vrai [h]

- **Symboles grecs :**

λ_{is}	Coefficient de conductivité thermique de l'isolant [W/m°C]
\emptyset_0	Puissance frigorifique [KW]

Nomenclatures

- **Indices et exposants :**

a Ambient

b Rideau froid

in Intérieur

0 Initial

- **Abréviations**

COP Coefficient de performance

Δh Coefficient correcteur.

Introduction générale

Introduction générale

Le secteur agricole a connu ces dernier temps un grand intérêt par les jeunes de notre pays et surtout avec les aides de l'état. Beaucoup de produits alimentaires et agroalimentaires sont cultivés dans notre région "Biskra". Le problème majeur qui se pose et parmi d'autres c'est bien la conservation de ces produits et surtout ceux périssables. L'une des méthodes permettant de préserver des denrées périssables à l'état frais et entier pendant une période plus au moins longue est celle de conservation dans des chambres froides positives et négatives. Il est essentiel dans ce processus de maintenir une température suffisamment basse, sinon cela causera des dommages par refroidissement aux produits [1]. D'autre part, notre région connue par les oasis des palmeraies dattiers qui dispose d'extraordinaires ressources en fibres végétales. Leur valorisation dans divers domaines pratiques est encore peu exploitée ; le bois de palmier possède de bonnes propriétés mécaniques et thermiques.

Cette étude consiste d'abord à faire une synthèse des méthodes de calcul des déperditions concernant les différentes géométries de maisons ensuite décrire le principe des échanges puis établir le bilan pour le cas d'un local type à isolation classique puis bioclimatique dans divers contextes climatiques et finalement simuler les échanges thermiques. C'est un travail numérique de la convection d'une chambre de conditionnement des dattes en se basant sur la méthode DTR puis voir l'influence de certains paramètres sur les échanges thermiques entre la chambre et le milieu environnant. Il s'agit en premier lieu de voir l'influence de la température extérieure prise souvent comme constante et essayant d'améliorer son comportement vis - à - vis des échanges avec l'extérieur en faisant varier les propriétés des matériaux.

Ce mémoire s'organise autour de quatre chapitres et achevé par une conclusion générale :

- ✓ Le 1^{er} chapitre contient une étude bibliographique concernant les principales recherches antérieures effectuées sur la chambre de conservation des aliments en général.
- ✓ Le 2^{ème} chapitre est consacré à donner différentes techniques de production de froid en mettant l'accent sur la climatisation traditionnelle.
- ✓ Le 3^{ème} chapitre expose l'étude et le calcul des déperditions thermiques d'une chambre de conservation frigorifique par deux méthodes.
- ✓ Le 4^{ème} chapitre présente en détail les résultats de la simulation avec leurs interprétations.

Chapitre I : Revue bibliographique

I.1 . Introduction

Ce chapitre est consacré à une étude bibliographique de quelques travaux effectués sur la chambre de conservation des aliments en général ; où les différents apports de chaleur sont calculés afin de déterminer les paramètres énergétiques des chambres froides telles que la puissance et le rendement de ces systèmes.

I.2. Synthèse bibliographique

Un grand nombre de travaux sont effectués en relation avec le sujet et surtout les chambres de conservation utilisant des matériaux d'isolation classiques. En effet peu seulement traitent celles utilisant les biomatériaux. Nous avons synthétisé quelques uns :

A. Hmida et al. [2] se sont intéressé à la modélisation des performances d'une chambre froide utilisée pour le stockage des aliments. Pour cela, ils ont utilisé des modèles théoriques pour prédire la capacité frigorifique nécessaire. Le modèle développé consiste en un ensemble d'équations linéaires. Ensuite, un code MATLAB (R2016a) a été réalisé pour résoudre ces équations pour estimer la puissance thermique consommée par la chambre froide spécifiée.

La figure I.1 présente l'interface graphique intitulée : Solaire Absorption Réfrigération System (SARS), établi avec MATLAB Software. Cette interface illustre les caractéristiques paramétriques d'entrée et de sortie. Avec l'insertion rapide des conditions de travail, le SARS peut déterminer la charge de refroidissement requise.

Section	Parameter	Value
General Conditions	External Temperature (°C)	35
	Internal Temperature (°C)	2
	Floor Temperature (°C)	7
	Storage Temperature (°C)	6
	Maximum Storage Temperature (°C)	10
	Cold Room Capacity (kg)	40000
Characteristic Features	Wall's Length (m)	5.5
	Wall's Width (m)	5.5
	Wall's Height (m)	3.6
	Door's Width (m)	1.3
	Door's Height (m)	2.4
	Storage Room Length (m)	4
	Storage Room Width (m)	3.4
Working Conditions	Person's Number	3
	Hours of work (h)	2
	Number of Lamps	2
	Average daily load (kg)	10000
Output	Cooling Load (kW)	7.8865

Figure I.1 : Panneau d'entrée et de sortie du code de simulation du SRAS.

Chapitre I : Revue bibliographique

Un modèle théorique est développé discernant les charges thermiques pour la réfrigération de la datte. La chaleur fournie au générateur est fournie par un capteur solaire. Un code numérique a été élaboré pour déterminer les performances. L'effet des principaux paramètres de fonctionnement, tel que la pression et la température de condensation sur le cycle COP. La modélisation du comportement thermique d'une chambre froide de 98 m^3 de volume utile et 40 tonnes de capacité. Ils ont conclu : un bon accord entre l'expérimental et les résultats numériques avec une erreur relative de 1,5 %. Une application de l'interface a été développée pour prédire la charge thermique pour la conservation des dattes.

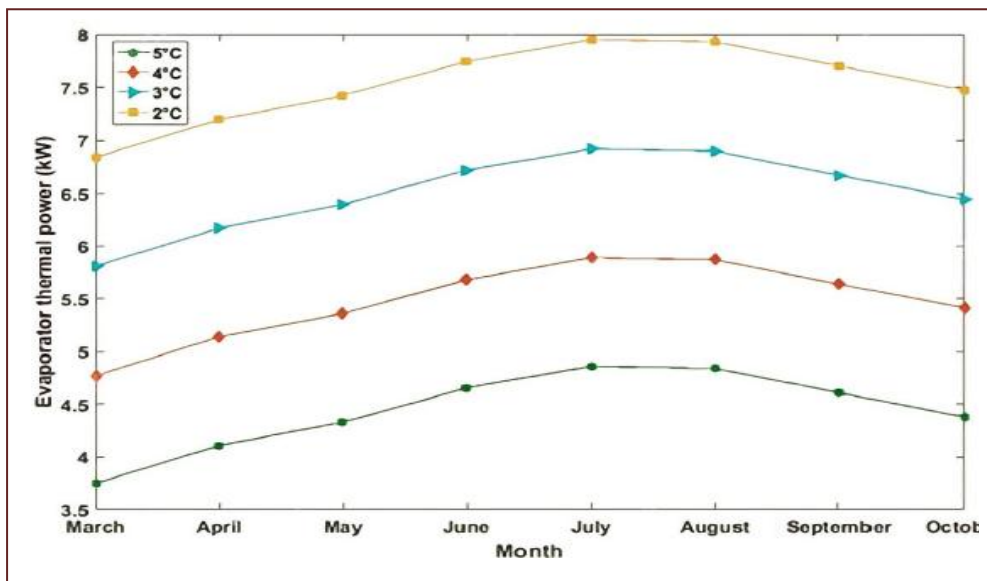


Figure I.2: Capacité frigorifique d'une chambre froide pendant la période de stockage et pour différentes températures de réfrigération.

M. Bengue et al [3] ont étudié l'effet de la période d'excitation sur le transfert de chaleur à travers une plaque de plâtre (isolant) accroché au mur de la chambre froide composite constitué de trois couches : béton, filasse plâtre et plexiglas. La température ambiante de l'air égale à 27 °C avec une humidité relative de 70 %. Les résultats (Figure I.3) montrent l'évolution du comportement thermique à travers le mur composite pour différentes valeurs de la pulsation excitatrice ; dans le mur en béton, la conduction thermique est considérable ; la chute de température est relativement faible. Le mur à une capacité faible d'emménagement de chaleur par unité de masse ce qui se traduit par un faible chute de la température. La filasse plâtre et le plexiglas a des conductivités thermiques et un comportement thermique comparables.

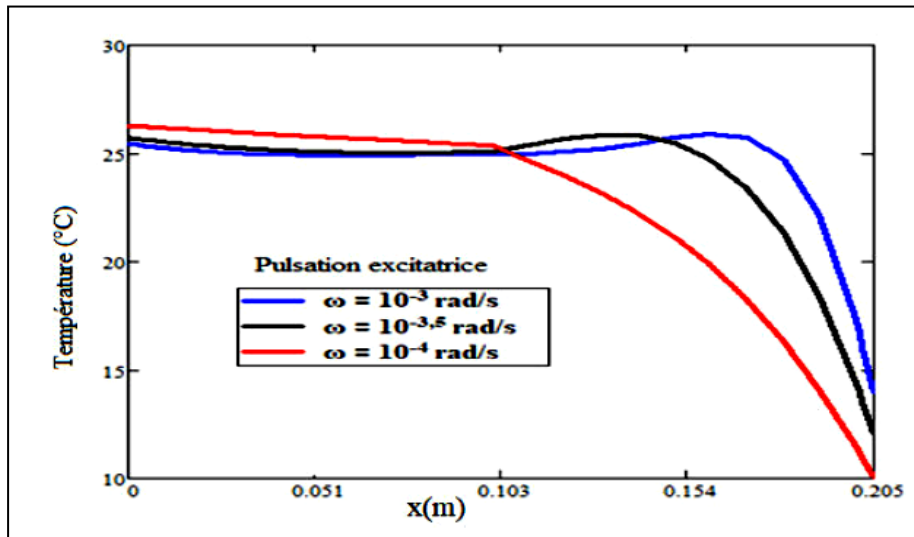


Figure I.3: Evolution de la température à travers le mur composite (béton/filasse-plâtre/plexiglas) ; influence de la pulsation excitatrice ; $h_1 = 20W.m^{-2}.K - 1$ et $h_2 = 10W.m^{-2}.K - 1$.

Le travail de **S. Chadli et al.** [4] est une modélisation numérique (CFD) d'un flux d'air froid dans une chambre froide à 2D sous ANSYS CFX. Il a été réalisé pour étudier l'effet de l'angle du jet d'air sortant par l'unité de refroidissement sur le temps de refroidissement des caisses de tomate dans une chambre froide afin d'avoir les champs de température et de vitesse pour les différents cas. La vitesse d'air à l'entrée (sortant par l'unité de refroidissement). Est destinée pour refroidir la tomate de 35 jusqu'à 5 °C. Les 21 caisses de tomate sont considérées comme des solides installés à différentes positions dans la chambre froide. La simulation numérique inclut le temps, la vitesse d'air et la température de refroidissement des caisses de tomate dans un régime instationnaire. Les résultats de la simulation numérique montrent que l'angle optimal d'orientation d'air froid est -80°. À cet angle, l'installation frigorifique fonctionne de façon optimale de point de vue énergétique. L'orientation de flux d'air froid à un angle approprié dans une chambre froide permet d'optimiser l'énergie de consommation électrique de la machine frigorifique.

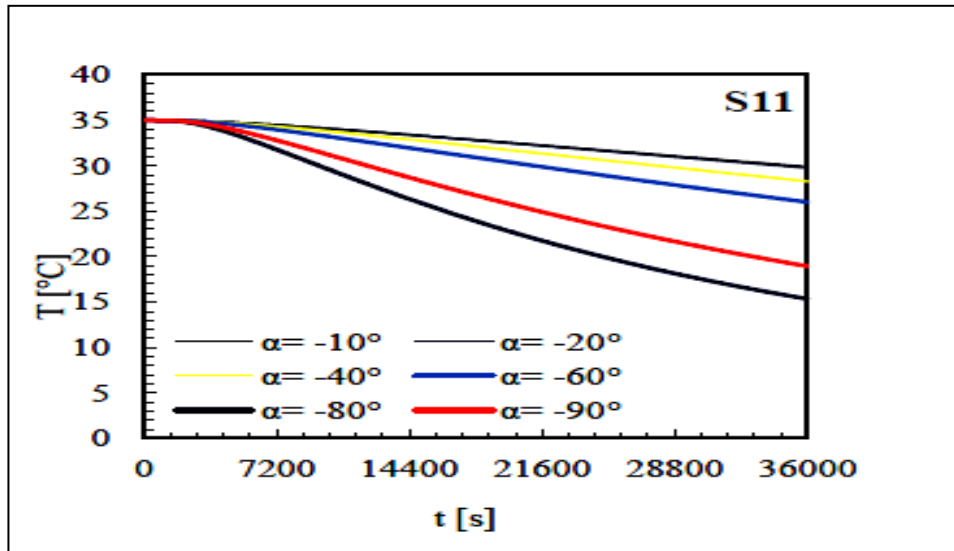


Figure I.4: Variation de la température en fonction du temps pour différents angles d'orientation d'air froid.

Le travail de R. Bishnoi et K.R. Aharwal. [5] une étude expérimentale représentée dans étude du champ d'écoulement d'air, caractéristiques de température, transfert de chaleur par convection coefficient, demi-temps de refroidissement et mesure de la perte de poids des fruits chargés en caisses à l'intérieur de la chambre froide, Où ils ont mesuré l'analyse des paramètres de fonctionnement (vitesse de l'air, répartition de la température, chaleur coefficient de transfert et perte de poids) en chambre froide. Des Les mesures de température sont effectuées à l'aide du type (T) thermocouple (diamètre 0,5 mm et précision $\pm 0,2$ C) avec un enregistreur de données (Agilent – 34972A, acquisition de données LXI). Le poids initial a été mesuré avant le processus de refroidissement et repondéré après le refroidissement transitoire et huit semaines de conditions de stockage. Le pourcentage de perte de poids des produits alimentaires calculé pour chaque position en utilisant:

$$\text{La perte de poids (\%)} = \left[\frac{M_i - M_e}{M_i} \right] \times 100 \quad \text{I. 1}$$

Les résultats de ont montré une hétérogénéité de refroidissement significative à l'intérieur de la chambre froide pendant la période de refroidissement.

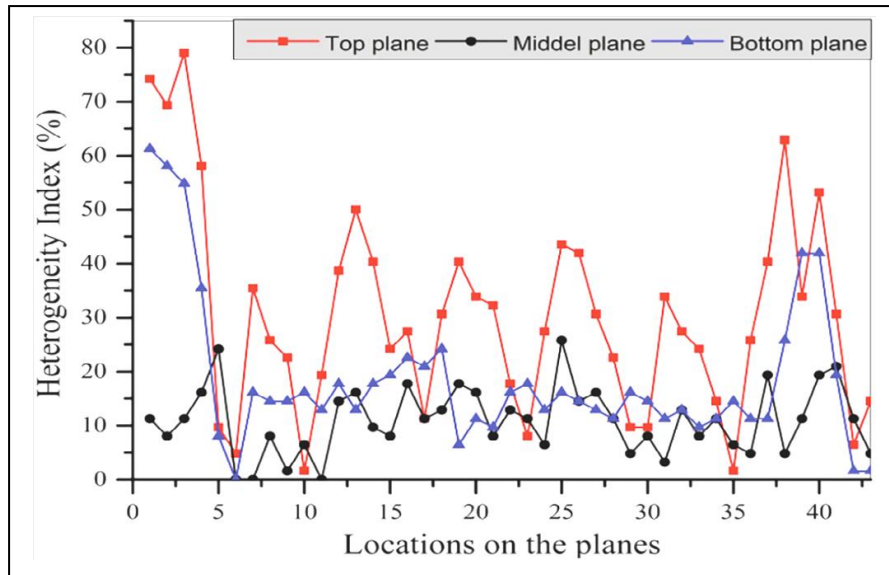


Figure I.5: Indice d'hétérogénéité de vitesse à 43 emplacements sur différents plans.

Un autre travail a été conduit par **P. B. L. Chaurasia et al** [6] sur la chambre froide passive solaire basée sur la technique de refroidissement par évaporation pour la conservation des légumes frais pendant une certaine période de temps ; ses performances ont été comparées à des légumes stockés dans une pièce ouverte ; les résultats expérimentaux ont montré une réduction de la température intérieure maximale jusqu'à 14 °C tout en maintenant des niveaux d'humidité de 90 à 96 % dans la zone de refroidissement de la chambre. Les fluctuations de température (maximum et minimum) de l'air à l'intérieur de la chambre froide et à l'intérieur d'une pièce normale, et de l'air extérieur pendant une période typique de quatre jours continus au mois de mai sont présentées dans le Figure I.6. Le mois de Mai représente le mois le plus chaud de cette période. La région reçoit un rayonnement solaire horizontal quotidien moyen compris entre 6,67 et 8,12 kWh/m². Les résultats ont montré que la chambre froide est capable de réduire la température de stockage dans des conditions typiques.

Chapitre I : Revue bibliographique

Day	Time (h)	Humidity (%)			Temperature (°C)					
		Chamber	Room	Outside	Chamber		Room		Outside	
					Max.	Min.	Max.	Min.	Max.	Min.
1st	1030	96	38	44	28	26	37	32	42	30
	1430	94	26	20						
	1630	92	26	18						
2nd	1030	94	34	46	27	25	36	32	41	29
	1430	92	28	22						
	1630	92	26	24						
3rd	1030	94	40	48	28	24	36	31	42	28
	1430	92	26	24						
	1630	92	24	20						
4th	1030	96	36	42	29	26	37	32	42	30
	1430	92	28	22						
	1630	92	26	22						

Figure I.6: Les valeurs mesurées des températures maximales/minimales et des niveaux d'humidité la chambre froide et une chambre normale pendant une période de quatre jours en mai.

