HAL
open science

Chambre froide

Othman Jaber

To cite this version:

Othman Jaber. Chambre froide. Autre. 2013. dumas-01222212

HAL Id: dumas-01222212

https://dumas.ccsd.cnrs.fr/dumas-01222212

Submitted on 29 Oct 2015

HAL is a multi-disciplinary open access archive for the deposit and dissemination of scientific research documents, whether they are published or not. The documents may come from teaching and research institutions in France or abroad, or from public or private research centers.

L'archive ouverte pluridisciplinaire **HAL**, est destinée au dépôt et à la diffusion de documents scientifiques de niveau recherche, publiés ou non, émanant des établissements d'enseignement et de recherche français ou étrangers, des laboratoires publics ou privés.

Institut des Sciences Appliquées et Economiques

Centre du Liban Associé au ***CNAM***

Mémoire

Présenté en vue d'obtenir

Le Diplôme d'Ingénieur

SPÉCIALITÉ ÉNERGÉTIQUE

Chambre Froide

Présenté par: Othman JABER

Soutenu en juillet 2013

Membre de jury : Pr. Christophe MARVILLET

Dr. Tony JABBOUR

Dr. François KHOURY

DEDICACES

A

Mon père

Ma mère

Mes sœurs et mon frère

Ma famille entière

Mes amis

Et à tous qui aiment l'éducation et la connaissance

REMERCIEMENT

J‟aimerais exprimer toute ma reconnaissance aux personnes qui ont contribué à la réussite de ce travail. Plus particulièrement :

- Le Dr Tony JABBOUR, pour l‟intérêt qu‟il porte au sujet, son encadrement, son soutien continu et la mise à notre disposition des documents de base.
- Le Dr Francois KHOURY, pour son soutien et la mise à notre disposition des documents de base.
- Le Dr Basam ASSAF, pour sa mise à notre disposition des documents de base.
- Mr Michel HALLAK, Directeur de la NPPC, pour l‟intérêt qu‟il porte au sujet.
- Mr SALMAN, Service de l‟agriculture, pour sa mise à notre disposition des informations sur l‟agriculture.
- Mr. Hasan ZEEITER pour l‟intérêt qu‟il porte au sujet.
- A tous ce qui m‟ont aider à accomplir ce travail.

Sommaire

Dans un contexte économique qui s"annonce de plus en plus difficile à cause des multiples crises économiques, financières et alimentaires d"une part, des craintes d"épuisement des réserves mondiales de pétrole, de gaz et des ressources minières d"autre part, notre pays doit exploiter et mieux conserver ses ressources agricultures. Ces ressources sont importantes, cependant le manque de moyens, le cout élevé des méthodes de stockage font qu"elles restent encore mal exploitées.

Ainsi nous sommes amenés à concevoir plusieurs chambres froides avec un système de refroidissement par l"eau froide et un système de dégivrage par l"eau chaude ainsi l"utilisation la technique « Free Cooling » pour répondre aux besoins de conservation à courte et longue durée des produits agricultures.

Ce projet vise à mettre en œuvre deux aspects importants d"une politique d"animation de l"agriculture artisanale et locale :

- Mise à la disposition des agriculteurs une chambre de conservation, pour qu"en période de captures abondantes, on puisse conserver une partie jusqu"aux périodes de raréfactions donnant lieu à de bon pris.
- Utilisation d"une source de dégivrage par l"eau chaude et la technique « Free Cooling » en réduisant la consommation électrique dont l"impact positive incontestable et les couts d"exploitation ne sont pas exorbitants.

Notre démarche de conception consistera à utiliser des chambres froides. Un aménagement et une isolation thermique seront faits sur la structure. Une étude thermique détaillée permettra de déterminer la puissance frigorifique qui sera la base de dimensionnement du système frigorifique. Alors qu"une étude mécanique permettra de déterminer les dimensions des échangeurs d"eau froide et d"eau chaude avec le fluide frigorigène froid et chaud respectivement. Ainsi le dimensionnent des tuyaux de conduire d"eau chaude et froide et ses auxiliaires et du système de pompage et du système de conduits pour la technique « Free Cooling ». Une analyse économique et environnementale permettra enfin de voir la rentabilité économique du projet et son impact sur l"environnement.

Tableau des matières

SOMMAIRE **4**

TABLEAU DES MATIERES **5**

LISTE DES FIGURES **10**

LISTE DES TABLEAUX **12**

INTRODUCTION **13**

PARTIE I **14**

GENERALITES SUR L'AGRICULTURE ET LES PROBLEMES LIES A L'EXPLOITATION DE SES PRODUITS **14**

I.1 L'AGRICULTURE AU LIBAN 15

I.1.1 Le secteur agricole du Liban *15*

I.1.2 Les principaux terrains cultivables et leurs infrastructures *15*

I.2 TRAITEMENT DES PRODUITS AGRICOLE 16

I.2.1 Séparation-Nettoyage *16*

I. 2.2 La réfrigération *16*

PARTIE II **18**

ETUDE DES CHARGES THERMIQUES AUTOUR D'UNE CHAMBRE FROIDE **18**

II.1 GENERALITES SUR LES CHAMBRES FROIDE 19

II.2 ETUDE DES CHAMBRES FROIDES 20

II.2.1 Les chambres froides positives ou chambre de réfrigération *20*

II.2.2 Les chambres froides négatives *20*

II.2.2.1 La congélation 20

II.2.2.2 La surgélation 20

II.3 BILAN THERMIQUE D'UNE CHAMBRE FROIDE 21

- LES CHARGES EXTERNES : 21
- LES CHARGES INTERNES : 21

II.3.1 Détermination des charges externes *22*

II.3.1.1 Charges thermiques par transmission à travers les parois (Qtr) 22

- Coefficient global d'échange de chaleur *(K)* 22
- Surface de transmission de la paroi 22
- Ecart de température $\Delta\theta$ en K 22
- Correction de l'écart virtuel de température pour les toits 23
- Correction de l'écart virtuel de température pour les murs 24

II.3.1.2 Charges thermiques par renouvellement d'air (Qre) 24

II.3.1.3 Charges thermiques par ouverture des portes (Qop) 25

- Détermination du temps d'ouverture des portes 25

II.3.2 CHARGES THERMIQUES INTERNES *26*

II.3.2.1 Charges thermiques indépendantes des denrées entreposées 26

II.3.2.1.1 Charges thermiques dues à l'éclairage (Qec) 26

II.3.2.1.2 Charges thermiques dues aux personnes (Qpe) 26

II.3.2.1.3 Charges thermiques dues à des machines diverses (Qme) 27

II.3.2.2 Charges thermiques internes dépendantes des denrées entreposées 27

II.3.2.2.1 Charges thermiques dues aux denrées entrant (Qde) 27

II.3.2.2.2 Charges thermiques dues à la dissociation chimique des produits $(Qresp)$ 28

II.3.2.2.3 Charges thermiques dues aux moteurs des ventilateurs $(Qvent)$ 28

II.3.2.2.4 Charges thermiques dues aux résistances de dégivrage $(Qdeg)$ 29

II.3.4 Charge frigorifique effective (Qo) *29*

PARTIE III **30**

ISOLATION DE LA CHAMBRE FROIDE ET CALCUL DES CHARGES THERMIQUES **30**

III.1.1 Les caractéristiques techniques (matériaux, dimensions,) *32*
III.1.2 Amélioration et Aménagement à faire *33*
III.2 ISOLATION DE LA CHAMBRE FROIDE 33
III.2.1 Généralités sur l'isolation *33*
III.2.2 La conductivité thermique ou coefficient de conductibilité des matériaux *34*
III.2.3 Les types d'isolants *35*
III.2.4 Les normes d'isolation *36*
III.2.5 Le choix de l'isolant pour la chambre froide *36*
III.3 LES DONNEES DE BASE POUR LA CONSERVATION 37
III.3.1 Enveloppe *37*
III.3.2 Lieux et Orientation de la chambre froide *37*
III.3.3 Construction de l'isolation de la chambre *37*
III.3.4 DONNEES D'EXPLOITATION *39*
III.3.4.1 Types de produits et charge maximale 39
- Charge maximale : 40

III.3.4.2 Conditions intérieures de conservation 42
III.3.4.3 Données climatiques extérieures 42
III.3.4.4 Atmosphère dans les chambres froides 43
1. Brassage d'air 43
2. Renouvellement d'air 43

III.4 CALCUL DES CHARGES 44
III.4.I Calcul des charges externes *44*
III.4.I.I Charges thermiques par transmission à travers les parois 44
➢ CHAMBRE DE CONGÉLATION 44
III.4.1.2 Complément d'apport par transmission à travers les parois exposées directement au rayonnement solaire 45
III.4.1.3 Charges thermiques par renouvellement d'air (Qre) 46
III.4.1.4 Charges thermiques par ouverture des portes (Qop) 47
III.4.2 CHARGES INTERNES *47*
III.4.2.1 Charges thermiques indépendantes des denrées entreposées 47
III.4.2.1.1 Charges thermiques dues à l'éclairage 47
III.4.2.1.2 Charges thermiques dues aux personnes 47
III.4.2.2 Charges thermiques internes dépendantes des denrées entreposées 47
III.4.2.2.1 Charges thermiques dues aux denrées entrant (Qde) 48
III.4.2.2.2 Charges thermiques dues à la respiration ($Qresp$) 48
III.4.2.2.3 Charges thermiques dues aux moteurs des ventilateurs ($Qvent$) 49
III.4.2.2.4 Charges thermiques dues aux résistances électriques du système de dégivrage (Qresis) 49
III.4.3 PUISSANCE FRIGORIFIQUE *49*
➢ CALCULE DES DÉPERDITIONS PAR LE LOGICIEL DE LA CHAMBRE DE CONGÉLATION FIGURE 3: CALCULE DE LA CHAMBRE DE CONGÉLATION PAR LE LOGICIEL 51
➢ CHAMBRE DE RÉFRIGÉRATION PAR SYSTÈME DE FRÉON DIRECT 52
- *Chambre de dimension 12 x 12* *53*
- *Chambre de dimension 18 x 12* *53*

PARTIE IV **55**

DIMENSIONNEMENT DES SYSTEMES FRIGORIFIQUES **55**

1) LA CHALEUR 56

2) LE FROID 56
IV.1 PRODUCTION DE FROID 56
IV.1.1 Généralités sur les moyens de production de froid 56
IV.1.2 LA MACHINE DE PRODUCTION DE FROID 57
IV.1.3 LES FLUIDES FRIGORIFIQUES 59
IV.1.3.1 Critère de choix d'un fluide frigorigène 60
IV.1.3.2 Les fluides frigorigènes les plus répandus [8] 61
IV.1.3.3 Caractéristiques thermodynamiques du fluide 63
IV.1.3.3.1 Température d'ébullition (θeb) 63
IV.1.3.3.2 Température critique (θcr) 63
IV.1.3.3.3 Pressions du cycle frigorifique 63
IV.1.3.3.4 Volume massique à l'aspiration du compresseur 63
IV.2 DIMENSIONNEMENT DES DIFFERENTS ELEMENTS DES DEUX SYSTEMES FRIGORIFIQUES 63
IV.2.1 Schéma de l'installation frigorifique 64
IV.2.2 Le dimensionnement du système de production frigorifique de la chambre positive en utilisant l'eau froide 65
IV.2.2.1 Conditions et hypothèses de fonctionnement de la machine utilisant l'eau froide 65
IV.2.2.2 Calcul et sélection des différentes parties de la machine 65
IV.2.2.2.1 Détermination du compresseur 66
IV.2.2.2.2 Détermination de l'évaporateur 67
IV.2.2.2.3 Détermination du condenseur 68
IV.2.2.2.4 Détermination du détendeur 68
IV.2.2.3 Détermination du coefficient de performance 69
IV.2.2 Le dimensionnement du système de production frigorifique de la chambre positive par fréon direct 69
IV.2.2.1 Conditions et hypothèses de fonctionnement de la machine par fréon direct 69
IV.2.2.2 Calcul et sélection des différentes parties de la machine 69
IV.2.2.2.1 Détermination du compresseur 70
IV.2.2.2.2 Détermination de l'évaporateur 71
IV.2.2.2.3 Détermination du condenseur 72
IV.2.2.2.4 Détermination du détendeur 72
IV.2.2.3 Détermination du coefficient de performance 73
IV.2.2 Le dimensionnement du système de production frigorifique de la chambre négative 73
IV.2.2.1 Conditions et hypothèses de fonctionnement de la machine de la chambre froide 73
IV.2.2.2.1 Détermination du compresseur 73
IV.2.2.2.2 Détermination de l'évaporateur 74
IV.2.2.2.3 Détermination du condenseur 75
IV.2.2.2.4 Détermination du détendeur 75
IV.2.2.3 Détermination du coefficient de performance 76
IV.2.3 LES ORGANES ANNEXES 76

PARTIE V 78

ETUDE ET DIMENSIONNEMENT DES ECHANGEURS FROIDES ET CHAUDES 78

V.1 NOTION DE L'ÉCHANGEUR 79
V.1 INTRODUCTION AUX ECHANGEURS DE CHALEUR 79
V.1.1 Généralités. Définitions 79
V.1.1.1 Expression du flux échangé 79
V.1.1.2 Fonctionnement à co-courant 81
V.1.1.3 Efficacité d'un échangeur 82
V.1.1.3.1 Définition et calcul 82

V.1.1.3.2 Signification du rendement 82
V.1.1.4 Nombre d"unités de transfert 83
V.1.1.4.1 Définition 83
V.1.1.4.2 Relation entre NUT et efficacité 84
V.1.2 Calcul d'un échangeur 84
V.1.2.1 Températures de sorties connues 84
V.1.2.3 Echangeurs frigorifiques 85
V.1.2.3.1 Condenseurs 85
V.1.2.3.2 Evaporateurs 86
V.1.2 Procédure du dimensionnement 87
V.l.3 Dimensionnement des éléments du système 88
- Echangeur Froid 88
- Echangeur Chaud 90

PARTIE VI 92

ETUDE ET DIMENSIONNEMENT DES TUYAUX ET DU SYSTÈME DU POMPAGE 92

VI.1 DIMENSIONNEMENT DES TUYAUX 93
VI.2 DIMENSIONNEMENT DES AUXILIAIRES 93
FIGURE 31: REPRÉSENTATION SCHÉMATIQUE DES CONDUITS ENTRANT ET SORTANT DE L'ÉVAPORATEUR AVEC LEURS AUXILIAIRES 95
1) Pompe du circuit froid 98
- Pompe au travail full load : 98
- Pompe au travail 60% load 100

2) Pompe de recirculation de l'échangeur froid Figure 39: Point de Fonctionnement du circuit froid 60% load 100
3) Pompe de recirculation pour l'évaporateur 101
4) Pompe de recirculation de l'échangeur chaud 102
5) Pompe du circuit chaud 103

PARTIE VII 105

SYSTÈME DE CONTRÔLE DE L'HUMIDITÉ DANS LES CHAMBRES DE STOCKAGE DES OIGNONS 105

PARTIE VIII 107

ETUDE ET DIMENSIONNEMENT DES DIFFERENTS ELEMENTS DE LA TECHNIQUE « FREE COOLING » 107

VIII.1 LES TECHNIQUES DE FREE COOLING 108
VIII.2 LE COEFFICIENT DE PERFORMANCE, COP 109
VIII.3 DAMPER ECONOMISEUR 109
VII.3.1 Travail du damper (volet) *109*
VIII.3.2 Actionneur du damper *111*
VIII.4 ETUDE DE CAS 111

PARTIE VIII 120

ETUDE ECONOMIQUE ET ENVIRONNEMENTALE 120

VIII.1 : ETUDE ECONOMIQUE 121
VIII.1.1 : Rendement exérgétique avec dégivrage par l'eau chaude 121
VIII.1.2 : Rendement exérgétique sans dégivrage par l'eau chaude et sans l'utilisation de la méthode de Free Cooling 122
VIII.1.3 : Rendement exérgétique avec l'utilisation de la méthode de Free Cooling 122

VIII.2 : ETUDE ENVIRONNEMENTALE 123
VIII.2.1 Classifications des émissions *123*
VIII.2.1.1 Emission directes 123
VIII.2.1.1 Emissions indirectes 123
VIII.2.1 GWP, T_{CEQ} ET TEWI 124
CONCLUSION GENERALE 127
REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES ET SITOGRAPHIQUES 128
ANNEXES 130

Liste des figures

Figure 1 : Chambre froide aux anciens siècles. 31
Figure 2: Représentation schématique du projet. 32
Figure 3: Calcule de la chambre de congélation par le logiciel 51
Figure 4: Calcule de la chambre de réfrigération par système de fréon direct par le logiciel. 52
Figure 5: Calcule de la chambre de réfrigération (12 x 12) utilisant l'eau froide par le logiciel. 53
Figure 6: Calcule de la chambre de réfrigération (18 x 12) utilisant l'eau froide par le logiciel. 53
Figure 7: Cycle frigorifique élémentaire 64
Figure 8: selectionnement du compresseur du system eau froide 66
Figure 9: selectionnement de l'évaporateur du system eau froide 67
Figure 10: selectionnement du condenseur du system eau froide 68
Figure 11: selectionnement du compresseur du système fréon direct 70
Figure 12: selectionnement de l"évaporateur du système fréon direct 71
Figure 13: selectionnement du condenseur du système fréon direct 72
Figure 14: selectionnement du compresseur du système de la chambre froide 73
Figure 15: selectionnement du compresseur de l'évaporateur de la chambre froide 74
Figure 16: selectionnement du condenseur du système de la chambre froide 75
Figure 17: Schéma d'un échangeur tubulaire simple 79
Figure 18 : schématisation des fonctionnements à co-courants et à contre-courant. 79
Figure 19: Evolution des températures dans un échangeur tubulaire fonctionnant à contre-courant 81
Figure 20: Représentation simplifiée des bénéfices engendre par un récupérateur de chaleur. 82
Figure 21: Evolution des températures dans un condenseur. 85
Figure 22: Evolution des températures dans un évaporateur noyé 86
Figure 23: Evolution des températures dans un évaporateur a détente sèche 87
Figure 24: Calcule Echangeur Froid 88
Figure 25:Resultat Echangeur Froid 89
Figure 26: Dimensions Echangeur Froid 89
Figure 27: Calcule Echangeur Chaud 90
Figure 28: Résultat Echangeur Chaud 91
Figure 29: Dimensions Echangeur Chaud 91
Figure 30:Representation schématique du système d"alimentation d'eau 94
Figure 31: Représentation schématique des conduits entrant et sortant de l'évaporateur avec leurs auxiliaires 95
Figure 32:Représentation schématique de l'échangeur d'eau froide 95
Figure 33: Représentation schématique d'une pompe principale d'alimentation de l'eau froide.. 96
Figure 34: Représentation schématique du système de dégivrage par l'eau chaude 96
Figure 35: Représentation schématique du circuit Fréon avec échangeur Froid et Chaud 97
Figure 36: Calcule de la pompe du circuit froid (full load) 99
Figure 37: Résultats des pompes du circuit froid (full load) 99
Figure 38: Point de Fonctionnement de la pompe du circuit froid (full load) 100

Figure 39: Point de Fonctionnement du circuit froid 60% load 100
Figure 40: Point de Fonctionnement pompe de recirculation de l"échangeur froid 101
Figure 41: Point de Fonctionnement pompe de recirculation pour l"évaporateur 102
Figure 42: Point de Fonctionnement pompe de recirculation de l"échangeur chaud 103
Figure 43: Point de Fonctionnement de la pompe du circuit chaud 104
Figure 44: Givre formant sur les ailettes de l"évaporateur au cours de l"humidification de l"air 106
Figure 45: Free Cooling (OFF/ON) 110
Figure 46: Régulateur de pression (OFF/ON) 110
Figure 47: Cooling load en janvier avec et sans "Free Cooling" 116
Figure 48: Cooling load en mars avec et sans "Free Cooling" 116
Figure 49: Cooling load en août avec et sans "Free Cooling" 117
Figure 50: Pourcentage du cout d'électricité des ventilateurs et des compresseurs du cout total pour chaque mois de stockage de la pomme de terre 118

Liste des tableaux

Tableau 1: Données de conservation des produits 39
Tableau 2: Taux de renouvellement d'air R dans les chambres 44
Tableau 3: Calcul des surfaces intérieures et extérieures..... 44
Tableau 4: Calcul de Δθev corrigée pour la chambre négative 45
Tableau 5: Les différentes charges sur la chambre négative..... 49
Tableau 6: Les fluides frigorigènes les plus répandus et leurs propriétés..... 62
Tableau 7:ordre de grandeur de coefficient global de transfet h de divers types d'echangeurs ... 80
Tableau 8: Ordre de grandeur de coefficient globale d'echangepour divers types d'echangeurs frigorifiques. 87
Tableau 9: Conditions Echangeurs 87
Tableau 10: Caractéristiques du fluide utilisé..... 87
Tableau 11: Caracteristiques des tuyaux..... 93
Tableau 12: Calcul des pertes de charges et dimensionnement de la pompe du circuit froid..... 98
Tableau 13 : Calcul des pertes de charges et dimensionnement de la pompe de recirculation pour l‟évaporateur..... 101
Tableau 14: Calcul des pertes de charges et dimensionnement de la pompe de recirculation de l‟échangeur chaud 102
Tableau 15:Calcul des pertes de charges et dimensionnement de la pompe du circuit chaud ... 103
Tableau 16: Propriétés de Produits Stockées 113
Tableau 17: L'argent économisé en chaque mois..... 117
Tableau 18: calcul de rendement exérgétique avec dégivrage par l'eau chaude 121
Tableau 19: calcul de rendement exégétique sans dégivrage par l'eau chaude..... 122
Tableau 20: Calcul du rendement exérgétique avec l‟utilisation de la méthode de Free Cooling ... 122
Tableau 21: GWP et ODP des différents Fluides Frigorigènes 124
Tableau 22: Calcul de la masse totale de fluide frigorigène utilisé 125
Tableau 23: Calcul de la puissance annuelle totale des différents équipements..... 126
Tableau 24: Valeur de différentes données pour calculer le TEWI 126
Tableau 25: Calcul de TEWI et comparaison entre Liban et France 126

INTRODUCTION

Une enquête menée auprès des agriculteurs de la Vallée de Bekaa nous a permis de nous imprégner des problèmes majeurs auxquels ces derniers sont confrontés dans leurs activités quotidiennes. Ces problèmes sont essentiellement liés au manque de moyens de conservation du produits agricultures et le cout élevé de l'énergie classique. En effet avec l‟élévation du couts de production du froid et le manque d'équipements, les produits stockés sont souvent soumis à des contraintes qui accélèrent leur processus de détérioration.

C'est pourquoi le souci d'améliorer la qualité du produit stocké en répondant aux normes en vigueur, nous parait suffisamment motivant pour concevoir plusieurs chambres froides avec un système de dégivrage par l‟eau chaude et un système de la technique « Free Cooling ».

Par ailleurs, le stockage reste la méthode la plus fiable, son utilisation demande des équipements de très bonne qualité avec une bonne isolation de la chambre, car le cout énergétique et environnementale du froid est très cher.

Etant donné la variation de l‟augmentation de la facture d'électricité en fonction des déperditions de frigories, nous aurons prescrit une meilleure isolation thermique. On déterminera ses charges thermiques globales pour obtenir la puissance frigorifique requise. Ensuite cette puissance frigorifique servira de base au dimensionnement des composants de la machine frigorifique et du système de refroidissement par l‟eau froide devant absorber cette puissance. Cette machine frigorifique doit amener en parallèle un système de dégivrage par l‟eau chaude et un système de la technique « Free Cooling » pour réduire la consommation électrique. Enfin, nous analyserons la rentabilité économique et l'impact environnèrent du système étudié.

Pour bien mener cette étude, il nous faut faire l'état général des lieux de l‟agriculture et de ses difficultés au Liban. D'ailleurs cette étude est l'objet de la première partie du travail présenté.

PARTIE I

GENERALITES SUR L'AGRICULTURE ET LES PROBLEMES LIES A L'EXPLOITATION DE SES PRODUITS

I.1 L'AGRICULTURE AU LIBAN {1}

I.1.1 Le secteur agricole du Liban

La situation des Libanais demeure fragile puisqu'au milieu des années 1990, environ 28 p. 100 de la population vivait en dessous du seuil de pauvreté. En 2005, le secteur primaire occupait 7,3 p. 100 de la population active et constituait 6,5 p. 100 du PIB. Les surfaces cultivées couvrent environ 30,6 p. 100 du pays et la balance agricole demeure extrêmement déficitaire. La plaine côtière, cultivée de façon intensive, produit du tabac, de la vigne et des fruits (oranges, raisin, figues et melons). Les céréales (blé, orge), les légumes et les fruits (pommes de terre, cerises, prunes, pommes), sont cultivés sur les portions irriguées de la vallée de la Bekaa. La production de fruits atteint 891 600 tonnes et, celle de pommes de terre, 355 000 tonnes. Le pavot et la marijuana, cultivés dans la plaine de la Bekaa, ont constitué une source de revenus importante pendant la guerre civile.

I.1.2 Les principaux terrains cultivables et leurs infrastructures

Son originalité ne se borne pas là. Sous son étendue restreinte ; le Liban cache une très grande diversité de paysages et de cultures. En quelques heures de voiture, on peut traverser successivement les agru- meraies de la plaine côtière, les oliveraies du Chouf ou du Koura, les vergers de pommiers de la montagne, les vignobles des coteaux de Zahlé, les champs de légumes et de céréales de la Békaa centrale et les espaces nus et stériles de la Békaa septentrionale. Grâce aux contrastes d'altitude et de climat, le Liban peut cultiver à la fois la canne à sucre et la betterave, les cerisiers et les bananiers. Ces contrastes spatiaux de paysages s'accompagnent aussi de profondes mutations dans le temps. Volontiers spéculative, l'agriculture libanaise adopte facilement les nouvelles cultures pourvu qu'elles paraissent rentables. Les célèbres mûriers sur lesquels reposa longtemps la fortune du Liban ont cédé la place aux agrumes ou aux pommiers ; pour être le plus visible et le plus connu cet exemple est loin d'être unique.

C'est cette variété de paysages que nous essaierons de décrire ici en étudiant les régions agricoles du Liban. Nous resterons pour cela dans le cadre classique imposé par le relief et le climat, cadre qui oppose brutalement les quatre grands ensembles méridiens :

plaine côtière, montagne libanaise, Bekaa et Anti-Liban. Mais la réalité est moins simple : l'Anti-Liban est un véritable désert où l'agriculture est négligeable. Au contraire, le versant occidental du Mont-Liban se divise longitudinale-1. 10.000 km-, dont 324.700 hectares de « terres agricoles » (chiffre établi par Gauthier dans Aspect général de l'agriculture libanaise, 3 tomes, Rapport présenté au Ministère de l'Agriculture de la République Libanaise, Beyrouth, 1960-1961 ; nous empruntons à cet excellent ouvrage une grande partie des chiffres que nous citons)

I.2 TRAITEMENT DES PRODUITS AGRICOLE

I.2.1 Séparation-Nettoyage

L'invention concerne un procédé et un dispositif de séparation de produits agricoles et d'impuretés, utilisant les différences des poids spécifiques des produits à séparer. La séparation est réalisée à l'aide d'un liquide, en utilisant les portances différentes, lorsque les produits à séparer ont des poids spécifiques nettement différents. Lorsque le poids spécifique du liquide séparateur est insuffisant pour créer la portance nécessaire aux produits agricoles, on crée un courant agissant contre l'action d'enfoncement due aux impuretés, pour élever la force de portance sur les produits, de sorte que ceux-ci se rassemblent en se dirigeant vers la surface du liquide séparateur. On utilise de préférence l'eau comme liquide séparateur, et on crée le courant à l'aide d'une roue-pompe ou d'une roue à godets. Le procédé est particulièrement efficace pour la séparation des pommes de terre et des pommes.

I.2.2 La réfrigération

La réfrigération dans les termes les plus simples est le refroidissement en évacuant la chaleur. Il pourrait aussi dire que la réfrigération est le transfert de chaleur d'un endroit où elle n'est pas demandée à un autre endroit moins répréhensible. La stratégie normale dans la mécanique de réfrigération est de donner la chaleur au fluide frigorigène, qui transfert la chaleur à un endroit où elle peut être retirée. La plupart du transfert de chaleur se produit parce que l'état du fluide frigorigène change. Le réfrigérant liquide dans l'évaporateur absorbe la chaleur latente de vaporisation, où il passe de l'ˆétat liquide en état vapeur. Le gaz réfrigérant dans le condenseur rejette la chaleur latente de vaporisation, et qui revient à l'ˆétat liquide. Par ce changement d'ˆétat

dans ce cycle la chaleur extraite se déplace d'un endroit à un autre.

La réfrigération est l'une des techniques les plus utilisées pour la conservation des produits agricultures sur place et en transport pour de longues distances. Le refroidissement doit intervenir le plus tôt possible, c'est-à-dire dès la capture de ses produits, car la multiplication des bactéries et l'action des enzymes est proportionnelle à l'augmentation de la température.

CONCLUSION

Pour une conservation des produits agricultures à grande échelle, la méthode de traitement et de conservation par réfrigération reste la plus utilisée au Liban. Les produits peuvent rester durant des semaines dans des conditions acceptables. Cependant cette réfrigération est freinée par deux facteurs majeurs: le cout élevé et la qualité des moyens d'entreposage et de transport notamment les chambres froides. Sur ces derniers seront axés la seconde partie de notre étude.

PARTIE II

ETUDE DES CHARGES THERMIQUES AUTOUR D'UNE CHAMBRE FROIDE

II.1 GENERALITES SUR LES CHAMBRES FROIDE [1]

Les chambres froides sont utilisées pour conserver les produits alimentaires dans un bon état de qualité en vue d'une consommation ultérieure.

Les chambres froides évitent :

- Les pertes de couleurs du produit.
- Les pertes de qualité du produit.
- Les pertes de valeur.
- Les pertes de poids des produits entreposés.

La fabrication et l'installation des chambres froides répondent à des normes de sécurité et d'hygiène. Les normes en vigueur sont **NF E 35-400** pour l'installation frigorifique et **NF C 15-100** pour l'installation électrique.
Le respect de cette norme a une influence primordiale sur la qualité des produits distribues et la protection du consommateur.

Les calculs d'une chambre froide doivent satisfaire à trois conditions suivant le produit à traiter

- La température
- L'hygrométrie
- La ventilation

La grandeur physique fondamentale est La température. Ainsi existe-t-il deux types de chambres froides selon La température à l'intérieur du milieu à refroidir : les chambres froides positives et les chambres froides négatives.

II.2 ETUDE DES CHAMBRES FROIDES

II.2.1 Les chambres froides positives ou chambre de réfrigération [2]

Les chambres froides positives permettent le maintien artificiel des produits en dessous de la température ambiante, à la température optimale pour sa conservation ; et ce au-dessus de son point de congélation.

La durée de conservation est toujours limitée .Elle est fonction de la nature du produit et de la température à laquelle il est conserve dans la chambre froide.

Les calculs de température sont établis pour une chambre froide positive de :

- en local de préparation froide, 10 a 12 °C
- en local de réserve sèche, 16 à 20 °C
- en chambre de réfrigération, 0 à 8°C
- en chambre de fruits et légumes, 7 à 15°C
- en local poubelle, 9 à 11°C

La conservation en chambre froide positive freine les phénomènes vitaux des tissus vivants, tels que ceux des fruits et légumes et des tissus morts en ralentissant les métabolismes biochimiques. Elle ralentit considérablement l'évolution microbienne et les conséquences de celles-ci (putréfaction, toxines, etc.…).

II.2.2 Les chambres froides négatives

II.2.2.1 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.

II.2.2.2 La surgélation

La congélation 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 a une valeur suffisamment basse pour que la proportion d'eau non congelée soit très faible. Les conditions qui motivent la surgélation sont:

- Produits dans un très bon état de fraicheur et d'hygiène.
- Délai avant congélation réduite
- Congélation rapide jusqu'à -18 °C
- Stockage et distribution à une température supérieure a - 18°C
- Vente de denrées au consommateur à l"état congelé

II.3 BILAN THERMIQUE D'UNE CHAMBRE FROIDE

Les charges thermiques autour d'un container se résument en deux composantes: les charges externes et les charges internes.

❖ **Les charges externes** :

Elles sont constituées essentiellement de :

- les charges dues aux apports de chaleur par transmission à travers l'enveloppe de La chambre froide (parois verticales, planchez bas, planchez haut).
- les charges thermiques dues au renouvellement d'air
- les charges thermiques dues à l'ouverture des portes

❖ **Les charges internes :**

On les subdivise en deux catégories:

✓ charges thermiques indépendantes des denrées entreposées
- charges thermiques dues à l'éclairage
- charges thermiques dues aux personnes
- charges thermiques dues à des machines diverses

✓ charges thermiques indépendantes des denrées entreposées
- charges thermiques dues aux denrées entrant
- charges thermiques dues à l a respiration des produits
- charges thermiques dues aux moteurs des ventilateurs
- charges thermiques dues aux résistances de dégivrage

II.3.1 Détermination des charges externes

II.3.1.1 Charges thermiques par transmission à travers les parois (Q_{tr})

Les charges thermiques par transmission sont données par La relation suivante:

$$Q_{tr} = 24.K.S.\Delta\theta \ en \ Wh \qquad (2.1)$$

K: Coefficient global d'échange de chaleur en W /m^2 .K
S: Aire de La paroi à travers laquelle se fait l'apport d'énergie en m^2

$\Delta\theta$:Ecart de température (en K) propre à chaque paroi entre θ_a (température ambiante de l'air externe) et θ_f (température dans la chambre froide).
24 : durée d'une journée en heures

- **Coefficient global d'échange de chaleur (*K*)**

Le coefficient global d'échange de chaleur est donne par La formule suivante

$$K = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_o} + \sum_{j=1}^{n} * \frac{e_j}{\lambda_j}} \qquad (2.2)$$

h_i : Coefficient de convection intérieur en W /m^2 .K
h_o : Coefficient de convection extérieur en W /m^2 .K
e_j : Epaisseur de La paroi j (n parois composées en série) en m
λ_j : Conductivité thermique de La paroi j en W/m.K

Les parois des chambres froides étant souvent bien isolées thermiquement, par souci de simplification, on ne tient compte dans les calculs, que de la résistance thermique de l'"isolant e/λ.

$$K = \lambda_{isolant} / e_{isolant} \qquad (2.3)$$

- **Surface de transmission de la paroi**

La surface de transmission est la moyenne géométrique des surfaces intérieure S_{int} et extérieure S_{ext}.

$$S = \sqrt{S_{ext}.S_{int}} \qquad (2.4)$$

- **Ecart de température Δθ en K**

L'écart de température représente La différence des températures entre l'extérieur et l'intérieur de la chambre froide.

Pour tenir compte des facteurs suivants :

- les variations de la température extérieure au cours de la journée.
- La durée de l"insolation des parois en fonction de leur orientation.
- L"inertie des parois en fonction de leur structure.
- un décalage horaire entre le moment ou La chaleur transmise au local par les parois est maximale.
- un amortissement par les parois de l'intensité du flux d'énergie à travers les parois opaques.

On majore les charges par transmission en introduisant un complément d'apport à travers les parois directement exposées au rayonnement solaire.

$$Q_{trcomp} = 24.K.S.\Delta\theta_{ev} \; en \; Wh \qquad (2.5)$$

$$\Delta\theta_{ev} = \theta_{ev} - \theta_i$$

θ_i : Température intérieure de La chambre en °C

θ_{ev} : Température extérieure virtuelle en une instante donnée, c'est-à-dire la température qui produirait en régime permanent, un apport calorifique identique à celui que produit par les parois extérieures, le régime variable au même instant.

Dans La pratique, on utilise $\Delta\theta_{ev}$, les annexes AII.1 et AII.2 ,donnent les valeurs de l'écart virtuel de température pour les toits sans plafond et pour les murs , pour une température de 25°C à l'intérieur des locaux, une température extérieure maximale de 35°C , une température moyenne de 29°C avec une variation journalière de 12°C et une radiation solaire correspondant à celle du 21 juillet à La latitude de 40°N .

Pour d'autres conditions, il faut corriger les valeurs dans ces tables et on obtient:

❖ Correction de l'écart virtuel de température pour les toits [2]

$$(\Delta\theta_{ev})_{\text{corr}} = ((\Delta\theta_{ev} + \text{LM}).K_c + (25.5 - \theta_{ir}) + (\overline{\theta_{ex}} - 29.4)).\text{f} \qquad (2.6)$$

$\Delta\theta_{ev}$: choisi sur l'annexes A.II.1

LM	: le facteur correctif latitude-mois donne par l'annexe A.ll.3
K_c	: Un facteur correctif lie à la couleur :
$K_c = 1$	: Si la coloration est sombre
$K_c = 0.5$	: Si elle est claire.
$25.5 - \theta_{ir}$	: La correction de la température interne du local
$\overline{\theta_{ex}} - 29.4$	: La correction de la température moyenne extérieure
f	: Un facteur correctif lie à la présence de ventilateurs ou de conduits en dessous du plafond.
$\text{f} = 1$	: S"il n'y a pas de ventilation et de conduits.
$\text{f} = 0.75$	: Si le plafond est isole et une ventilation installée entre le plafond et le toit

❖ **Correction de l'écart virtuel de température pour les murs [2]**

$$(\Delta\theta_{ev})_{\text{corr}} = ((\Delta\theta_{ev} + \text{LM}).K_c + (25.5 - \theta_{ir}) + (\overline{\theta_{ex}} - 29.4)).\text{f} \quad (2.6)$$

$\Delta\theta_{ev}$	: est choisi sur l'annexe A.ll.2
LM	: Le facteur correctif latitude-mois donne par l'annexe A.ll.3
K_c	: Un facteur correctif lie à la couleur
$K_c = 1$	: Pour une coloration sombre
$K_c = 0.83$	: Pour une couleur médiane (vert, jaune, bleu)
$K_c = 0.65$	: Pour une couleur claire

II.3.1.2 Charges thermiques par renouvellement d'air (Q_{re})

Dans les chambres froides, il est prévu de renouveler plus ou moins l'air amblant. Ce renouvellement a pour objectif:

- de conserver les denrées dans un bon état de fraicheur
- éliminer les odeurs
- éviter une modification de la composition de l'air due à la respiration des produits et des personnes.

Il s'agit de la chaleur provenant des entrées d'air par infiltration et par ouverture de la porte.
La quantité d'air admise doit être refroidie de la température extérieure à la température de la chambre froide, donc constitue une charge thermique donnée par la formule suivante

$$Q_{re} = \frac{V \, x \, \Delta h \, x \, \varphi \, x \, n}{1000} \quad (2.7)$$

Où :

- Q_{re} = Quantité de chaleur journalière par renouvellement d'air (kWh).
- V = volume de la chambre froide (en m^3).
- Δh = différence d'enthalpie entre l'ambiance dans la chambre froide et l'ambiance extérieure (Wh/kg). (AII.3)
- φ = densité de l'air = 1,2 kg/m³.
- n = nombre de renouvellements de l'air sur 24 h.

Pour les chambres froides munies d'un sas, on tient compte d'une température ambiante extérieure intermédiaire. Exemple : 10 °C.

Δh est déterminée par le diagramme de Mollier. L'humidité relative de la chambre froide peut être considérée égale à 90 %. L'humidité relative de l'air extérieur dépend du projet (ex. : 50 %).

Dans le cas où on a différents types de denrées, on peut calculer, tant pour les denrées avant congélation que pour les denrées après congélation, une capacité thermique massique moyenne C_m telle que:

$$C_m = \frac{\sum_{i=1}^{n} m_i C_i}{\sum_{i=1}^{n} m_i} \qquad (2.8)$$

II.3.1.3 Charges thermiques par ouverture des portes (Q_{op})

Dans le cas d'une chambre froide comportant une seule porte on calcule simplement la charge thermique par renouvellement d'air. Cependant si la chambre comporte plusieurs portes il faut calculer la charge thermique due à l'ouverture des portes. Pour une porte cette charge s'écrit [4]:

$$Q_{op} = 24.\left[8 + \left(0.067\,\Delta\theta_p\right)\right].\tau_p.l_p h_p.\left[\left(1 - \frac{\rho_a}{\rho_f}\right)\right]^{\frac{1}{2}}.(h_a - h_f).C_{ra} \quad \text{en KJ} \qquad (2.9)$$

$\Delta\theta_p$ $= \theta_a - \theta_f$ en K
θ_f : Température ambiante dans La chambre froide en °C
θ_a : Température de l'air extérieur en °C
τ_p : Temps d'ouverture des portes exprimés en min /h
ρ_f : Masse volumique de l'air amblant dans La chambre froide en kg/m3
ρ_a : Masse volumique de l'air extérieur en kg/m3
l_p : Largeur de La porte en m
h_p : Hauteur de La porte en m
h_a : Enthalpie de l'air extérieur calculée ou lue sur le diagramme de l'air humide
h_f : Enthalpie spécifique de l'air intérieur de La chambre froide, calculée ou lue sur le diagramme de l'air humide,
C_{ra} : Coefficient de minoration dû à la présence éventuelle d'un rideau d'air, dans le cas d'une porte sans rideau $C_{ra} = 1$ tandis que dans le cas d'une porte avec rideau $C_{ra} = 0.25$.

- **Détermination du temps d'ouverture des portes [4]**

$$T_p = \frac{d_t f_j}{24} \text{ en min/h} \qquad (2.10)$$

d_t : Durée moyenne d'ouverture des portes (aller et retour) pour permettre le passage des marchandises en minute par tonne (min/tonne).
f_j : Flux journalier des marchandises en tonne/jour. Le flux journalier f_j de

marchandises se détermine par expérience sur La base de la contenance totale de La chambre froide en kg.

II.3.2 CHARGES THERMIQUES INTERNES

On les classe en deux catégories : les charges thermiques indépendantes des denrées entreposées et les charges thermiques dépendantes des denrées entreposées.

II.3.2.1 Charges thermiques indépendantes des denrées entreposées

II.3.2.1.1 Charges thermiques dues à l'éclairage (Q_{ec})

La charge thermique apportée par les lampes est données par [2] :

- Pour les lampes à incandescence

$$Q_{ec} = 860W.t.n \text{ en } kJ \quad (2.11)$$

W : Puissance unitaire des lampes en kW

n : Nombre de lampes

t : Temps d'éclairage en heures par jour.

- Pour les lampes fluorescentes

$$Q_{ec} = 1{,}25.860W.t.n \text{ en } kJ \quad (2.12)$$

W : Puissance unitaire des lampes en kW

n : Nombre de lampes

t : Temps d'éclairage en heures par jour.

1,25 : (0,25 tient compte de la puissance absorbée par le ballast des lampes fluo)

- En utilisant l"éclairage de LED, il est suffi d"installer 2 projecteurs de 35 watt chacun pour éclairer une surface de $72m^2$.

II.3.2.1.2 Charges thermiques dues aux personnes (Q_{pe})

La charge thermique due aux personnes se calcule par la formule:

$$(Q_{pe}) = q_h.\text{t.N en kj} \quad (2.13)$$

N : Nombre de personnes

q_h : Puissance totale émise par individu en kW (sensible+ latente)

t : Temps de séjour en heures.

II.3.2.1.3 Charges thermiques dues à des machines diverses (Q_{me})

Ces machines peuvent être très diversifiées : matériel roulant, étuves, cutters, hachoirs etc.

On a:

$$Q_{me} = P.t.i \text{ en KWh} \quad (2.14)$$

i : Nombre de matériels roulants d'un type donne;

P : Puissance totale de chaque type de matériel roulant en kW.

t : Durée de fonctionnement du matériel roulant pris en compte en heures.

II.3.2.2 Charges thermiques internes dépendantes des denrées entreposées

II.3.2.2.1 Charges thermiques dues aux denrées entrant (Q_{de})

Cette charge résulte du fait que les produits introduits dans La chambre froide sont toujours à une température supérieure à celle de la chambre et ils dégagent une certaine quantité de chaleur. Dans le cas d'une congélation et un refroidissement après congélation, la charge thermique se répartit comme suit:

- Q_{de1} : refroidissement de θ_e à θ_c
  - θ_e : Température des denrées avant introduction dans la chambre froide
  - θ_c : Température de congélation des denrées
- Q_{de2} : congélation de l'eau physiologique θ_c
- Q_{de3} : refroidissement de la denrée de θ_c à θ_f

En plus de ces charges il faut ajouter la charge due aux emballages si les produits sont emballés

$$Q_{de} = Q_{de1} + Q_{de2} + Q_{de3} + Q_{de4} \quad (2.15)$$

$$Q_{de1} = mc\,(\theta_e - \theta_c) \quad (2.16)$$

$$Q_{de2} = mL_c \quad (2.17)$$

$$Q_{de3} = mc'\,(\theta_c - \theta_f) \quad (2.18)$$

$$Q_{de4} = m_e c_e (\theta_e - \theta_f) \quad (2.19)$$

Donc on a:

$$Q_{de} = mc\,(\theta_e - \theta_c) + mL_c + mc'\,(\theta_c - \theta_f) + m_e c_e (\theta_e - \theta_f)$$

(2.20)

m : masse des denrées

c : Chaleur massique de la denrée avant congélation donnée par La formule suivante.

$$c = \frac{0.5a + 0.4b}{100} \quad (2.21)$$

a : Teneur en eau de la denrée (en%)

b : Teneur en matière solide (en%)

c' : Chaleur massique de la denrée après congélation

$$c' = \frac{0.5a + 0.4b}{100} \quad (2.19)$$ (a et b précédemment définis)

L_c : Chaleur latente de congélation de la denrée en J/kg donnée par :

$L_c = \frac{c'.a}{100}$ (a précédemment défini)

m_e : Masse des emballages en kg

c_e : Chaleur massique du matériau d'emballage

II.3.2.2.2 Charges thermiques dues à la dissociation chimique des produits (Q_{resp})

La modification physicochimique des tissus après la mort sous l'action des liquides biologiques est un processus qui dégage de la chaleur. Cette quantité de chaleur est donnée:

$$\boldsymbol{Q_{resp} = m.L_d} \quad (2.22)$$

m : Masse des denrées en kg

$\boldsymbol{L_d}$: Chaleur de fermentation ou de dissociation chimique (kJ /kg)

II.3.2.2.3 Charges thermiques dues aux moteurs des ventilateurs (Q_{vent})

Dans les chambres froides les moteurs des ventilateurs utilisés pour assurer un brassage et une circulation efficace de l'air au niveau des évaporateurs, dégagent une puissance thermique donnée par La relation suivante [2]:

On tient compte d'une puissance de 30 W/m² de chambre froide.

$$Q_{vent} = \frac{30 \text{ x S x } 24 \text{ h}}{1\,000} \quad (2.23)$$

Où :

Q_{vent} = quantité de chaleur journalière dégagée par les ventilateurs de l'évaporateur (kWh).

S = surface intérieure de la chambre froide (m²).

II.3.2.2.4 Charges thermiques dues aux résistances de dégivrage (Q_{deg})

Dans les chambres froides négatives, il faut prévoir un système de dégivrage pour les évaporateurs pour conserver La bonne puissance frigorifique. Le dégivrage induit des charges thermiques données par:

$$\boldsymbol{Q_{deg} = E.n.t} \quad \textit{en Wh} \tag{2.24}$$

E : Puissance calorifique de chaque résistance de dégivrage en W

n : Nombre de résistances électriques,

t : Temps de fonctionnement du système de dégivrage

II.3.4 Charge frigorifique effective (Q_o)

La charge frigorifique($\boldsymbol{Q_o}$)effective est La somme de toutes ces charges précédemment déterminées.

Pour tenir compte des pertes éventuelles non calculables, on majore $\boldsymbol{Q_o}$ de 3% à 5%

$$\boldsymbol{Q_{o,corrig} = Q_o\,[1.03 \text{ à } 1.05]} \tag{2.25}$$

CONCLUSION

L'étude thermique a permis de mettre en exergue l'ensemble des charges thermiques susceptibles d'être prises en compte dans les calculs thermiques du container. Ces charges étant très difficiles à déterminer proprement, il s'avérera nécessaire dans La phase de conception, de faire des hypothèses afin de simplifier les calculs. Ainsi La partie suivante est dédiée aux calculs propres de ces charges.

PARTIE III

ISOLATION DE LA CHAMBRE FROIDE ET CALCUL DES CHARGES THERMIQUES

III.1 CHOIX DE LA CHAMBRE FROIDE

Figure 1 : Chambre froide aux anciens siècles.

Type d'enceinte de conservation

Suivant la capacité de conservation nécessaire des produits cultivés qui doivent se stocker par chaque saison et la température et l'humidité convenable.

Dans notre projet, l'étude est de construire un groupe de chambres froides pour assurer les besoins de stockage des produits agricultures dans notre région.

Précautions à prendre au niveau de l'utilisation de l'enceinte

Réduire la fréquence et les temps d'ouverture des portes des enceintes permet de réduire les consommations énergétiques au niveau de l'évaporateur et de son dégivrage.

III.1.1 Les caractéristiques techniques (matériaux, dimensions,) [3,4]

Matériaux et caractéristiques

Dans le bilan thermique l'isolation des parois prennent une importance relative élevée. (Cas des chambres de conservation de longue durée).
Des ordres de grandeur à atteindre pour les coefficients de transmission thermique sont :

- 0,350 à 0,263 W/m²K en stockage réfrigéré,
- 0,263 à 0,162 W/m²K en stockage surgelé.

Pour des raisons hygiéniques, on évitera la formation de condensation; c'est pour cela qu'il est nécessaire de prévoir une isolation suffisante et placée correctement. Enfin, l'optimum des gains annuels suite à une meilleure isolation interviendra en tenant compte à la fois des coûts liés à la consommation (diminution), à l'investissement dans l'isolation (augmentation) et la machine frigorifique (diminution).

Dimensions

Le dimensionnement de notre groupe de chambre froide est suivant ce modèle.

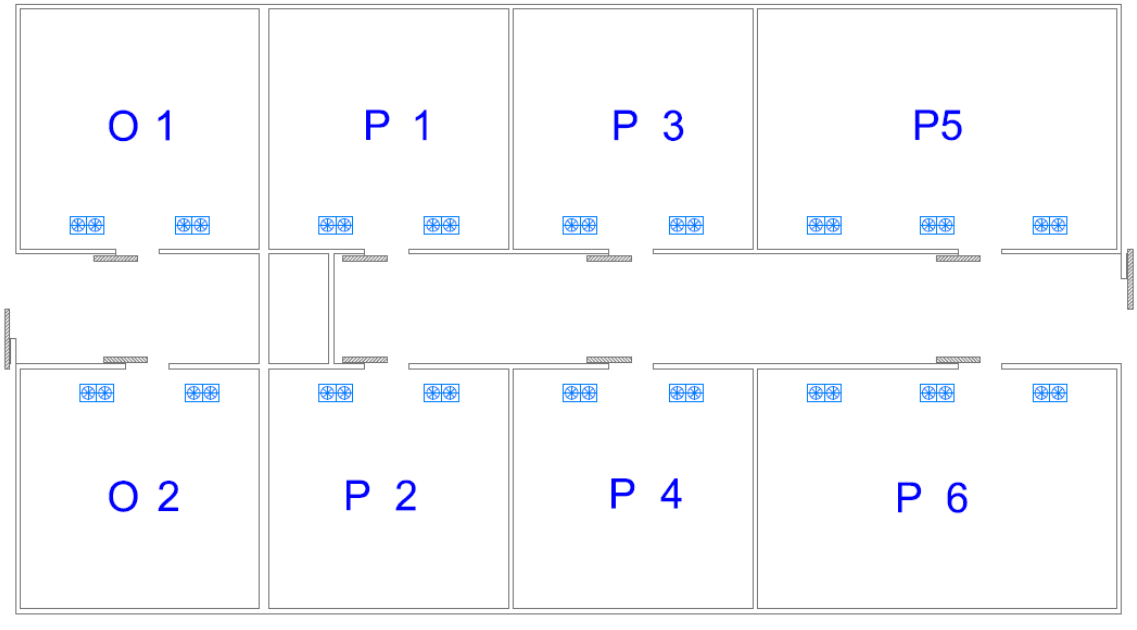


Figure 2: Représentation schématique du projet.

III.1.2 Amélioration et Aménagement à faire

❖ L'intérieur de la chambre:

Notre étude sera faite sur un groupe de chambres froides comme on a montrait au-dessus. Dans les chambres froides positives, de congélation, ou de réfrigérations directes des produits qui comporte ; on mit en place :

- le caisson avec l'évaporateur et le système de dégivrage
- la porte principale pour chaque chambre froide. (Voir Annexe AIII.l).
- Un éclairage intérieur, réalise par des projecteurs de LED.
- Un dispositif de sécurité permettant d'ouvrir La porte et un interrupteur d'alarme de sécurité doivent être installes à l'intérieur des chambres froides

L'extérieur de la chambre

✓ une espace pour équipements frigorifiques et électriques

- les compresseurs
- les condenseurs
- les échangeurs froids et chauds
- le système de pompage
- les organes annexes
- les armoires électriques de puissance et de commande.

III.2 ISOLATION DE LA CHAMBRE FROIDE

III.2.1 Généralités sur l'isolation

L'isolation permet de diminuer le cout des frigories produites. Les isolants limitent les échanges thermiques entre le milieu extérieur et le milieu intérieur. Une bonne isolation s'impose donc pour le container afin de réduire les apports thermiques.

Un bon isolant doit :

- avoir une faible densité
- avoir une très faible conductivité thermique
- avoir une bonne résistance à la diffusion de La vapeur
- être non hygroscopique
- être imputrescible

- être résistant, et stable entre certaines limites de température
- être ininflammable
- être sans action sur le fer ou les matériaux en contact
- être d'un prix raisonnable
- conserver constante dans le temps, ses qualités d'isolation

La performance de l'isolation augmente si l'isolant contient une certaine quantité d'air car l'air est le meilleur isolant s'il est sec et au repos $\lambda = 0.020 W/m.K$
La grandeur qui permet de mesurer la qualité d'un isolant est la conductivité thermique (A.) en $W/m.K$ ou en $W/m.°C$

III.2.2 La conductivité thermique ou coefficient de conductibilité des matériaux

La conductivité thermique (λ) intervient dans la formulation de la loi de Fourier pour la conduction de la chaleur. Pour un système unidimensionnel, on a la relation:

$$q_x = -\lambda \frac{dT}{dx} A \qquad (3.1)$$

q_x: Flux de chaleur en Watt

A : Surface perpendiculaire à la direction en m^2

dT: Gradient de température suivant x (k/m)

dx: Conductivité thermique du corps en $W/m.K$

Elle est la grandeur introduite pour quantifier l'aptitude d'un corps à conduire de la chaleur. Elle représente la quantité de chaleur transférée par unité de temps et par unité de surface sous l'action d'un gradient de température entre les deux extrémités d'une paroi quelconque.
Elle dépend essentiellement de la nature du matériau. La valeur de λ varie avec la température, ma1s en pratique on la considère souvent comme constante. La conductivité thermique détermine le choix de l'isolant, plus λ est faible plus on a une bonne isolation. Pour les isolants λ varie de 0.025 à 0.093/m.K .

III.2.3 Les types d'isolants [5]

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/m3
  - 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/m3 (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 /m3
  - Conductivité thermique : 0.029 W/m.K

- ✓ **Les mousses de polyuréthanne**
  - Masse volumique: 30 à 40 Kg/m3
  - Conductivité thermique : 0. 027 W/m.°C
  - Prix moyen
  - Leger
  - Résistance mécanique moyenne
  - Stable dans le temps

- ✓ **Les caoutchoucs mousses**
  - Isolation des circuits frigorifiques et gaine d 'air

- Masse volumique: 90 Kg/m3 (tube) et 113 kg/m3 (plaque)
- Conductivité thermique : 0.03 $W/m.K$

✓ **La Laine de verre**

- Très bon isolant thermique et acoustique
- Un des matériaux d'isolation les moins chers du marche
- Incombustible et résistante au feu
- Durée de vie élevée
- Non utilisée pour le sol
- Conductivité thermique: 0.035 $W/m.K$

✓ **La Laine de roche**

- Très bon isolant
- Cout acceptable
- Masse volumique : 21 à 250 kg/m3
- Conductivité thermique: 0.093 $W/m.K$

III.2.4 Les normes d'isolation

L'isolation d'une chambre froide a une importance capitale sur le fonctionnement général de l'installation. Trop faible, elle facilite l'entrée de chaleur par conduction à travers les parois et l'augmentation du temps démarche du compresseur.
L'isolation doit limiter le coefficient global de transmission thermique à 0.36 $W/m.°C$ à travers toutes les parois du container.

III.2.5 Le choix de l'isolant pour la chambre froide

A cause de ses qualités intéressantes et son cout abordable on prend comme isolant la mousse de polyuréthane dont les caractéristiques sont :

✓ Conductivité thermique : 0.027 $W/m.°C$

✓ épaisseur à mettre : compatible avec les normes d'isolation (déterminée au niveau de la section III.2.4)

✓ mode de construction : panneaux en sandwich à âme isolante en mousse de polyuréthane **(Annexe AIII.2)**

III.3 LES DONNEES DE BASE POUR LA CONSERVATION

Les données de base sont indispensables pour la détermination de La puissance frigorifique de l'installation et par suite le dimensionnement des différents composants de l'installation.

III.3.1 Enveloppe

La production de froid est fortement influencée par l'enveloppe de la chambre. Car ce dernier procure si elle est bien réalisée, moins de pertes thermiques. C'est pourquoi le dimensionnement de cette enveloppe doit préoccuper tout concepteur de chambre froide surtout dans nos régions doit les échanges par transmission à travers les parois constituent l'essentiel des pertes.

III.3.2 Lieux et Orientation de la chambre froide

Il sera installé dans les zones à fortes activités de l'agriculture ou les produits cultivés sont directement exploités après cueillir. Par exemple on peut considérer le cas de la vallée de Bekaa

III.3.3 Construction de l'isolation de la chambre

Apres avoir effectué le choix de l'isolant, son épaisseur doit être calculée pour chaque paroi de façon à limiter le coefficient d'échange global a 0.36 $W/m.°C$.

- Isolation des parois verticales et du plafond (Voir annexe AIII.2)

La construction de l'isolation des parois verticales et du plafond sera réalisé à l'aide des parois en sandwich constitue de :

- ✓ L'ossature de la chambre en béton
- ✓ Face extérieure et intérieure en béton, dont les caractéristiques sont :
  - Epaisseur : épaisseur calculé de Mousse de Polyuréthane (sandwich panel)
  - Conductivité thermique équivalente : $\lambda_r = 0.027\ W/m.°C$.

$$K = \frac{1}{\frac{1}{h_i}+\sum_{j}^{n}=1\frac{e_j}{\lambda_j}+\frac{1}{h_0}} = 0.36\ W/m^2°C \qquad (3.2)$$

Pour une paroi de chambre froide on adopte :

$$\frac{1}{h_0} = 0.03\ m^2°C/W$$

$$\frac{1}{h_i} = 0.12 m^2°C/W$$

$$\sum_j^n = \frac{e_j}{\lambda_j}$$

$$\frac{e_{paroie}}{\lambda_{paroie}} = \frac{e}{0.027}$$

Donc l'épaisseur de l'isolant à mettre est:

$$e_{isolant} = 187.34\ mm$$

- Pour diminuer les échanges d'humidité entre l'intérieur et l'extérieur, on installe du côté de la paroi un écran pare-vapeur dont la perméabilité doit être inferieure a :
  - 1 g/m^2 pour les chambres positives
  - 0.002 g/m^2 pour les chambres négatives

Ces écrans pare-vapeur doivent être imperméables, sans action sur les matériaux en contact et ininflammables. Les matériaux les plus utilisés sont l'aluminium, le plastique et le feutre bitumeux et les résines polymérisables. Dans notre projet, on utilise les résines polymérisables.

✓ **Les panneaux du sol**

Les panneaux du sol doivent :

- avoir une résistance mécanique capable de supporter des charges de stockage et de roulement
- avoir une épaisseur de 50 cm de béton plein.
- avoir une légère pente d"écoulement pour permettre le nettoiement

✓ **Isolation des portes**

Les portes seront des panneaux en sandwich avec les caractéristiques suivantes :

- Dimensions : 2000x2000 mn
- Faces inferieures et extérieure en tôle en acier galvanisée laquée de 0.63 mm, de couleur blanche identique à RAL 9002.
- Une âme isolante en mousse de polyuréthane, injectée entre les deux rôles de part et d'autre de la paroi de la chambre et possédant une densité de 40 kg/m^3 et une

conductivité thermique de 0,027 W/m^2.C. L'épaisseur calculée vaut 187.34 mm

Les portes doivent comporter les accessoires suivants :

- des joints d'étanchéité
- un rideau d'air, commande par un contact de porte, qui évite que lors de l'ouverture des portes, de l'air froid et sec ne s'échappe par le bas et que l'air chaud et humide ne pénètre par le haut. Il sert aussi de barrière anti-insectes car il maintient une pression supérieure à l'air du local refroidi.