Le travail de **Téo Lafaye de Micheaux** [7] est une étude sur le confinement de caisses frigorifiques grâce à un système de rideau d'air innovant, lors des phases d'ouverture des portes. Deux modèles CFD ont été développés pour simuler les champs de températures et de vitesses dans un camion réfrigéré clos. L'étude numérique est réalisée dans le but de mieux appréhender les infiltrations de chaleur et de masse au cours de l'ouverture des portes d'un camion réfrigéré. Les prédictions du modèle ont été comparées aux données expérimentales de Ducoulombier et al. (2011). En parallèle, un dispositif expérimental, constitué d'une caisse réelle munie d'un système capable de produire ces rideaux d'air a été conçu et fabriqué afin de valider les simulations. Les résultats ont montré que le rideau froid permet une bonne stabilité thermique de la caisse pour des ouvertures supérieures à une minute. Le mode de protection dit « thermique », permet d'obtenir un rideau efficace, indépendamment de sa vitesse de soufflage, le rideau froid s'adapte aisément à différentes durées d'ouverture et températures ambiantes.

Chapitre I : Revue bibliographique

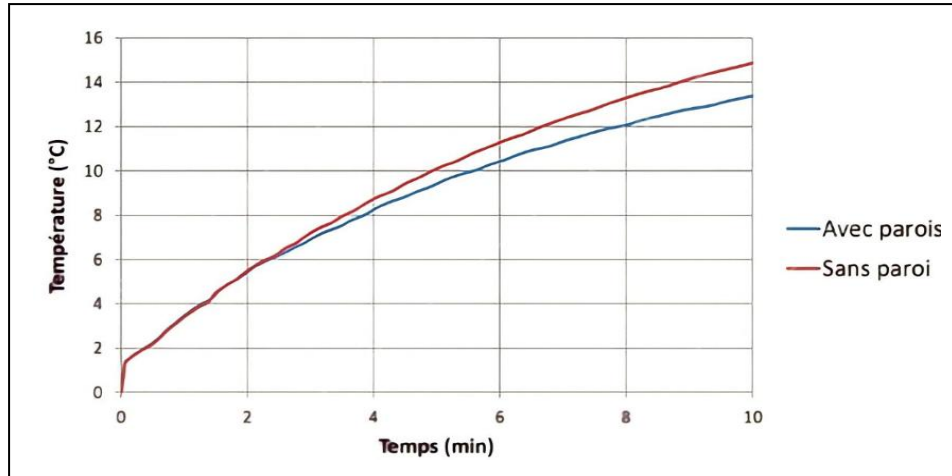


Figure I.7: Influence de la présence des parois sur l'évolution de la température moyenne dans la caisse ($Va = 2,7 \text{ m s}^{-1}$, $aa = 20^\circ$, $T_{in 0} = 0^\circ \text{C}$, $Ta = 20^\circ \text{C}$, $ea = 9 \text{ cm}$, $eb = 6,2 \text{ cm}$).

Le travail de **k. Benlouanas** [8] concerne l'étude de faisabilité d'un local de conservation de dattes dans la région de Biskra basée sur l'énergie solaire (réfrigération solaire). Le but est de déterminer les déperditions calorifiques dues aux différents transferts de chaleur à travers les parois de la chambre froide et milieux intérieur et extérieur de ce bahut frigorifique (calcul des charges thermiques). Dans cette étude une comparaison de coût entre les réfrigérations classique et d'adsorption pour le bahut frigorifique. Une chambre froide solaire est installée dans la région de Biskra en partenariat avec l'ITDAS, les résultats de l'étude pour l'installation de la climatisation solaire ont montré que le système original a une plus haute performance que le conventionnel.

La température d'entrée de l'eau froide		32°C	30°C	25°C
Eau chaude d'entré	Eau froide d'entrée	cop_{exp}	cop_{exp}	cop_{exp}
85	14	0,28	0,34	0,40

Tableau I. 1: Résultats expérimentaux du refroidisseur conventionnel à eau glacée.

La température d'entrée de l'eau froide		32°C	30°C	25°C
Eau chaude d'entré	Eau froide d'entrée	cop_{exp}	cop_{exp}	cop_{exp}
85	14	0,313	0,361	0,490

Tableau I. 2: Résultats expérimentaux du refroidisseur original à eau glacée.

Chapitre I : Revue bibliographique

Le travail de **M. Mamadou et S. Mory** [9] concerne l'étude et concevoir des entrepôts de stockage et de conservation des denrées alimentaires périssables basée sur l'énergie solaire. Un calcul des besoins de froid à partir des enthalpies entre les états initiaux et finaux des processus de réfrigérateur et étude comparative sur les différentes machines de production froide sera effectuée afin d'en retenir la plus optimale sur le plan économique, énergétique et environnemental, les résultats de cette étude montrent que, l'utilisation du système à absorption solaire, est rentable. Ainsi, son choix permet de satisfaire les besoins en énergie.

Les travaux de **R. AINSEUR et A. HAMMACHI** [10] portent sur l'étude et le dimensionnement d'une machine frigorifique. En calculant le bilan thermique de la chambre froide, en déterminant la charge thermique qui sera extraite de la chambre froide et en réalisant une étude thermodynamique de l'installation frigorifique afin de suivre le comportement du groupe frigorifique avec un autre fluide frigorigène, ils ont évalué sa thermodynamique performance avec le réfrigérant R404A. Au terme de cette étude, une analyse comparative des performances a été réalisée à l'aide de ces deux liquides R134a et R404A, où cette comparaison a montré que le fluide frigorigène R404A est le plus efficace dans les formulations de fluides frigorigènes que le R134a.

Le travail de **W. Belkahla et A. Chibane** [11] est un calcul pour voir l'effet du changement de température extérieure sur les différentes entrées et les paramètres du cycle de refroidissement d'un groupe de 4 chambres froides situé dans la région de Hassi Messaoud. Ils ont considéré la température pour la période estivale comme la période la plus chaude et ils ont généralisé les calculs pour certaines températures extérieures différentes. Les résultats montrent qu'il existe une relation entre le changement de la température extérieure et les différents paramètres comme la puissance du compresseur et le COP et la chaleur dégagée par le condenseur et aussi la puissance frigorifique. Une relation proportionnelle entre le changement de la température et le travail du compresseur et aussi avec la chaleur dégagée. Plus la température est élevée, plus le travail et la chaleur dégagée augmentent. Aussi il y a une relation inverse avec le COP et la puissance frigorifique.

Chapitre I : Revue bibliographique

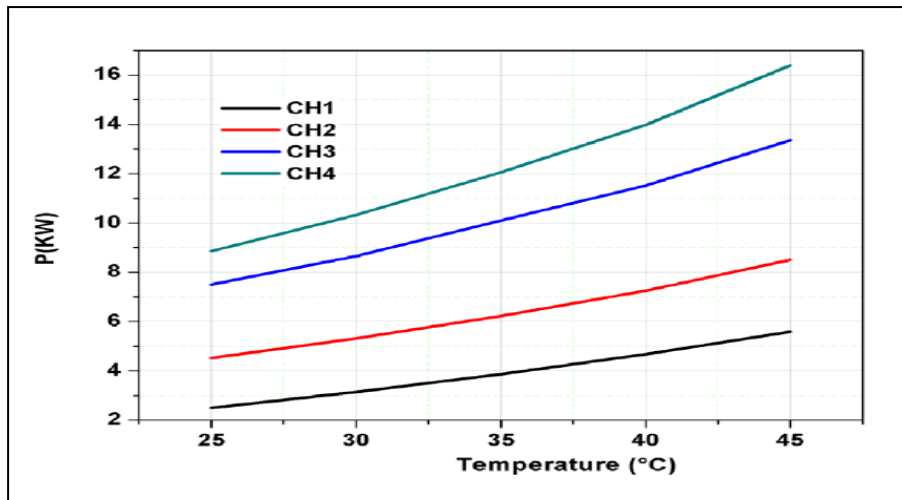


Figure I.8: changement de P en Fonction de température.

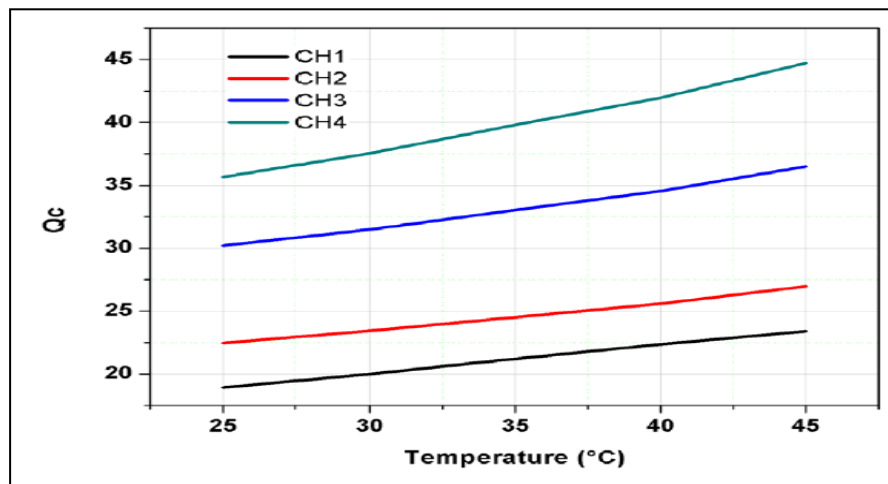


Figure I.9: Changement de Q_c en fonction de la température.

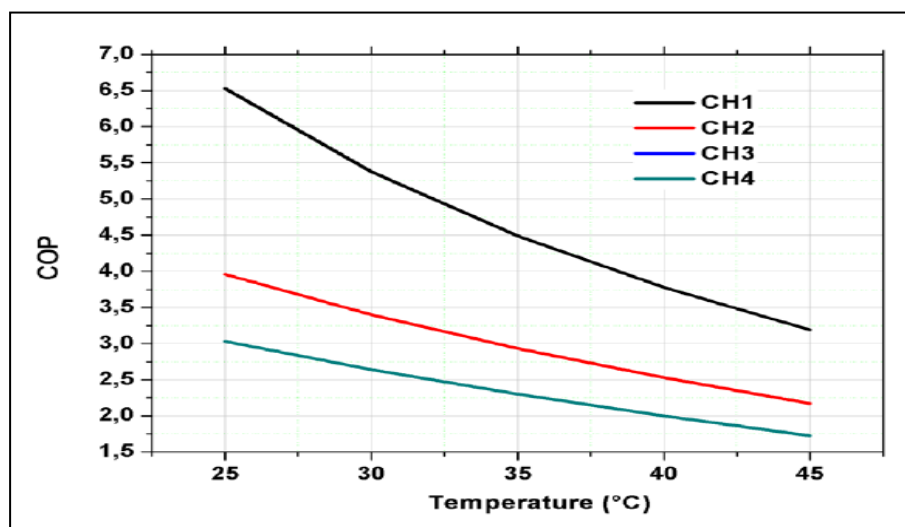


Figure I.10: Changement de COP en fonction de température.

Chapitre I : Revue bibliographique

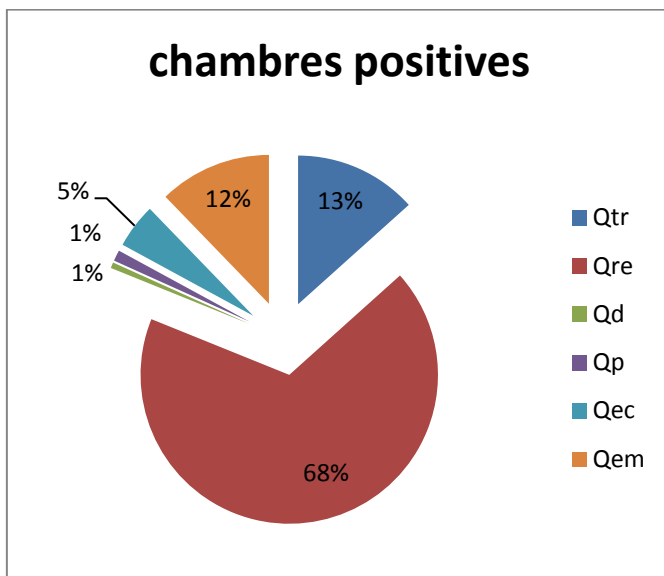
Le travail de **H. Khebab** [12] porte sur l'étude théorique d'un entrepôt dédié au stockage de différentes denrées alimentaires dans différentes conditions. Dans cette étude, les charges thermiques ont été calculées pendant la période estivale pour cinq chambres positives et négatives afin de mieux choisir en termes de les machines frigorifiques les plus adaptées à leur système, y compris les refroidisseurs utilisés et qui se caractérisent par les meilleures performances face aux exigences environnementales. Le réfrigérant a été sélectionné selon les critères suivants :

- Critères thermodynamiques. - Critères de sécurité. - Critères techniques. - Critères économiques. - Critères écologique (l'action sur l'environnement).

Type de chambres suivant la température	Type de fluide frigorigène
Chambres positives [1,2]	R134a
Chambres négatives [TC, 3, 4,5]	R404A

Tableau I. 3 : Type de fluide pour les chambres.

Une **O. AFIF et A. Youcefi** [13] a mené une étude sur deux salles de stockage alimentaire (positive et négative) dans une usine dédiée à la fabrication de pizzas fraîches et surgelées, et de pâtisseries surgelées. Les chambres froides sont conçues avec une charpente métallique recouverte de panneaux d'isolant préfabriqué et d'un pare-vapeur. Les calculs des charges thermiques pour les deux salles ont donné les résultats suivants :



charges	Chambres positives
<i>Qtr</i>	6037973
<i>Qre</i>	30621199
<i>Qd</i>	284464
<i>Qp</i>	535075
<i>Qec</i>	2187927
<i>Qem</i>	5529608

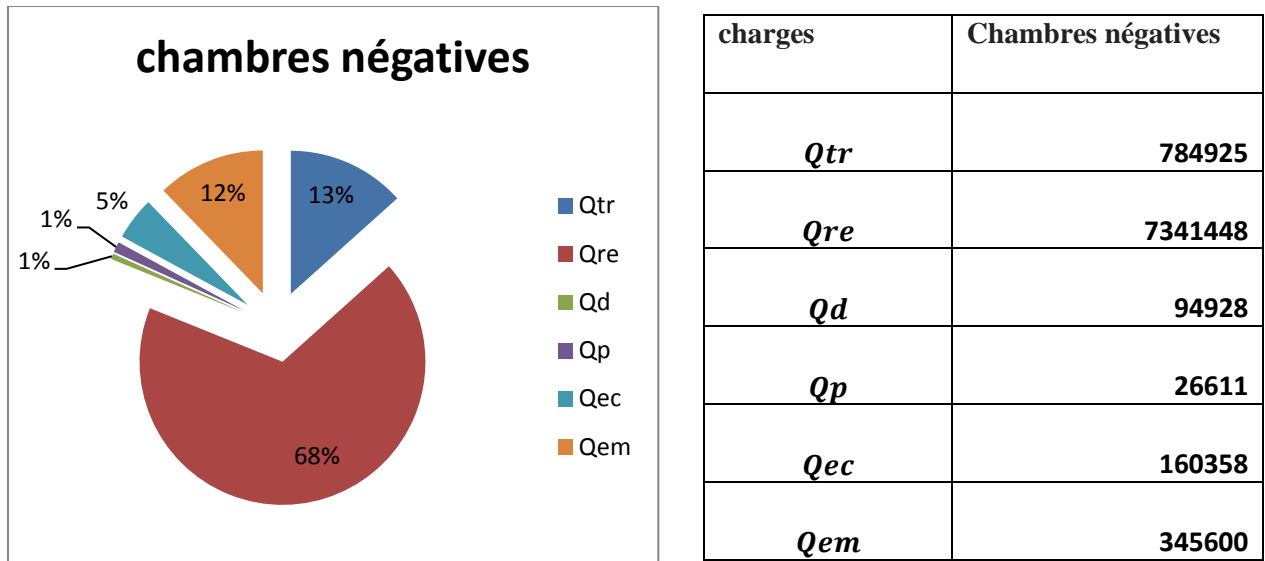


Figure I.11: Les résultats des charges thermiques calculées.

Les résultats calculés ont été comparés aux résultats obtenus avec un logiciel de fabricant renommé. Ce type de logiciel, accessible en ligne, est fréquemment utilisé par les ingénieurs frigoristes pour le dimensionnement des machines frigorifiques.

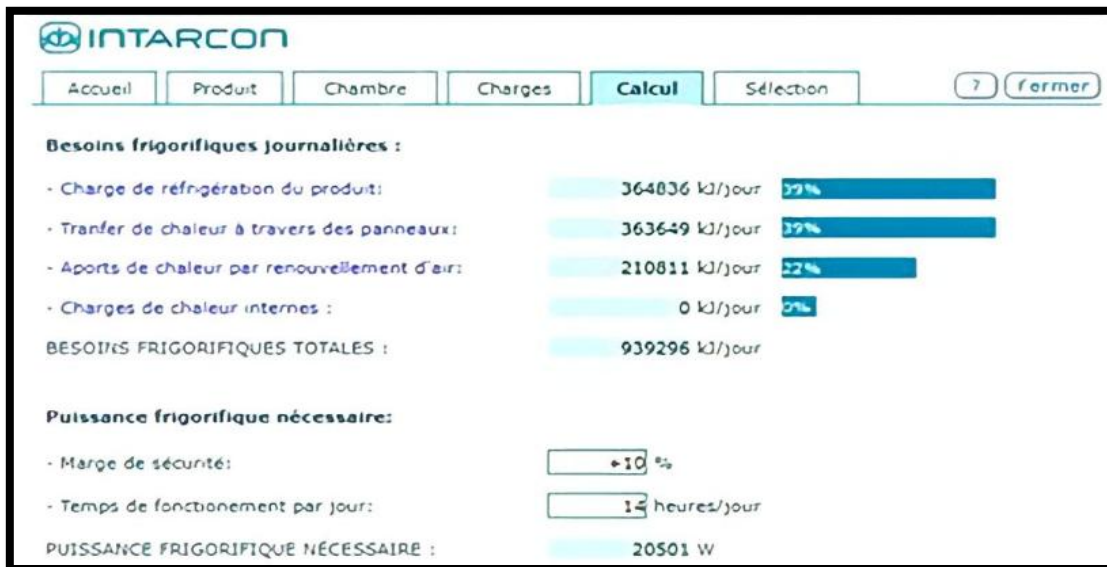


Figure I.12 : Résultats de la CF- calculés par le logiciel INTRACON.