III.3.4 DONNEES D'EXPLOITATION

Elles comprennent :

1. les Types de produits et la charge maximale
2. la température intérieure de conservation
3. le degré hygrométrique de conservation
4. la durée journalière de marche des machines

III.3.4.1 Types de produits et charge maximale [6]

- Type de produis:

Pomme, Pomme de terre, oignon, raisin

Denrées	Pomme	Pomme de terre	Oignon	Raisin	viande
Température Entreposage (°C)	0	0	0	0	-18
Humidité relative (%)	85-90	90-95	70-75	90-95	85-90
Durée Entreposage	3-8 mois	4-8 mois	3-6 mois	1-6 mois	6-12 mois
Point de congélation (°C)	-2	-1.7	-1.1	-3	-2.2
Chaleur massique avant la solidification (kJ/kg.K)	3.59824	3.43088	3.89112	3.59824	*3.34*
Chaleur Massique après la solidification (kJ/kg.K)	1.8828	1.79912	1.96648	1.84096	1.74
Chaleur congélation (kJ/kg)	1.6736	7.5312	0.8386	0.6276	245

Tableau 1: Données de conservation des produits

- **Charge maximale :**

La contenance maximale totale d'une chambre froide est donnée par la formule suivante [4]:

C_m = A. h. d $_e$. η_0 en kg (3.4)

A : Surface de la chambre froide en m2

h : Hauteur maximale de gerbage en m

d $_e$: Densité d'entreposage en Kg/m^3 (annexe AIII.3)

η_0 : Coefficient d'occupation au sol des marchandises (tenant compte des passages, des espacements à respecter entre les caisses palettes), en% (annexe AIII.4)

1. Chambre de réfrigération
2. Chambre de réfrigération utilisant l"eau froide
3. Chambre de réfrigération par système de fréon direct

1. **Chambre de congélation**

A = 5 m x 3 m = 15 m^2

h = 2.5 m, en tenant compte des revêtements au sol et au plafond.

D'après l'annexe A.III.3, on adopte pour le poisson et la viande d $_e$ = 350Kg/m^3

D'après l'annexe A.III.4, pour un entreposage de marchandises congelées palettisées a rotation rapide, on prend : $\eta_0 = 0{,}5$

Donc la charge maximale C_m de la chambre froide négative est :

$$C_m = 15*2.5*350*0.5 = 6562.5\ kg$$

2. Chambres de réfrigération utilisant l"eau froide

- A_1= 12 m x 12 m = 144 m^2

h = 6 m, en tenant compte des revêtements au sol et au plafond. D'après l'annexe A.III.3, on adopte comme valeur maximale de densité tel que d $_e$ = 400 m^3/kg

D'après l'Annexe A.III.4, pour un entreposage de marchandises réfrigérées palettisées a rotation rapide, on prend :

$\eta_0 = 0.45$

Donne la charge maximale C_m est:

$C_{m+} = A * h * \eta_0 * \mathrm{d}_e$

$C_m = 144 * 6 * 0.45 * 400$

$C_m = 155520\ kg$

- A_2= 18 m x 12 m = 216 m^2

$h = 6$ m, en tenant compte des revêtements au sol et au plafond. D'après l'annexe A.III.3, on adopte comme valeur maximale de densité tel que $\mathrm{d}_e = 400\ m^3/kg$

D'après l'Annexe A.III.4, pour un entreposage de marchandises réfrigérées palettisées a rotation rapide, on prend :

$\eta_0 = 0.45$

Donne la charge maximale C_m est:

$C_{m+} = A * h * \eta_0 * \mathrm{d}_e$

$C_m = 216 * 6 * 0.45 * 400$

$C_m = 233280\ kg$

3. Chambre de réfrigération par système de fréon direct

A= 12 m x 12 m = 144 m^2

D'après l'annexe A.III.3, on adopte pour l'oignon tel que $\mathrm{d}_e = 285\ m^3/kg$

D'après l'Annexe A.III.4, pour un entreposage de marchandises réfrigérées palettisées a rotation rapide, on prend :

$\eta_0 = 0.45$

Donne la charge maximale C_m est:

$C_m = A * h * \eta_0 * \mathrm{d}_e$

$C_m = 144*6*0.45*285 = 110808\ kg$

Charge journalière :

Cette charge représente la masse de denrées introduites chaque jour régulièrement, dans la chambre froide (tolérance 20%).

a) Si La charge a lieu un jour par semaine seulement, on divise cette charge totale par 2.

b) Si l'on introduit des denrées deux jours par semaine seulement, on divise la charge totale par 3.

c) Si l'on introduit des denrées 3 a 4 jours par semaine et que la masse totale de deux introductions successives dépasse la moitié de la charge hebdomadaire on divise cette charge hebdomadaire par 4

d) Si l'introduction a lieu 4 jours par semaine et que la masse totale de deux introduction successives est inferieure a la moitié de la charge hebdomadaire on divise celle-ci par 6.

III.3.4.2 Conditions intérieures de conservation

- **Chambre de congélation**

Température intérieure de conservation : -18 °C

Degré hygrométrique maximale : 90 %

Durée journalière de marche des machines : 16 heures par 24 heures

- **Chambre de réfrigération utilisant l'eau froide**

Température intérieure de conservation : 0°C

Degré hygrométrique maximale : 90 %

Durée journalière de marche des machines : 16 heures par 24 heures

- **Chambre de réfrigération par système de fréon direct**

Température intérieure de conservation : 0°C

Degré hygrométrique maximale : 75 %

Durée journalière de marche des machines : 16 heures par 24 heures

III.3.4.3 Données climatiques extérieures

Les données climatiques extérieures sont difficiles à déterminer pour La raison suivante : La complexité de la variation au cours d'une journée, d'une saison, d'une année et même de la situation géographique d'une localité. Cependant les données météorologiques nous permettent d'obtenir des températures maximales annuelles de différentes localités au Liban en 2010 **(Annexe AIII.3).**

Ainsi notre démarche consistera à identifier d'abord La latitude du site, le mois le plus chaud, puis les conditions extérieures de base : température et humidité relative

correspondantes.

Latitude : 51 °N

Température extérieure maximale : 38°C (au mois de juin)

Humidité relative maximale : 68.5 %

III.3.4.4 Atmosphère dans les chambres froides

1. Brassage d'air

Le brassage d'air joue un rôle important pour une chambre froide. On estime l'importance des mouvements d'air d'une chambre froide par un coefficient Cb de brassage (rapport entre le volume d'air brasse par les ventilateurs en une heure et le volume intérieur de la chambre vide). Dans une chambre de conservation ce coefficient varie entre 20 et 30.

Il permet de déterminer le débit volumique d'air brasse par les ventilateurs. On adopte en moyenne pour les chambres de même volume:

$V_{vide1} = 5 * 3 * 2.5 = 37.5\ m^3$; $C_{b1} = 22$

$V_{vide2} = 12 * 12 * 6 = 864\ m^3$; $C_{b2} = 28$

$V_{vide3} = 18 * 12 * 6 = 1296\ m^3$; $C_{b3} = 30$

Comme $C_b = \frac{V_{brassé}}{V_{vide}}$

Donc :

$V_{brassé1} = C_{b1} * V_{vide1} = 551.25\ m^3$

$V_{brassé2} = C_{b2} * V_{vide2} = 24192\ m^3$

$V_{brassé3} = C_{b3} * V_{vide2} = 38880\ m^3$

2. Renouvellement d'air

Le renouvellement d'air est indispensable pour une chambre froide. En effet les produits entreposes dégagent des substances qui altèrent la composition chimique de l'atmosphère. Un renouvellement d'air insuffisant peut entrainer une détérioration prématurée des denrées.

Ce renouvellement consiste à introduire dans la chambre froide de l'air prélevé à l'extérieur et à rejeter simultanément un volume égal d'air vicie (l'air neuf doit avoir des caractéristiques de température et d'hygrométrie sensiblement égales à celles de l'air rejeté).

Dans la pratique, On utilise le taux de renouvellement d'air R. II est donne dans **l'annexe AIII.5** en fonction du volume de la chambre froide en m^3 et du type de conservation (congélation ou réfrigération).

Par interpolation dans le **l'annexe A III.5,** on obtient le **Tableau 2** :

Local	Volume (m^3)	R (m^3/h)
Chambre négative de dimensions (5*3*2.5)	37.5	25
Chambre positive de dimensions (12*12*6)	864	2.7
Chambre positive de dimensions (18*12*6)	1296	2.2

Tableau 2: Taux de renouvellement d'air R dans les chambres

III.4 CALCUL DES CHARGES

III.4.I Calcul des charges externes

III.4.I.I Charges thermiques par transmission à travers les parois

Le calcul manuel est fait pour la chambre de congélation, puis le même calcul est fait par le logiciel de calcule des déperditions des chambres froides. Après, on fait une comparaison par les 2 calcules.

- **Chambre de congélation**

Ces charges concernent :

Le plafond,

Le planchez ou sol (mais par hypothèse, on considère qu'il n'y a pas d'apport), Les deux parois verticales orientées Nord et SUD,

Les deux parois verticales orientées Ouest et Est.

Soient S_{int} et S_{ext} les surfaces intérieure et extérieure de ces différentes parois.

Les calculs de surfaces d'échange sont donnes dans le **Tableau 3.**

Chambre de réfrigération négative	Plafond	(5*3)= 9 m^2	(5.2*3.2)=16.64 m^2
	Paroi Nord	(5*2.5)= 12.5 m^2	(5.2*2.7)= 14.04 m^2
	Paroi SUD	(5*2.5)= 12.5 m^2	(5.2*2.7)= 14.04 m^2
	Paroi Ouest	(3*2.5)= 7.5 m^2	(3.2*2.7)= 8.64 m^2
	Paroi Est	(3*2.5)= 7.5 m^2	(3.2*2.7)= 8.64 m^2
	Σ	49 m^2	62 m^2

Tableau 3: Calcul des surfaces intérieures et extérieures

D'après l'équation (2.1), on a:

$Q_{tr} = 24\ K.S.\Delta\theta$

$S = \sqrt{S_{ext}\ x\ S_{int}}$

$S = \sqrt{49\ x\ 62}$

$S = 55.12\ m^2$

$K = 0.36\ W/m^2\ °C$

$\Delta\theta = T_{max} - T_{set} = +38°C - (-18°C) = +56°C$

$Q_{tr} = 24 * 0.36 * 55.12 * 56$

$Q_{tr} = 26669.2608\ KWh/j$

III.4.1.2 Complément d'apport par transmission à travers les parois exposées directement au rayonnement solaire (Annexe III.6 ; Annexe III.7)

Il s'agit:

- Le plafond
- La paroi SUD
- La paroi OUEST
- La paroi NORD

Plafond	Surface	(5.2*3.2)=16.64 m^2
	$\Delta\theta_{ev}$	33°C
	$(\Delta\theta_{ev})_{corr}$	$\{(\Delta\theta_{ev}+LM).\ K_c + (25.5 - \theta_{ir}) + (\overline{\theta_{ex}} - 29.4)\}.f$ = (((33+ (-0.275)) x 0.5) + (25.5-(-18)) + (38-29.4) x1) =68.4625°C
Parois SUD	Surface	(5.2*2.7)= 14.04 m^2
	$\Delta\theta_{ev}$	18°C
	$(\Delta\theta_{ev})_{corr}$	$\{(\Delta\theta_{ev}+LM).\ K_c + (25.5 - \theta_{ir}) + (\overline{\theta_{ex}} - 29.4)\}.f$ = {(18 + (-3.8)) x 0.65 + (25.5-(-18)) + (38-29.4) x 1 = 61.33°C
Parois OUEST	Surface	(3.2x2.7)= 8.64 m^2
	$\Delta\theta_{ev}$	26°C
	$(\Delta\theta_{ev})_{corr}$	$\{(\Delta\theta_{ev}+LM).\ K_c + (25.5 - \theta_{ir}) + (\overline{\theta_{ex}} - 29.4)\}.f$ = {(26 + (-0.65) x .65 + (25.5-(-18)) + (38-29.4) x 1) = 77.6775°C
Parois NORD	Surface	(5.2*2.7)= 14.04 m^2
	$\Delta\theta_{ev}$	16°C
	$(\Delta\theta_{ev})_{corr}$	$\{(\Delta\theta_{ev}+LM).\ K_c + (25.5 - \theta_{ir}) + (\overline{\theta_{ex}} - 29.4)\}.f$ = ((16 + (-3.725) x 0.65 + (25.5-(-18)) + (38-29.4) x 1) = 65.67875°C

Tableau 4: Calcul de $\Delta\theta_{ev}$ corrigée pour la chambre négative

Soit Q_{trcom} la charge totale correspondante pour une journée de 24h dans la chambre positive utilisant l"eau froide, d"après l'équation (2.5) on a :

Q_{trcom} = 24.K.S.$\Delta\theta_{ev}$ *en Wh*

Q_{trcom} = 24 x 0.36 x ((16.64 m^2 x 68.4625°C) + (14.04 m^2x 61.33 °C) + (8.64 m^2 x 77.6775°C) + 14.04m^2 x 65.67875°C))

Q_{trcom} = 28778.435568 Wh= 103602.3680448KJ/j

III.4.1.3 Charges thermiques par renouvellement d'air (Q_{re})

$$Q_{re} = \frac{V\ x\ \Delta h\ x\ \varphi\ x\ n}{1000}$$

Q_{re} = Quantité de chaleur journalière par renouvellement d'air (kWh).

V = volume de la chambre froide (en m^3).

Δh = différence d'enthalpie entre l'ambiance dans la chambre froide et l'ambiance extérieure (Wh/kg).

φ = densité de l'air = 1,2 kg/m³.

n = nombre de renouvellements de l'air sur 24 h.

Le nombre de renouvellements de l'air sur 24 h est difficile à déterminer. Il dépend de l'appareil et de la fréquence d'ouverture des portes. Des fabricants ont établi des tableaux qui résultent d'analyses statistiques.
On peut également utiliser la formule suivante :

n = $\frac{70}{V^{0.5}}$, pour les chambres positives

n = $\frac{85}{V^{0.5}}$, pour les chambres négatives

Remarque importante.

La manière de calculer Q_{re} (la quantité de chaleur journalière par renouvellement d'air) ci-dessus est indicative. Elle est basée sur des analyses statistiques pour le nombre de renouvellements de l'air sur 24 h et sur des valeurs forfaitaires d'humidité relative de l'air extérieur (selon la température).

$$Q_{re} = \frac{V\ x\ \Delta h\ x\ \varphi\ x\ n}{1000}$$

Δh x φ = 44.3 KWh/m^3

$$Q_{re} = \frac{37.5 \text{ x } 44.3 \text{ x } 16}{1000} = 26.58\ KWh$$

III.4.1.4 Charges thermiques par ouverture des portes (Q_{op})

Dans le cas d'une chambre froide comportant une seule porte on calcule simplement la charge thermique par renouvellement d'air. Cependant si la chambre comporte plusieurs portes il faut calculer la charge thermique due à l'ouverture des portes. Dans notre cas on a une seule porte dans chaque chambre donc : $\boldsymbol{Q_{op} = 0}$

III.4.2 CHARGES INTERNES

III.4.2.1 Charges thermiques indépendantes des denrées entreposées

III.4.2.1.1 Charges thermiques dues à l'éclairage

Le niveau d'éclairement moyen à atteindre dans les lieux de stockage est de 125 à 250 lux.

Les fabricants prévoient, en général, une puissance de 10 W/m².

$$Q_{ec} = \frac{10 \text{ x } t \text{ x } S}{1000} \qquad (2.10)$$

Où :

Q_{ec} = Quantité de chaleur journalière dégagée par l'éclairage (kWh).

t = durée de la présence humaine dans la chambre froide (h).

S = surface intérieure de la chambre froide (m²).

- ✓ On prend pour la chaque chambre positive utilisant l'eau froide de surface de15m^2.

  On installe un projecteur de LED de puissance 35W

  $Q_{ec} = 35W \text{ x } 4\ h = 0.14\ KWh$

III.4.2.1.2 Charges thermiques dues aux personnes

La charge thermique due aux personnes se calcule par la formule (2.12):

- $Q_{pe} = q_{th}.t.N$ en KJ

  Chambre négative

  Occupants : 2 personnes (travail actif)

  $q_{th} = 407$ W/personne

  t = 4 h par jour

  Q_{pe}= 4 x 407 x 2 en Wh

  Q_{pe}= 3.256 KWh

III.4.2.2 Charges thermiques internes dépendantes des denrées entreposées

III.4.2.2.1 Charges thermiques dues aux denrées entrant (Q_{de})

$Q_{de} = (Q_{de1} + Q_{de2} + Q_{de3} + Q_{de4})$

$Q_{de1} = mc\,(\theta_e - \theta_c)$

$Q_{de2} = mL_c$

$Q_{de3} = mc'(\theta_c - \theta_f)$

$Q_{de4} = m_e c_e(\theta_e - \theta_f)$

Donc on a:

$Q_{de} = mc(\theta_e - \theta_c) + mL_c + mc'(\theta_c - \theta_f) + m_e c_e(\theta_e - \theta_f)$

$m = charge\ journalière$

$m = \frac{6.56}{3} = 2180\ kg$

$c = 3.34 kJ/kg.K$

$c' = 1.74\ kJ/kg.K$

$L_c = 245\ kJ/kg$

$\theta_e = 20°\ c$

$\theta_c = -2.2°\ c$

$\theta_f = -18°C$

$Q_{de1} = m \times c \times (0 - (-2.2)) = 2180 \times 3.34 \times 2.2 = 16018.64$ KJ /jour

$Q_{de2} = m \times L_c = 2180 \times 245 = 534100$ KJ/jour

$Q_{de3} = m \times c' \times ((-2.2) - (-18)) = 59932.56$ KJ /jour

Q_{de4} : *sera pris forfaitairement égal à 8% de* Q_{de}

$Q_{de4} = Q_{de1} \times 0.08\ KJ/jour$

$Q_{de4} = 1281.4912\ KJ/jour$

$Q_{de} = 611332.6912\ KJ/jour$

$Q_{de} = 7.07561\ KWh$

III.4.2.2.2 Charges thermiques dues à la respiration (Q_{resp})

Les fruits et légumes sont des organismes vivants qui respirent. Ils dégagent donc de la chaleur. On considère une chaleur dégagée moyenne de 1,4 Wh/kg/24 heures.

$Q_{resp} = \frac{P \times 1,4}{1000}$

Où :

Q_{resp} = quantité de chaleur journalière produite par la respiration des fruits et légumes (kWh).

P = poids des denrées de la chambre froide (kg).

Pour la chambre de congélation pas de chaleur de respiration pour les produits.

III.4.2.2.3 Charges thermiques dues aux moteurs des ventilateurs (Q_{vent})

On tient compte d'une puissance de 30 W/m² de chambre froide.

$$Q_{vent} = \frac{30 \text{ x S x } 16 \text{ h}}{1\,000} \qquad (2.22)$$

Où :

Q_{vent} = quantité de chaleur journalière dégagée par les ventilateurs de l'évaporateur (kWh).

S = surface intérieure de la chambre froide (m²).

Dans les chambres négative, on installe 3 ventilateurs de 0.5 KW chacun démarrant 16 heures par jour

Q_{vent} = 1.5 KWh

III.4.2.2.4 Charges thermiques dues aux résistances électriques du système de dégivrage (Q_{resis})

$$Q_{resis} = \frac{\text{t xP}}{\text{t totale}} = \frac{3x6}{24} = 0.75KWh$$

III.4.3 PUISSANCE FRIGORIFIQUE

1	Denrées à refroidir et contenant	7.07561KWh
2	Conduction sans apports solaires	203.56 KWh
3	Compléments apports solaires	14.43264KWh
4	Dégivrage	0.75 KWh
5	Renouvellement d'air	26.58KWh
6	Personnel	3.256 KWh
7	Eclairage	0.035 KWh
8	Moteur ventilateur de brassage d'air	1.5KWh
9	Facteur de sécurité (10%)	25.718925 KWh
10	Charge quotidienne	282.908175 KWh

Tableau 5: Les différentes charges sur la chambre négative

Durée de fonctionnement du compresseur : 18 heures par 24 heures

Puissance frigorifique : $\dot{Q}_O$

$$\dot{Q_{o-}} = \frac{\text{Charge quotidienne}}{\text{Durée de fonctionnement du compresseur}}$$

$$\dot{Q_{o-}} = \frac{282.908175}{16} = 17.6817609375 \text{ KW}$$

➢ *Calcule des déperditions par le logiciel de la chambre de congélation*

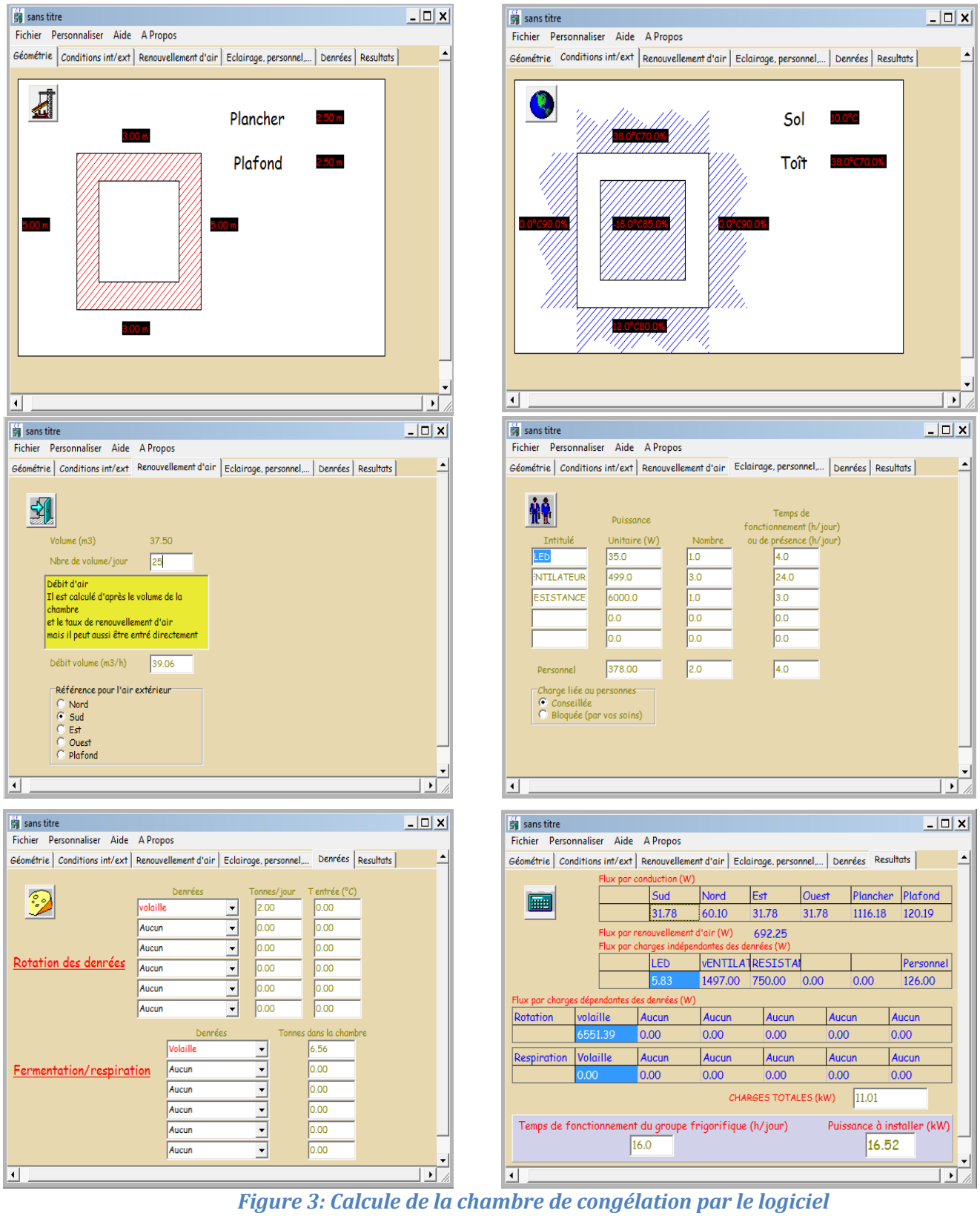


Figure 3: Calcule de la chambre de congélation par le logiciel

Ce calcule a été fait manuellement ; on introduise un autre calcul par un logiciel des chambres froides.

Les résultats obtenus donnent une erreur de 6.6%, c"est dû aux calculs qu"on ne peut pas trouver par le calcul manuel.

Pour les autres chambres, on trouve les puissances frigorifiques à installer par le logiciel.

➢ Chambre de réfrigération par système de fréon direct

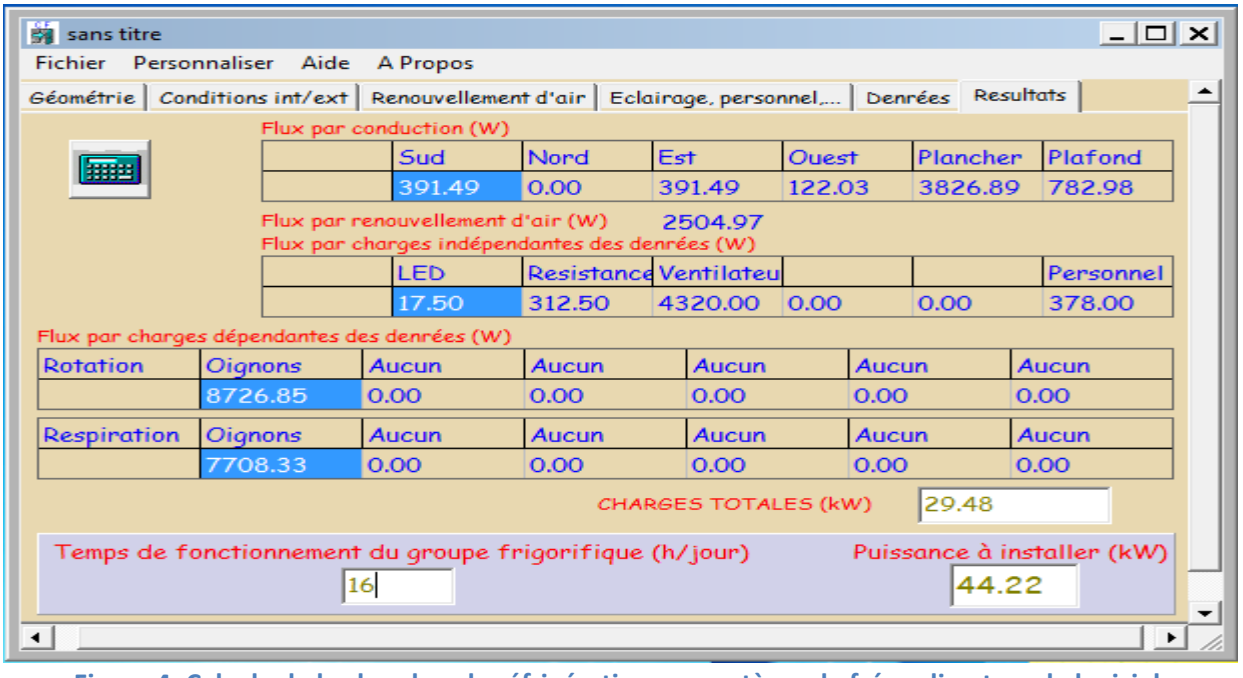


Figure 4: Calcule de la chambre de réfrigération par système de fréon direct par le logiciel.

Dans chaque chambre, on installe de systèmes égaux de puissance frigorifique égale à la moitié de la puissance frigorifique totale.

➢ Chambre de réfrigération utilisant l'eau froide

- Chambre de dimension 12 x 12

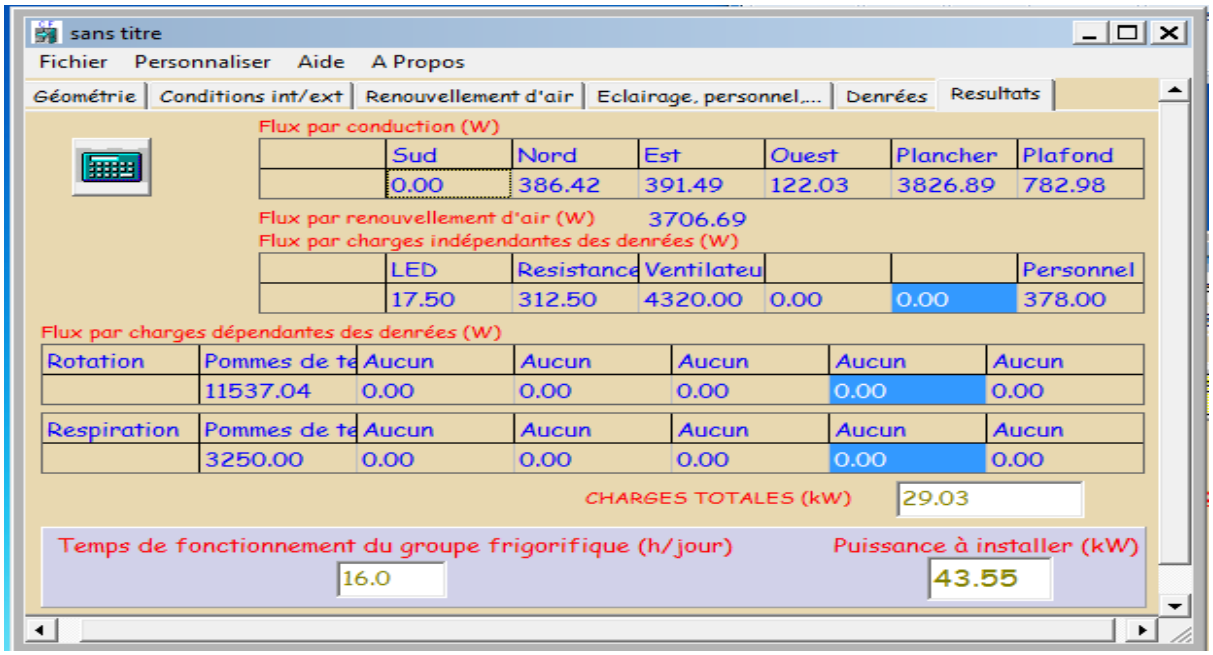


Figure 5: Calcule de la chambre de réfrigération (12 x 12) utilisant l'eau froide par le logiciel.

Dans les chambres de dimensions 12 x 12, on installe deux évaporateurs donnant une puissance frigorifique égale à la puissance frigorifique totale.

- Chambre de dimension 18 x 12

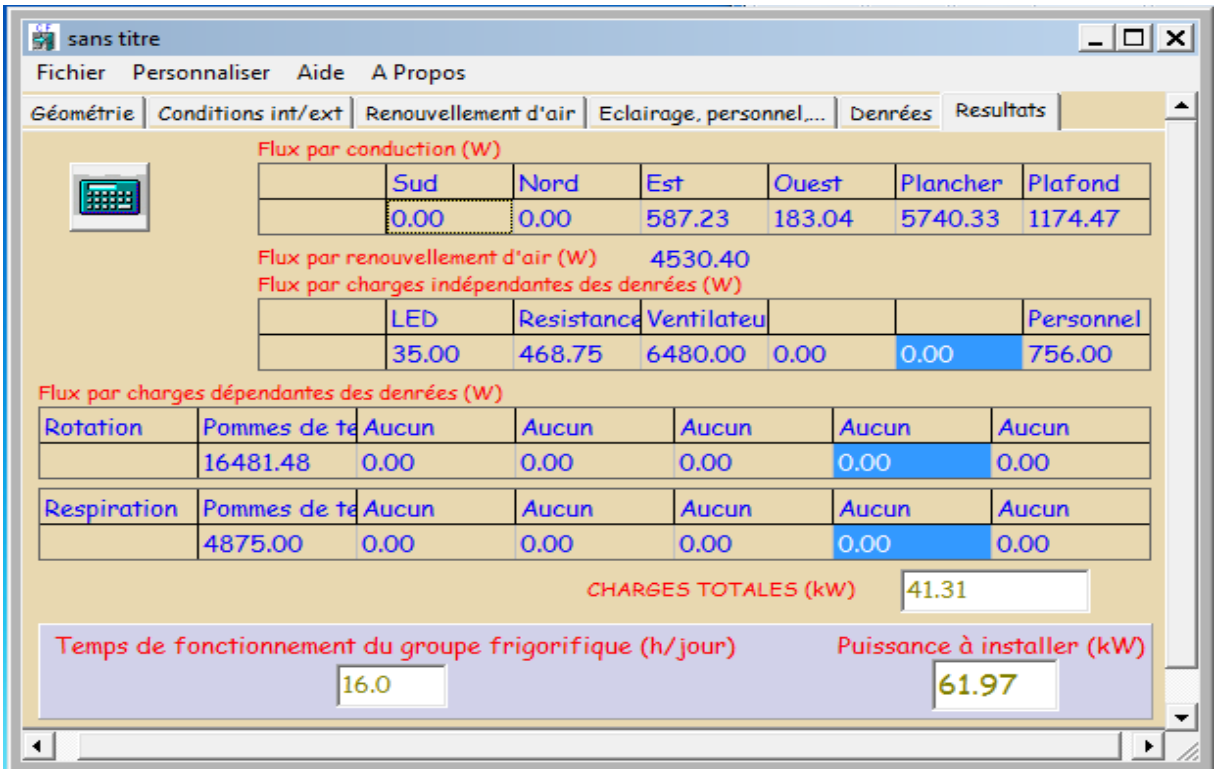


Figure 6: Calcule de la chambre de réfrigération (18 x 12) utilisant l'eau froide par le logiciel.

Dans les chambres de dimensions 18 x 12, on installe trois évaporateurs donnant une puissance frigorifique égale à la puissance frigorifique totale.

- On a 6 chambres froides et un couloir dont la puissance totale est de :

  $P_t = P_{evap}\ x\ 15 = 21.775\text{KW x } 15 = 326.625\text{ KW}$

Les puissances frigorifiques étant connues il faut maintenant, dimensionner les installations frigorifiques destinées à absorber cette puissance dans les conditions climatiques les plus défavorables. Ainsi l'étude de ces systèmes frigorifiques est l'objet de la partie IV qui suit.

PARTIE IV

DIMENSIONNEMENT DES SYSTEMES FRIGORIFIQUES

L'étude thermique nous a permis de détenir la puissance frigorifique de l'installation. Il devient donné possible d'étudier le système de production de froid à mettre en place. Mais auparavant nous allons élucider les notions de chaleur et de froid.

1) La chaleur

La chaleur est une forme d'énergie. C'est la sensation perçue par nos organes de sens lorsque nous sommes placés devant le feu ou un corps incandescent. La chaleur se manifeste également lors du passage du courant électrique dans une résistance, lors de la compression brusque d'un gaz, lors de certaines réactions chimiques, etc.

2) Le froid

C'est la sensation que fait éprouver l'absence, la perte ou la diminution de la chaleur. Le froid est à la chaleur ce que l'obscurité est à la lumière. Le froid est un terme négatif. Il indique simplement l'absence ou la diminution de la chaleur.

IV.1 PRODUCTION DE FROID

IV.1.1 Généralités sur les moyens de production de froid

Il existe trois modes principaux de production de froid.

- ✓ Mélange réfrigérant,
- ✓ Détente d'un gaz comprime,
- ✓ Evaporation d'un liquide pur.

- ✓ **Mélanges réfrigérants**

La dissolution de certains sels dans certains liquides nécessitant une absorption de chaleur, cette dissolution sera productrice de froid.

- ✓ **Détente d'un gaz comprimé**

La compression d'un gaz élevant sa température, réciproquement la détente d'un gaz comprimé abaissera la température du gaz détendu; c'est sur ce principe que sont basées les machines permettant la liquéfaction des composant de l'air (azote, oxygène, néon, etc.).

- ✓ **Evaporation d'un liquide pur**

L'évaporation d'un liquide se fait par apport de chaleur, refroidissant ainsi le milieu dans lequel il se trouve. C'est le seul moyen utilisé pour les besoins industriels en réfrigération, congélation et conditionnement d'air.

IV.1.2 LA MACHINE DE PRODUCTION DE FROID

Notre choix porte sur une machine à évaporation et compression d'un gaz liquéfiable. Cette machine est la plus utilisée dans les processus industriels de production de froid. Son principe de fonctionnement est décline ci-dessous.

L'évaporation d'un liquide appelé fluide frigorigène produit le froid. Pratiquement on récupère les vapeurs évaporées et par compression et refroidissement, on le fait revenir à l'état liquide pour qu'il puisse s'évaporer à nouveau.

Les parties essentielles d'une telle machine sont: L'évaporateur, le compresseur, le condenseur, le détendeur et les organes annexes

Voir annexe A IV.1.

- **L'évaporation**

La chambre froide est l'espace isolé dans lequel la basse température est maintenue. La chaleur entre dans cette chambre froide :

- ✓ par rayonnement
- ✓ par conduction, à travers l'isolation
- ✓ par convection

Cet apport de chaleur est fait sous forme de chaleur sensible et provoque l'ébullition du liquide réfrigérant dans l'évaporateur; elle est absorbée par le fluide frigorigène sous forme de chaleur latente de vaporisation.

L'évaporateur est donc la partie la plus importante de l'installation frigorifique car c'est là que se passe le refroidissement.

Le passage du flux thermique du milieu à refroidir vers le fluide frigorigène dépend:

- ✓ du coefficient global de transmission de chaleur de l'‘évaporateur
- ✓ de la surface de l'‘évaporateur
- ✓ de la différence de température entre l'évaporateur et le milieu à refroidir.

L'évaporateur consiste généralement en une tuyauterie plongée dans la chambre froide que l'on cherche à refroidir. Les évaporateurs peuvent être classés en deux groupes :

- ❖ évaporateur « noyé »
- ❖ évaporateur a régime interne ou détente directe

Selon le critère de la fonction dévolue, on peut classer l'évaporateur en quatre classes :

- ❖ évaporateur refroidisseur d'air
- ❖ évaporateur refroidisseur de liquide

- évaporateur de contact
- évaporateur spéciaux : étagères réfrigérantes, plaques et eutectiques.

- **Le compresseur**

Les vapeurs formées pendant l'évaporation sont aspirées par le compresseur, qui les refoule au condenseur. La quantité de chaleur contenue dans cette vapeur augmente ainsi que sa température du fait même de cette compression. La pression augmente en même temps que la température. En évacuant la vapeur du fluide frigorigène à mesure de sa formation, le compresseur maintient dans l'évaporateur la pression requise.

D'autre part, il augmente la pression de la vapeur de fluide frigorigène à un niveau suffisamment élevé pour permettre au condenseur de remplir sa fonction de condensation. Les compresseurs sont classés en deux catégories en fonction de la façon dont le fluide frigorigènes est comprime.

- Les compresseurs volumétriques, dans lesquels le fluide est comprimé par la variation de volume d'une capacité dans laquelle il a été préalablement aspiré. On distingue :
  - ✓ les compresseurs alternatifs à piston
  - ✓ les compresseurs rotatifs à palettes ou lobes
  - ✓ les compresseurs à vis
  - ✓ les compresseurs à spirale
  - ✓ les compresseurs à membrane

- Les compresseur roto dynamiques, parmi lesquels on a :
  - ✓ les compresseurs centrifuges dans lesquels la compression est due à l'effet de la force centrifuge.
  - ✓ les compresseurs à éjecteurs

- **La condensation**

Pour que la condensation puisse avoir lieu, le compresseur doit permettre à la vapeur de fluide frigorigène d'atteindre une pression suffisante pour que la température de saturation soit supérieure à celle du milieu matériel à refroidir. La vapeur comprimée abandonne sa chaleur (qui va toujours du corps le plus chaud vers le corps le plus froid) et elle se condense dans le condenseur.

Lors de la condensation du fluide frigorigène, le milieu de condensation (de refroidissement) doit absorber (sous forme sensible) la chaleur latente de condensation correspondante à la température de condensation du fluide frigorigène.

Le condenseur est un échangeur de chaleur comportant trois zones :

- ✓ *une zone de désurchauffe* : évacuation de la chaleur de surchauffe du compresseur et l'équivalent thermique du travail de compression.
- ✓ *une zone de condensation ou liquéfaction du fluide frigorifique:* le fluide passe de l'état gazeux à l'état liquide par évacuation de chaleur latente.
- ✓ *une zone de sous- refroidissement:* La température du fluide tombe jusqu'à une valeur inférieure à la température de condensation, la pression reste constante dans toutes les trois zones.

Les types de condenseur les plus utilises sont :

- ✓ condenseurs refroidis par air à convection forcée
- ✓ condensateurs évaporais : à convection forcée ou convection naturelle
- ✓ condenseur refroidis par eau: à calandre et serpentin, a double tube, multitubulaire à calandre.

- **La détente**

Le détendeur a pour fonction de régler le débit de circulation du fluide frigorigène dans le circuit: La quantité de fluide admise à l'évaporateur en un temps donné doit être exactement égale à la quantité qui peut se vaporiser et qui correspond à la chaleur absorbée. S'il en est ainsi, le détendeur assure le maintien dans l'évaporateur et dans le condenseur des pressions et températures les plus avantageuses pour l'installation considérée et pour les conditions extérieures données.

IV.1.3 LES FLUIDES FRIGORIFIQUES

Un système de réfrigération constitue par l'évaporateur, le compresseur, le condenseur, le détendeur, etc., est seulement une unité mécanique dont le rôle est de faciliter le changement d'état du fluide frigorigène, ce qui a pour effet d'absorber de la chaleur à l'évaporateur et d'en rejeter au condenseur. C'est le fluide frigorigène qui permet ce transfert.

IV.1.3.1 Critère de choix d'un fluide frigorigène

Le choix d'un fluide frigorigène est basé sur différents critères:

- ✓ critères thermodynamiques,
- ✓ critère de sécurité (sécurité des personnes et des biens en cas de dégagement intempestif du fluide dans l'atmosphère),
- ✓ critère technique (influent sur la faisabilité et la fiabilité du système frigorifique et sur l'interaction entre le fluide et les composants du système.),
- ✓ critère d'action sur l'environnement,
- ✓ critère économique (toujours présent au cœur des problèmes techniques).

Un fluide frigorigène idéal doit présenter les caractéristiques suivantes :

- ✓ chaleur de vaporisation élevée,
- ✓ point d'ébullition, sous la pression atmosphérique, suffisamment bas,
- ✓ faible rapport de compression (c'est-à-dire faible rapport entre la pression de refoulement et celle d'aspiration),
- ✓ température critique très élevée,
- ✓ être sans action sur les lubrifiants,
- ✓ composition chimique stable dans les conditions de fonctionnement de la machine frigorifique,
- ✓ sans action sur les métaux et sur les joints,
- ✓ non inflammable, non explosif en mélange avec l'air,
- ✓ sans action sur la santé du personnel,
- ✓ sans action sur les denrées à conserver,
- ✓ sans odeur,
- ✓ fuite facile à détecter,
- ✓ pas d'affinité pour les constituants de l'atmosphère,
- ✓ être d'un cout abordable et d'un approvisionnement facile.

IV.1.3.2 Les fluides frigorigènes les plus répandus [8]

Le Tableau 6 donne les fluides frigorigènes les plus répandus et leurs propriétés.

Numéro R	Type de fluide	Substitut	Composition	Fabricant	Applications typiques
R-404A	HFC	R-502, R-22	R-125, R-143a, R-134a	Forane 404A, Honeywell 404A, Klea 404A, Solkane 404A, Suva 404A Arkema, DuPont, Honeywell, Ineos, Solvay	Basse température (froid commercial et industriel)
R-507	HFC	R-502, R-22	R-125, R-143a	Forane 507, Honeywell 507, Klea 507, Solkane 507, Suva 507 Arkema, DuPont, Honeywell, Ineos, Solvay	Basse température (froid commercial et industriel)
R-407C	HFC	R-22	R-32, R-125, R-134a	Forane 407C, Honeywell 407C, Klea 407C, Solkane 407C, Suva 407C Arkema, DuPont, Honeywell, Ineos, Solvay	Climatisation, groupes d'eau glacée
R-410A	HFC	R-22	R-32, R-125	Forane 410A, Honeywell 410A, Klea 410A, Solkane 410A, Suva 410A Arkema, DuPont, Honeywell, Ineos, Solvay	Climatisation
R-408A	HCFC	R-502	R-22, R-125, R-143A	Forane 408A, Honeywell 408A, Arcton 408A Arkema, Honeywell, Ineos	Moyenne et basse température (froid commercial)
R-401A	HCFC	R-12	R-22, R-152a, R-124	Arcton 401A, Suva MP39 DuPont, Ineos	Moyenne température (distributeurs de boissons, froid commercial, chambres froides)
R-401B	HCFC	R-12, R-500	R-22, R-152a, R-124	Suva MP66 DuPont	Basse température (transport frigorifique)
R-402A	HCFC	R-502	R-125, R-290, R-22	Arcton 402A, Honeywell 402A, Suva HP80 DuPont, Honeywell, Ineos	Moyenne et basse température (chambres froides, froid commercial)
R-402B	HCFC	R-502	R-125, R-22, Propan	Suva HP81 DuPont	Basse température (applications spéciales, machines à glace)
R-423A	HFC	R-12	R-134a, R-227	ISCEON MO39TC DuPont	Compresseurs centrifuges
R-417A	HFC	R-22	R-125, R-134a, Butan	ISCEON MO59 DuPont	Climatisation, moyenne température (froid commercial)
R-422A	HFC	R-22, R-502	R-125, R-134a, Isobutan	ISCEON MO79 DuPont	Moyenne et basse température (froid commercial et industriel)
R-422D	HFC	R-22	R-125, R-134a, Isobutan	ISCEON MO29 DuPont	Moyenne température, climatisation, groupes d'eau glacée
R-413A	HFC	R-12	R-134a, R-218, Isobutan	ISCEON MO49 DuPont	Moyenne température, climatisation, climatisation voitures
R-508B	PFC	R-13, R-503	R-116, R-23	Klea 508, Suva 95 DuPont, Ineos	Basse températures (applications spéciales, chambres environnementales)
R-236fa	HFC	R-114	R-236fa	Suva 236fa DuPont	Compresseurs centrifuges

R-22	HCFC		R-22	Arcton 22, Forane 22, Freon 22, Honeywell 22, Solkane 22 Arkema, DuPont, Honeywell, Ineos, Solvay	Climatisation, moyenne et basse température (froid commercial et industriel)
R-23	HFC	R-13, R-503	R-23	Klea 23, Solkane 23, Suva 23 Ineos, DuPont, Solvay	Basse température (applications spéciales, médecine, chambres environnementales)
R-143a	HFC		R-143a	Solkane 143a Solvay	Composant dans des mélanges de fluides frigorigènes
R-227	HFC	R-114, R-12B1	R-227	Solkane 227 Solvay	Climatisation
R-290	Fluide frigorigène naturel		Propan		
R-723	Fluide frigorigène naturel		NH3, Dimethylether	R-723	Froid industriel
R-134a	HFC	R-12	R-134a	Forane 134a, Honeywell 134a, Klea 134a, Solkane 134a, Suva 134a Arkema, DuPont, Honeywell, Ineos, Solvay	Moyenne température (réfrigérateurs domestiques, groupes d'eau glacée), transport frigorifique, climatisation voitures
R-125	HFC		R-125	Solkane 125 Solvay	Composant dans des mélanges de fluides frigorigènes
R-407A	HFC	R-502	R-32, R-125, R-134a	Klea 407A Ineos	Moyenne et basse températures (froid commercial)
R-407B	HFC	R-502	R-32, R-125, R-134a	Klea 407B Ineos	Moyenne et basse températures (froid commercial)
R-407D	HFC	R-500, R-12	R-32, R-125, R-134a	Klea 407D Ineos	Conteneurs réfrigérés
R-32	HFC	R-22, R-502	R-32	Klea 32 Ineos	Composant dans des mélanges de fluides frigorigénes, froid industriel
R-412A	HCFC	R-12	R-22, R-218, R-142b	Arcton 412 Ineos	Basse température
R-509	HCFC	R-12	R-22, R-218	Arcton 509 Ineos	Basse température
R-744	Fluide frigorigène naturel		CO2	R-744	froid commercial, climatisation mobile
R-717	Fluide frigorigène naturel		NH3	, NH3	Froid industriel
R-600	Fluide frigorigène naturel		Butan	R-600	froid commercial, réfrigérateurs

Tableau 6: Les fluides frigorigènes les plus répandus et leurs propriétés

IV.1.3.3 Caractéristiques thermodynamiques du fluide

IV.1.3.3.1 Température d'ébullition (θ_{eb})

On s'arrangera pour que, dans la mesure du possible, la température d'évaporation soit supérieure à la température d'ébullition normale θ_{eb}. De cette façon si le critère est respecté, la totalité du circuit est en surpression vis-à-vis de l'extérieur et l'on ne risque pas l'introduction d'air et d'eau.

IV.1.3.3.2 Température critique (θ_{cr})

La température de condensation $\boldsymbol{\theta_k}$ doit toujours être inférieure à la température critique

$\boldsymbol{\theta_k} = \frac{\boldsymbol{\theta_k}}{\boldsymbol{\theta_{cr}}} < \mathbf{0.8}$. Le rendement du cycle de la machine se dégrade lorsque l'on se rapproche de la température critique. Plus la température critique est basse, plus l'efficacité du système frigorifique décroit.

IV.1.3.3.3 Pressions du cycle frigorifique

La pression de condensation ne doit pas excéder 20 à 25 bars .Inversement, la pression d'évaporation P_o ne doit pas être trop basse.

Pour garder une bonne efficacité au compresseur, le taux de compression $\tau = \frac{P_k}{P_o}$ doit rester limite. Les taux de compression importants entrainent l'échauffement du fluide, donne un mauvais rendement et la consommation énergétique augmente. Le taux de compression varie avec le fluide frigorigène pour les mêmes températures de condensation et d"évaporation.

IV.1.3.3.4 Volume massique à l'aspiration du compresseur

S'il est élevé, il conduit à des débits volumes aspirés importants, d'où la nécessite de recourir à des compresseurs plus importants, donc plus chers.

IV.2 DIMENSIONNEMENT DES DIFFERENTS ELEMENTS DES DEUX SYSTEMES FRIGORIFIQUES

Toute machine frigorifique à compression de vapeur avec changement de phase est constituée d'un compresseur, d'un condenseur, d'un détendeur, d'un évaporateur, d'un réseau de tuyauteries et enfin des organes de commande et de régulation. Cet ensemble est appelé installation frigorifique (Annexe AIV.1). Le bon fonctionnement de cette installation dépend entièrement du dimensionnement de ces éléments.

Le fluide frigorigène subit au cours de son évolution dans les différentes parties de la machine, un cycle qui peut être représenté dans un diagramme enthalpie.

IV.2.1 Schéma de l'installation frigorifique

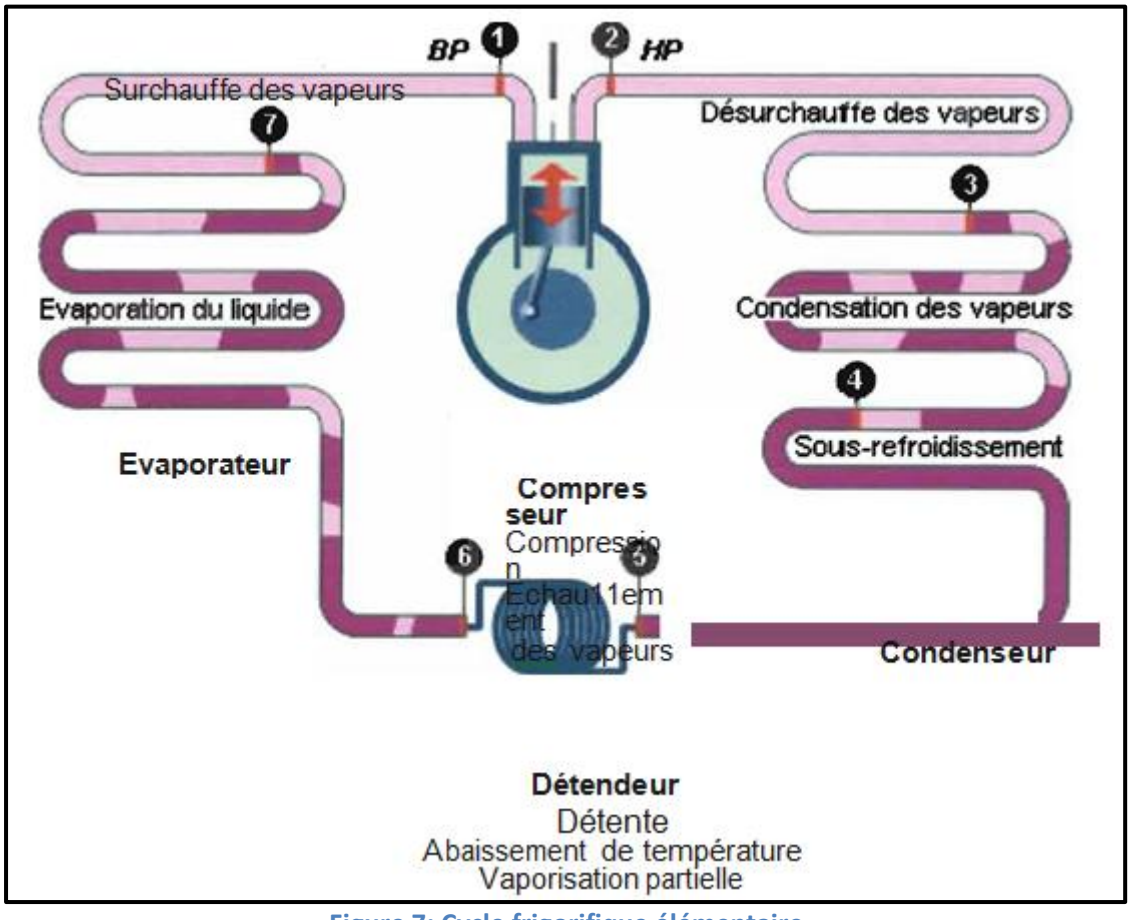


Figure 7: Cycle frigorifique élémentaire

- **Définition des différents points du cycle**

1- Aspiration des vapeurs dans le compresseur
2- Refoulement des vapeurs
3- Début condensation- fin désurchauffe
4- Fin condensation- début sous-refroidissement
5- Fin sous refroidissement-entrée dans le détendeur
6- Début évaporation
7- Fin évaporation
1'- Sortie évaporateur (point non maternalise sur la Figure 7)

- **Les transformations thermodynamiques subies par le fluide au cours du cycle sont :**

$1 \rightarrow 2$: Compression

$2 \rightarrow 3$: Désurchauffe

$3 \rightarrow 4$: Condensation

$4 \rightarrow 5$: Sous refroidissement

$5 \rightarrow 6$: Détente

$6 \rightarrow 7$: Vaporisation

$7 \rightarrow 1'$: Surchauffe dans l'évaporateur

$1' \rightarrow 1$: Surchauffe dans la tuyauterie d'aspiration

IV.2.2 Le dimensionnement du système de production frigorifique de la chambre positive en utilisant l'eau froide

On utilise un système forme de 4 compresseurs en divisant la puissance frigorifique par 4.

Alors ; $\dot{Q}_o = 82\ KW$

IV.2.2.1 Conditions et hypothèses de fonctionnement de la machine utilisant l'eau froide

- Conditions de fonctionnement :

Fluide frigorigène : R404 a

Production frigorifique nette : $\dot{Q}_o = 82KW$

Température d'évaporation : $\theta_o = -16°C$

Température de condensation : $\theta_k = +30°C$

IV.2.2.2 Calcul et sélection des différentes parties de la machine

Apres donner les Conditions de fonctionnement, on utilise le programme de Bitzer qui nous permis de dimensionner la puissance de compresseur, et le programme de FRIGA-BOHN pour déterminer les puissances de l''évaporateur et du condenseur ainsi de quelques paramètres.

➢ Chambre positive en utilisant l'eau froide

IV.2.2.2.1 Détermination du compresseur

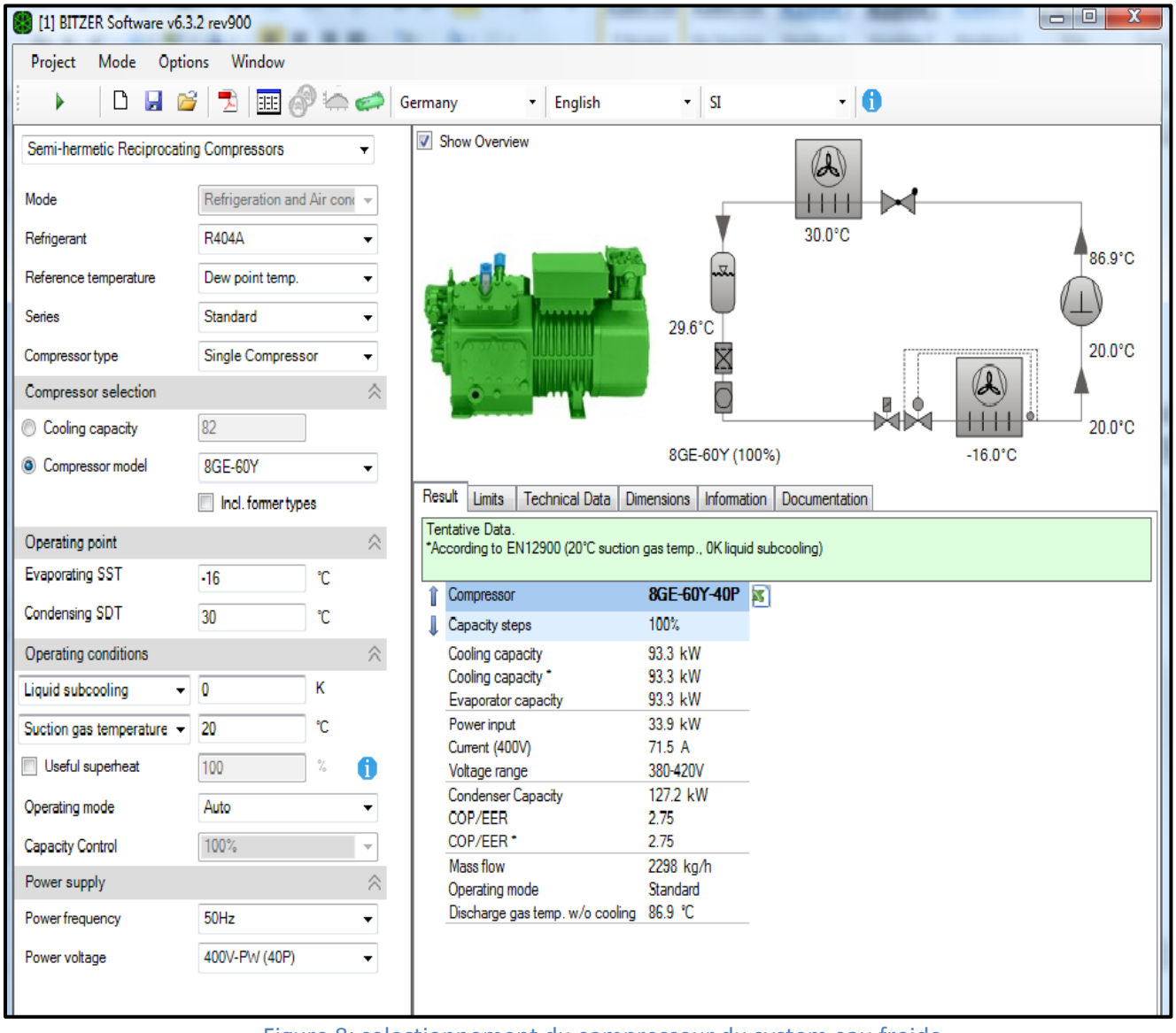


Figure 8: selectionnement du compresseur du system eau froide

IV.2.2.2.2 Détermination de l'évaporateur

Customer reference BRINE
Date 6/2/2013
LCSOFT V 1.20 (01/2013)

NKH 1x6Y B3 L

32V - 1" (Flare connection)

FRIGA-BOHN

If unit will be used permanently with motors connected in star, please specify when ordering for optimisation of circuiting arrangement and distribution

TECHNICAL DATA :

Thermal characteristics :

- **Required capacity :**	21.775 (kW)
- **Capacity :**	**23.59 (kW) / 20291.53 (kcal/h)**
- Fluid :	Freezium / -15
- Fluid inlet temperature :	-9.0 (°C)
- Fluid outlet temperature :	-2.96 (°C)
- Fluid flow :	3.66 (m3/h)
- **Pressure drop of model :**	**0.13 (mWG)**
- Specific mass :	1151.391 (kg/m3)
- Specific heat :	3.3292 (kj/kg.k)
- Thermal conductivity :	0.5034 (W/m.k)
- Viscosity :	0.0027 (Pas.sec)
- Air inlet temperature :	4.0 (°C)
- Rel. humidity inlet :	90%

Calculation with Frozen surface

Aeraulic / Electrical / Acoustic characteristics :

- Air flow :	9600 (m3/h)
- Air throw :	30 m
- Air velocity :	2.29 m/s
- Speed motor :	1000 rpm
- Sound level at 4 m (*) :	51 dB(A)
- Input power :	1 x 1200 W
- Amperage at 25 °C :	1 x 1.95 A
- Voltage :	400V / 3 / 50 Hz

Coil characteristics :

- Internal volume tubes circuit :	29 dm3
- Surface area :	107.4 m²
- Fin spacing :	6 mm

Dimensional characteristics :

- Connection(s) inlet :	1"
- Connection(s) outlet :	1" (Same side)
- Modele lengh/Width/Height :	1665 / 900 / 1115 mm
- Packaging lengh/Width/Height :	1.82 / 1.12 / 1.36 m
- Net weight :	190 kg
- Gros weight :	270 kg

(*) Sound pressure level in dB(A) measured at 4 meters distance, at fan blade level, in a free field on a reflective plan, given as indicative value. Only the acoustic power and the Lw value, are contractual.