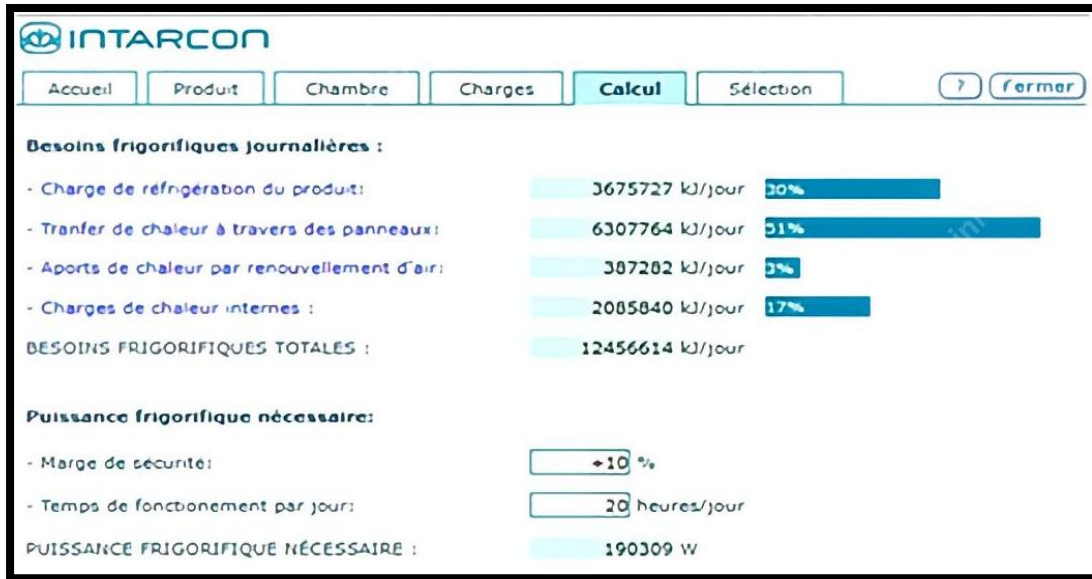


Figure I.13 : Résultats de la CF+ calculés par le logiciel INTRACON.

Pour les chambres froides négatives la différence est de 21 %, et pour celles positives, elle est aux alentours de 5 %. Cette différence reste acceptable et les valeurs sont du même ordre de grandeur.

D. ABBAS et A. HOCINE [14], ont étudié un système de froid à deux chambres, l'une négative et l'autre positive, pour le stockage de la viande et des pommes (chambres froides, une pour la conservation de la pomme à une température positive à 6 °C, et une autre pour la conservation de la viande à une température négative à -18 °C plus un SAS à 15 °C), Les résultats obtenus sont :

Les charges thermiques	Chambres positives	Chambres négatives
Les apports thermique a travers les parois Q_{tp}	2583,12	1842,6
Charge thermique par ouverture des portes Q_{op}	52,30	95,8
Personnel Q_{pe}	150	100
Charge thermique des denrées entrantes Q_{de}	320	520
L'éclairage Q_{ec}	157	575

Chapitre I : Revue bibliographique

Charge thermique de la ventilation Q_v	810	810
Charge thermique la respiration de la denrée Q_{resp}	3000	3000
Charge thermique dégivrage $Q_{dég}$	292	325,5
	7369,42 w	7268,9 w

Tableau I. 4: Les différentes charges sur la chambre positive et négative.

Ces charges thermiques correspondent à la puissance frigorifique à installer pour en assurer la compensation. Après avoir calculé les charges thermiques des chambres froides, la taille des composants des installations de refroidissement est déterminée.

C. KANGNIVI [15] a mené une étude économique du projet de conception et d'exploitation d'un entrepôt frigorifique pour la conservation des produits alimentaires. Conformément au cahier des charges, l'entrepôt comporte 2 chambres positives et négatives de 70 tonnes chacune où ils ont calculé la charge thermique pour chaque pièce et sélectionné les composants pour l'installation de refroidissement, la chambre froide positive à une puissance frigorifique de 10,12 kW tandis que celle de la chambre froide négative vaut 10,08 kW incluant la cellule de congélation. Les résultats obtenus après avoir terminé cette étude sur la conception d'un système de chambres froides pour la conservation de poisson et de la tomate, est que le coût de prestation du service qui est en moyenne de 80 CFA par jour et par kg de Produit retenu.

I.3. Conclusion

Dans cette étude que nous avons consacrée à présenter des différents travaux expérimentaux et théoriques disponibles dans la littérature, l'accent est mis sur les chambres froides classiques. Ceci étant menée pour comprendre les différents types d'installations frigorifiques de chambres froides, la réfrigération qui est un procédé permettant d'obtenir et de maintenir un système à une température inférieure par rapport à celle de l'environnement et surtout pour voir les paramètres d'étude affectant le fonctionnement de ces systèmes pour augmenter leur rendement et diminuer leur consommation.

Chapitre II : Technologie de conception des chambres froides

II .1. Introduction

Les chambres froides sont conçues pour maintenir la qualité des différents produits tels que les médicaments (vaccins) et les aliments en bon état. La chambre froide évite : les pertes de couleur, perte de qualité, perte de valeur et perte de poids des produits stockés. Dans ce chapitre, nous essayons de décrire leurs technologies ainsi que les différentes méthodes de production de froid.

II .2. Étude des chambres froides

II.2.1. Définition de la chambre froide



Figure II. 1: Chambres froides. [16]

Une chambre froide est une pièce, munie d'un système de réfrigération pour le stockage des denrées périssables à température négative (-10° , -20° , -30°) ou positive ($> 0^{\circ}$). Les catégories de chambre froide.

On distingue trois catégories de chambres froides :

- Les chambres froides traditionnelles : possèdent des doubles parois de chaque côté pour réduire les transferts de chaleur.
- Les chambres froides préfabriquées indémontables : les parois de ce type de chambre froide sont fabriquées en usine et le montage final se fait sur place à l'aide d'une ossature métallique.

- Les chambres froides préfabriquées démontables : ce type de chambre froide est composé de panneaux sandwich, qui peuvent être combinés et démontés plusieurs fois.

II.2.1.1. Les structures sandwich

Les structures dites « sandwichs » sont présentes dans pratiquement tous les domaines d'application. Ces structures résultent de l'assemblage par collage ou soudure de deux peaux (ou semelles) minces sur une âme (ou cœur) plus léger et de plus faibles. (Figure II. 2) Les structures sandwichs ont la particularité d'être à la fois rigides et légers avec des propriétés d'isolation phonique ou thermique bonnes.

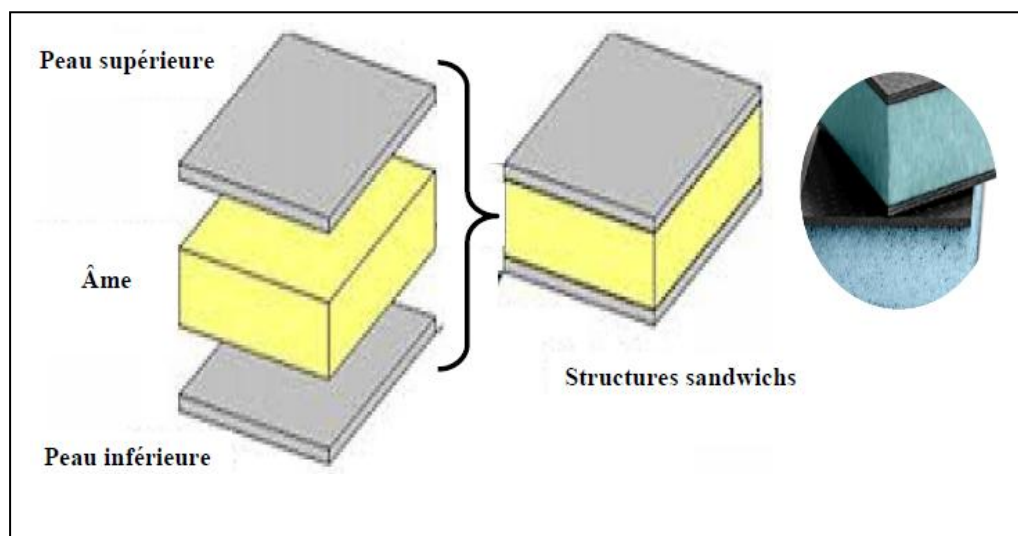


Figure II. 2 : Schéma représentatif d'une structure sandwich. [17]

- **Caractéristiques des structures sandwichs**

La spécificité d'une structure sandwich est que les peaux supportent les charges de flexion alors que le cœur supporte les charges de cisaillement. L'assemblage des peaux et du cœur est réalisé par collage avec des adhésifs de synthèse de type époxy ou polyester. L'adhérence des peaux et du cœur est un critère important pour le transfert des charges et pour le fonctionnement de la structure sandwich dans son ensemble. Les principaux avantages de ces structures sont :

- la légèreté, très grande rigidité, grande résistance en flexion, isolation thermique et phonique.

- **Classification des structures sandwichs**

Les composants d'une structure sandwich (les peaux, l'âme et les adhésifs) peuvent être classés en fonction de la nature des matériaux utilisés. Les peaux de la structure sandwich sont généralement des matériaux composites constitués de fibres enrobées d'une matrice à base de résine. L'âme est un matériau de faible densité tenant compte des conditions d'utilisation (conditions thermiques,

corrosion, prix, etc.). La Figure II. 3 présente une classification des composants de la structure sandwich en fonction du type de matériau utilisé.

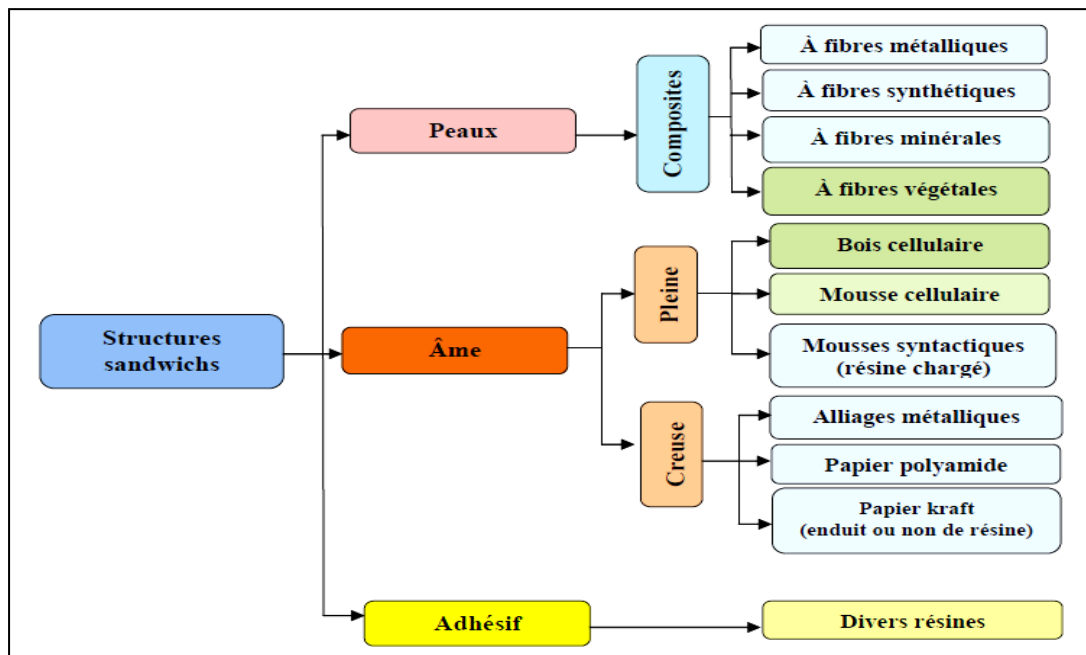


Figure II.3 : Classification des structures sandwichs selon la nature de matériau utilisé. [17]

II.2.1.2. Les chambres froides positives

Les chambres froides positives permettent le maintien des produits en dessous de la température ambiante, à la température optimale pour sa conservation. La durée de conservation est fonction de la nature du produit et de la température à laquelle il est conservé dans la chambre froide.

II.2.1.3. Les chambres froides négatives

➤ La congélation

Dans les chambres froides négatives la température d'une denrée est abaissée à un niveau tel que la majeure partie de son eau de constitution est transformée en cristaux de glace plus ou moins gros ; on parle alors de congélation qui peut être suivie d'une surgélation ou congélation rapide. La surgélation des denrées consiste à soumettre à celles-ci à l'action du froid à basse température, de façon à provoquer rapidement la cristallisation de l'eau de la denrée et abaisser sa température à une valeur suffisamment basse pour que la proportion d'eau non congelée soit très faible. [18]

II.2.2. Les types d'isolants.

Les matériaux les plus utilisés comme isolant sont :

✓ **Le liège**

- Prix élevé.
- Bonne résistance mécanique et stable dans le temps.
- Masse volumique : 110 à 130 kg/m^3
- Conductivité thermique : 0,044 $W/m.K$

✓ **La fibre de verre**

- Bonne résistance à l'effritement.
- Masses volumiques les plus utilisées en isolation frigorifique : 22 kg/m^3 (Panneaux semi rigide PI 156), et 29 kg/m^3 (panneaux rigides PSF).
- Conductivité thermique: 0,035 $W/m.K$

✓ **Le polystyrène expansé**

- Prix moyen.
- Résistance mécanique moyenne.
- Stable dans le temps.
- Isolation et pare-vapeur très bon mais inflammable et léger.
- Masse volumique : 20 à 30 kg/m^3
- Conductivité thermique : 0,029 $W/m.K$

✓ **Les mousses de polyuréthane**

- Masse volumique: 30 à 40 kg/m^3
- Conductivité thermique : 0,027 $W/m.^{\circ}C$
- Prix moyen.
- Leger.
- Résistance mécanique moyenne.
- Stable dans le temps.

✓ Les caoutchoucs mous

- Isolation des circuits frigorifiques et gaine d'air.
- Masse volumique: 90 kg/m^3 (tube) et 113 kg/m^3 (plaque).
- Conductivité thermique : $0,03 \text{ W/m.K}$

✓ La Laine de verre

- Très bon isolant thermique et acoustique.
- Un des matériaux d'isolation les moins chers du marché.
- Incombustible et résistante au feu.
- Durée de vie élevée.
- Non utilisée pour le sol.
- Conductivité thermique: $0,035 \text{ W/m.K}$

✓ La Laine de roche

- Très bon isolant.
- Cout acceptable.
- Masse volumique : 21 à 250 kg/m^3
- Conductivité thermique : $0,093 \text{ W/m.K}$

✓ Isolants bio sources

- Ouate de cellulose fabriquée à partir de papiers recyclés et/ou de chutes de papiers neufs d'imprimerie, une conductivité thermique à l'état sec qui varie de $0,035$ à $0,041 \text{ W/m.K}$.
- Fibres de bois denses (140 kg/m^3) utilisables telles quelles ou agglomérées en panneaux plus ou moins denses, la masse volumique, de l'orientation et du diamètre des fibres: de $0,036$ à $0,049 \text{ kg/m}^3$.
Conductivité thermique : $0,036$ à $0,047 \text{ W/m.K}$.
- Béton de chanvre : mélange de liant (ciment, chaux...) et de chanvre, masse volumique 250 kg/m^3 , conductivité thermique: $0,06 \text{ W/m.K}$.
- Botte de paille : la paille est un excellent isolant thermique. Avec une conductivité thermique de $0,052 \text{ W/m.K}$. [18]

II.2.3. Les caractéristiques d'un bon isolant

La qualité d'un matériau se mesure en priorité à sa faible conductivité thermique. Le matériau isolant doit être ininflammable et non polluant.

II.2.4. Isolation biologiques

La recherche dans ce type de matériaux vise à l'utilisation des déchets industriels comme matrice et des déchets végétaux comme renfort pour la fabrication des nouveaux matériaux composites. La composition d'un matériau qui prend en compte les contraintes économiques et écologiques liées à la fabrication et à l'utilisation des matériaux composites en se basant sur :

Les déchets industriels (en polystyrène), les déchets d'emballage pour la fabrication de la matrice et les déchets végétaux, palmiers (tronc, palmes, pétioles, rachis, épines, feuillettes, grille fibreuse, grappes, fruits, noix), sont les déchets renouvelables comme renfort.

Les travaux de recherche de T.Masri [19] : « Production de matériaux composites innovants et respectueux de l'environnement » ont montré une conductivité thermique moyenne comprise entre 0,11 et 0,16 ($W / m \cdot ^\circ C$). Le but de ce mélange est d'obtenir un matériau composite avec des caractéristiques (mécanique, thermique, écologique et économique) acceptables et concurrentes.

II .3. Technologies utilisées dans la climatisation classique

II.3.1. Description de système et principe de fonctionnement

La chambre froide est composée de deux parties bien distinctes :

- Le circuit frigorifique.
- Les panneaux de chambre froide (l'enceinte).

Le climatiseur dit "classique" prélève l'air chaud de la pièce et le recharge après refroidissement. Leur principe de fonctionnement est similaire à un réfrigérateur, qui est basé sur l'échange de chaleur entre l'air intérieur et le réfrigérant. Le groupe moto compresseur absorbe et refoule le gaz frigorigène dans toute l'installation frigorifique de la chambre froide. Le circuit frigorifique comporte quatre éléments essentiels, le compresseur, le condenseur, le détendeur, l'évaporateur. Celui-ci permet ainsi de capter ou de retirer l'énergie contenue dans une source appelée "source froide" pour la transférer ou la rejeter vers une "source chaude".