OPTIONS :

☑ ELU : Electrical defrost (coil + drain pan)	1346.34 €
☑ ECK : Additional electrical defrosting kit	336.60 €
☑ VPM : Air pressure flange with defrost sock	1570.66 €
☑ M60 : 400 V/3/60 Hz fan assembly	117.37 €
☑ CMU : Factory wired motors	200.84 €
☑ BAE : Coating of the fins	780.66 €
☑ PPO : White enamel painting	473.27 €

PRICE :

Unit price, free taxes :	**5871 €**
Unit price, free taxes with options :	**10696.74 €**

FRIGA-BOHN : 42, Rue Roger SALENGRO BP 205 69 741 GENAS - FRANCE

Friga-Bohn is a brand of

Figure 9: selectionnement de l'évaporateur du system eau froide

IV.2.2.2.3 Détermination du condenseur

Pour chaque compresseur on installe 2 condenseurs de puissance totale 127.2 KW.

Item : **Item 1**
Typ : : **Propeller**

Date 6/9/2013
Version : 1.20

Model : WA 65 06/08P

Total capacity : 127.4 kW **Delta T1 : 15**

Operating conditions

Refrigerant :	R404A
Ambient temperature :	25 °C
Unit number :	2
Altitude :	1000 m

Thermal capacity (per unit)

Capacity per unit :	63.7 kW
Delta T1 :	15

Acoustic characteristics (per unit)

Lp (at 10m) :	54 (*) / 47 (**) dB(A)
Lw :	85 dB(A)

Coil characteristics (per unit)

Surface :	143.1 m²
Volume :	22.7 dm3
Fin spacing :	2.12 mm

Fan characteristics (per unit)

Nb. and diameter of fans :	3 x 630 mm
Rotation speed :	1000 rpm
Air flow-rate :	19029 m3/h
Pressure :	0 Pa
Real input power :	- W
Maximum input power :	3 x 450 W
Maximum operating current :	3 x 1.1 A
Energy class :	C
Motor coupling :	Delta
Voltage/ Nb Phases / Frequency :	400 V / 3 / 50 Hz

Dimensional characteristics (per unit)

Dimensions (L/D/H) :	2770 / 873 / 808 mm
Empty net weight :	146 kg
Packaging (L/D/H) :	3011 / 450 / 1046 mm
Packed unit weight :	201 kg
Standard packaging :	Cardboard on pallet

Figure 10: selectionnement du condenseur du system eau froide

IV.2.2.2.4 Détermination du détendeur

La sélection du détendeur s'effectue chez le fabricant en fonction:

- de la puissance frigorifique $\dot{Q}_o = 93.3\ KW$
- du débit volumique liquide $\dot{v_{liq}} = \dot{m}\ .v$

v est donne par le programme de « COOL PACK »

$\dot{m} = 2298\ \text{Kg/h} = 0.64\ Kg/s$

$v = 7.5\ 10^{-4}\ m^3/Kg$

$\dot{v_{liq}} = \dot{m}\ .v = 0.64 \text{ x } 7.5\ 10^{-4} = 4.8\ 10^{-4}\ m^3/s$

La chute de pression que doit créer le détendeur est donnée par :

$\Delta_p = P_K - P_o = 14.16 - 3.507$ (4.19)

$\Delta_p = 10.653\ bars$

IV.2.2.3 Détermination du coefficient de performance

Comme il a donné par « Bitzer » COP = 2.75

IV.2.2 Le dimensionnement du système de production frigorifique de la chambre positive par fréon direct

On utilise un système forme de 4 compresseurs en divisant la puissance frigorifique par 4.

Alors ; $\dot{Q}_o = 22.11\ KW$

IV.2.2.1 Conditions et hypothèses de fonctionnement de la machine par fréon direct

- Conditions de fonctionnement :

  Fluide frigorigène : R404a

  Production frigorifique nette : $\dot{Q}_o = 22.11\ KW$

  Température d'évaporation : $\theta_o = -10°C$

  Température de condensation : $\theta_k = +40°C$

IV.2.2.2 Calcul et sélection des différentes parties de la machine

Apres donner les Conditions de fonctionnement, on utilise le programme de Bitzer qui nous permis de dimensionner la puissance de compresseur, et le programme de FRIGA-BOHN pour déterminer les puissances de l"évaporateur et du condenseur ainsi de quelques paramètres.

IV.2.2.2.1 Détermination du compresseur

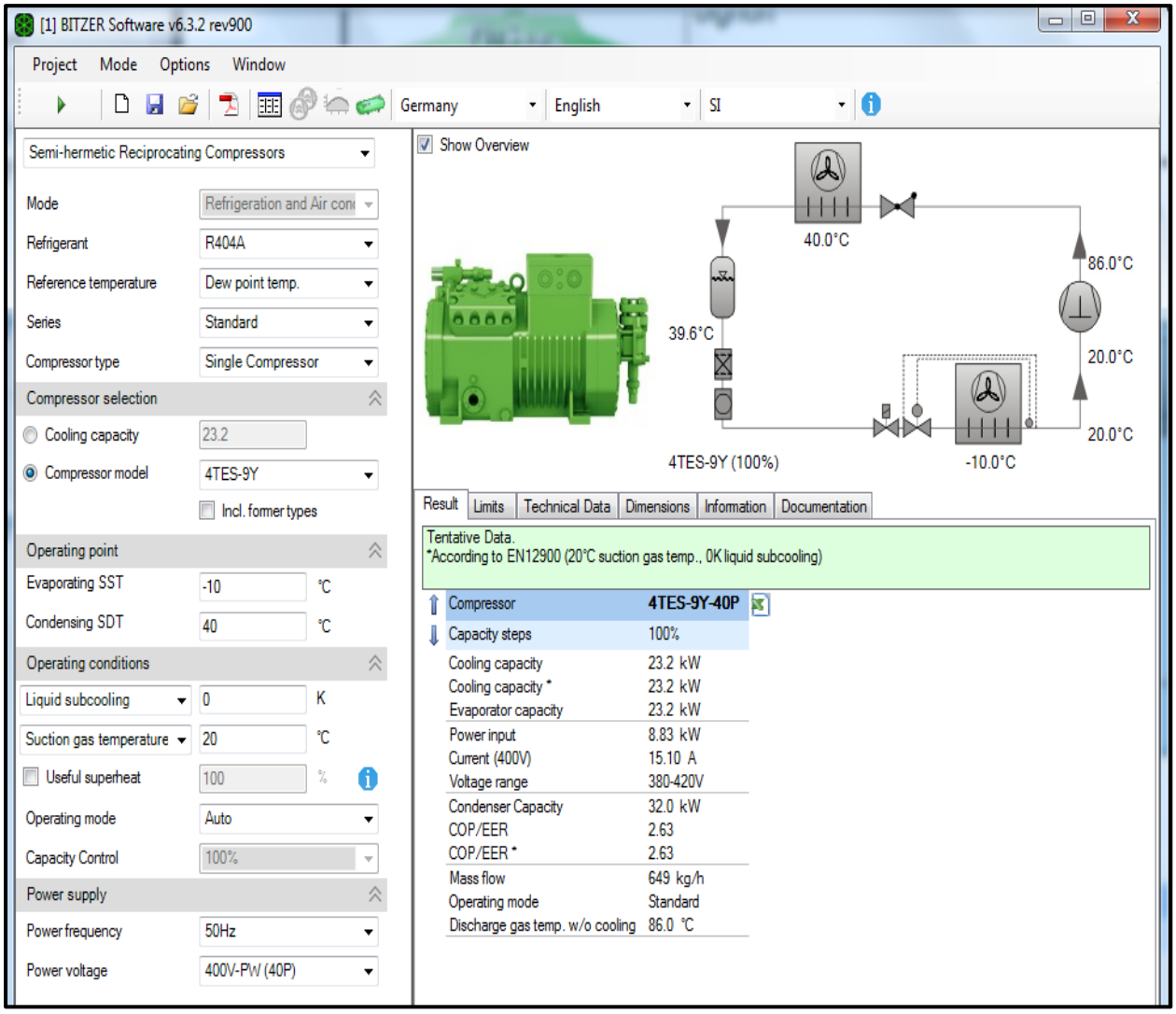


Figure 11: selectionnement du compresseur du système fréon direct

IV.2.2.2.2 Détermination de l'évaporateur

FRIGA-BOHN
42, Rue Roger SALENGRO BP 205
69 741 GENAS - FRANCE
Tel. : +33 4 72 47 14 44 - Fax : +33 (0) 472 471 439
Email : customer.serv@heatcrafteurope.com

Item : **Item 16**
Typ : : **Cubic**

Date 6/3/2013
Version : 1.20

Model : SKB 18 L

Total capacity : 22.11 kW **Delta T1 :8.8**

Operating conditions

Refrigerant :	R404A
Room temperature :	0 °C
Unit number :	1

Thermal capacity (per unit)

Capacity per unit :	22.11 kW
Delta T1 :	8.8

Coil characteristics (per unit)

Surface :	60 m²
Volume :	14.36 dm3
Fin spacing :	6.35 mm

Dimensional characteristics (per unit)

Empty net weight :	132 kg
Packaging (L/D/H) :	2.511 / 0.74 / 0.76 m
Packed unit weight :	178 kg
Standard packaging :	Wooden crate

Aeraulic characteristics (per unit)

Nb. and diameter of fans :	3 x 450 mm
Air flow-rate :	12000 m3/h
Pressure :	0 Pa
Air throw :	23 m
Lp (at 4m) :	55 dB(A)

Electrical characteristics (per unit)

Rotation speed :	1370 tr/min
Maximum input power :	3 x 435 W
Maximum operating current :	3 x 1.05 A
Motor coupling :	Star
Voltage/ Nb Phases / Frequency :	230-400V/3/50Hz

Figure 12: selectionnement de l"évaporateur du système fréon direct

IV.2.2.2.3 Détermination du condenseur

FRIGA-BOHN
42, Rue Roger SALENGRO BP 205
69 741 GENAS - FRANCE
Tel. : +33 4 72 47 14 44 - Fax : +33 (0) 472 471 439
Email : customer.serv@heatcrafteurope.com

FRIGA-BOHN

Item : **Item 1**
Typ : : **Propeller**

Date 6/3/2013
Version : 1.20

Model : WA 42 06/08P

Total capacity : 33.4 kW **Delta T1 : 14.5**

Operating conditions

Refrigerant :	R404A
Ambient temperature :	25 °C
Unit number :	1
Altitude :	1000 m

Thermal capacity (per unit)

Capacity per unit :	33.4 kW
Delta T1 :	14.5

Acoustic characteristics (per unit)

Lp (at 10m) :	45 (*) / 38 (**) dB(A)
Lw :	76 dB(A)

Coil characteristics (per unit)

Surface :	95.4 m²
Volume :	14.7 dm3
Fin spacing :	2.12 mm

Fan characteristics (per unit)

Nb. and diameter of fans :	2 x 630 mm
Rotation speed :	750 rpm
Air flow-rate :	9408 m3/h
Pressure :	0 Pa
Real input power :	- W
Maximum input power :	2 x 280 W
Maximum operating current :	2 x 0.6 A
Energy class :	C
Motor coupling :	Star
Voltage/ Nb Phases / Frequency :	400 V / 3 / 50 Hz

Dimensional characteristics (per unit)

Dimensions (L/D/H) :	1870 / 873 / 808 mm
Empty net weight :	99 kg
Packaging (L/D/H) :	2040 / 450 / 1025 mm
Packed unit weight :	122 kg
Standard packaging :	Cardboard on pallet

Figure 13: selectionnement du condenseur du système fréon direct

IV.2.2.2.4 Détermination du détendeur

La sélection du détendeur s'effectue chez le fabricant en fonction:

- de la puissance frigorifique $\dot{Q}_o = 22.11\ KW$
- du débit volumique liquide $\dot{v_{liq}} = \dot{m}\ .v$

v est donne par le programme de « COOL PACK »

$$v = 7.6\ 10^{-4}\ m^3/Kg$$

$$\dot{m} = 649\ \text{Kg/h} = 0.18 Kg/s$$

$$\dot{v_{liq}} = \dot{m}\ .v = 0.18 \text{ x } 7.6\ 10^{-4} = 1.368\ \ 10^{-4}\ \ m^3/s$$

La chute de pression que doit créer le détendeur est Δ_p donnée par

$$\Delta_p = P_K - P_o = 18.157 - 4.3330 \qquad (4.19)$$

$$\Delta_p = 13.824\ bars$$

IV.2.2.3 Détermination du coefficient de performance

Comme il a donné par « Bitzer » COP = 2.63

IV.2.2 Le dimensionnement du système de production frigorifique de la chambre négative

On utilise un système frigorifique de $\dot{Q}_o = 18\ KW$

IV.2.2.1 Conditions et hypothèses de fonctionnement de la machine de la chambre froide

- Conditions de fonctionnement :

  Fluide frigorigène : R22

  Production frigorifique nette : $\dot{Q}_o = 12\ KW$

  Température d'évaporation : $\theta_o = -25°C$

  Température de condensation : $\theta_k = +40°C$

IV.2.2.2.1 Détermination du compresseur

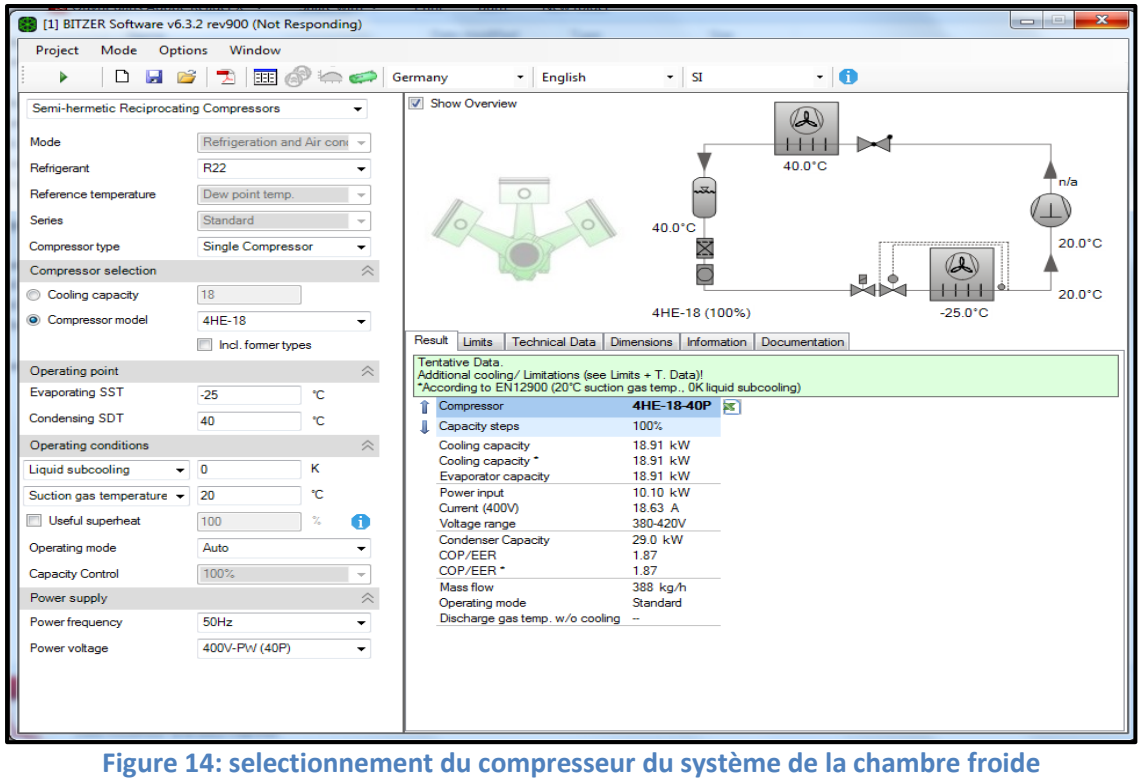


Figure 14: selectionnement du compresseur du système de la chambre froide

IV.2.2.2.2 Détermination de l'évaporateur

FRIGA-BOHN
42, Rue Roger SALENGRO BP 205
69 741 GENAS - FRANCE
Tel. : +33 4 72 47 14 44 - Fax : +33 (0) 472 471 439
Email : customer.serv@heatcrafteurope.com

Item : **Item 16**
Typ : : **Cubic**

Date 6/7/2013
Version : 1.20

Model : SKB 15 C

Total capacity : 18 kW **Delta T1 :8.2**

Operating conditions

Refrigerant :	R22
Room temperature :	-18 °C
Unit number :	1

Thermal capacity (per unit)

Capacity per unit :	18 kW
Delta T1 :	8.2

Coil characteristics (per unit)

Surface :	60 m²
Volume :	14.55 dm3
Fin spacing :	6.35 mm

Dimensional characteristics (per unit)

Empty net weight :	133 kg
Packaging (L/D/H) :	2.511 / 0.74 / 0.76 m
Packed unit weight :	178 kg
Standard packaging :	Wooden crate

Aeraulic characteristics (per unit)

Nb. and diameter of fans :	3 x 450 mm
Air flow-rate :	12450 m3/h
Pressure :	0 Pa
Air throw :	23 m
Lp (at 4m) :	55 dB(A)

Electrical characteristics (per unit)

Rotation speed :	1400 tr/min
Maximum input power :	3 x 499 W
Maximum operating current :	3 x 1. A
Motor coupling :	Star
Voltage/ Nb Phases / Frequency :	230-400V/3/50Hz

Standard defrost characteristics

Defrost power :	6000 W
Defrost current :	9.12 A
Voltage/ Nb Phases / Frequency :	400V / 3 / 50Hz
Number of elements :	5+1

Figure 15: selectionnement du compresseur de l'évaporateur de la chambre froide

IV.2.2.2.3 Détermination du condenseur

FRIGA-BOHN
42, Rue Roger SALENGRO BP 205
69 741 GENAS - FRANCE
Tel. : +33 4 72 47 14 44 - Fax : +33 (0) 472 471 439
Email : customer.serv@heatcrafteurope.com

FRIGA-BOHN

Item : **Item 1**
Typ : : **Propeller**

Date 6/9/2013
Version : 1.20

Model : WA 48 04/06P

Total capacity : 30 kW **Delta T1 : 14.5**

Operating conditions

Refrigerant :	R22
Ambient temperature :	45 °C
Unit number :	1
Altitude :	1000 m

Thermal capacity (per unit)

Capacity per unit :	30 kW
Delta T1 :	14.5

Acoustic characteristics (per unit)

Lp (at 10m) :	57 (*) / 50 (**) dB(A)
Lw :	88 dB(A)

Coil characteristics (per unit)

Surface :	52.5 m²
Volume :	9 dm3
Fin spacing :	2.12 mm

Fan characteristics (per unit)

Nb. and diameter of fans :	3 x 500 mm
Rotation speed :	1500 rpm
Air flow-rate :	17922 m3/h
Pressure :	0 Pa
Real input power :	- W
Maximum input power :	3 x 580 W
Maximum operating current :	3 x 1.05 A
Energy class :	E
Motor coupling :	Delta
Voltage/ Nb Phases / Frequency :	400 V / 3 / 50 Hz

Dimensional characteristics (per unit)

Dimensions (L/D/H) :	2050 / 873 / 808 mm
Empty net weight :	92 kg
Packaging (L/D/H) :	2220 / 450 / 1025 mm
Packed unit weight :	116 kg
Standard packaging :	Cardboard on pallet

Figure 16: selectionnement du condenseur du système de la chambre froide

IV.2.2.2.4 Détermination du détendeur

La sélection du détendeur s'effectue chez le fabricant en fonction:

- de la puissance frigorifique $\dot{Q}_o = 18\ KW$
- du débit volumique liquide $v_{liq} = \dot{m}\ .v$

v est donne par le programme de « COOL PACK »

$$v = 7.3\ 10^{-4}\ m^3/Kg$$

$$\dot{m} = 264\ \text{Kg/h} = 0.0107 Kg/s$$

$$v_{liq} = \dot{m}\ .v = 0.1078 \text{ x } 7.3\ 10^{-4} = 0.78694\ \ 10^{-4}\ m^3/s$$

La chute de pression que doit créer le détendeur est Δ_p donnée par :

$$\Delta_p = P_K - P_o = 17.29 - 2.01 \qquad (4.19)$$

$$\Delta_p = 15.28\ bars$$

IV.2.2.3 Détermination du coefficient de performance

Comme il a donné par « Bitzer » COP = 1.87

IV.2.3 LES ORGANES ANNEXES (voir le document U.S.RECO : Annexe AIV.l) [7]

Qu'il soit pour la chambre positive ou la chambre négative, toute installation frigorifique a besoin de ces organes pour s'assurer un bon fonctionnement. Ces organes sont choisis en fonction de la puissance frigorifique de l'installation et du fluide frigorigène utilise. On distingue:

1) le séparateur d'huile

L'huile de lubrification du compresseur étant néfaste sur le condenseur et l'évaporateur, il convient de séparer cette huile des fluides frigorigènes dès la sortie des vapeurs comprimées par un séparateur d'huile Ses dimensions dépendent de la puissance frigorifique et de La nature du fluide frigorifique.

2) le réservoir de liquide

Pour les grandes installations, on a besoin d'un réservoir de liquide pour contenir le liquide sortant du condenseur.

3) bouteille d'aspiration ou bouteille anti-coups de liquide

Elle est placée à la tuyauterie d'aspiration du compresseur pour empêcher l‟aspiration accidentelle de liquide dans le compresseur.

4) **les filtres**

Leur fonction générale est de retenir la limaille, des parcelles de métal ou de petites quantités d'impuretés; Ils sont montés sur les tuyauteries d'aspiration ou de liquide

- Filtre d'aspiration (filtrage de l'ordre de 10 microns)
- Filtre à huile (filtrage 12 microns)

5) voyant de Liquide

Il indique l‟état physique du fluide frigorigène en circulation dans une installation.

6) échangeur de chaleur

II permet d'améliorer le rendement de la machine en sous refroidissant le liquide admis au détendeur .En contrepartie la surchauffe des vapeurs admises au compresseur est importante.

7) déshydrater

Il permet de maintenir la quantité d'eau dans le fluide frigorigène en dessous d'une valeur maximale qui dépend de la nature du fluide frigorigène, pour le R22 a 60 ppm, quantité d'eau exprimée en« parties par million».

8) éliminateurs de vibration :

En tuyauterie métallique flexible onduleux en cuivre, recouvert de tresses de fil en acier inox, ils réduisent les vibrations des conduites du circuit frigorifique.

PARTIE V

ETUDE ET DIMENSIONNEMENT DES ECHANGEURS FROIDES ET CHAUDES

V.1 Notion de l'échangeur

V.1 INTRODUCTION AUX ECHANGEURS DE CHALEUR

V.1.1 Généralités. Définitions

Un échangeur de chaleur est un système qui permet de transférer un flux de chaleur d"un fluide chaud à un fluide froid à travers une paroi sans contact direct entre les deux fluides.
Exemples : radiateur d"automobile, évaporateur de climatiseur ...

Un échangeur tubulaire simple est constitué de deux tubes cylindriques coaxiaux. Un fluide (généralement le chaud) circule dans le tube intérieur, l"autre dans l"espace compris entre les deux tubes. Le transfert de chaleur du fluide chaud au fluide froid s"effectue à travers la paroi que constitue le tube intérieur :

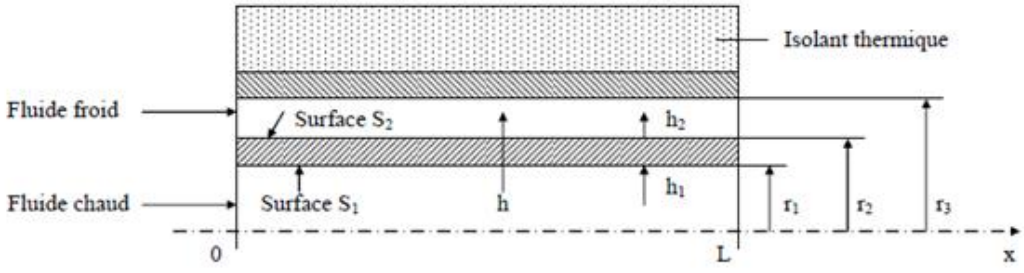


Figure 17: Schéma d'un échangeur tubulaire simple

Conventions

Le fluide chaud entre dans l"échangeur à la température T1e et en sort à T1s, le fluide froid entre à T2e et sort à T2s.
Deux modes de fonctionnement sont réalisables :

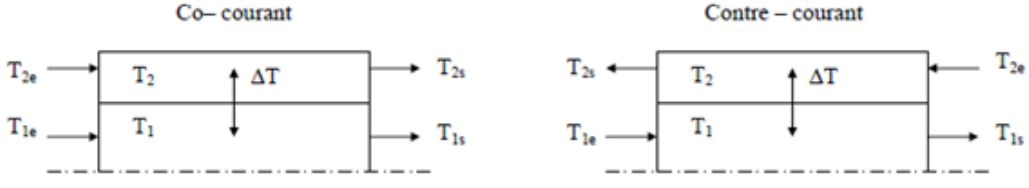


Figure 18 : schématisation des fonctionnements à co-courants et à contre-courant.

V.1.1.1 Expression du flux échangé

- Coefficient global de transfert

Une première expression du flux de chaleur transféré dans un échangeur peut être déterminée en écrivant qu"il est égal au flux de chaleur perdu par le fluide chaud et au flux de chaleur gagné par le fluide froid pendant leur traversée de l"échangeur :

$$\varphi = \dot{m}_1 c_{p1} (T_{1s} - T_{1e}) = \dot{m}_2 c_{p2} (T_{2e} - T_{2s})$$

Les produits $q_{c1} = \dot{m}_1 c_{p1}$ et $q_{c2} = \dot{m}_2 c_{p2}$ sont appelés les <u>débits calorifiques</u> des deux fluides.
Le flux de chaleur peut donc finalement s'écrire :

$$\boxed{\varphi = q_{c1} (T_{1e} - T_{1s}) = q_{c2} (T_{2s} - T_{2e})} \qquad (6.1)$$

Par ailleurs, le flux de chaleur ϕ transmis d"un fluide 1 à un fluide 2 à travers la paroi d"un tube cylindrique s"écrit :

$$\varphi = \frac{\Delta T}{\dfrac{1}{2\pi h_1 r_1 L} + \dfrac{\ln\left(\dfrac{r_2}{r_1}\right)}{2\pi \lambda L} + \dfrac{1}{2\pi h_2 r_2 L}}$$

Dans les échangeurs de chaleur, on choisit de rapporter le flux de chaleur échangé à la surface S2 = 2π r2 L, Soit d"écrire : ϕ = h S2 Δθ. Le coefficient global de transfert h d"un échangeur de chaleur s"écrit donc :

$$\boxed{h = \left(\frac{r_2}{h_1 r_1} + \frac{r_2 \ln\left(\dfrac{r_2}{r_1}\right)}{\lambda} + \frac{1}{h_2} + R_{en} \right)^{-1}} \qquad (6.2)$$

Ren est une résistance thermique due à l"encrassement des surfaces d"échange dont il faut tenir compte après quelques mois de fonctionnement (entartrage, dépôts, corrosion…).

	Coefficient global de transfert h ($W\ m^{-2}\ °C^{-1}$)
Liquide-liquide	100-2000
Liquide-gaz	30-300
Condenseur	500-5000

Tableau 7:ordre de grandeur de coefficient global de transfet h de divers types d'echangeurs

On trouvera dans le tableau ci-dessous les ordres de grandeur de h pour des échangeurs tubulaires en verre et métallique.

V.1.1.2 Fonctionnement à co-courant

On montre que la relation (6.3) s"applique aussi bien à un échange à contre-courant qu"à un échange à Co- courant, mais les expressions de ΔTs et de ΔTe ne sont pas identiques dans les deux cas :

Co-courant	Contre-courant
$\Delta T_s = T_{1s} - T_{2e}$	$\Delta T_s = T_{1s} - T_{2e}$
$\Delta T_e = T_{1e} - T_{2s}$	$\Delta T_e = T_{1e} - T_{2s}$

La distribution des températures dans un échangeur à contre-courant présente l'une des allures suivantes :

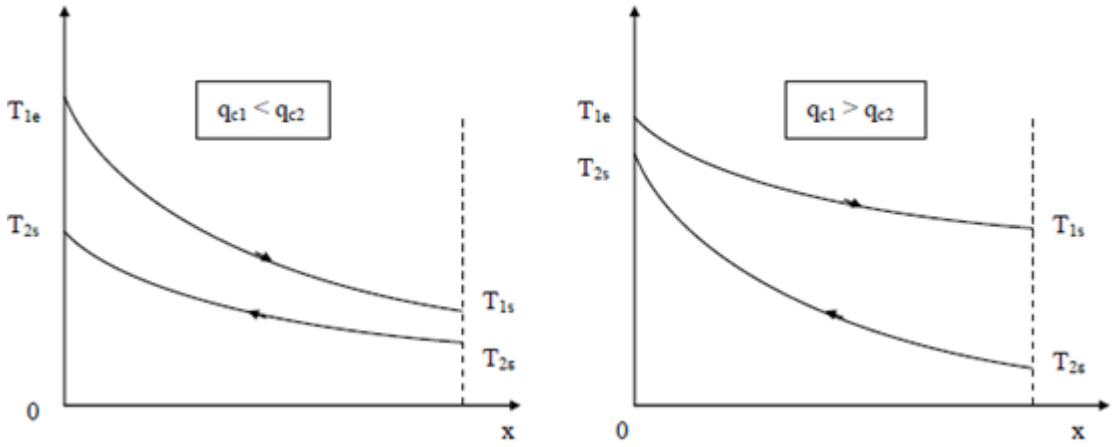


Figure 19: Evolution des températures dans un échangeur tubulaire fonctionnant à contre-courant

qc1 < qc2 : On dit que le fluide chaud commande le transfert. Si L → ∞ alors T1s → T2e et T2s ≠ T1e

qc1 > qc2 : On dit que le fluide froid commande le transfert. Si L → ∞ alors T2s → T1e et T1s ≠ T2e

Remarque :

- Dans un fonctionnement à contre-courant il est possible d"obtenir T2s > T1s
- Il est par contre impossible d"obtenir T2s > T1e ou T1e < T2s.