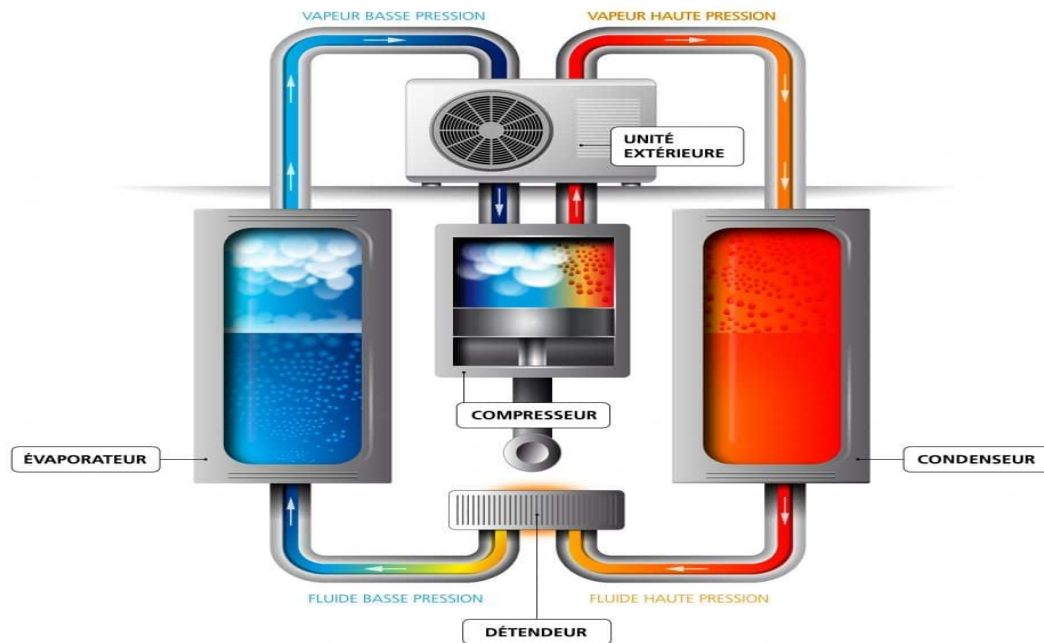


Figure II.4 : Schéma de principe. [20]

II.3.2. Les composants principaux d'un circuit frigorifique

Les composants de base d'un circuit frigorifique sont le compresseur, le condenseur, l'évaporateur et le détendeur et le liquide frigorigène.

- **Le compresseur :**

Le compresseur prélève d'abord le gaz réfrigérant à basse pression et à basse température de l'évaporateur. L'énergie mécanique fournie par le compresseur va permettre d'élever la pression et la température du fluide frigorigène, le gaz est ensuite renvoyé au condenseur sous haute pression et haute température.



Figure II. 5 : compresseur de chambres froides. [21]

- **La condensation**

Le gaz chaud à haute pression et haute température du compresseur pénètre dans le condenseur. Le condenseur est une sorte d'échangeur qui condense le gaz en échangeant avec des fluides externes (eau, air, ...) à une température et une pression constante. C'est l'étape de Condensation, où la vapeur devient liquide.

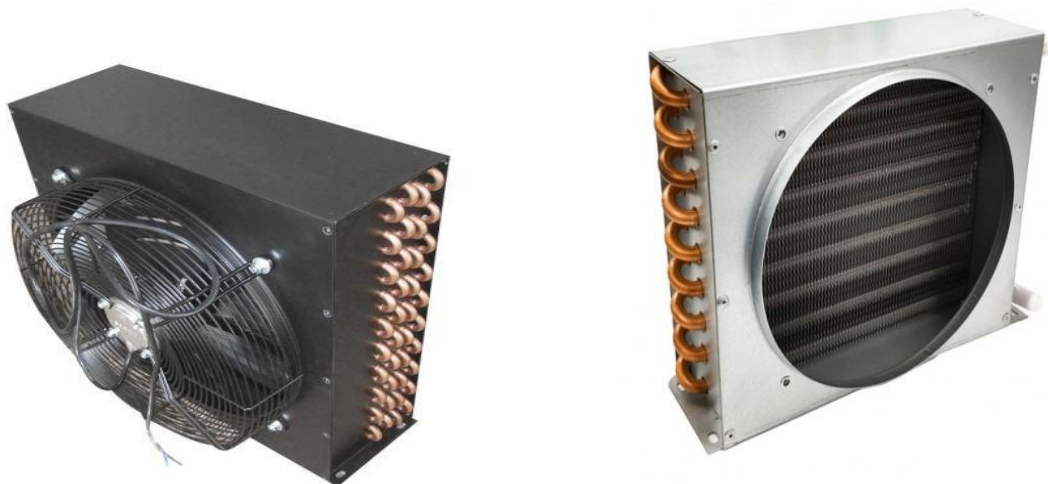


Figure II. 6 : Condenseur chambre froide. [21]

Chapitre II : Technologie de conception des chambres froides

- **Le détendeur :**

Le détendeur a pour fonction de réguler le débit de fluide frigorigène dans le circuit : la quantité de fluide entrant dans l'évaporateur dans un temps donné doit être exactement égale à la quantité pouvant être évaporée et correspondant à la quantité de chaleur absorbée. Si tel est le cas, le détendeur peut garantir que la pression et la température les plus favorables sont maintenues dans l'évaporateur et dans le condenseur pour les appareils concernés et dans les conditions extérieures.

- ❖ Le détendeur capillaire:

Le plus simple des détendeurs, utilisé généralement sur les petits circuits frigorifiques tels que les réfrigérateurs.

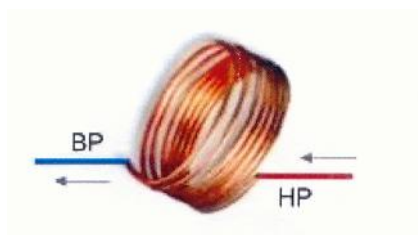


Figure II. 7 : Le détendeur capillaire. [21]

- ❖ Le détendeur thermostatique:

Il est utilisé pour les installations de taille moyenne, type chambres froides... Grâce à la buse installée à l'extrémité de l'évaporateur, le fluide peut être ajusté. Cela régule le débit de fluide.



Figure II. 8 : Le détendeur thermostatique. [21]

- **L'évaporation**

L'évaporateur est également un échangeur de chaleur, et le fluide liquide du détendeur va bouillir dans l'évaporateur en absorbant la chaleur du fluide extérieur (eau, air, etc.). C'est l'étape d'évaporation. Le gaz est ensuite aspiré par le compresseur pour un nouveau cycle. L'évaporateur peut être fixe, non ventilé, et est généralement utilisé dans les réfrigérateurs ménagers. Nécessite un dégivrage régulier pour assurer un fonctionnement normal afin de réduire, le temps de

Chapitre II : Technologie de conception des chambres froides

dégivrage, nous utilisons des résistances. Ils sont reliés au dispositif d'évacuation des condensats. Pour la chambre froide négative, un fil chaud doit être mis en place pour éviter que l'eau de condensation ne gèle.



Figure II. 9 : Évaporateur de chambre froide. [21]

II.3.3. Schéma de l'installation frigorifique

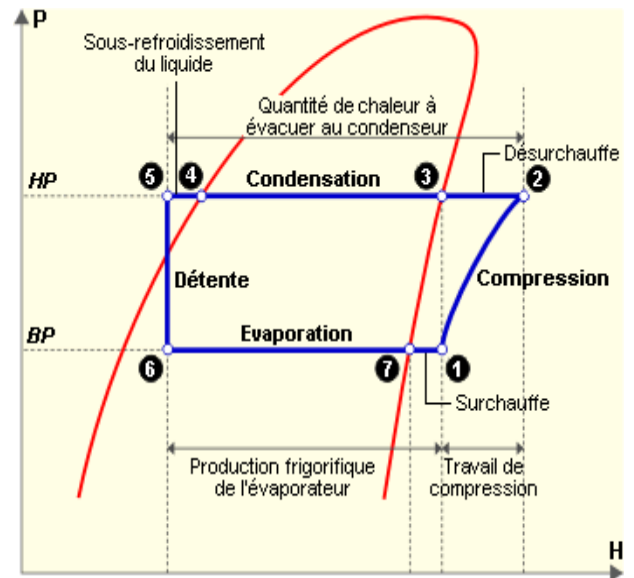
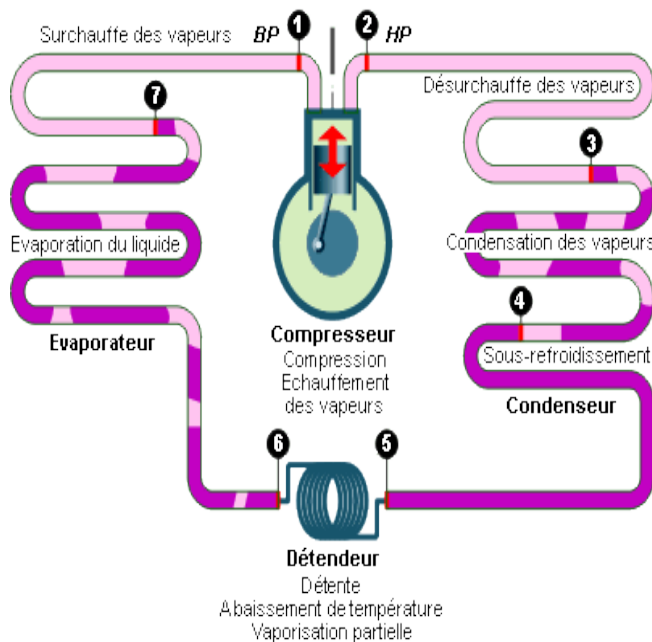


Figure II.10 : Diagramme enthalpique de cycle frigorifique. [22]

- **Définition des différents points du cycle :**

- 1 Aspiration des vapeurs dans le compresseur.
- 2 Refoulement des vapeurs.
- 3 Démarrages de condensation-surchauffe et refroidissement se terminent.
- 4 La condensation est sur-sous-refroidissement.
- 5 Fin sous refroidissement-entrée dans le détendeur.
- 6 Début évaporation.
- 7 Fin évaporation.

Une machine frigorifique qui fonctionne selon le cycle de compression de vapeur, comprend quatre éléments fondamentaux. [22]

1. Compresseur :

Il comprime, sans pertes thermodynamiques, de la vapeur saturée à basse température et à la pression (état représenté sur le point 1), ce qui l'amène à un état plus élevé de pression et d'enthalpie (état 2), au prix d'un travail externe fourni au compresseur par un élément moteur.

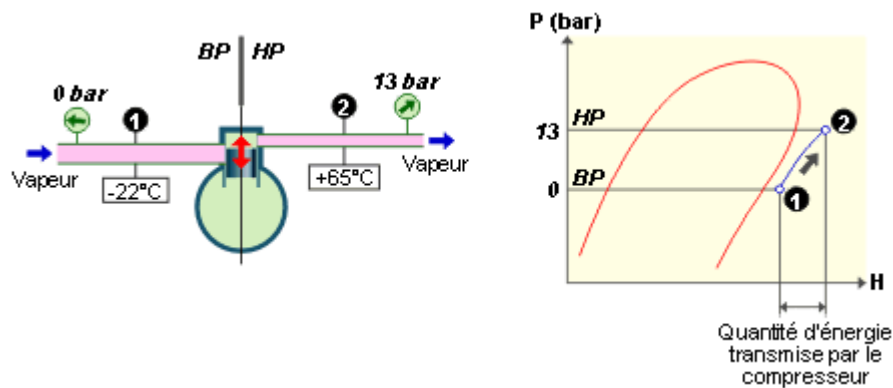


Figure II. 11: cycle de compression. [23]

2. Condenseur :

La vapeur réchauffée venant du compresseur (état 2), traverse le condenseur en passant de l'état de vapeur saturée à l'état de liquide saturée. La température du fluide frigorigène reste toujours supérieure à celle de la source de chaleur, permettant ainsi que dans le condenseur, le frigorigène

Chapitre II : Technologie de conception des chambres froides

cède une quantité de chaleur équivalente à la diminution d'enthalpie depuis son entrée sous forme de vapeur réchauffée, jusqu'à sa sortie sous forme de liquide.

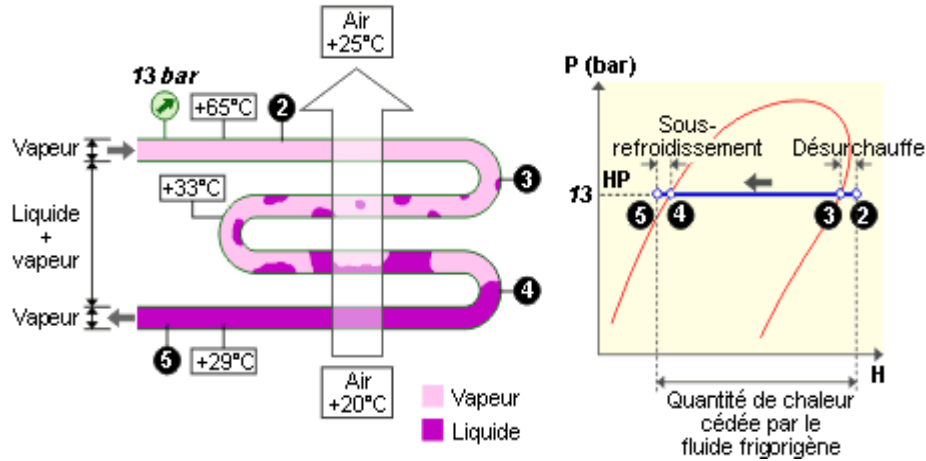


Figure II. 12: cycle de Condenseur. [23]

3. Détendeur :

Grâce à ce dispositif, le liquide sous pression sort du condenseur, se répand immédiatement et conserve ainsi son contenu total en chaleur. Cette transformation isenthalpique produit la vaporisation d'une petite partie du fluide frigorigène et le refroidissement du mélange liquide.

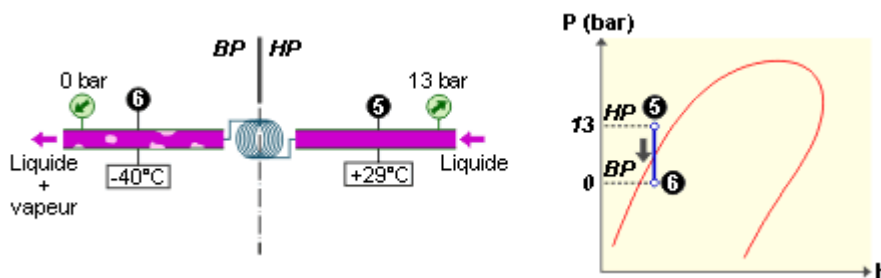


Figure II.13: cycle de détente. [23]

4. Evaporateur :

Échangeur de chaleur où le frigorigène liquide succède à une température plus basse que la source froide, prélève de la chaleur au milieu ambiant pour s'évaporer et passer à l'état de vapeur saturée, c'est-à-dire l'état d'entrée au compresseur. Le cycle thermodynamique est ainsi bouclé.

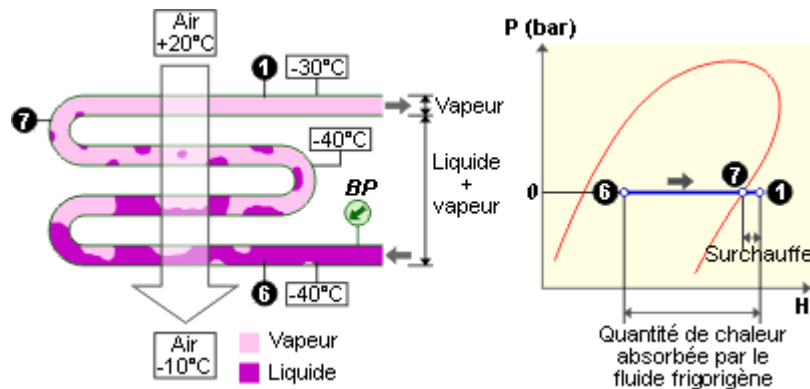


Figure II.14 : cycle de vaporisation. [23]

II .4. Technologies du froid solaire

II.4.1. Réfrigération solaire

Différentes méthodes ont été développées pour produire du froid à partir de l'énergie solaire. Ces méthodes emploient soit des panneaux solaires photovoltaïques, soit des panneaux solaires thermiques. Dans le premier cas, il s'agit de produire de l'électricité grâce aux cellules photovoltaïques pour alimenter un système frigorifique classique. Cette méthode présente toutefois des rendements de fonctionnement assez faibles. Dans le second cas, c'est la chaleur fournie par le soleil qui est directement captée par des panneaux solaires thermiques et utilisée pour produire le froid. Le rendement est bien meilleur. Il existe trois méthodes principales pour convertir la chaleur du soleil en froid :

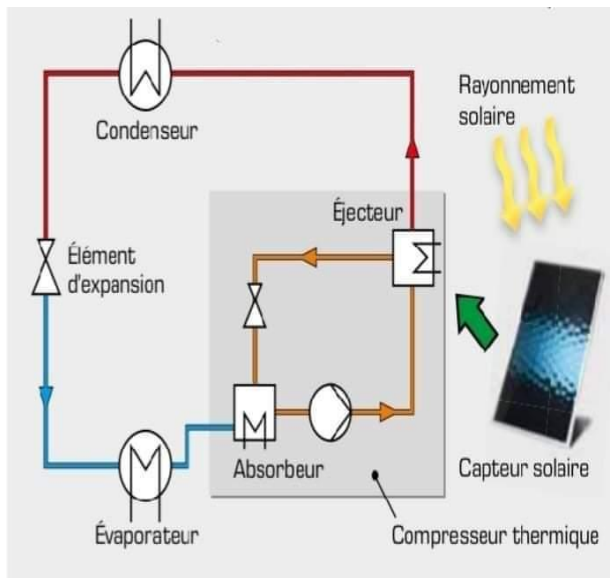
- transformer l'énergie solaire thermique en énergie mécanique couplée avec un climatiseur à compression ;
- utiliser l'énergie solaire thermique pour alimenter un climatiseur à évaporation, appelé aussi DEC (Dessicant Evaporative Cooling) ;
- utiliser l'énergie solaire thermique pour alimenter une machine à froid dite « à sorption » (absorption ou adsorption). Aujourd'hui, les climatiseurs solaires les plus courants sont les machines à sorption et dans une moindre mesure, les systèmes de type DEC. Les machines à sorption représentent 85 % du marché de la climatisation solaire, et leur nombre à quadruplé en cinq ans. Ces systèmes sont généralement employés de façon réversible, c'est-à-dire qu'ils permettent de produire soit de la chaleur soit du froid, selon le besoin. Quelle que soit la méthode, la climatisation solaire est une technologie qui promet de se développer fortement à

Chapitre II : Technologie de conception des chambres froides

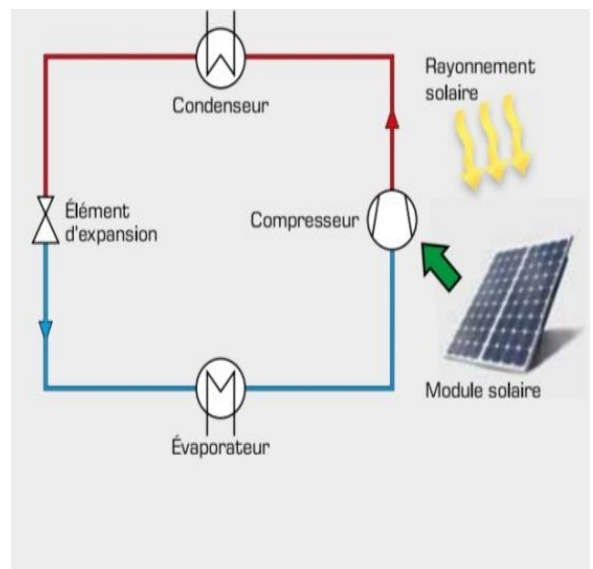
l'avenir. Néanmoins, pour faire face à une forte concurrence des systèmes classiques, elle doit améliorer ses composants, optimiser ses performances et réduire ses coûts. À son actif, elle bénéficie de l'image positive « faire du froid avec du chaud » et correspond à la tendance actuelle de mixité énergétique.