Comparaison des deux modes de fonctionnement

Dans un échangeur tubulaire simple, le flux de chaleur transféré est toujours plus élevé avec un fonctionnement à contre-courant car ΔTm est plus élevé.

V.1.1.3 Efficacité d'un échangeur

V.1.1.3.1 Définition et calcul

On définit l"efficacité d"un échangeur comme le rapport du flux de chaleur effectivement transféré dans l"échangeur au flux de chaleur maximal qui serait transféré dans les mêmes conditions de températures d"entrée des deux fluides dans un échangeur tubulaire de longueur infinie fonctionnant à contre-courant :

$$\eta = \frac{\varphi}{\varphi_{max}}$$

V.1.1.3.2 Signification du rendement

Lorsque le but recherché par l"installation d"un échangeur est de récupérer de la chaleur, la notion de rendement prend toute sa justification du point de vue économique. Considérons l"exemple le plus simple d"un échangeur fonctionnant à co-courant destiné à récupérer de la chaleur sur des fumées. Appelons P le prix en F du mètre carré d"échangeur (supposé constant) et C le gain en F par W récupéré sur le fluide chaud.

Le gain total engendré par l"échangeur est : G = C. ϕ = C qc1 (θ1e - θ1s)
Le coût de l"échangeur est supposé proportionnel à sa surface : D = S. P où S est la surface d"échange en m^2. Le bénéfice généré par l"installation de l"échangeur s"écrit : B = G – D. Ces différentes grandeurs sont représentées schématiquement sur la figure 6.6.

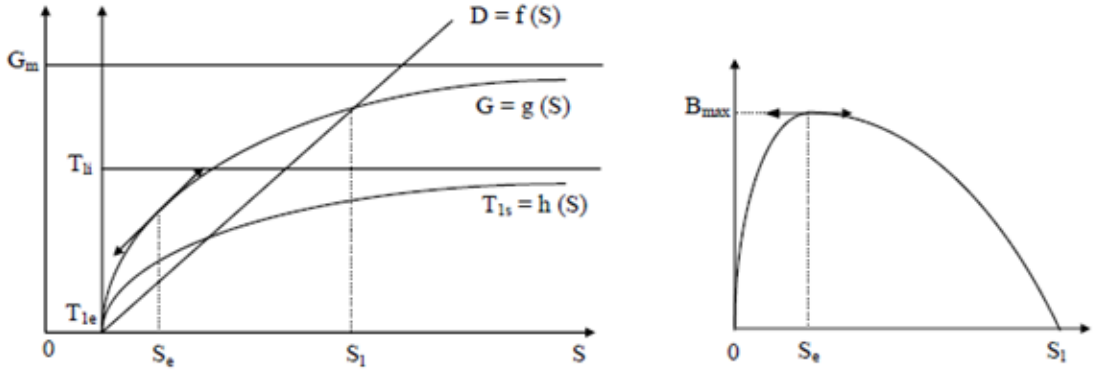


Figure 20: Représentation simplifiée des bénéfices engendre par un récupérateur de chaleur.

On constate que le bénéfice atteint un maximum pour une certaine valeur Se de la surface d"échange.

L"augmentation de la surface d"échange au-delà de Se permet d"augmenter le rendement mais a un effet inverse sur le bénéfice. Il existe donc une limite économique Se pour la surface d"échange de ce type d"échangeur de chaleur.

V.1.1.4 Nombre d'unités de transfert

V.1.1.4.1 Définition

On appelle nombre d'unité de transfert noté NUT le rapport adimensionnel $\frac{h\,S}{q_c}$ qui est aussi égal à $\frac{T_{1e} - T_{2e}}{\Delta T_m}$ pour le fluide chaud dans le cas d'un échangeur tubulaire simple :

$$\boxed{NUT_1 = \frac{h\,S}{q_{c1}} = \frac{T_{1e} - T_{2e}}{\Delta T_m}} \qquad (6.11)$$

Le NUT est représentatif du pouvoir d"échange de l"échangeur. Nous allons montrer dans ce qui suit qu"il est lié à l"efficacité de l"échangeur et que son utilisation permet de simplifier les calculs de dimensionnement des échangeurs.

Considérons le cas d'un échangeur tubulaire simple fonctionnant à contre-courant et supposons que le fluide chaud commande le transfert : $q_{c1} < q_{c2}$ donc $\eta_r = \frac{T_{1e} - T_{1s}}{T_{1e} - T_{2e}}$

Posons $z = \frac{q_{c1}}{q_{c2}} < 1$ et $\Delta T_{max} = T_{1e} - T_{2e}$

$$NUT_1 = \frac{h\,S_2}{q_{c1}} = \frac{T_{1e} - T_{1s}}{\Delta T_s - \Delta T_e}$$

V.1.1.4.2 Relation entre NUT et efficacité

V.1.2 Calcul d'un échangeur

V.1.2.1 Températures de sorties connues

Le coefficient global de transfert h ayant été calculé, on connaît : q_{c1}, q_{c2}, T_{1e}, T_{1s}, T_{2e} et T_{2s}. On peut utiliser l'une des deux méthodes suivantes pour calculer S_2 :

Méthode MLDT :

- On calcule $\varphi = q_{c1}\,(T_{1_e} - T_{1s}) = q_{c2}\,(T_{2s} - T_{2e})$
- On calcule $\Delta T_m = \dfrac{\Delta T_s - \Delta T_e}{\ln\left(\dfrac{\Delta T_s}{\Delta T_e}\right)}$
- On en déduit $S_2 = \dfrac{\varphi}{h\,\Delta T_m}$

Méthode du NUT :

- On calcule η et $z = \dfrac{q_{cmin}}{q_{cmax}}$
- On détermine NUT_{max} par utilisation des formules (6.12) ou des abaques
- On en déduit $S_2 = NUT_{max}\,\dfrac{q_{cmin}}{h}$

V.1.2.2 Températures de sorties inconnues

Le coefficient global de transfert h ayant été calculé, on connaît : q_{c1}, q_{c2}, T_{1e}, T_{2e} et S. On peut utiliser l'une des deux méthodes suivantes pour calculer T_{1s} et T_{2s} :

Méthode MLDT :

Son application nécessite la résolution (complexe) par des méthodes numériques du système de deux équations :

$$q_{c1}\,(T_{e1} - T_{1s}) = h\,S\,\Delta T_m$$

$$q_{c1}\,(T_{1e} - T_{1s}) = q_{c2}\,(T_{2s} - T_{2e})$$

Remarque : La méthode du NUT qui s"applique directement sans avoir recours à des méthodes numériques complexes est à préférer dans ce cas de figure.

- Pour tous les types d'échangeurs : $\eta = 1 - \exp(-NUT_{max})$ et $NUT_{max} = -\ln(1-\eta)$ si $z = 0$.
- Pour l'échangeur à contre-courant : $\eta = \dfrac{NUT_{max}}{NUT_{max}+1}$ et $NUT_{max} = \dfrac{\eta}{1-\eta}$ si $z = 1$.

V.1.2.3 Echangeurs frigorifiques

Une installation frigorifique comporte au moins deux échangeurs de chaleur :

- Un condenseur dont le but est d"assurer le transfert de chaleur du fluide frigorigène au milieu extérieur
- Un évaporateur dont le rôle est d"assurer le transfert de chaleur du milieu à refroidir au fluide frigorigène.

Ces deux échangeurs se caractérisent par un écoulement diphasique du fluide frigorigène.

V.1.2.3.1 Condenseurs

Dans un condenseur, la phase liquide du fluide frigorigène apparaît dès que la température de la surface de refroidissement devient inférieure à la température de saturation du fluide frigorigène sous la pression de condensation. Ceci se produit à une distance très faible de l"entrée du condenseur, pratiquement dès le début s"il s"agit d"un condenseur à eau. On peut ainsi observer, quasiment dès l"entrée de l"échangeur, la présence contre la paroi froide d"une mince couche de liquide sur la surface de laquelle un film de vapeur saturée se condense.

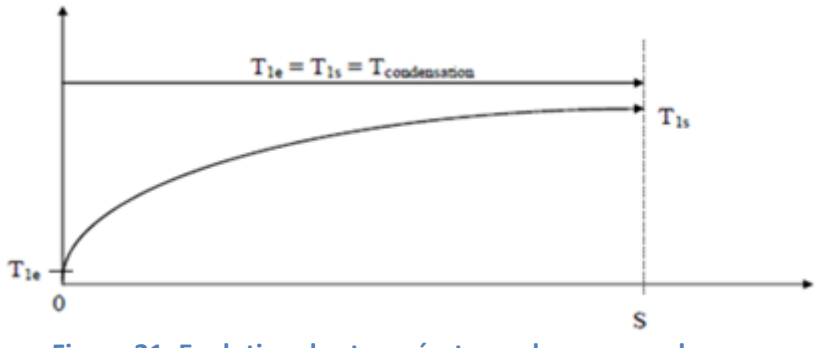


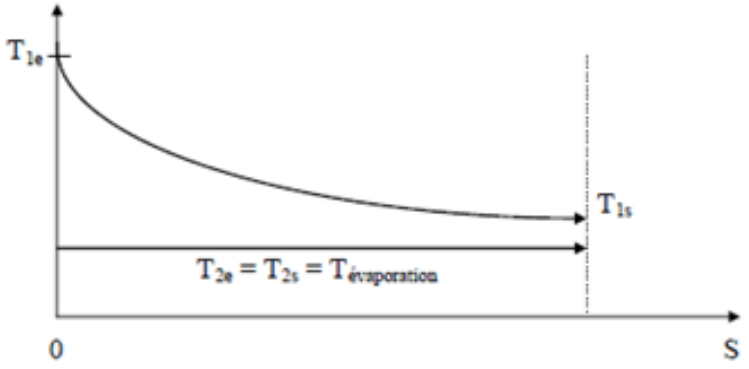
Figure 21: Evolution des températures dans un condenseur.

On peut dès lors considérer que la température du fluide frigorigène est constante et égale à la température de condensation. Si l"on admet que le coefficient global de transfert h est constant, le profil des températures à l"allure suivante

V.1.2.3.2 Evaporateurs

- Noyés

Dans ce type d"échangeur, l"évaporation se produit à l"extérieur des tubes complètement « noyés » dans la phase liquide. Si la perte de charge due à la circulation du fluide frigorigène est négligeable, la température de ce fluide est constante tout au long de l"évaporateur et égale à la



température d"évaporation :

Figure 22: Evolution des températures dans un évaporateur noyé.

Comme dans ces échangeurs le titre de vapeur reste en deçà de 75%, le coefficient d"échange est relativement élevé et peut être considéré comme constant. La surface d"échange nécessaire se calcule de la même manière que pour un autre type d"échangeur.

- A détente sèche

Dans ce type d"échangeur, l"évaporation se produit à l"intérieur des tubes dans lesquels le fluide frigorigène circule. Du point de vue des transferts thermiques, deux points différencient ces évaporateurs des précédents :

-Pour éviter tout risque que du fluide liquide pénètre dans le compresseur, les vapeurs sont légèrement surchauffées ce qui entraîne une variation de la température du fluide frigorigène dans la partie terminale de l"échangeur.
-Pour les titres de vapeur supérieurs à 75%, le coefficient de transfert côté fluide frigorigène chute brutalement ce qui ne permet plus de considérer le coefficient global de transfert h comme constant.

Pour dimensionner ces échangeurs, il faut les scinder en plusieurs parties telles que le

coefficient global de transfert h soit constant ou varie linéairement sur chacune d"elles.

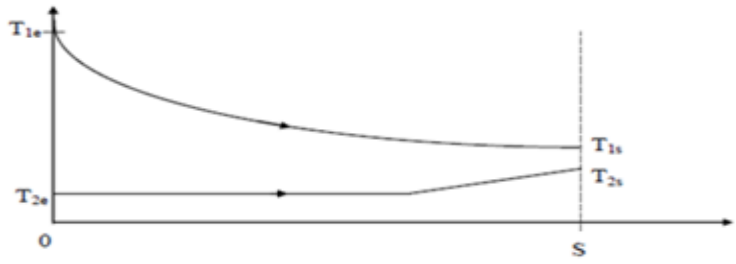


Figure 23: Evolution des températures dans un évaporateur a détente sèche

Coefficient global d'échange h pour divers types de condenseurs ($W.m^{-2}.°C^{-1}$)			
Groupe	Médium de condensation	Type	h
A chaleur sensible	Air	Circulation naturelle Circulation forcée	9 à 12 24 à 30
	Eau	Immersion Double tube et contre-courant Multitubulaires horizontaux	240 à 300 700 à 950 700 à 1000
A chaleur latente	Evaporation forcée	Tubes lisses Tubes à ailettes	240 à 350 120 à 180
Coefficient global d'échange pour divers types d'évaporateurs ($W.m^{-2}.°C^{-1}$)			
Refroidisseurs de liquides	A serpentin A immersion		70 à 95 400 à 580
	Double tube et contre-courant		580 à 820
Refroidisseurs de gaz	Plaques eutectiques (eau ou saumure)		35 à 95
	Circulation d'air forcée : Tubes lisses Tubes ailetés		 35 à 47 16 à 24

Tableau 8: Ordre de grandeur de coefficient globale d'echangepour divers types d'echangeurs frigorifiques.

V.1.2 Procédure du dimensionnement

Pour dimensionner un échangeur frigorifique qui est de forme « shell and tube » dans notre cas, il faut calculer et donner les valeurs des données suivantes en introduisant les caractéristiques de fluide caloporteur choisi [9].

Echangeur	
froid	chaud
genre du fluide	genre du fluide
T entrée	T entrée
T sortie	T sortie
débit	débit
Pression	Pression
Puissance à absorber	Puissance à absorber

Tableau 9: Conditions Echangeurs.

Fluid	Freezium
X [mass %]	25.00
T [°C]	-10.00
Density [kg/m^3]	1159.88
Specific heat [kJ/(kg K)]	3.298
Conductivity [W/(m K)]	0.498
Dynamic viscocity [10^-5 Pa·s]	308.145
Kinematic viscocity [cSt]	2.657
Freeze point [°C]	-15.59

Tableau 10: Caractéristiques du fluide utilisé

V.I.3 Dimensionnement des éléments du système

On a utilisé le programme de dimensionnement de la société « ALFA LAVAL » pour obtenir le dimensionnement froid et chaud.

En insérant les données dans le programme, on obtenir les résultats suivants :

Echangeur Froid

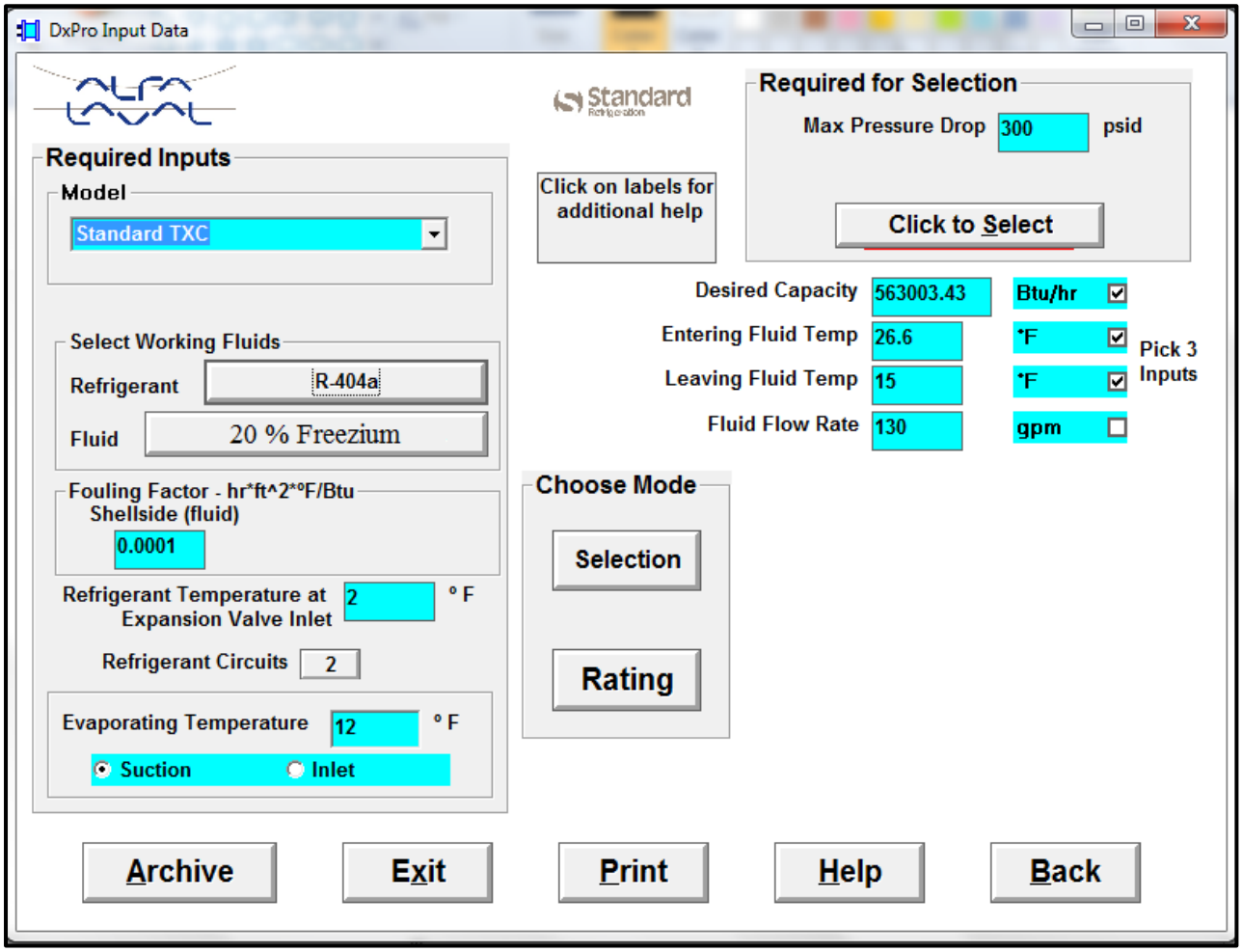


Figure 24: Calcule Echangeur Froid

DxPro Output Data

MODEL TXC300-2

Standard Refrigeration

Refrigerating Capacity = 49.41 tons (592,908 Btu/hr)
Excess Capacity = 2.49 tons (29,905 Btu/hr)

Thermal Data | Phone Book

Shell-side Fluid Data

20% Freezium solution

	actual		desired
Entering Temp	26.6	°F	26.6
Leaving Temp	15.0	°F	15.0
Pressure Drop	0.4	psid	300.0
Mass Flow Rate	56,869	lbm/hr	
Volumetric Flow Rate	109.4	gpm	
Fouling Factor	0.00010	hr*ft^2* °F/Btu	

Refrigerant Data

R-404a

Expansion Valve Inlet Temp	2.0	°F
Saturated Suction Temp	12.0	°F
Suction Superheat	7.0	°F
Saturated Suction Press	61.3	psia
Pressure Drop	0.1	psid
Mass Flow Rate	7,425	lbm/hr
Quality at Inlet	-4.27	%
Fouling Factor	0.00000	hr*ft^2* °F/Btu

Select Info | Exit | Print | Help | Back | Dimensions | Save

Figure 25:Resultat Echangeur Froid

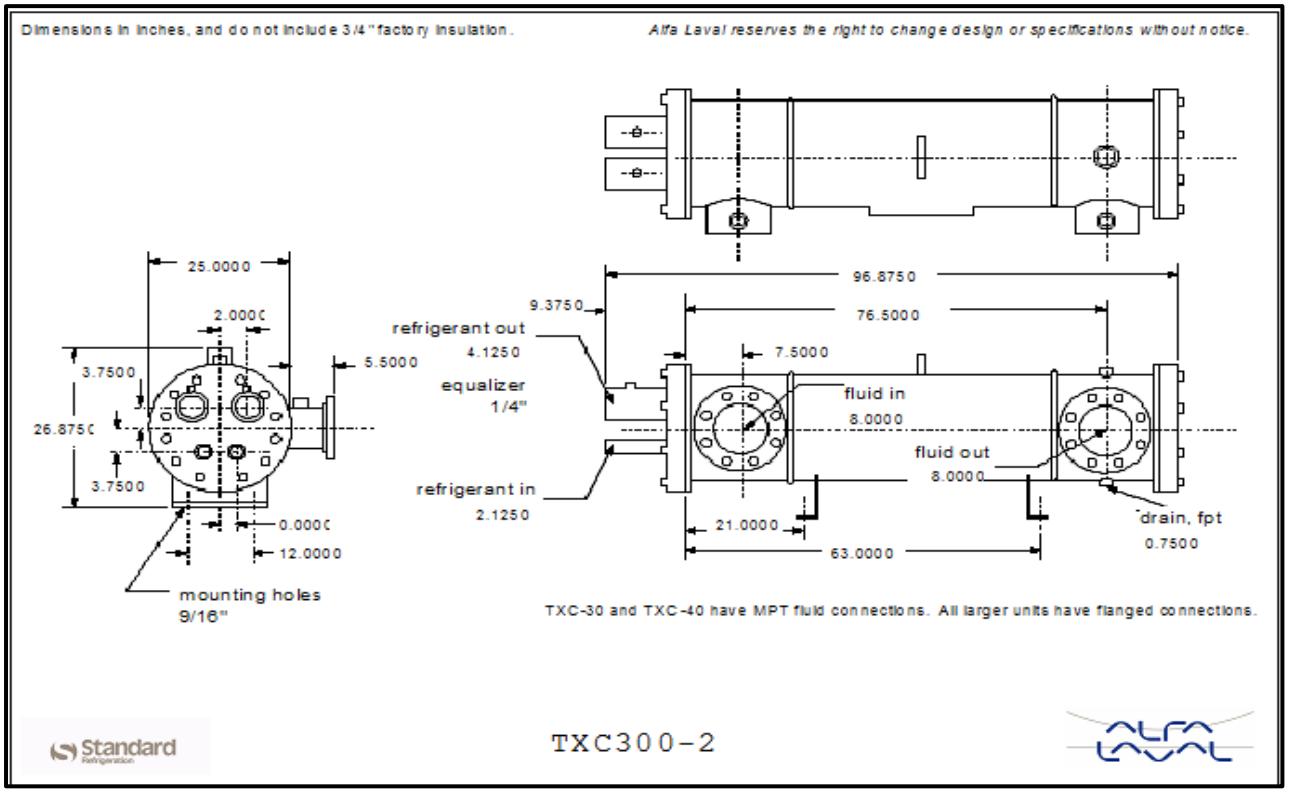


Figure 26: Dimensions Echangeur Froid

Echangeur Chaud

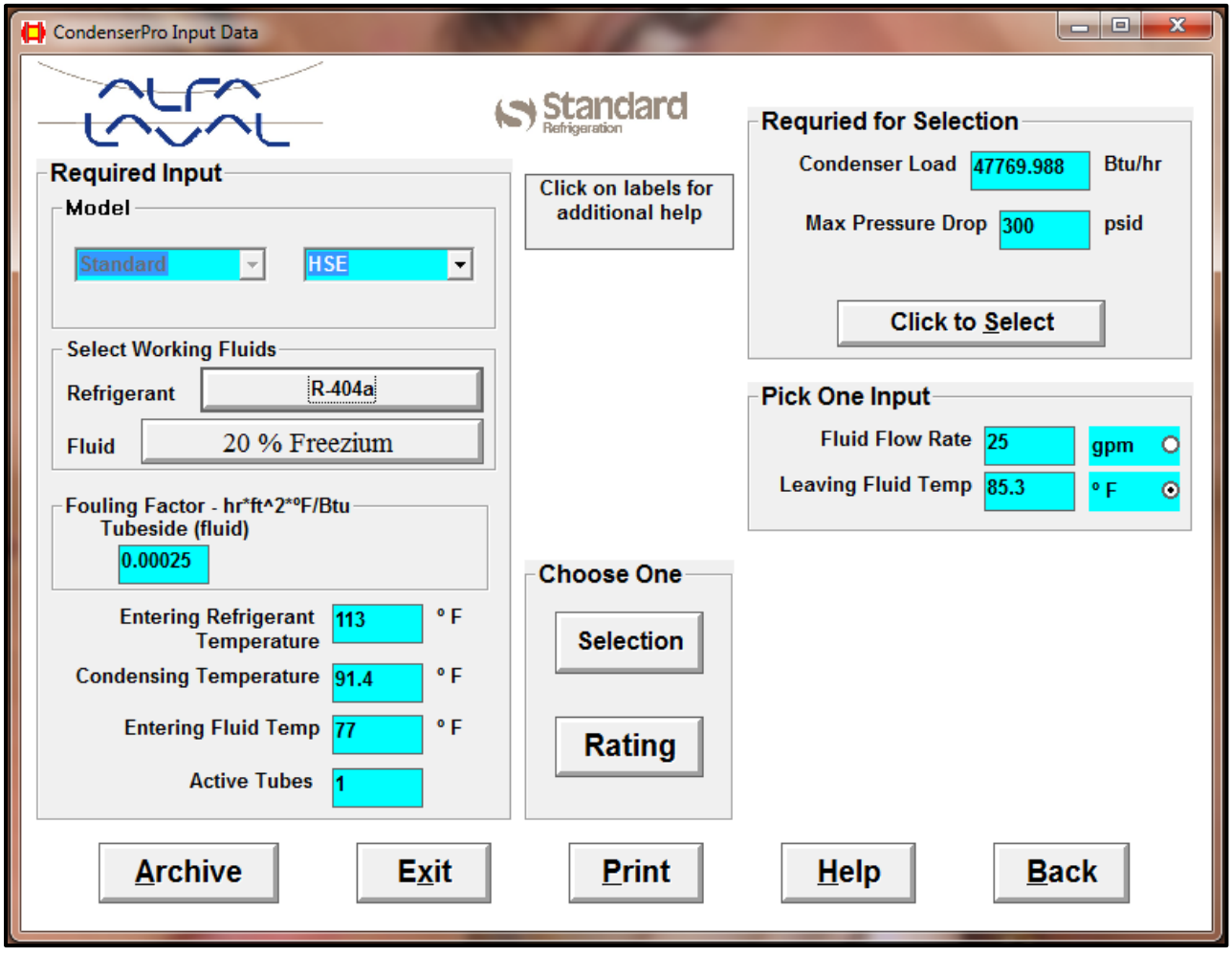


Figure 27: Calcule Echangeur Chaud

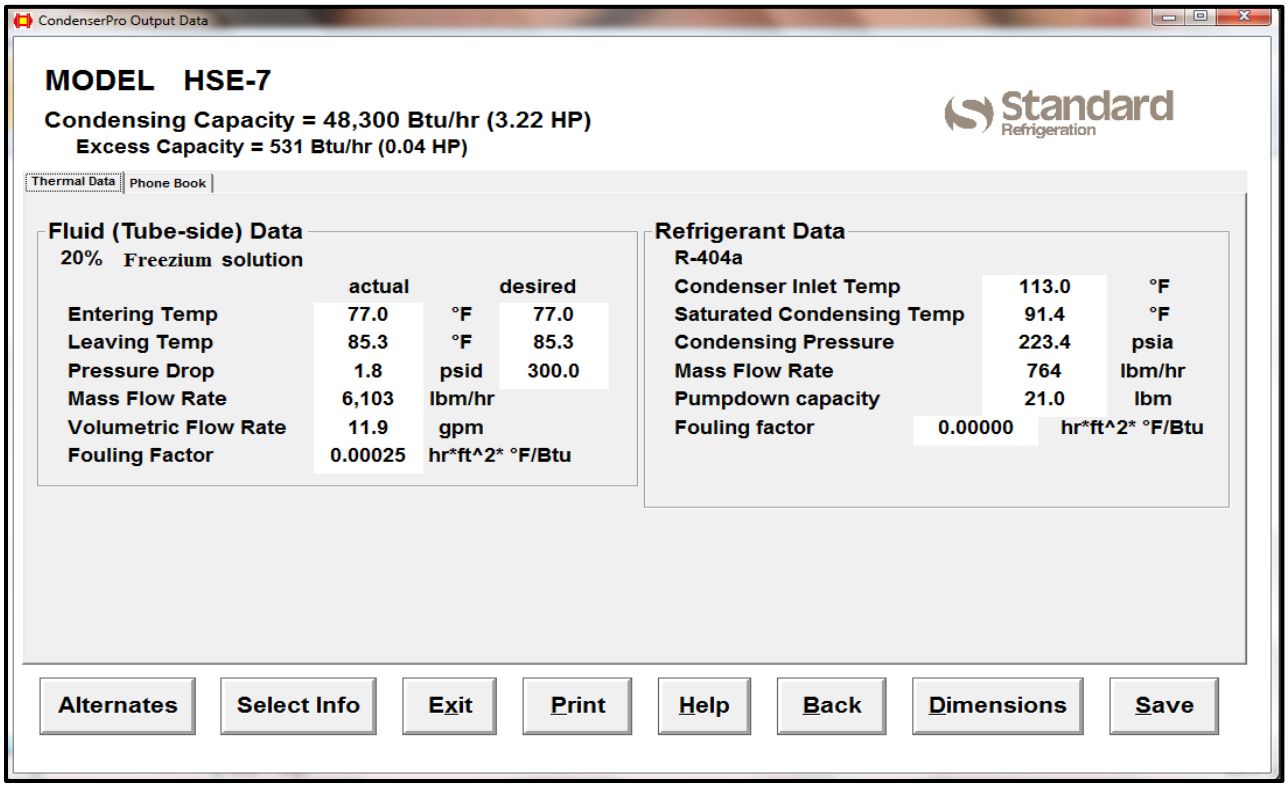


Figure 28: Résultat Echangeur Chaud

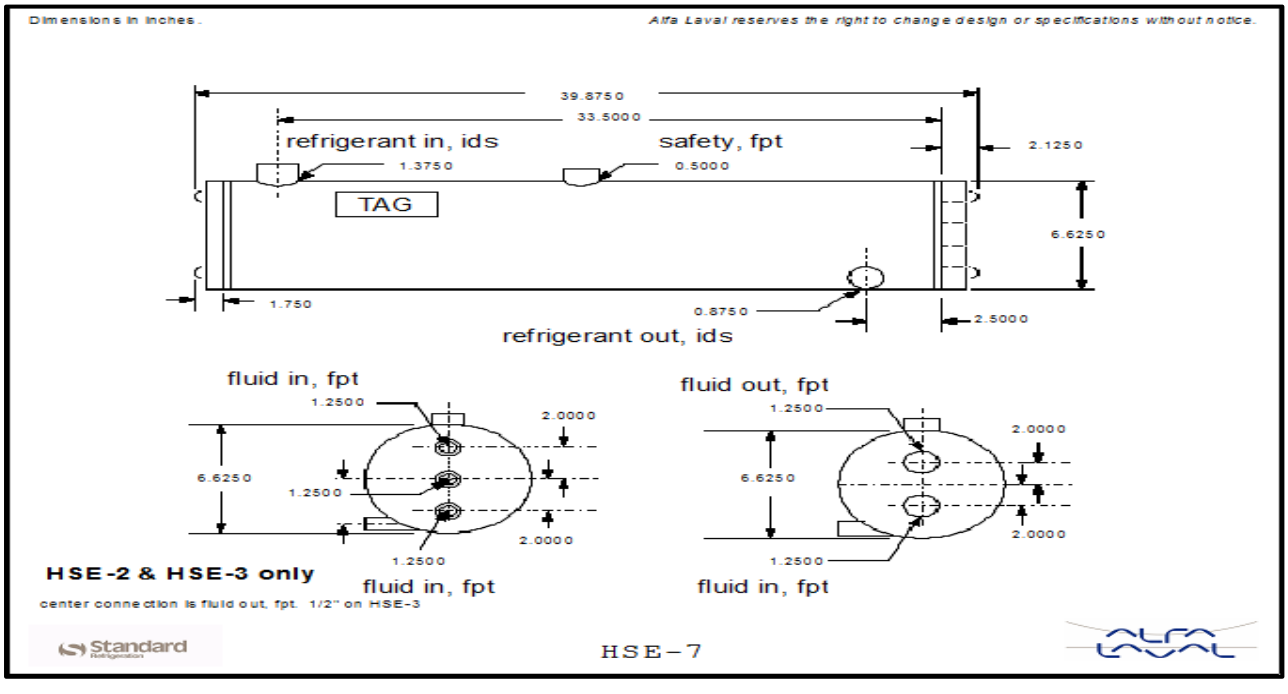


Figure 29: Dimensions Echangeur Chaud

PARTIE VI

ETUDE ET DIMENSIONNEMENT DES TUYAUX ET DU SYSTÈME DU POMPAGE

VI.1 Dimensionnement des tuyaux

D"après les dimensions données par la société « FRIGA BOHN » on introduit les dimensions des tuyaux entrant et sortant des évaporateurs, ainsi on calcule le « header ». Les longueurs et les sections des tuyaux sont données et mesurer par les plans dessinés. Ce tableau donne les différents résultats qu"on a besoins dans le système de tuyauterie.