Il existe principalement deux procédés de conversion de l'énergie solaire en énergie utile. [24]

Transformation en chaleur, procédé thermique utilisé par exemple électrique, procédé électrique dans les installations avec module photovoltaïque frigorifiques à absorption avec capteur solaire



Transformation en courant



Dans les machines frigorifiques solaires, le compresseur Électrique est remplacé par un compresseur thermique.

Avantages de la réfrigération solaire

- au lieu d'une puissance électrique élevée pour une installation de refroidissement conventionnel, la consommation d'énergie électrique peut être limitée aux entraînements des pompes et des ventilateurs.
- particulièrement, pendant les chaudes journées d'été, lorsque le besoin de refroidissement est particulièrement élevé, la consommation d'électricité est réduite.

Il existe plusieurs façons d'utiliser l'énergie solaire pour générer du refroidissement. Ils peuvent être divisés en deux grands types de procédés : i) Le premier est basé sur l'utilisation de

Chapitre II : Technologie de conception des chambres froides

l'électricité à l'aide de panneaux photovoltaïques. ii) Le second est basé sur l'utilisation Plaque thermique. Les techniques utilisées sont listées dans la (Figure II. 15).

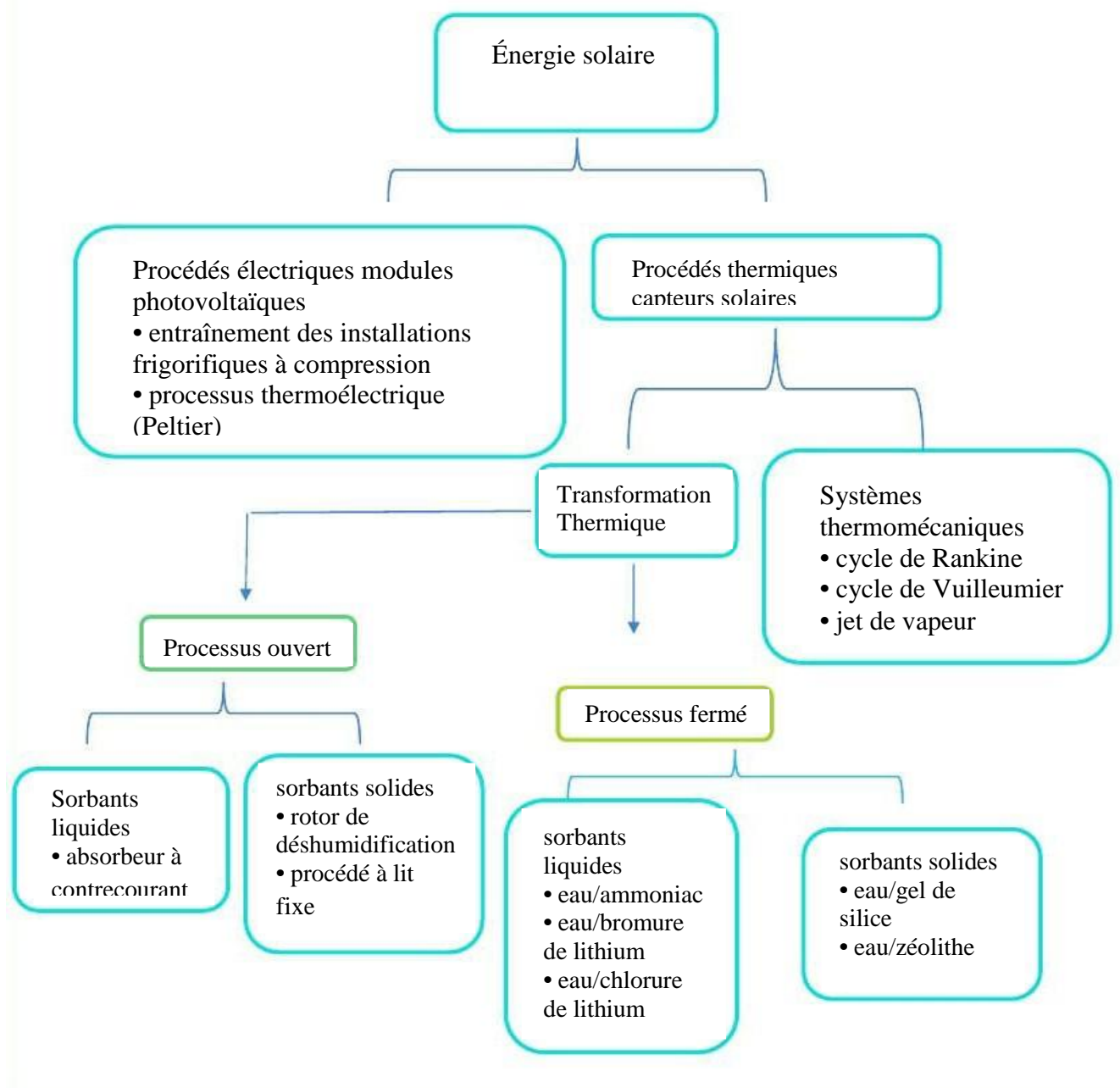


Figure II.15: Les techniques solaires utilisées solaire pour produire le froid. [24]

II .5. Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons présenté une vue d'ensemble de la chambre froide, puis nous avons abordé les techniques des chambres froides. Les technologies utilisées dans la climatisation classique et nous avons abordé quelques points de base sur les technologies utilisées pour le froid solaire.

Chapitre III : Calcul des déperditions

III.1. Introduction

La production du froid à énergie mécanique est onéreuse, afin d'éviter ces surcoûts, on doit bien isoler les parois des locaux refroidis pour empêcher la chaleur de pénétrer à travers ces parois ; Ceci dépend des matériaux utilisés et les affectations des pièces à isoler. Ceci permet une économie énergétique. Dans cette étude on se propose de donner la méthode de calculs des pertes thermiques dans les chambres de conservation, en se basant sur l'étude faite par K Belouanas [8] comme cas de comparaison. Puis en considérant un cas différent dans lequel nous proposons une température extérieure de base variable pour une isolation semblable dans un premier temps et en biomatériaux pour un second cas.

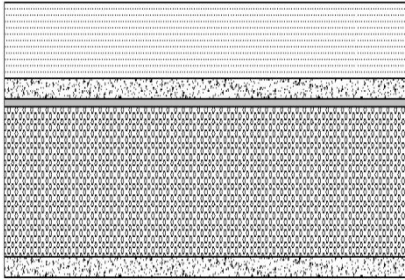
III.2 Eléments de calculs des pertes thermiques

Les études récentes [8], montrent que les pertes de chaleur sont réparties comme suit : les plus importantes sur la toiture ($\approx 30\%$), les murs ($\approx 25\%$), l'air renouvelés ($\approx 20\%$), les vitres ($\approx 13\%$) et les sols ($\approx 7\%$). L'isolation permet également d'éviter l'effet des ponts thermiques responsables de 5% des pertes calorifiques dans un logement.

Le bilan thermique est la prise en charge de tous les apports thermiques de chaleur qui affectent le fonctionnement de la chambre froide, en fait, il sert à calculer la capacité de refroidissement de la machine, puis à sélectionner l'équipement approprié.

III.2.1. Structure des parois

III.2.1.1. Porte Etanche de chambre Froide

	Matériaux	Propriétés physiques du matériau		
		Epaisseur $e(m)$	Conductivité thermique λ (Kcal/hm.°C)	e/λ (h m ² .°C /Kcal)
<div style="text-align: center;">Plafond</div> 	Béton	0,15	1,3	0,11
	Revêtement enduit ciment	0,015	0,774	0,019
	Pare-vapeur	/	/	négligeable
	Polystyrène	X1	0,14	Y1
	Revêtement enduit ciment	0,015	0,774	0,019

Chapitre III : Calcul des déperditions

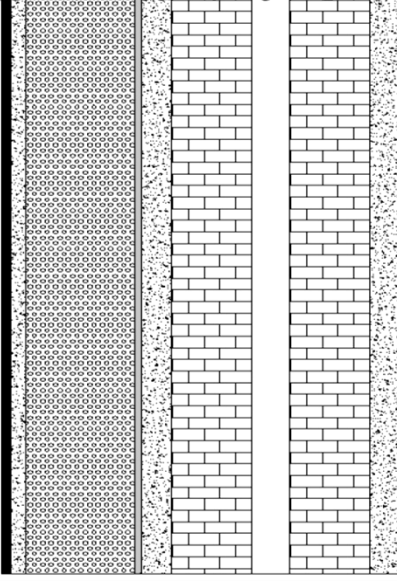
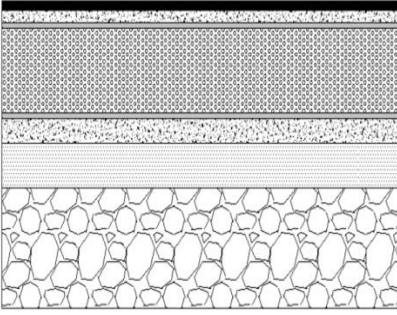
parois verticales				
	Revêtement enduit ciment	0,015	0,774	0,019
	Brique	0,10	0,45	0,222
	Lame d'air	0,05	0,21	0,238
	Brique	0,10	0,45	0,222
	Revêtement enduit ciment	0,015	0,774	0,019
	Pare-vapeur	/	/	négligeable
	Polystyrène	X2	0,14	Y2
	Revêtement enduit ciment	0,015	0,774	0,019
	Fayence	0,005	1,047	0,004
Plancher				
	Carrelage	0,2	0,9	0,022
	Béton	0,08	1,3	0,053
	Polystyrène	X2	0,14	Y2
	Béton	0,08	1,3	0,053
	Sable	0,06	1,0	0,06
	Hérissongage en Pierres	0,2	1,8	0,111

Tableau III. 1 : Propriétés physiques du matériau. [8]

III.2.2. Charge thermique par transmission à travers les parois

Les parois d'une chambre froide laissent pénétrer la chaleur du milieu chaud qui est le milieu extérieur, vers le milieu froid. Cette quantité de chaleur dépend du coefficient de transmission de chaleur K ; de la surface de la paroi et de la différence de température entre l'intérieur et l'extérieure de la chambre. La charge thermique par transmission à travers les parois s'écrit :

$$Q = K.S.\Delta T \quad [KW] \qquad \text{III.1}$$

Avec : Q Flux thermique à travers les parois en (W)

S Surface de la paroi en (m^2)

ΔT Différence de température entre les faces intérieure et extérieure de la paroi en ($^{\circ}C$)

K Coefficient de transmission thermique de la paroi considérée en ($W/m^2. ^{\circ}C$)

Chapitre III : Calcul des déperditions

$$K_{th} = \frac{Q}{\Delta T} \quad [W/m^2 \cdot ^\circ C] \quad \text{III.2}$$

L'isolant d'une paroi d'une chambre froide est jugé acceptable si le flux calorifique qui traverse cette paroi ne dépasse pas [8] :

Pour les chambres froides positives : **08 w/m²**.

Pour les chambres froides négatives : **12 w/m²**.

❖ Pour les parois externes la majoration se fait suivant l'orientation.

$$T_e = T_p + 5 \text{ }^\circ\text{C} : \text{Nord et Est.}$$

$$T_e = T_p + 10 \text{ }^\circ\text{C} : \text{Sud et Ouest.}$$

❖ Pour le plafond : Si le plafond se donne à un local au-dessus alors T_e sera celle du local.

Si le plafond est exposé directement à l'extérieur : $T_e = T_p + 5 \text{ }^\circ\text{C}$

❖ Pour le sol :

Sur la terre pleine : $T_e = 15 \text{ }^\circ\text{C}$

Sur le vide sanitaire : $T_e = 20 \text{ }^\circ\text{C}$

Les parois de chambres froides sont en général bien isolées thermiquement si bien que par souci de simplification, on ne tient pas souvent compte dans les calculs que de la résistance thermique de l'isolant.

Le coefficient de transmission thermique K devient pour le calcul des épaisseurs d'isolation, les flux de chaleur admissibles à travers les parois de la chambre froide sont les suivants :

$$k_{th} = \frac{1}{\frac{1}{h_e} + \sum \frac{e_i}{\lambda_i} + \frac{e_{is}}{\lambda_{is}} + \frac{1}{h_i}} \quad \Longrightarrow \quad e_{is} = \lambda_{is} \left[\frac{1}{k_{th}} - \frac{1}{h_e} - \frac{1}{h_i} - \sum \frac{e_i}{\lambda_i} \right] [m] \quad \text{III.3}$$

k_{th} : Coefficient de transmission thermique en $W/m^2 \cdot ^\circ C$

$1/h_e$: Résistance thermique superficielle externe en $m^2 \cdot ^\circ C/W$

$1/h_i$: Résistance thermique superficielle interne en $m^2 \cdot ^\circ C/W$

e_{is} : Épaisseur de l'isolant en m

λ_{is} : Coefficient de conductivité thermique de l'isolant en $W/m \cdot ^\circ C$

Chapitre III : Calcul des déperditions

$\sum \frac{e_i}{\lambda_i}$: Somme de la résistance thermique de différentes couches des matériaux en $m^2 \cdot ^\circ C / W$

Les valeurs de $1/h_e$ et $1/h_i$ sont obtenues de la référence [25] et consignées dans Le tableau suivant :




Résistances thermiques d'échanges superficiels (R en $m^2 \cdot K/W$)	Position de la paroi	Angle formé avec le plan horizontal	Sens du flux	Paroi en contact avec					
				- L'extérieur - Un passage couvert - Un local couvert			- Un local chauffé ou non - Un comble - Un vide sanitaire		
				$1/h_i$	$1/h_e$	$1/h_i+1/h_e$	$1/h_i$	$1/h_e$	$1/h_i+1/h_e$
	Verticale	$> 60^\circ$		0,11	0,06	0,17	0,11	0,11	0,22
				0,09	0,05	0,14	0,09	0,09	0,18
				0,17	0,05	0,22	0,17	0,17	0,34

Tableau III. 2: Résistances thermiques d'échange superficiel.

III.2.3. Les charges thermiques dues au renouvellement d'air

Il est prévu un renouvellement de l'air ambiant dans certaines chambres froides.

Le renouvellement consiste au remplacement d'une partie de l'air de la chambre froide par de l'air extérieur.

La quantité d'air neuf admise doit être refroidie de la température extérieure à la température de la chambre froide et constitue donc une charge thermique.

La charge thermique par renouvellement d'air a pour valeur :

$$Q_{ren} = n (V / V_{se}) (h_e - h_i) \quad [KW] \quad \text{III.4}$$

V : volume de la chambre froide en m^3 .

n : taux de renouvellement d'air par 24 heures en fonction du volume de chambre

V_{se} : Volume spécifique de l'air extérieur en (m^3 / kg).

$(h_e - h_i)$: Différence entre l'enthalpie de l'air extérieur à la chambre et l'enthalpie de l'air intérieur en (K_{cal} / kg).

Chapitre III : Calcul des déperditions

D'après le tableau on tire n :

volume de la chambre en m ³	Renouvellement d'air		volume de la chambre en m ³	Renouvellement d'air		volume de la chambre en m ³	Renouvellement d'air		volume de la chambre en m ³	Renouvellement d'air	
	Chamb. négativ.	Chamb. positiv.		Chamb. négativ.	Chamb. positiv.		Chamb. négativ.	Chamb. positiv.		Chamb. négativ.	Chamb. positiv.
2,5	52	70	20	16,5	22	<u>100</u>	6,8	<u>9</u>	600	2,5	3,2
3,0	47	63	25	14,5	19,5	150	5,4	7	800	2,1	2,8
4,0	40	53	30	13	17,5	200	4,6	6	1000	1,9	2,4
5,0	35	47	40	11,5	15	250	4,1	5,3	1500	1,5	1,95
7,5	28	38	50	10	13	300	3,7	4,8	2000	1,3	1,65
10,0	24	32	60	9	12	400	3,1	4,1	2500	1,1	1,45
15,0	19	26	80	7,7	10	500	2,8	3,6	≥3000	1,05	1,30

III.2.4. Les charges thermiques dues aux denrées entrantes

Les produits introduits se trouvent presque toujours à une température supérieure à la température de la chambre froide. Ils dégagent une certaine quantité de chaleur aussi longtemps que leur température n'est pas tombée à la température d'entreposage.