pipe	fluide (m3/h)	lengh (m)	internal diameter	external diameter	pressure drop (bar)	velocity (m/s)	section (cm2)
P1	55	3.4	1"	1.315"	0.1metre/metre	5 feet/s	5.064506
P2	51.34	3.4	1"	1.315"	0.1metre/metre	5 feet/s	5.064506
P3	47.68	3.4	1"	1.315"	0.1metre/metre	5 feet/s	5.064506
P4	44.02	3.4	1"	1.315"	0.1metre/metre	5 feet/s	5.064506
P5	40.36	3.4	1"	1.315"	0.1metre/metre	5 feet/s	5.064506
P6	36.7	3.4	1"	1.315"	0.1metre/metre	5 feet/s	5.064506
P7	33.04	3.4	1"	1.315"	0.1metre/metre	5 feet/s	5.064506
P8	29.38	3.8	1"	1.315"	0.1metre/metre	5 feet/s	5.064506
P9	25.72	3.8	1"	1.315"	0.1metre/metre	5 feet/s	5.064506
P10	22.06	3.8	1"	1.315"	0.1metre/metre	5 feet/s	5.064506
P11	18.4	3.8	1"	1.315"	0.1metre/metre	5 feet/s	5.064506
P12	14.74	3.8	1"	1.315"	0.1metre/metre	5 feet/s	5.064506
P13	11.08	3.8	1"	1.315"	0.1metre/metre	5 feet/s	5.064506
P14	7.42	3.8	1"	1.315"	0.1metre/metre	5 feet/s	5.064506
P15	3.76	1.8	1"	1.315"	0.1metre/metre	5 feet/s	5.064506
RP1	3.66	3.8	1"	1.315"	0.1metre/metre	5 feet/s	5.064506
RP2	7.32	3.8	1"	1.315"	0.1metre/metre	5 feet/s	5.064506
RP3	10.98	3.8	1"	1.315"	0.1metre/metre	5 feet/s	5.064506
RP4	14.64	3.8	1"	1.315"	0.1metre/metre	5 feet/s	5.064506
RP5	18.3	3.8	1"	1.315"	0.1metre/metre	5 feet/s	5.064506
RP6	21.96	3.8	1"	1.315"	0.1metre/metre	5 feet/s	5.064506
RP7	25.62	3.8	1"	1.315"	0.1metre/metre	5 feet/s	5.064506
RP8	29.28	3.4	1"	1.315"	0.1metre/metre	5 feet/s	5.064506
RP9	32.94	3.4	1"	1.315"	0.1metre/metre	5 feet/s	5.064506
RP10	36.6	3.4	1"	1.315"	0.1metre/metre	5 feet/s	5.064506
RP11	40.26	3.4	1"	1.315"	0.1metre/metre	5 feet/s	5.064506
RP12	43.92	3.4	1"	1.315"	0.1metre/metre	5 feet/s	5.064506
RP13	47.58	3.4	1"	1.315"	0.1metre/metre	5 feet/s	5.064506
RP14	51.24	3.4	1"	1.315"	0.1metre/metre	5 feet/s	5.064506
RP15	55	2	1"	1.315"	0.1metre/metre	5 feet/s	5.064506
Pin	55	52.5	4"	4.5"	0.023 metre/metre	5 feet/s	81.032096
Pout	55	52.5	4"	4.5"	0.023 metre/metre	5 feet/s	81.032096

Tableau 11: Caracteristiques des tuyaux

VI.2 Dimensionnement des auxiliaires

Dans notre projet on a besoins d"utiliser plusieurs auxiliaires comme les coudes, les tees, les valves, les valves de même sens, les 3 way valves, et les strainers.

VI.3 Représentation schématique des cycles de Projet

On présente les différents cycles de notre Project par les figures suivantes :

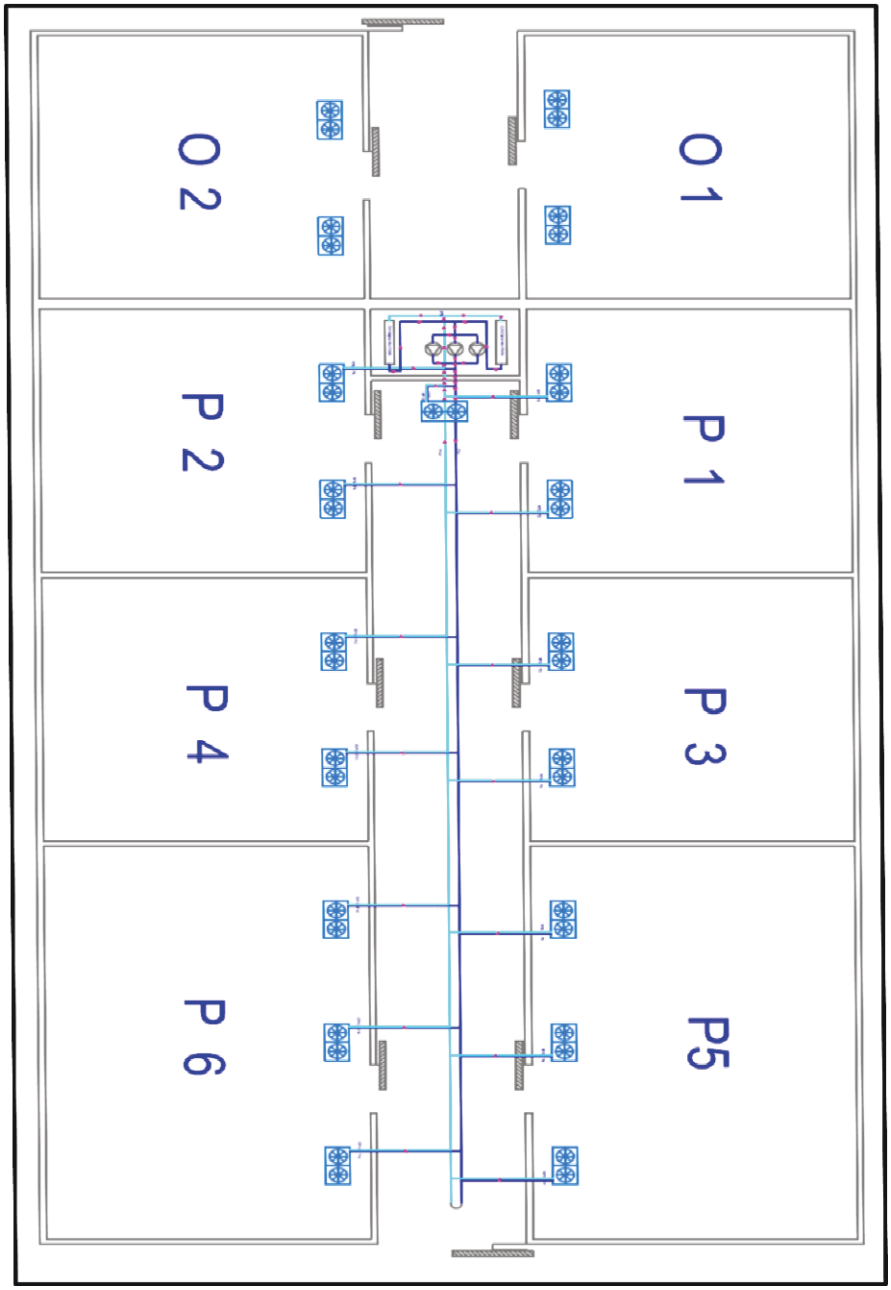


Figure 30:Representation schématique du système d'alimentation d'eau

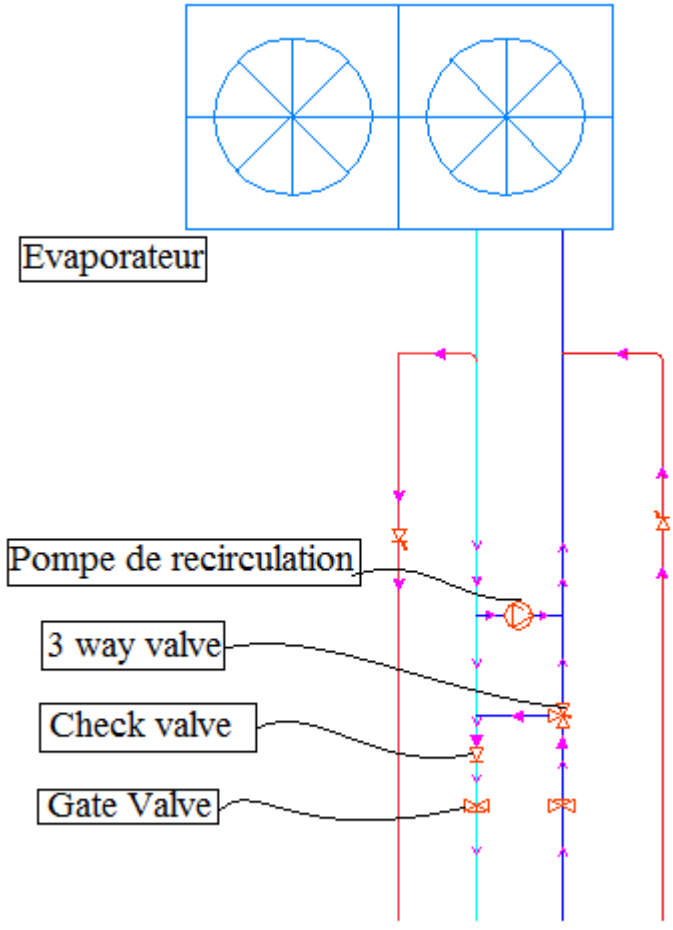


Figure 31: Représentation schématique des conduits entrant et sortant de l'évaporateur avec leurs auxiliaires

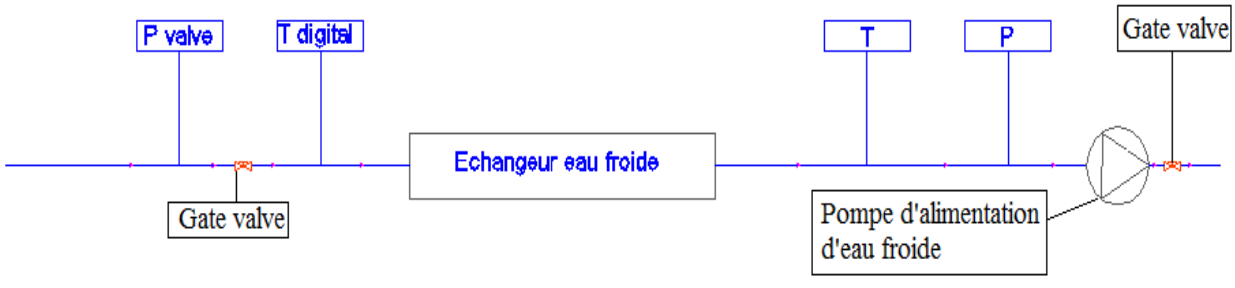


Figure 32:Représentation schématique de l'échangeur d'eau froide

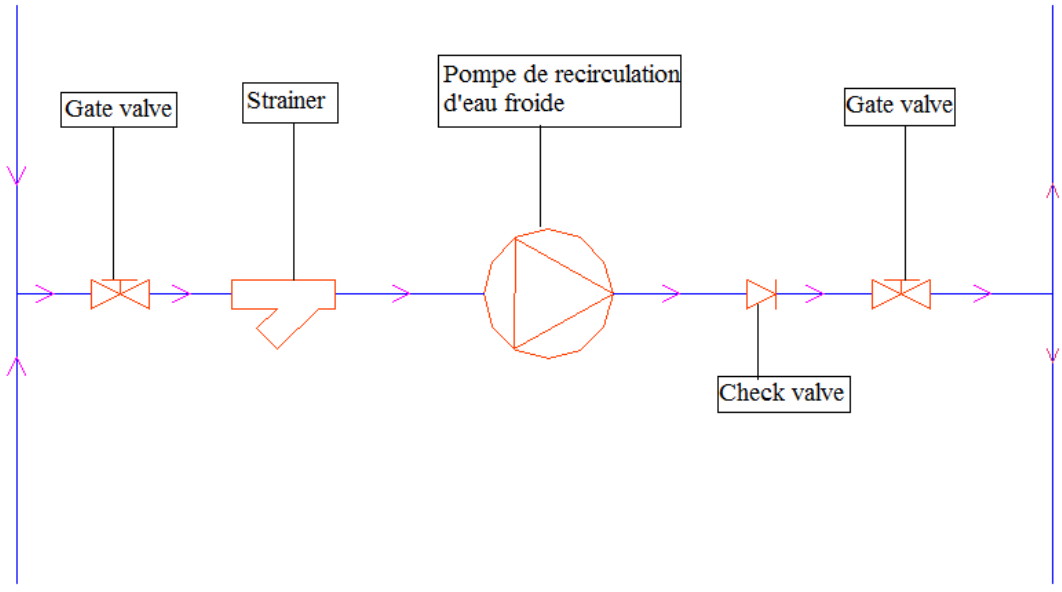


Figure 33: Représentation schématique d'une pompe principale d'alimentation de l'eau froide

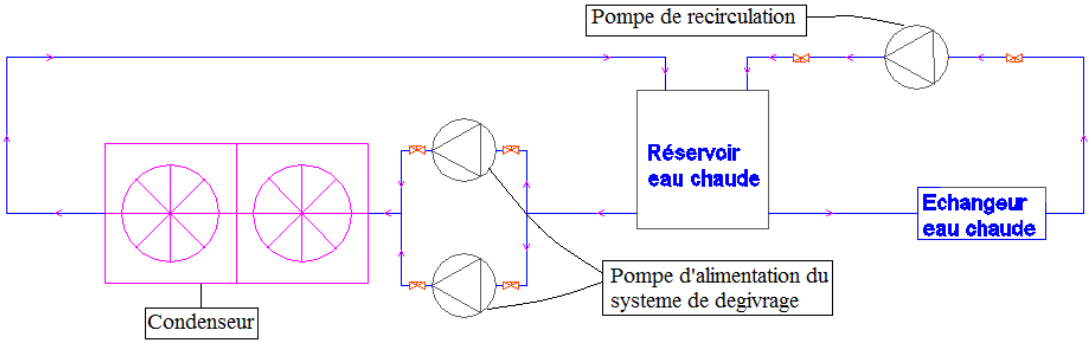


Figure 34: Représentation schématique du système de dégivrage par l'eau chaude

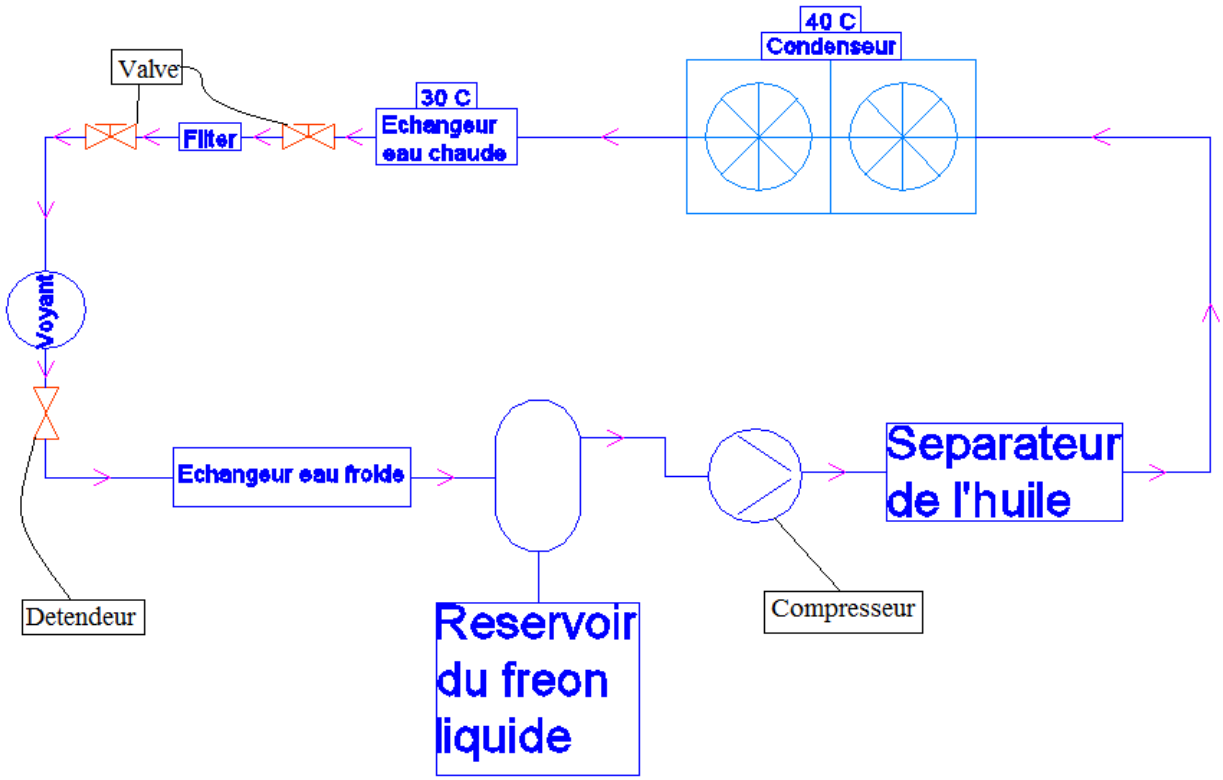


Figure 35: Représentation schématique du circuit Fréon avec échangeur Froid et Chaud

VI.4 Dimensionnement des pompes pour les circuits d'eau froide et chaude

Pour chaque circuit, on calcule les pertes de charges des tuyaux et des auxiliaires, et en prenant le débit données par la société « FRIGA BOHN » pour sélectionner les pompes de la société « WILO »

1) Pompe du circuit froid

On sélectionne 3 pompes, une pour le travail « full load » et deux pour le travail « 60% load »

- **Pompe au travail full load** :

1"						
genre	**n**	**unité**	**Pertes de charges**	**produit**	**unité**	**bar**
pipe	108.09	mètre	0.1metre/mètre	10.809	mce	1.060006203
coude	30	mètre	0.5	15	mce	1.471005
3 way valve	15	bar	0.218586608	3.278799	bar	3.3
check valve	15	feet	0.5	2.286	mce	0.224181162
gate valve	30	feet	1	9.144	mce	0.896724648
						6.951917013

4"						
genre	**n**	**unité**	**Pertes de charges**	**produit**	**unité**	**bar**
pipe	80	mètre	0.023 mètre/mètre	1.84	mce	0.18044328
coude	8	mètre	6.7	53.6	mce	5.2563912
strainer	3	psi	0.05	0.15	bar	0.010335
check valve	3	feet	1.2	1.09728	mce	0.107606958
gate valve	6	feet	4.5	8.2296	mce	0.807052183
						6.361828621

pump 1		
P	13.31374563	bar
	135.7617306	mce
Débit	55 m3/h	201 gpm
Vitesse	5 feet/seconde	

Tableau 12: Calcul des pertes de charges et dimensionnement de la pompe du circuit froid

En sélectionner cette pompe, on obtient ces résultat :

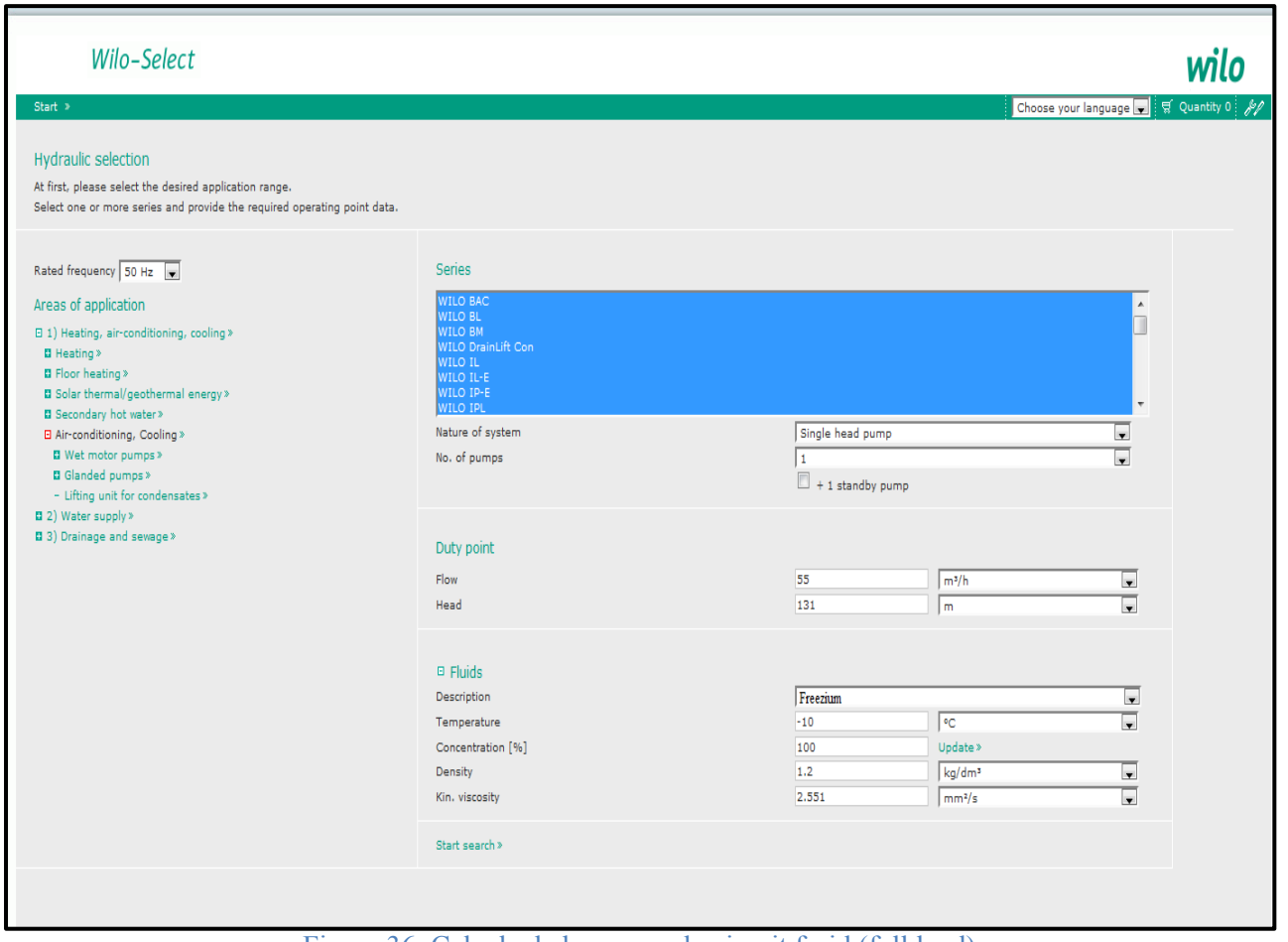
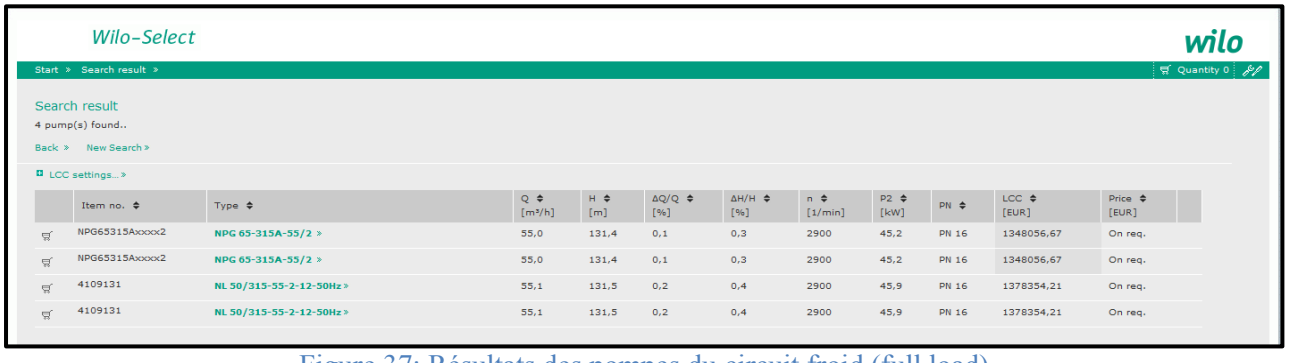


Figure 36: Calcule de la pompe du circuit froid (full load)



Item no.	Type	Q [m³/h]	H [m]	ΔQ/Q [%]	ΔH/H [%]	n [1/min]	P2 [kW]	PN	LCC [EUR]	Price [EUR]
NPG65315Axxxx2	NPG 65-315A-55/2 »	55,0	131,4	0,1	0,3	2900	45,2	PN 16	1348056,67	On req.
NPG65315Axxxx2	NPG 65-315A-55/2 »	55,0	131,4	0,1	0,3	2900	45,2	PN 16	1348056,67	On req.
4109131	NL 50/315-55-2-12-50Hz »	55,1	131,5	0,2	0,4	2900	45,9	PN 16	1378354,21	On req.
4109131	NL 50/315-55-2-12-50Hz »	55,1	131,5	0,2	0,4	2900	45,9	PN 16	1378354,21	On req.