La charge due aux produits entrants est donnée par la formule suivante :

$$Q_{de} = m \cdot C_p \cdot \Delta t / 3600 \quad [KW] \quad \text{III.5}$$

m : La masse de denrée introduite par heure (cadence horaire) en kg/h.

C_p : Capacité thermique moyenne de la denrée $K_J/K_g^\circ C$

$$\Delta t = t_1 - t_2$$

t_1 : Température initiale de la denrée introduite en $^\circ C$

t_2 : Température de la chambre en $^\circ C$

3600 : nombre de secondes par heure.

III.2.5. Les charges thermiques dues à la respiration des denrées

Les produits végétaux dégagent de la chaleur du fait de leur respiration. Il faut tenir compte de la charge correspondante qui a pour valeur :

$$Q_{res} = m_r \cdot q_{res} / 3600 \quad [KW] \quad \text{III.6}$$

Chapitre III : Calcul des déperditions

m_T : Masse totale des denrées en [tonne].

q_{res} : Chaleur de respiration de la marchandise considérée ($kW/tonne.h$).

3600 : nombre de secondes par heure.

III.2.6. Les charges thermiques dues aux personnes

La charge thermique due aux personnes se calcule d'après la formule :

$$Q_{per} = n \cdot qp \cdot \frac{z}{24} \quad [W] \quad \text{III.7}$$

n : nombre des personnes opérant dans la chambre froide.

qp : Quantité de chaleur dégagée par personne selon la température.

z : Durée de présence de chaque personne dans la chambre h/d

24 : nombre d'heures dans une journée.

III.2.7. Les charges thermiques dues à l'éclairage

Les luminaires des chambres froides classiques doivent pouvoir résister au froid, à l'humidité, être étanches à l'eau, être protégés des contacts avec tout objets (degré de protection IP 68) et être insensibles aux effets de la poussière.

La charge thermique due à l'éclairage se calcule d'après la formule :

$$Q_{ecl} = n \cdot p \cdot t/24 \quad [W] \quad \text{III.8}$$

n : le nombre des luminaires.

p : puissance d'un luminaire en [W]

t : durée de fonctionnement des luminaires [h]

24 : nombre d'heures dans une journée.

➤ Somme des charges thermique de la chambre froide :

La charge thermique totale s'obtient par l'addition des différentes charges internes et externes ainsi que les charges non chiffrables :

$$\Sigma Q_t = Q_{tr} + Q_{ren} + Q_{de} + Q_{res} + Q_{ec} + Q_{per} \quad [KW] \quad \text{III.9}$$

➤ Charges thermiques non chiffrables

5% à 10% du bilan provisoire (somme des apports précédents) selon le niveau d'incertitude.

A intégrer à Q_t calculé ci-dessus, on la note par Q_{sup} (charges thermiques supplémentaires).[5]

$$Q_{sup} = \Sigma Q_t (10 \text{ à } 5\%) \quad [KW] \quad \text{III.10}$$

Chapitre III : Calcul des déperditions

Finalement, la charge thermique globale de la chambre froide se calcule comme suit :

$$Q_{tot} = \Sigma Q_t + Q_{sup} \quad [KW] \quad \text{III.11}$$

III.2.8. Le calcul de la puissance frigorifique

La phase finale du calcul du bilan consiste à diviser la quantité d'énergie totale par le temps de fonctionnement des compresseurs pour obtenir la puissance frigorifique à installer :

$$\emptyset_0 = Q_{tot} \cdot 24 / \tau_{fg} \quad [KW] \quad \text{III.12}$$

La puissance frigorifique à installer sera déterminée à partir de Q_{tot} sans majoration est pour un temps de fonctionnement de 16 à 18 heures.

- 16 h pour la conservation à température positive.
- 18 h pour la conservation à température négative.

\emptyset_0 : Puissance frigorifique nécessaire en [kW].

Q_{tot} : Charge thermique totale en [kW].

τ_{fg} : Temps de fonctionnement du groupe frigorifique [h].

III.3. Application: « Etude et conception d'une chambre de conservation frigorifique des dattes dans la région de Biskra » par K. Benlouanas [8]

1-Les charges thermiques par transmission à travers des parois :

Paroi	Orientation	$k_{réel}$ ($W/m^2\text{°C}$)	Surface (m^2)	$T_e(\text{°C})$	T_i (°C)	ΔT (°C)	Q_{th} (watts)
01	Ext-sud	0,23	14,50	44	8	36	99,754
02	Ext-ouest	0,23	26,00	44	8	36	178,869
03	Ext-est	0,23	26,00	39	8	31	154,026
04 et porte	Int-SAS	0,28	14,50	25	8	17	54,698
Plafond	Ext	0,28	34,80	39	8	31	436,482
Plancher	Sol	0,31	34,80	15	8	7	54,054
Total							1,1241 kW

Tableau III. 3: Les résultats des déperditions à travers les parois.

Chapitre III : Calcul des déperditions

2- Les charges thermiques dues au renouvellement d'air :

N (taux de renouvellement d'air)	Δh (KJ/Kg)	V (m ³)	V _{se} (m ³ /Kg)	Q _{ren}
13,50	15,35	115,00	0,787	0,35 kW

Tableau III. 4: Les résultats des déperditions par renouvellement d'air.

3- Les charges thermiques dues aux denrées entrantes :

m (Kg/h)	C _p (KJ/Kg °C)	ΔT (°C)	Q _{de}
590,00	1,51	8	1,48 kW

Tableau III. 5: Les résultats des déperditions à travers les denrées entrantes.

4- Les charges thermiques dues à la respiration des denrées :

M _T (t)	q _{res} (Kw/t h)	Q _{res}
13,360	81,4	0,30 kW

Tableau III. 6: Les résultats des déperditions par respiration des denrées.

5- Les charges thermiques dues aux personnes :

n (personnes)	q _p (W)	τ (h/d)	Q _{per}
4	210	8	0,28 kW

Tableau III. 7: Les résultats des déperditions à travers les personnes.

6 - Les charges thermiques dues à l'éclairage :

N (nombre des luminaires)	P (W)	Z (hrs)	Q_{ecl}
4	100	8	0,13 kW

Tableau III. 8: Les résultats des déperditions à travers l'éclairage.

La puissance frigorifique :

$$\emptyset_{0int} = Q_{tot} \cdot 24 / \tau_{inst} \text{ en [kW]}$$

Avec :

- $Q_{tot} = \Sigma Q_t + Q_{inc}$ **III.13**
- $Q_t = Q_{tr} + Q_{re} + Q_{de} + Q_{res} + Q_{ec} + Q_{per}$ en [kW]
- $Q_{inc} = \Sigma Q_t \times 10/100$
- τ_{inst} : Durée de fonctionnement de l'installation :

16 h/d pour la conservation à température positive.

$$\emptyset_0 = Q_{tot} \cdot 24 / \tau_{inst}$$

$$Q_{tot} = \Sigma Q_t + Q_{inc}$$

$$Q_{tot} = 3,66 + 0,366 = 4,026 \text{ kw Avec } \tau_{inst} = 16 \text{ h/d}$$

$$\emptyset_0 = 4,026 \times 24 / 16$$

$$\Rightarrow \emptyset_{0eff} = 6,039 \text{ kW}$$

III.4. Conclusion

A travers cette étude, nous avons donné la démarche adoptée par la plupart des frigorifistes quant à l'évaluation des pertes thermiques dans les chambres froides, consolidée par un cas de calculs pour évaluer les besoins en réfrigération du local de conservation. La prochaine étape est l'application de la démarche pour des cas divers, développées dans le chapitre IV.

Chapitre IV : Résultats et Interprétation

IV.1. Introduction

Dans ce chapitre, nous avons étudié l'influence de certains paramètres sur les échanges thermiques entre la chambre et le milieu environnant puis en changeant le matériau isolant des murs du local de stockage, nous avons choisi le bois de palmier étant une ressource naturelle disponible en abondance pour être valorisée. Ensuite, les calculs sont faits pour une température extérieure variable en fonction du temps. Nous présentons dans ce chapitre seulement les résultats des calculs relatives aux charges calorifiques calculées à l'aide du programme Matlab.

IV.2. Géométrie et dimension du local considéré

IV.2.1. Plan du local

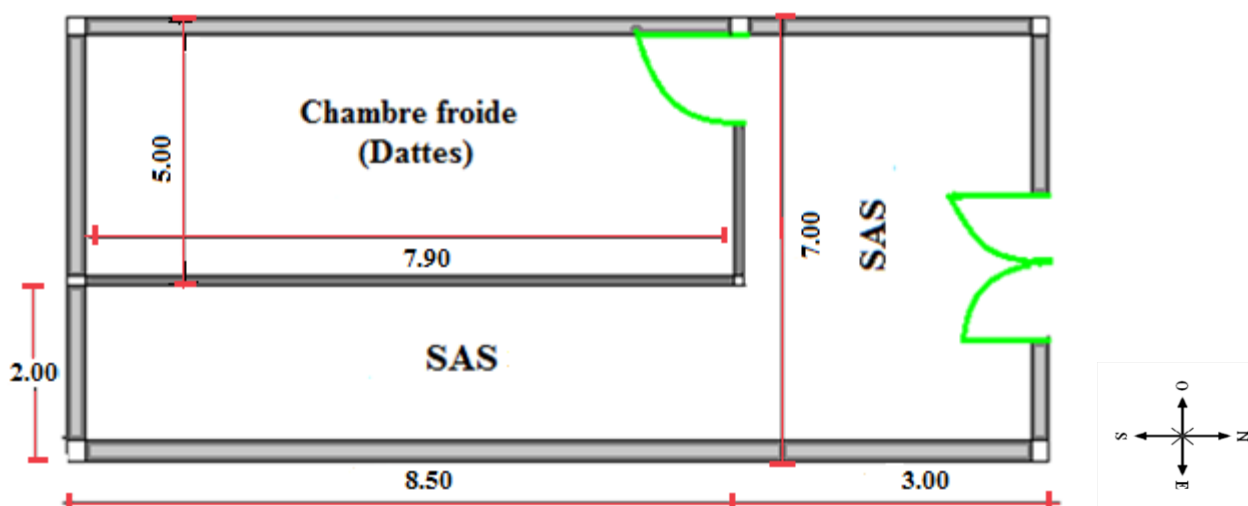


Figure IV.1 : Plan de local considéré.

IV.2.2. Dimensions du local

	Dimensions des chambres			Dimensions des portes	
	Longueur (m)	Largeur (m)	Hauteur (m)	Hauteur (m)	Longueur (m)
Chambre	8,5	5,0	3,7	2,20	1,50
SAS 1	11,5	2,0	3,7	2,40	2,0
SAS 2	5,0	3,0			

Tableau IV.1 : Dimensions du local considéré.

Chapitre IV : Résultats et Interprétation

Les conditions de conservation sont affichées suivant :

Produit conservé : les Dattes.

Humidité relative : 68 %

Durée de stockage : Mars, Juin, juillet, Août, Septembre et Décembre.

Conditions des Températures considérées :

$$\left\{ \begin{array}{l} T_{int} = -4 \text{ } ^\circ\text{C} \\ T_{ex} = \text{constante} \end{array} \right.$$

$$\left\{ \begin{array}{l} T_{int} = +8 \text{ } ^\circ\text{C} \\ T_{ex} = \text{constante} \end{array} \right.$$

$$\left\{ \begin{array}{l} T_{int} = -4 \text{ } ^\circ\text{C} \\ T_{ex} = f(t) \end{array} \right.$$

$$\left\{ \begin{array}{l} T_{int} = +8 \text{ } ^\circ\text{C} \\ T_{ex} = f(t) \end{array} \right.$$

IV.3. Résultats et interprétation

Les déperditions thermiques sont données par les deux méthodes de calcul considérées :

- **Méthode 1** : Calcul des déperditions thermiques à une température de base externe données (température de Biskra en l'an 2020. [26])

$$T_{ex} = T_b - E \cdot \Delta h$$

IV.1

T_b : Température de base [$^\circ\text{C}$]

E : écart diurne de base [$^\circ\text{C}$]

Δh : Coefficient correcteur.

- **Cas 1** : évolution en fonction du temps de la quantité de chaleur perdue

$T_{int} = -4 \text{ } ^\circ\text{C}$, $T_{ex} = \text{constante}$, $\lambda_{is} = 0,029 \text{ (W/m.K)}$. Comparaison avec les résultats de la référence. [8]

Chapitre IV : Résultats et Interprétation

La figure suivante (Figure. IV. 2) représente pour le 15^{ème} jour de chaque mois, mars, juin, juillet, août, septembre et décembre (jour type du mois), la variation en fonction du temps (24h) de :

- L'évolution des pertes de chaleur totales de la chambre froide pour une température de la chambre demandée (condition de stockage) égale à -4°C et une température extérieure considérée constante toute la journée.

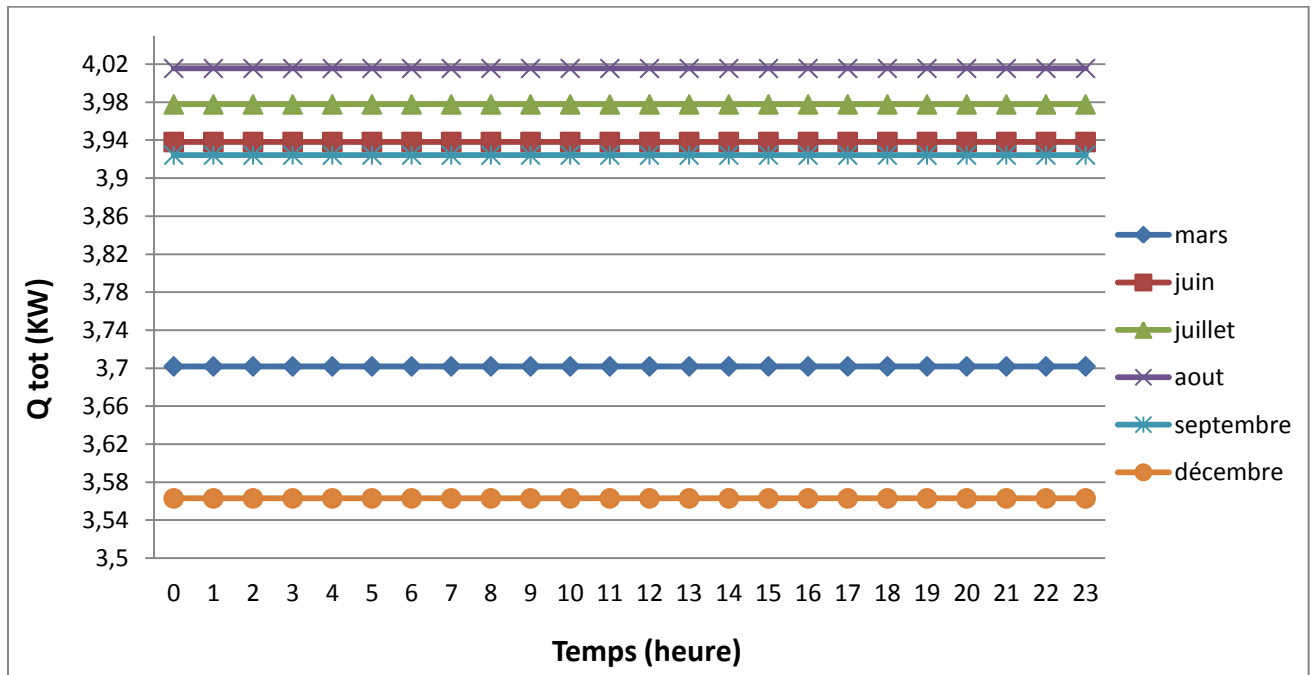


Figure IV.2 : Variation de pertes totales en fonction du temps (cas 1).

D'après la Figure IV.2 illustrant les pertes de chaleur totales de la chambre froide une période de six mois, On constate que Q_{tot} en août, juin, juillet, septembre est supérieure à Q_{tot} dans le cas [8] (3,66 kW); tandis que le Minimum est au mois de décembre (3,56 kW), suivi de mars (3,70 kW). On constate que lorsque la température diminue, les pertes diminuent également. Ainsi, ces pertes déterminent notre choix de système de conservation (la puissance du climatiseur) pour le local de conservation.

- **Cas 2 :** évolution en fonction du temps de la quantité de chaleur perdue

$T_{int} = +8^{\circ}\text{C}$, $T_{ext} = \text{constante}$, $\lambda_{is} = 0,029 \text{ (W/m.K)}$. Comparaison avec le cas [8]

La figure suivante Figure IV. 3 représente pour le 15^{ème} jour de chaque mois, mars, juin, juillet, août, septembre et décembre (jour type du mois), la variation en fonction du temps (24h) de :

Chapitre IV : Résultats et Interprétation

- L'évolution des pertes de chaleur totales de la chambre froide pour une température de la chambre demandée (condition de stockage) égale à +8 et une température extérieure considérée constante toute la journée.

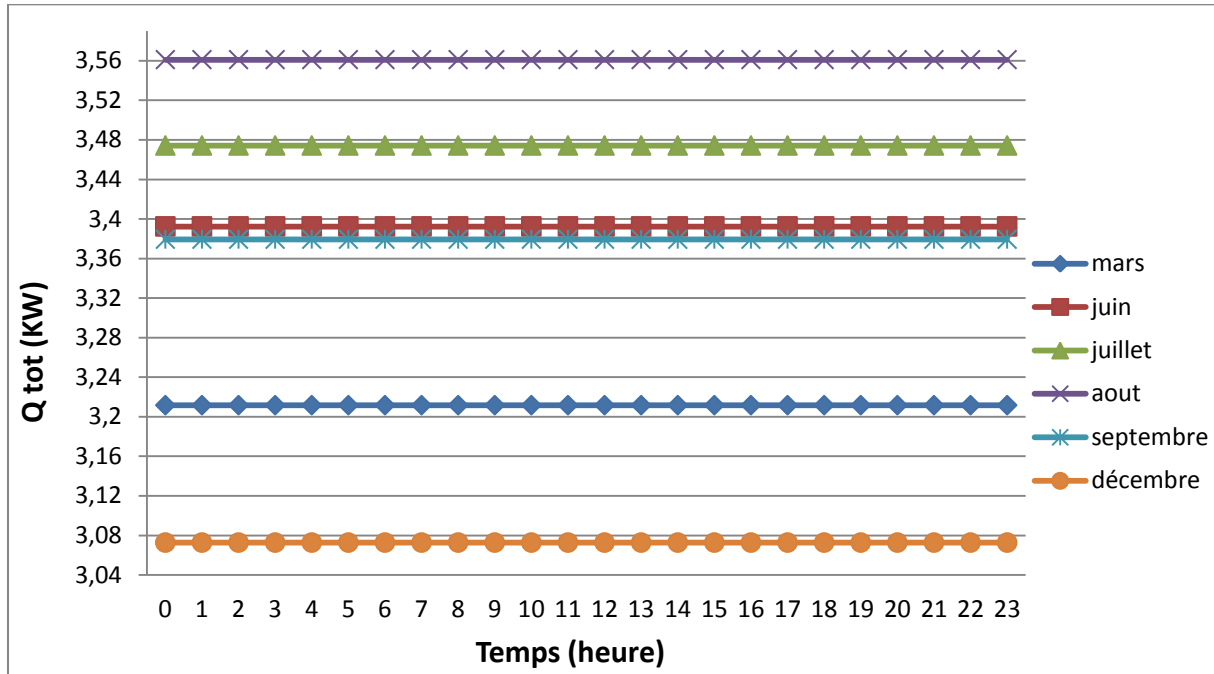


Figure IV.3 : Variation de pertes totales en fonction du temps (cas 2).

Les résultats des pertes de chaleur calculées indiquent que celles-ci sont plus importantes pendant les mois : août, juillet, juin, septembre ; avec un pic enregistré au mois d'août de l'ordre de 3,56 kW suivi par celle de juillet (3,47kW). Par rapport à mars et décembre, plus faible avec une valeur de 3,21 kW et 3,07kW, mais quand on compare ces résultats avec le cas [8] : ($T_{ex} = 34 \text{ °C}$ et $T_{int} = +8 \text{ °C}$), on remarque qu'il y a une différence entre les pertes de chaleur, puisque celle-ci atteint 3,66 kW dans le cas. [8] Ainsi, le calcul de ces pertes conditionne le choix du système de conservation (puissance du climatiseur). La différence calculée permet de rationaliser la consommation d'énergie par le choix du système rationnel.

- Dans les cas suivants, nous calculons la perte de chaleur de la chambre froide avec une température extérieure de base variable (24 heures).
 - **Cas 3 :** évolution en fonction du temps de la quantité de chaleur perdue

$$T_{int} = -4 \text{ °C}, T_{ex} = f(t), \lambda_{is} = 0,029 \text{ (W/m.K)}$$

La figure suivante (Figure. IV. 4) représente pour le 15^{ième} jour de chaque mois, mars, juin,

Chapitre IV : Résultats et Interprétation

juillet, août, septembre et décembre (jour type du mois), la variation en fonction du temps (24h) de:

- L'évolution des pertes de chaleur totales de la chambre froide pour une température de la chambre demandée (condition de stockage) égale à -4°C et une température extérieure considéré variable.

On remarque qu'entre minuit et 6 h du matin : la valeur des pertes Q_{tot} est basse sur six mois. Puis entre 6 h et 18 h, les pertes Q_{tot} augmentent pour les six mois pour atteindre un maximum à 17 h. Ensuite elles baissent entre 18 h et 23 h. On peut voir que le changement de température pendant 24 h a un grand effet sur les pertes.

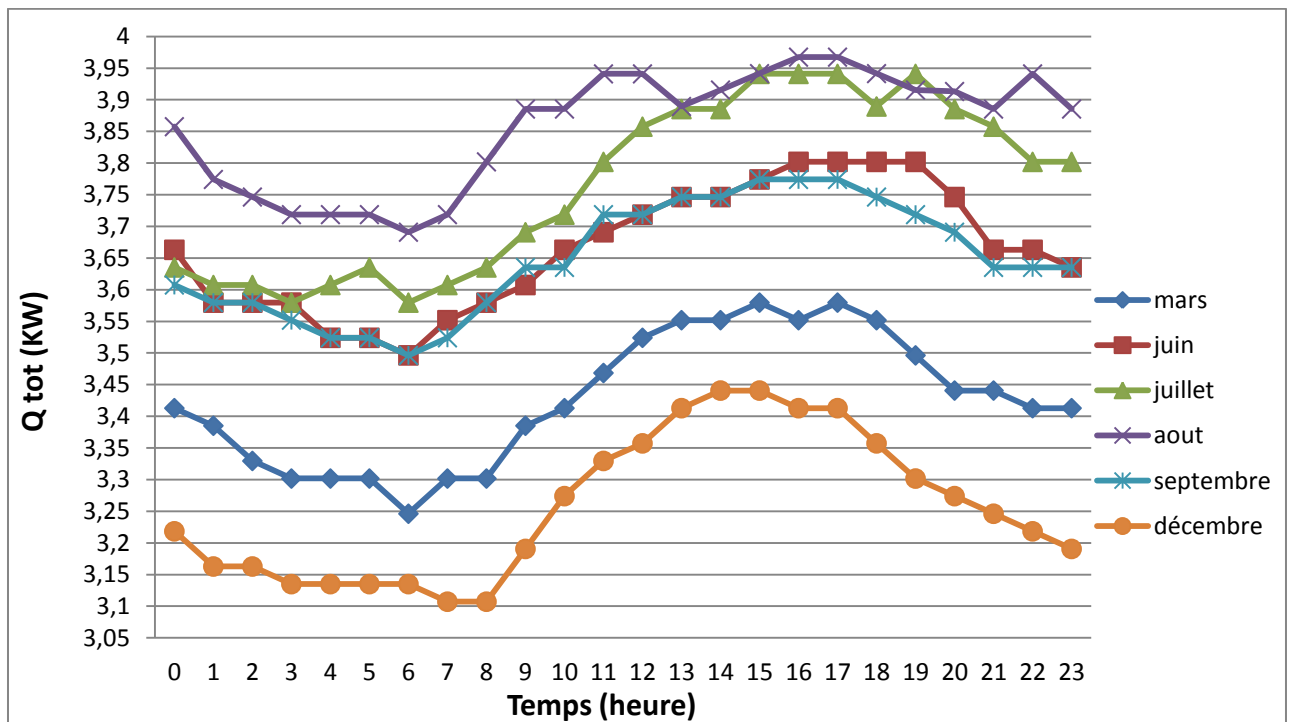


Figure IV.4 : Variation de pertes totales en fonction du temps (cas 3).

En analysant les courbes des graphiques, nous remarquons que la variation des pertes totales dépend de la variation de la température extérieure selon trois intervalles de temps :

- Entre 0 h et 6 h : diminution des pertes totales dues à l'absence de soleil, cela est dû à la baisse de température.

- Entre 6 h et 18 h : on note que l'augmentation de température après le lever du soleil a entraîné une augmentation de Q_{tot} et on voit que les pertes sont plus importantes surtout pour le mois d'août (3,97kW).

Chapitre IV : Résultats et Interprétation

- Entre 18 h et 23 h : avec le coucher du soleil, l'intensité du soleil diminue progressivement, et donc la diminution de la température entraîne une diminution des pertes totales.

- **Cas 4** : évolution en fonction du temps de la quantité de chaleur perdue

$T_{int} = +8\text{ °C}$, $T_{ex} = f(t)$, $\lambda_{is} = 0,029\text{ (W/m.K)}$.

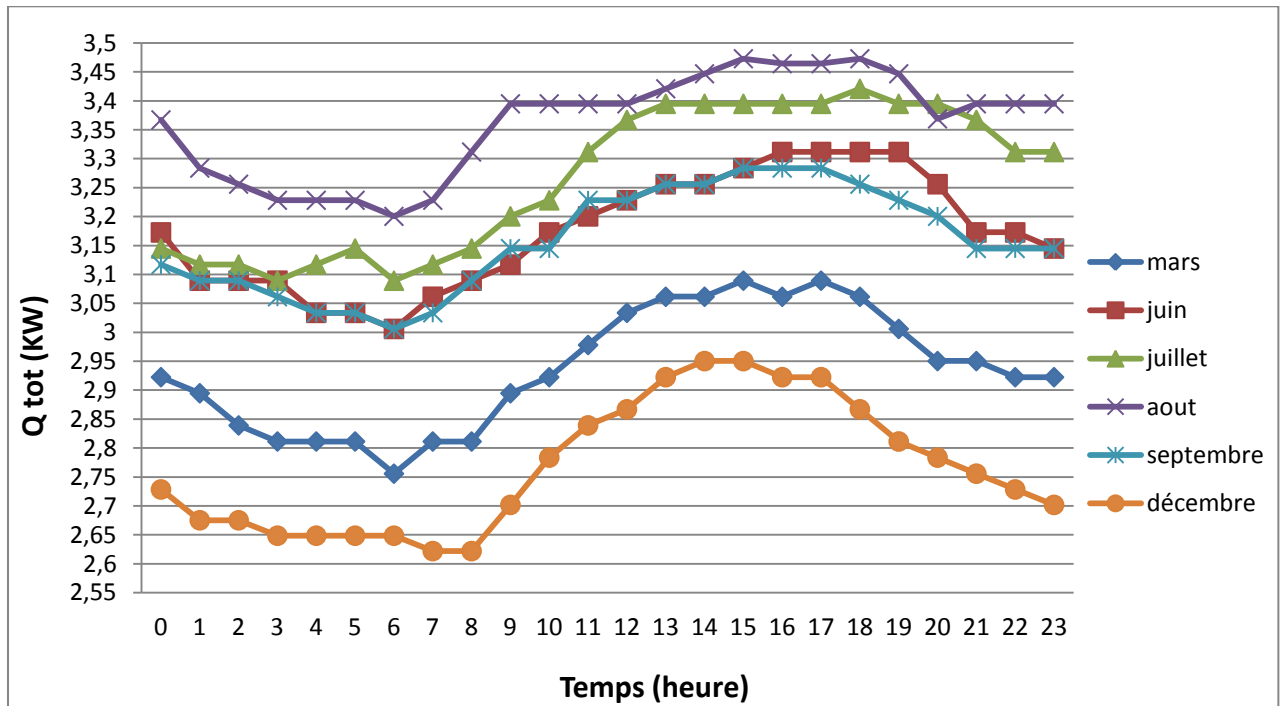


Figure IV.5 : Variation de pertes totales en fonction du temps (cas 4).

La Figure IV. 5 représente pour le 15^{ième} jour de chaque mois, mars, juin, juillet, août, septembre et décembre (jour type du mois), la variation en fonction du temps (24 h) de :

- L'évolution des pertes de chaleur totales de la chambre froide pour une température de la chambre demandée (condition de stockage) égale à +8°C et une température extérieure considérée **variable**.

La différence entre le cas 3 et 4 est la température interne du local de stockage, où dans le cas 3, nous avons considéré une chambre négative à -4 °C et dans le cas 4, nous avons considéré une chambre positive à +8°C. Comme nous pouvons le voir sur la figure IV.4 et IV.5 elles ont la même variation pendant six mois, mais les pertes totales sont maximales pour le cas3 sont 3, 97 kW, et pour le cas4 sont 3, 46kW. Les pertes totales minimales pour le cas 3 atteignent 3,10 kW en décembre, alors qu'elles atteignent 2,62 kW (décembre) dans le cas 4. On peut voir également que la chambre négative perd plus que la chambre positive.

Chapitre IV : Résultats et Interprétation

- **Cas 5** : évolution en fonction du temps de la quantité de chaleur perdue

$T_{int} = -4 \text{ } ^\circ\text{C}$, $T_{ext} = f(t)$, $\lambda_{is} = 0,14 \text{ (W/m.K)}$.

Dans ce cas, nous avons testé des matériaux bio sources comme matériau isolant. Ce sont des matériaux composites (Feuilles-Polystyrène) ayant une conductivité thermique de $0,14 \text{ (W/m.K)}$. où a été utilisé les déchets de feuillets de palmier dattier et le polystyrène expansé dissolu dans l'essence qui sont utilisés comme matrice.

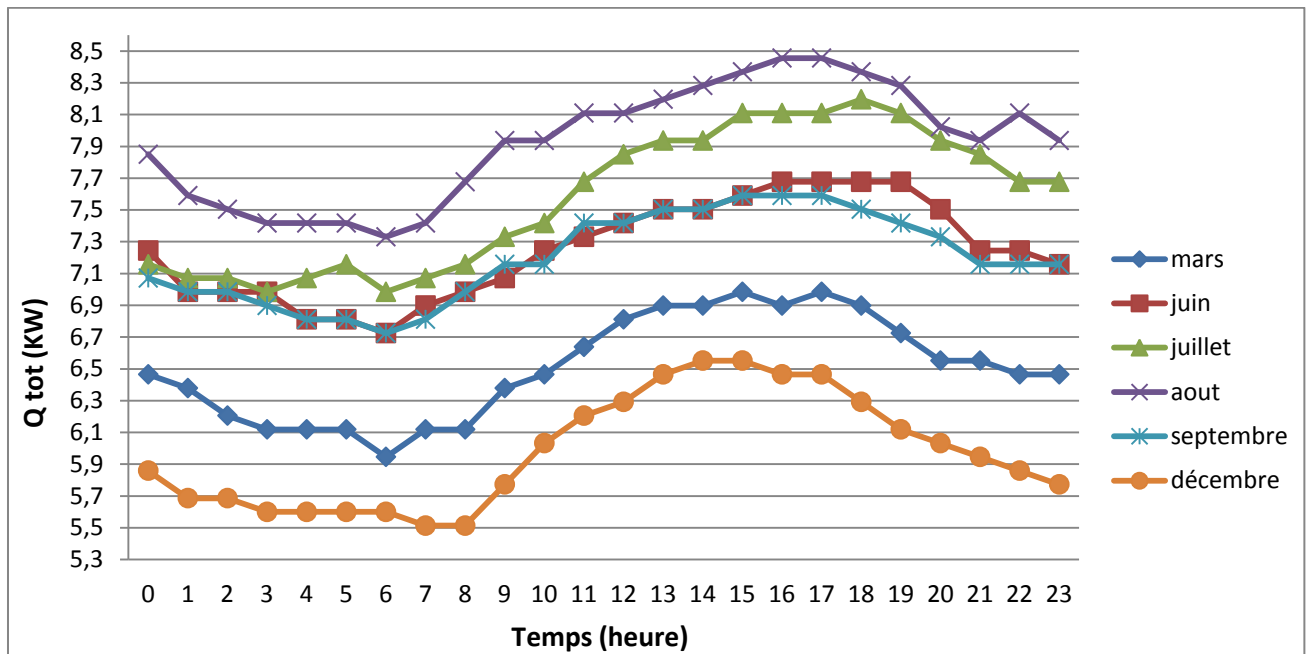


Figure IV.6 : Variation de pertes totales en fonction du temps (cas 5).

La figure suivante Figure IV. 6 montre l'évolution des pertes de chaleur totales pour le 15^{ième} jour de chaque mois, mars, juin, juillet, août, septembre et décembre (jour type du mois), la variation en fonction du temps pour les 24h. On constate que l'utilisation du matériau composite (fibres de palme/polystyrène), comme isolant occasionne une forte déperdition dans la chambre froide par rapport au matériau classique qu'est le polystyrène. Cela est justifié par la conductivité thermique qui est supérieure.

- **Méthode 2** : Calcul de la perte de chaleur en fonction du temps pour une température extérieure donnée par un modèle théorique : N Moumni, polycopie (Le projet solaire 2022) [27].

$$T_e = \frac{(T_{MAX} + T_{MIN})}{2} + \left(\left(\frac{T_{MAX} - T_{MIN}}{2} \right) \cdot \cos\left(2\pi \left(\frac{TSV - midibiskra}{dt} \right) \right) \right)$$

IV.2

Chapitre IV : Résultats et Interprétation

➤ Nous calculons la perte de chaleur de la chambre froide avec une température extérieure de base variable pendant 24 heures pour les cas suivants :

- **Cas 3** : évolution en fonction du temps de la quantité de chaleur perdue

$$T_{int} = -4 \text{ °C}, T_{ext} = f(t), \lambda_{is} = 0,029 \text{ (W/m.K)}.$$

La Figure IV. 7 illustrant les pertes de chaleur totales de la chambre froide pour une période de six mois pour le 15^{ème} jour de chaque mois, mars, juin, juillet, août, septembre et décembre (jour type du mois). On peut voir que la déperdition thermique est constante pendant la période de nuit (du coucher au lever du soleil, la température la nuit étant prise constante égale à sa valeur minimale). Pendant le jour, elle atteint sa valeur maximale, qui est pour le mois d'aout par exemple égale à 4,180 kw (calculée par les deux méthodes).

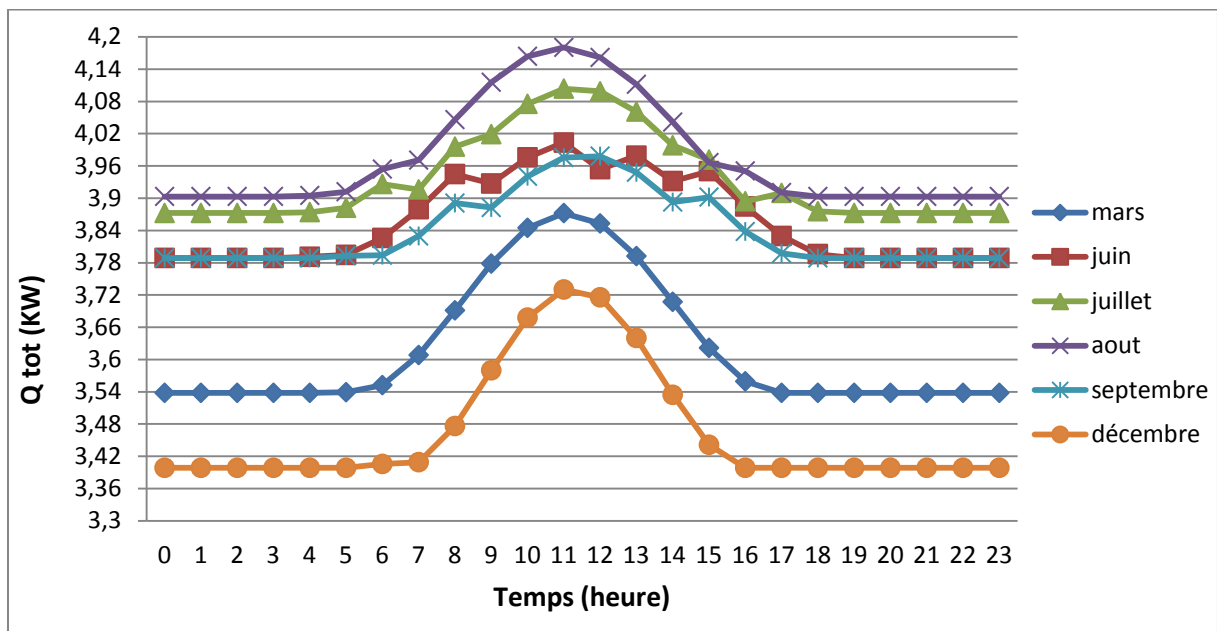


Figure IV.7: Pertes totales en fonction du temps (cas 3).

- **Cas 4** : évolution en fonction du temps de la quantité de chaleur perdue

$$T_{int} = +8 \text{ °C}, T_{ext} = f(t), \lambda_{is} = 0,029 \text{ (W/m.K)}.$$

Mêmes conditions que le cas 3, la différence réside uniquement dans la température interne du local de stockage.

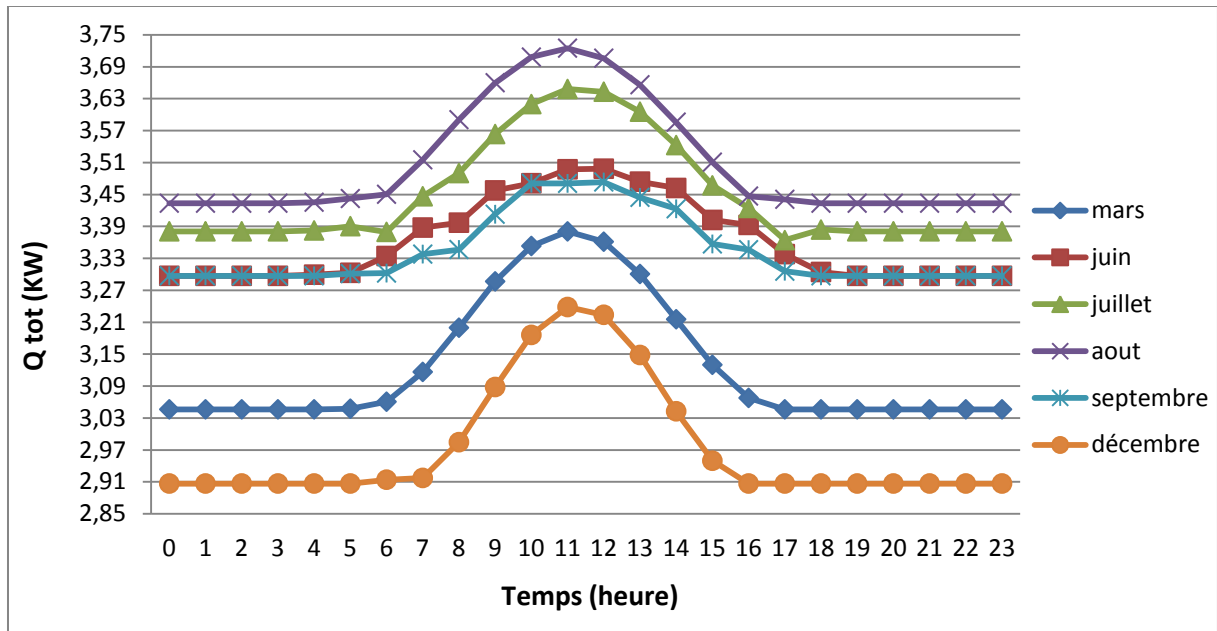


Figure IV.8: Pertes totales en fonction du temps (cas 4).

La figure IV.8 montre que Q_{tot} c'est approximativement la même variation pour une période de six mois pour les pertes totales, où elle est constante du coucher au lever du soleil ($T_{nuit} = cste$) et variable pendant le jour, et la perte de chaleur atteint $3,724 \text{ kW}$ au mois d'août, alors qu'elle atteint $3,97 \text{ kW}$ en août. (Méthode 1).

- **Cas 5 :** évolution en fonction du temps de la quantité de chaleur perdue

$T_{int} = -4 \text{ °C}$, $T_{ex} = f(t)$, $\lambda_{is} = 0,14 \text{ (W/m.K)}$.

La figure IV. 9 montre l'évolution des pertes de chaleur totales pour le 15^{ième} jour de chaque mois, mars, juin, juillet, août, septembre et décembre (jour type du mois), la variation en fonction du temps (24 h).

Les résultats montrent que la perte thermique calculée par la méthode 1 est supérieure à la perte thermique calculée par la méthode 2, où la valeur la plus élevée en Aout atteint $10,120 \text{ kW}$ et $8,455 \text{ kW}$ par la méthode 1.

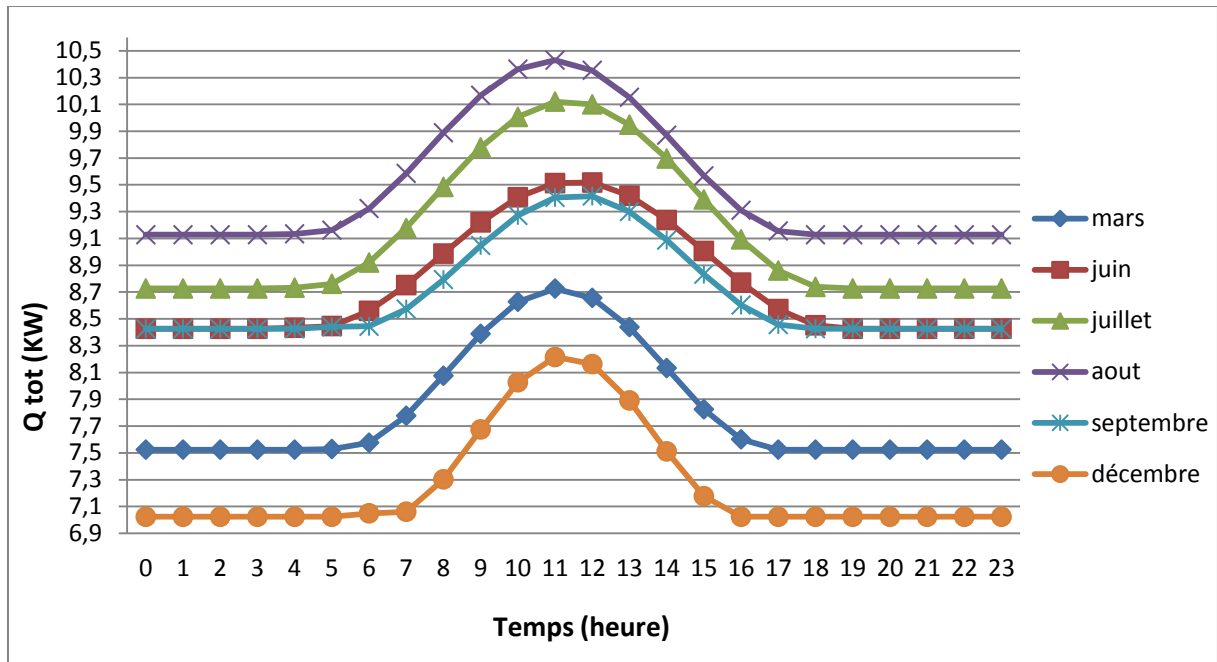


Figure IV.9 : Pertes totales en fonction du temps (cas 5).

IV.4. Conclusion

Dans ce chapitre nous avons exposé et interprété les résultats des calculs effectués relatifs à l'étude de l'effet de la température extérieure (constante et variable) ainsi que l'effet des biomatériaux (Feuilles-Polystyrène) sur les déperditions des locaux de conservations des dattes dits 'chambres froides'. Ceci étant fait pour les six mois sensibles. Les résultats ont comparés avec le cas [8] ($T_{\text{ext}} = 34 \text{ °C}$ et $T_{\text{int}} = +8 \text{ °C}$). Ceci étant fait par deux méthodes.

Les résultats ont montré que l'utilisation du matériau composite (fibres de palme/polystyrène) comme isolant occasionne une forte déperdition dans la chambre froide par rapport au matériau classique qu'est le polystyrène. Cela est justifié par la conductivité thermique du bois de palmier est supérieur à celle du polystyrène.

Conclusion générale

Conclusion générale

Cette étude a pour objectif principal en premier lieu, l'étude du comportement d'une chambre de conditionnement de produits alimentaires (ici le cas des dattes) et de voir l'influence de certains paramètres climatiques sur les échanges thermiques entre la chambre et le milieu environnant. Il s'agit en premier lieu de voir l'influence de la température extérieure et de calculer les charges thermiques. En second lieu, voir l'effet de certains biomatériaux ayant des caractéristiques (mécanique, thermique, écologique et économique), des matériaux composites (Feuilles-Polystyrène) avec une conductivité thermique moyenne comprise entre 0,11 et 0,16 ($W/m.K$).

Pour cela, nous avons estimé qu'il est intéressant de voir certaines références ayant traités la conservation des produits alimentaires à travers une analyse bibliographique ; où il s'avère que les différents apports de chaleur doivent être calculés afin de déterminer les paramètres énergétiques des chambres froides tels que la puissance et le rendement de ces systèmes. Ensuite, nous avons donné un aperçu des différentes techniques et méthodes de production de froid. Les calculs des déperditions thermiques sont effectués par deux méthodes, comparés à ceux donnés par la référence [8]. Une différence remarquable est constatée. Celle-ci conditionne le choix de matériel adéquat pour rationaliser l'utilisation d'énergie de source classique surtout pour des systèmes énergivore en période de grande demande d'énergie.

Enfin les résultats obtenus montrent que le recours aux matériaux biosourcés comme matériaux isolants, par exemple le bois de palmier (fibres de palme/polystyrène) moins onéreux, disponible dans notre pays avec des bonnes propriétés mécaniques et thermiques, ne présente pas un grand intérêt pour cette technologie comparé, comme isolant au polystyrène.

Référence

- [1] Krishnakumar, T. 'Design of cold storage for fruits and vegetables'. Tamil Nadu Agricultural University, 1-58. (2002).
- [2] Hmida, A., Chekir, N., Laafer, A., Slimani, M. E. A., & Brahim, A. B. 'Modeling of cold room driven by an absorption refrigerator in the south of Tunisia: A detailed energy and thermodynamic analysis'. *Journal of Cleaner Production*, 211, 1239-1249. (2019).
- [3] Mbengue, B., Diagne, I., Ba, A., Traore, Y., Faye, S., Traore, P. T., & Sissoko, G. 'Influence de la période d'excitation sur le transfert thermique d'une plaque d'isolation thermique filasse-plâtre accolée à un mur: Application à une chambre froide'. *International Journal of Innovation and Applied Studies*, 29(3), 359-367. (2020).
- [4] Chadli, S., Allaoui, M., Menacer, D., Tizzaoui, M. 'Influence d'angle d'orientation du flux d'air sur l'optimisation d'énergie dans une chambre froide'. *Fifth International Conference on Energy, Materials, Applied Energetics and Pollution*. (2019).
- [5] Bishnoi, R., & Aharwal, K. R. Experimental investigation of air flow field and cooling heterogeneity in a refrigerated room. *Engineering Science and Technology, an International Journal*, 23(6), 1434-1443. (2020).
- [6] Chaurasia, P. B. L., Singh, H., & Prasad, R. N. 'Passive cool chamber for preservation of fresh vegetables'. *SESI Journal: Journal of the Solar Energy Society of India*, 15(1), 47. (2005).
- [7] De Micheaux, T. L. 'Modélisation des écoulements d'air et des transferts de chaleur dans un camion frigorifique: Etude des performances d'un dispositif de rideau d'air innovant pour le maintien de la chaîne du froid et la réduction des pertes à l'ouverture des portes'. Thèse de doctorat, Université de Lyon. (2016).
- [8] KAMEL, B. 'Etude de faisabilité d'un local de conservation de dattes basée sur l'énergie solaire. Application à la région de Biskra'. Thèse de magistère, Université de Biskra. (2012).
- [9] Mamadou Moustapha SECK et Mory Seye, 'Conception d'entrepôts frigorifiques pour le projet Coop-Pionnier de THIES : « Optimisation énergétique économique et environnementale », Mémoire de master université Cheikh Anta Diop, Ecole supérieure polytechnique. (2000).
- [10] AINSEUR Riad et Hammachi Amir, 'Etude et dimensionnement d'une chambre froide - cevital elkseur Bejaia' Mémoire de master, université Abderrahmane MIRA- BEJAIA. (2019).
- [11] Belkahla walid et Chibane abderahim, 'Etude d'une chambre froide située dans une zone saharienne', Mémoire de master, université Akli Mohand Oulhadj- Bouira. (2018).
- [12] HAFSI Khebab, 'Etude d'un entrepôt frigorifique polyvalent', Mémoire de master, Université Frères Mentouri- Constantine. (2016).

-
- [13] Afif Ouissam Affaf et Youcefi Affaf, ‘‘Etude et dimensionnement d’une installation frigorifique pour une usine de production de pizzas fraiches et surgelées ainsi que de viennoiseries surgelées’’, Mémoire de master, université Saad Dahlab-Blida1. (2019).
- [14] Abbas Djamel et Hocine Ali, ‘‘Etude et dimensionnement d’un centre de dépôt frigorifique’’, Mémoire de master, Université Akli Mohand Oulhadj – Bouira. (2017).
- [15] Kangnivi C, Akoua, ‘‘Avant-projet de construction d’exploitation de chambres froides pour la conservation des produits’’, Mémoire de master, Université D’abomey-Calavi. (2015).
- [16] <https://www.heuze.fr/chambre-froide/>/date de consultation. 08/05/2022.
- [17] Djoudi, T. ‘‘Elaboration et caractérisation de composites bio-sources à base de fibres de palmier dattier’’. Thèse de doctorat, Université de Biskra. (2019).
- [18] Othman, J. ‘‘chambre froide’’, institut des sciences appliquées et économiques centre du Liban associe au CNAM, pp35-36. (2013).
- [19] Tahar, MASR I. ‘‘Contribution au développement des matériaux de construction à base des sous-produits du palmier dattier’’. Thèse de Doctorat, Université de Biskra. (2018).
- [20] <https://www.renovationtravaux.fr/schema-pompe-a-chaaleur/>/date de consultation. 08/05/2022.
- [21] B, Touhami. ‘‘Machines frigorifiques et pompes à chaleur.’’ (2021).
- [22] M, Erraj, ‘‘Bilan frigorifique d’une chambre froide’’, Mémoire de master, Université Sultan Moulay Slimane, pp 28, 29. (2015).
- [23] <https://energieplus-lesite.be/techniques/climatisation8/production-de-froid/machine-frigorifique-a-compression/>/date de consultation.18/5/2022.
- [24] M, Hamzaoui, ‘‘Réfrigération solaire’’, Mémoire de master, Université Sultan Moulay Slimane, p 28. (2020).
- [25] Règlements thermiques des bâtiments d’habitation, ‘‘Règles de calcul des déperditions calorifiques’’, Fascicule1 D.T.RC3-2. (1972).
- [26] [https://rp5.by/Weather_archive_in_Biskra_\(airport\),_METAR/](https://rp5.by/Weather_archive_in_Biskra_(airport),_METAR/)/date de consultation .30/05/2022.
- [27] N.Moumami, polycopie ‘‘Le projet solaire’’. (2022).

Résumé

Dans ce travail on s'intéresse à l'étude de l'effet de la nature du matériau isolant et celui de la température ambiante sur le comportement énergétique d'une chambre de conservation des dattes. Il s'agit de calculer les déperditions thermiques de la chambre avec le milieu extérieure sous divers contextes. Deux méthodes sont considérées et comparées à une étude faite auparavant. Il s'avère que la température extérieure a une grande influence sur ces pertes et que le choix d'un système rationnel et adéquat dépend de ces valeurs. Les résultats des calculs ont montré que l'utilisation du matériau (palme fibre/polystyrène), comme isolant ne présente pas d'intérêt vis-à-vis des déperditions comparé à un isolant classique en polystyrène.

Mot clés : Chambre froide, déperditions, dattes, température extérieure, biomatériaux.

المخلص

هذا العمل يهتم بدراسة تأثير طبيعة المادة العازلة وتأثير درجة الحرارة المحيطة على سلوك الطاقة لغرفة تخزين التمور. من خلال حساب الخسائر الحرارية للغرفة مع البيئة الخارجية تحت عدة شروط. هناك طريقتان أخذتا بعين الاعتبار وقورنتا بدراسة أجريت من قبل. اتضح أن درجة الحرارة الخارجية لها تأثير كبير على هذه الخسائر وأن اختيار نظام عقلائي ومناسب يعتمد على هذه القيم. أظهرت نتائج الحسابات أن استخدام مادة (ألياف النخيل / البوليسترين) كعزل ليس له أهمية فيما يتعلق بالفاقد مقارنة بعازل تقليدي البوليسترين.

الكلمات المفتاحية: غرفة التبريد، الفاقد، التمور، الحرارة الخارجية، المواد الحيوية.

Abstract

In this work we are interested in the study of the effect of the nature of the insulating material and that of the ambient temperature on the energy behavior of a date storage chamber. It is a question of calculating the thermal losses of the room with the external environment under various contexts. Two methods are considered and compared to a previous study. It turns out that the outside temperature has a great influence on these losses and that the choice of a rational and adequate system depends on these values. The results of the calculations showed that the use of the material (palm fibre/polystyrene) as insulation is of no interest with regard to losses compared to a conventional polystyrene insulation.

Keywords: Cold room, losses, dates, outside temperature, biomaterials.