Figure 37: Résultats des pompes du circuit froid (full load)

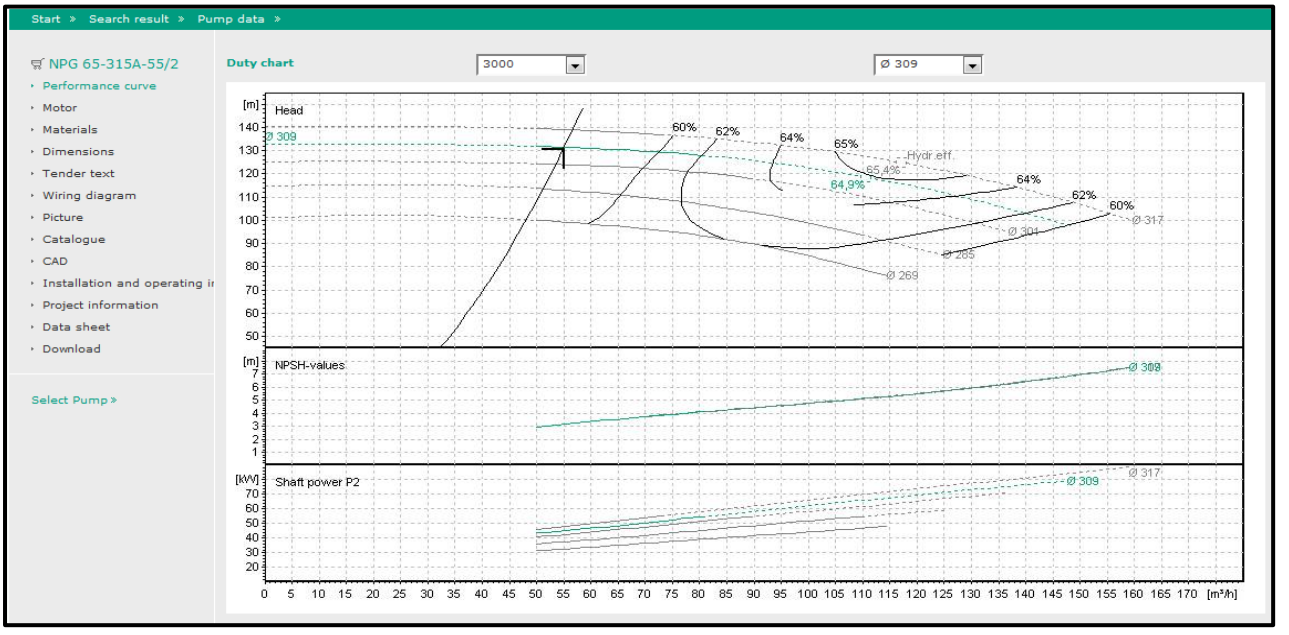


Figure 38: Point de Fonctionnement de la pompe du circuit froid (full load)

Pompe au travail 60% load

Pour les autres pompes on introduit les conditions données et les résultats obtenus par le programme de sélectionnement de la société « WILO »

2) Pompe de recirculation de l'échangeur froid

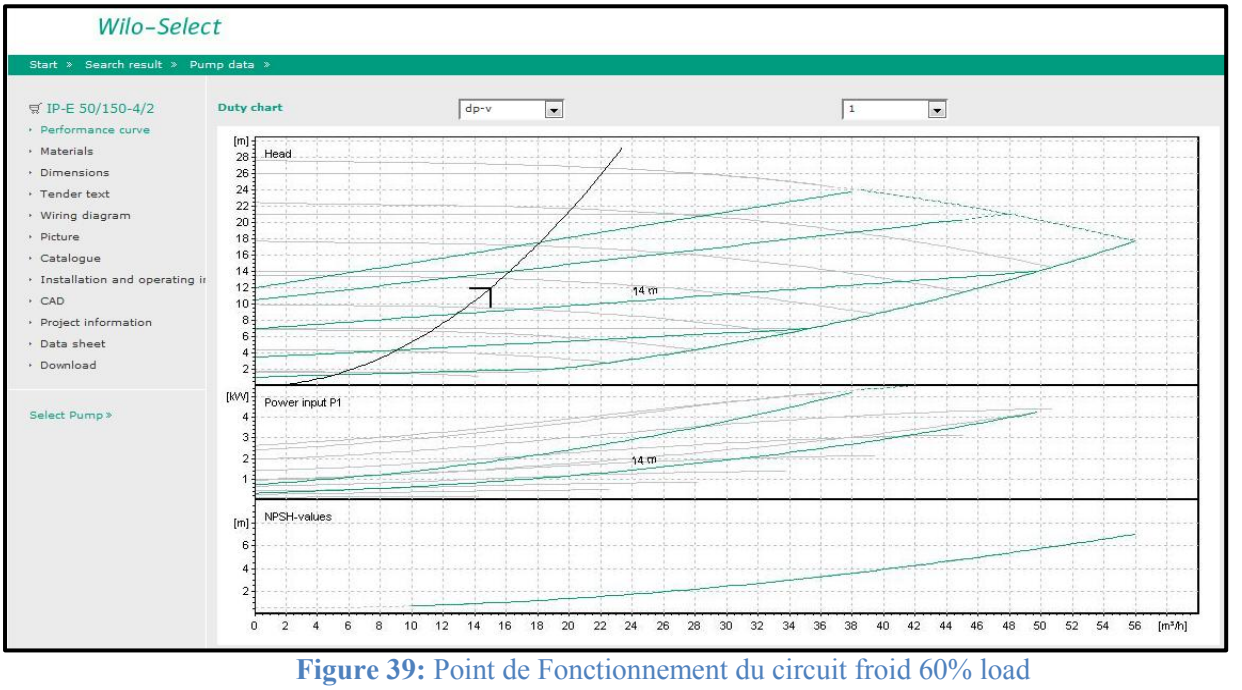


Figure 39: Point de Fonctionnement du circuit froid 60% load

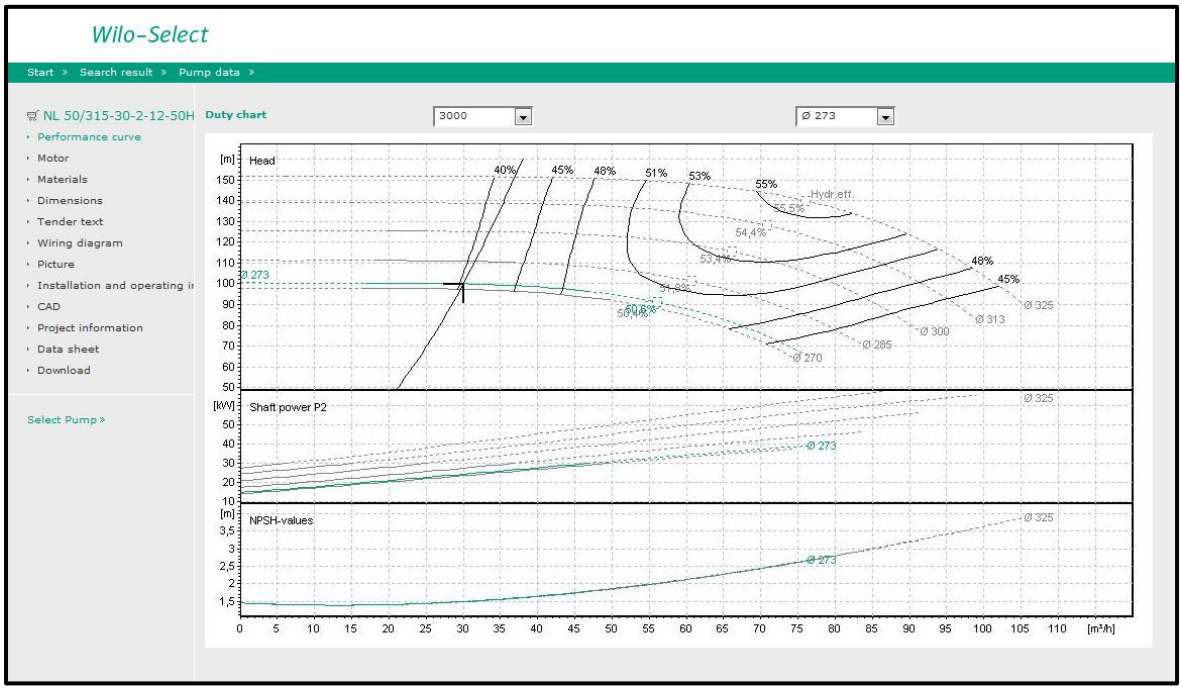


Figure 40: Point de Fonctionnement pompe de recirculation de l'échangeur froid

3) Pompe de recirculation pour l'évaporateur

1"						
genre	n	unité	Pertes de charges	produit	unité	bar
pipe	5	mètre	0.1metre/mètre	10.809	mce	1.060006203
coude	2	mètre	0.5	1	mce	0.098067
						1.158073203

P	1.158073203	bar
	11.809	mce
Débit	3.6 m3/h	13.2 gpm
Vitesse	5 feet/seconde	

Tableau 13 : Calcul des pertes de charges et dimensionnement de la pompe de recirculation pour l'évaporateur

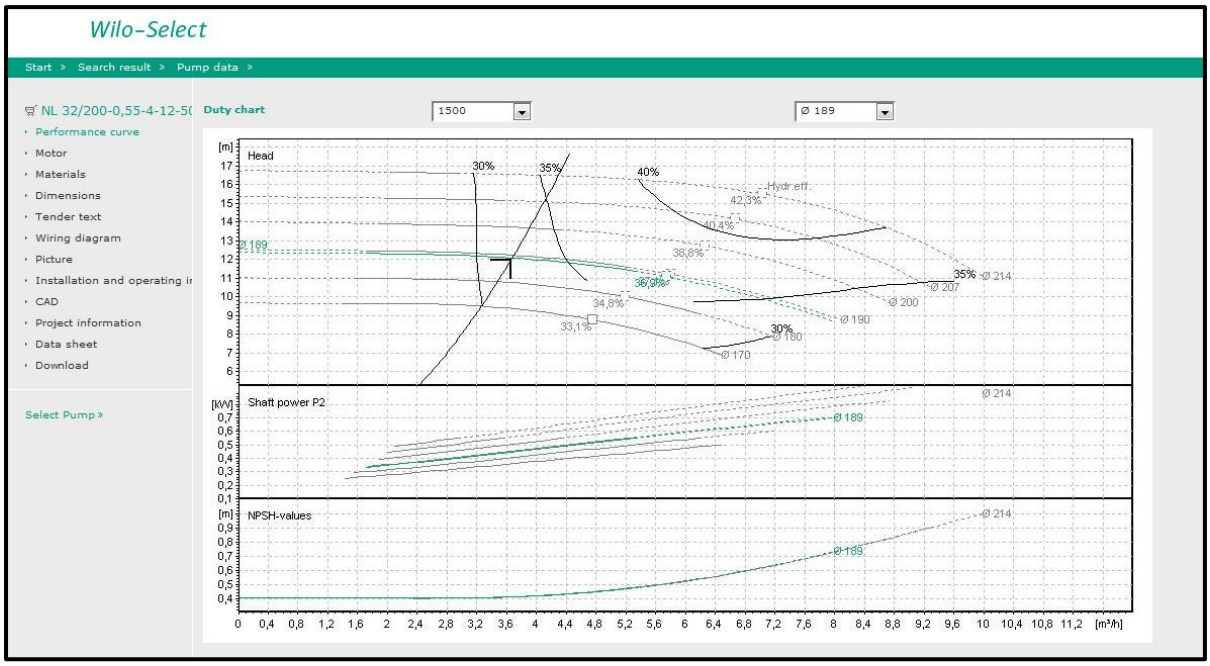


Figure 41: Point de Fonctionnement pompe de recirculation pour l'évaporateur

4) Pompe de recirculation de l'échangeur chaud

1"						
genre	n	unité	Pertes de charges	produit	unité	bar
pipe	5	mètre	0.1metre/mètre	10.809	mce	1.060006203
coude	3	mètre	0.5	1.5	mce	0.1471005
gate valve	2	feet	4.5	2.7432	mce	0.269017394
						1.476124097

P	1.476124097	bar
	15.0522	mce
Débit	1.8 m3/h	6.6 gpm
Vitesse	5 feet/seconde	

Tableau 14: Calcul des pertes de charges et dimensionnement de la pompe de recirculation de l'échangeur chaud

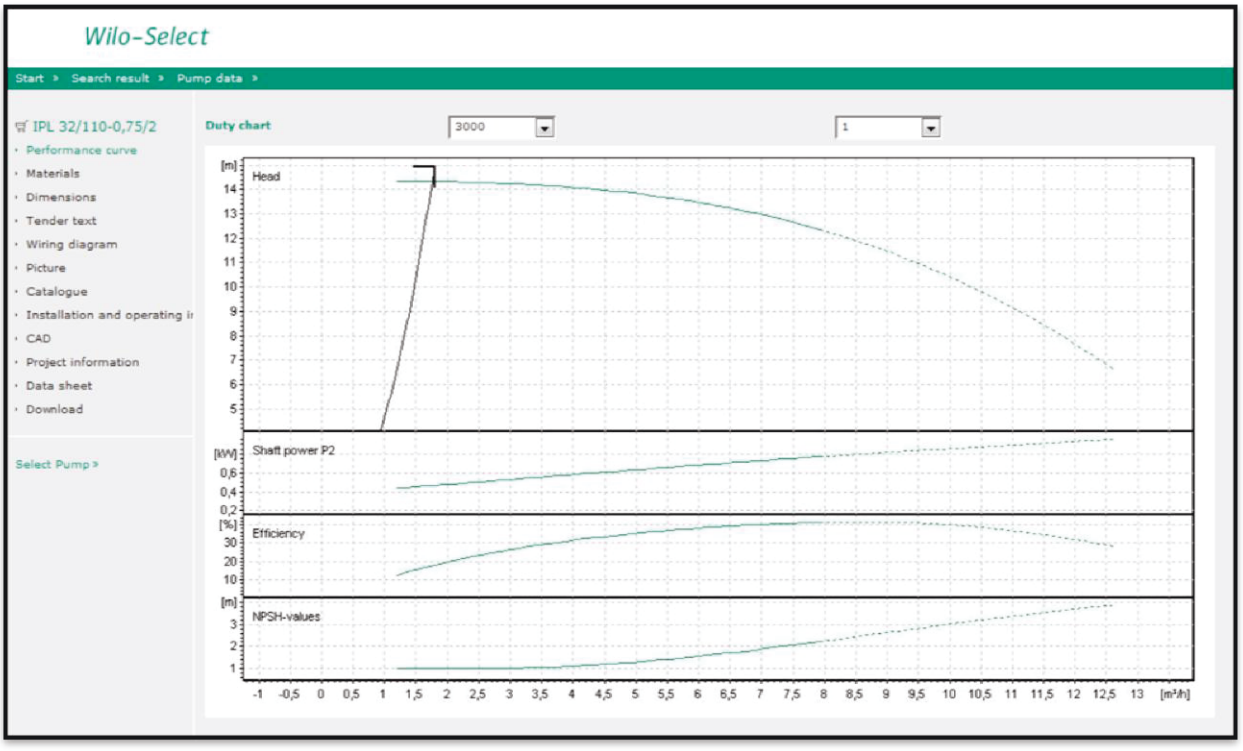


Figure 42: Point de Fonctionnement pompe de recirculation de l'échangeur chaud

5) Pompe du circuit chaud

1"; 2"						
genre	**n**	**unité**	**Pertes de charges**	**produit**	**unité**	**bar**
pipe 1"	108.09	mètre	0.1	10.809	mce	1.060006203
Tee 1"	30	feet	2	18.288	mce	1.793449296
coude 1"	30	mètre	0.5	15	mce	1.471005
check valve 1"	30	feet	0.5	4.572	mce	0.448362324
coude 2"	7	mètre	3.3	23.1	mce	2.2653477
Tee 2"	2	feet	4	8	mce	0.784536
pipe 2"	7	mètre	0.1	0.7	mce	0.0686469
gate valve 2"	4	feet	2.3	2.80416	mce	0.274995559
						8.166348982

P	8.166348982	bar
	83.27316	mce
Débit	16 m3/h	58.56 gpm
Vitesse	5 feet/seconde	

Tableau 15:Calcul des pertes de charges et dimensionnement de la pompe du circuit chaud

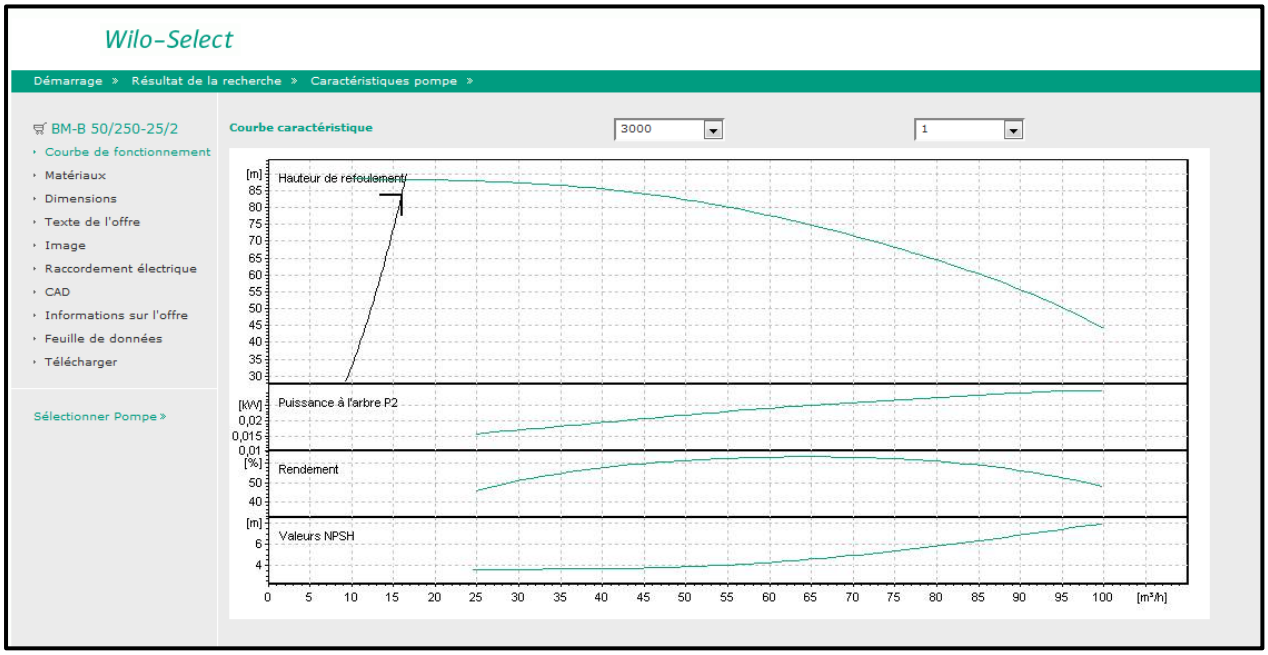


Figure 43: Point de Fonctionnement de la pompe du circuit chaud

PARTIE VII

Système de contrôle de l'humidité dans les chambres de stockage des oignons

L‟humidité maximale permis dans les chambres de stockage des oignons est 70-80%.

En générale, l‟humidité passe le 90%, cela permet la fermentation des oignons et de les détruire.

Pour diminuer cette humidité, on va installer un second détendeur qui nous donne une température entrant dans l‟évaporateur de -20 C qui fonctionne en parallèle avec le détendeur initial qui nous donne une température entrant dans l‟évaporateur de -10 C.

La température de stockage de l‟oignon est de 0C.

Alors que quand la température de la chambre atteint 2C, le premier détendeur Turn Off et le second se Turn ON. Le cycle frigorifique continue son travail pour attendre la température demandée

Au cours du temps de fonctionnement de deuxième détendeur, les particules de l‟air recycle dans la chambre se groupe sur les ailettes de l‟évaporateur pour former du givre.

Apres que la température sera égale a la température demandée, le givre se condense et se transforme en eau qui circule dans le drainage au hors de la chambre.

Pour obtenir une grande efficacité, le deuxième ventilateur de l‟évaporateur (qui est forme de 3 ventilateurs) est Turn OFF, ce processus aide à former plus de givre sur la partie des ailettes au-delà du ventilateur.

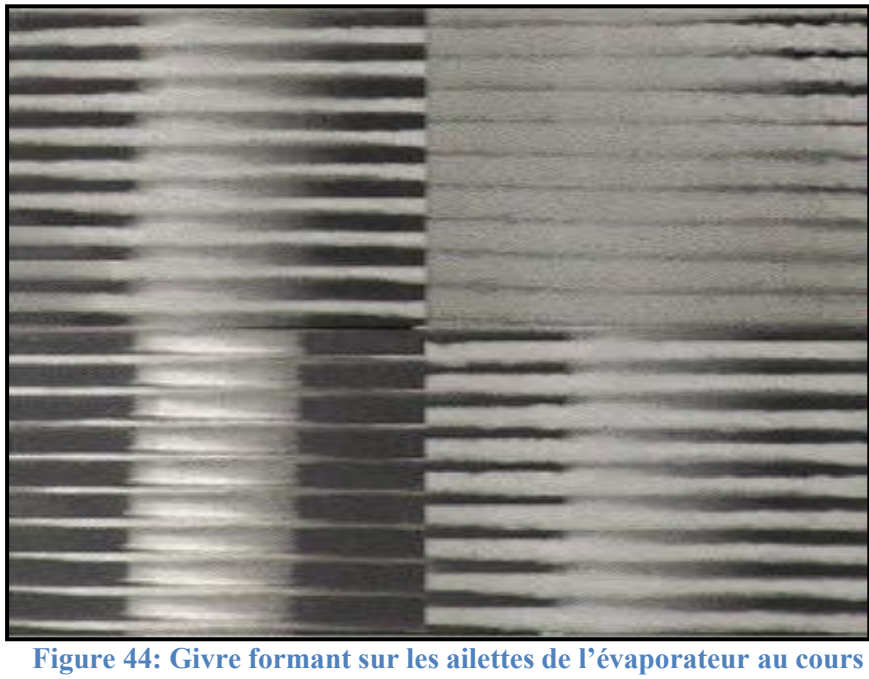


Figure 44: Givre formant sur les ailettes de l'évaporateur au cours de l'humidification de l'air

PARTIE VIII

ETUDE ET DIMENSIONNEMENT DES DIFFERENTS ELEMENTS DE LA TECHNIQUE « FREE COOLING »

VIII.1 Les techniques de Free cooling

Les techniques de **Free cooling** sont utilisées considérablement pour réduire les coûts d'énergie. Ce système permet effectivement à peu près d‟un refroidissement naturel en utilisant l'air refroidi par temps froid sans qu'il soit nécessaire d'exécuter un compresseur. Le compresseur est essentiellement éteint durant cette période, en économisant l'énergie et en permettant également du prévu d'entretien préventif d‟avoir lieu. La basse température de l'alimentation en air ambiant froid permet un refroidissement naturel de chambres froides pour les fruits et les légumes.

Le refroidissement et les systèmes de réfrigération d'air sont conçus pour refroidir les chambres froides pour conserver les fruits et légumes pour longtemps sans dommage. Ils sont conçus pour une installation interne ou externe. Leur utilisation permet d'éliminer les problèmes causés par des températures élevées, de la saleté et de l'humidité, qui sont présents dans l'environnement. L'unité, qui est essentiellement constitué d'un circuit fermé de refroidissement où circule l‟air froid, est divisé en deux sections, hermétiquement séparées l'une de l'autre, où l'air dans l'environnement et l'air dans la chambre sont traités sans entrer en contact avec l'autre. Le système de réfrigération de l'air qui utilise les techniques de **free cooling** possède un damper motorisé qui conduit les deux flux d'air interne et externe. Lorsque le damper est ouvert, il prend l'air nécessaire pour refroidir directement à partir de l'extérieur, à l'exclusion de fonctionnement du compresseur. Si la température extérieure est inférieure à la température interne, le damper sera ouvert et le ventilateur de l'évaporateur commence à prendre de l'air extérieur. Si la température extérieure est plus élevée que la température interne, le damper reste fermé et l'air est recyclé.

On a mentionné que la **free cooling** a lieu lorsque l'enthalpie de l'air ambiant extérieur est inférieure à l'enthalpie de l'air intérieur. Ils ont montré que la **free cooling** peut être utilisé avec un mélange de l'air extérieur et les systèmes de recirculation par l'utilisation du **damper** de modulation. Les **dampers** sont prévus sur les conduits d'admission d'air extérieur, les conduits d'**exhaust** de l'air et les conduits de recirculation. Dans le cas de l'air froid à l'extérieur, la quantité d'air extérieur est augmentée et la quantité de l'air recalculé est réduite pour fournir la température de l'air d'alimentation nécessaire. De cette façon, le refroidissement à l'aide d'équipement de réfrigération est complètement évité à certaines périodes de l'année et souvent à des heures de nuit. Ce système de **free cooling** utilise des thermostats pour déterminer si la température extérieure est inférieure à la température ambiante et la proportion de l'ouverture du **damper** d'air extérieur.

Plus précisément, la proportion d'air extérieur doit être augmentée lorsque la température de l'air extérieur est inférieure à la température ambiante de la chambre froide. Lorsque la

température de l'air extérieur est supérieure à la température ambiante, le **damper** d'air extérieur se module au minimum position afin de maintenir la charge sur le matériel de réfrigération à un minimum.

VIII.2 Le coefficient de performance, COP

Le coefficient de performance, COP, est tout simplement un rapport de l'effet que nous voulons (un transfert de chaleur) à la quantité que l'on doit acheter (travail) afin de provoquer l'effet désiré. Dans le système de réfrigération, le COP est le rapport entre la chaleur retirée du réservoir à basse température, dans le cas de la réfrigération le travail est égale au travail du compresseur et au travail du ventilateur.

Toutefois, si la **free cooling** est utilisé, le compresseur est arrêté et le travail est égal seulement au travail du ventilateur.

VIII.3 Damper Economiseur

VII.3.1 Travail du damper (volet)

Il y a deux **dampers** sur un économiseur typique qui module lorsque les conditions extérieures sont correctes. Un **damper** externe s'ouvre pour conduire l'air dans la chambre et un **damper** d'air repris se ferme, coupant le flux d'air de retour de la salle. Lorsque ce **damper** extérieur s'ouvre, l'air supplémentaire ajouté sera sous pression à l'intérieur de la salle, juste comme faire souffler un ballon. Cela peut causer l‟ouverture des portes extérieures ou les portes qui s'ouvrent vers l'intérieur pour tenir fermée. Une petite quantité de pression peut avoir un grand effet. Un **damper** de décharge de pression est utilisée en amont d‟un **damper** d'air de retour pour décharger cette pression dans la chambre. Ce peut-être un carré très simple de métal ou le balancer sera ouvert dans une petite quantité de pression ou un des grands systèmes mécaniques allons utiliser un **damper** mécanique qui s'ouvre avec le **damper** externe et le ventilateur pour expulser l'air supplémentaire. La technique de **free cooling** a un **damper** motorisé qui conduit les deux flux d'air interne et externe. Lorsque le **damper** est ouvert, il prend l'air nécessaire pour refroidir directement à partir de l'extérieur, à l'exclusion de fonctionnement du compresseur, comme indiqué sur les figures (38-39).

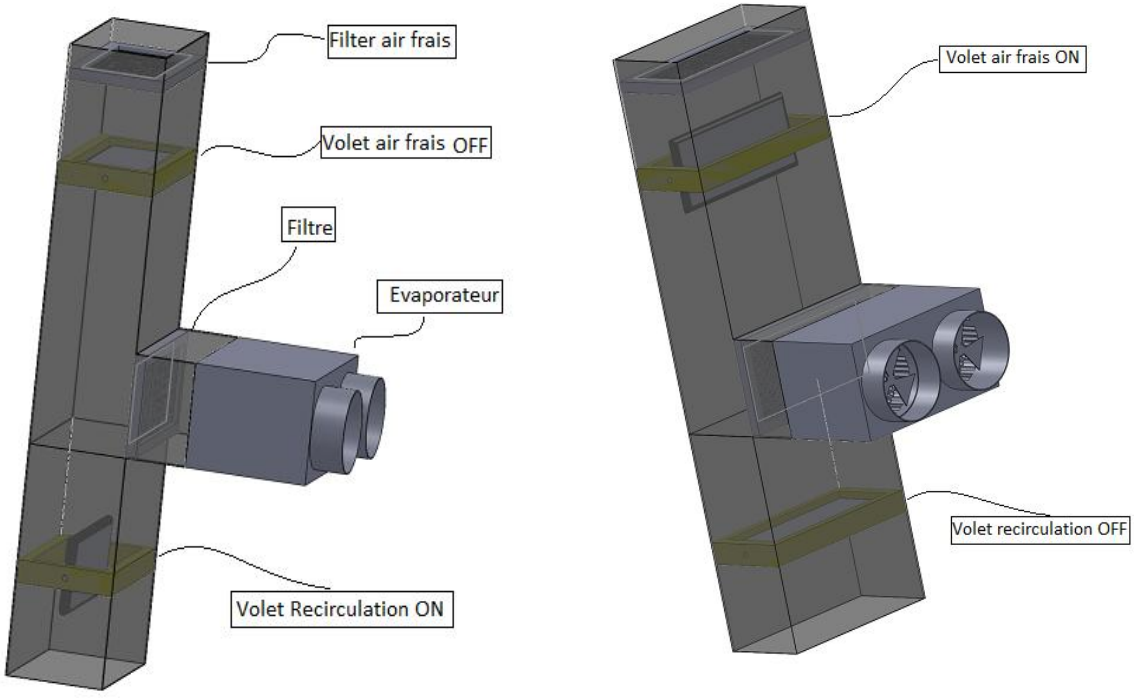


Figure 45: Free Cooling (OFF/ON)

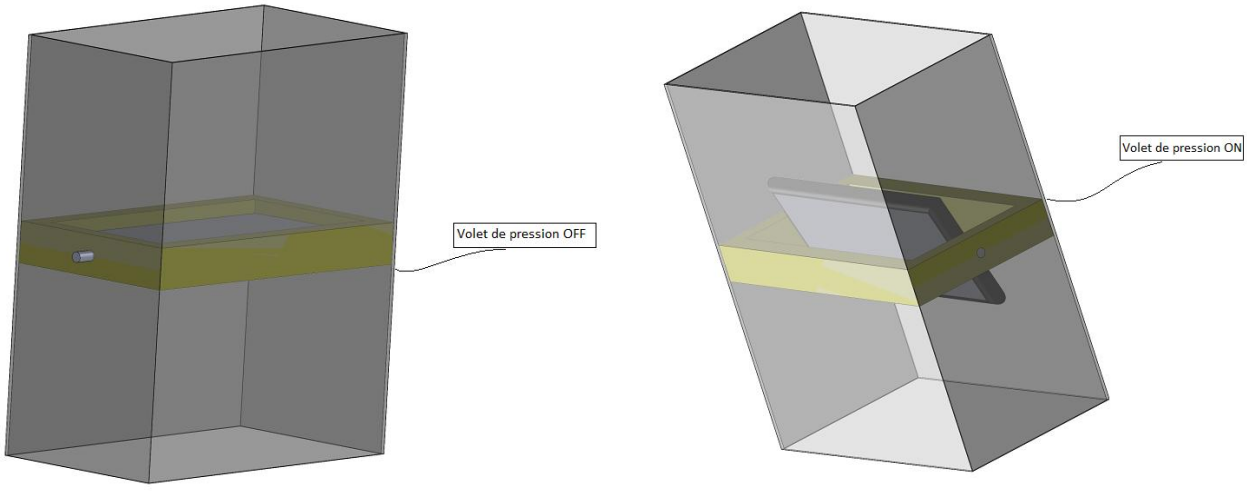


Figure 46: Régulateur de pression (OFF/ON)

VIII.3.2 Actionneur du damper

Les **dampers** sont actionnés par un actionneur électrique, qui est commandé à partir d‟un contrôleur de la température extérieure. La commande commute le système de refroidissement mécanique de l'économiseur de refroidissement lorsque les conditions extérieures sont à droite.

VIII.4 Etude de cas

L'objectif principal du système de réfrigération de l'air est de maintenir l'environnement dans les espaces clos dans des conditions qui ont atteint la température de stockage du produit dans les espaces. L'étude de cas dans le travail présenté comprend un design pour une chambre froide pour stocker tous les types de fruits et légumes. Les calculs de la charge de refroidissement pour les produits ont été menées par heure et par conséquent d'un logiciel d'auto-développé pour les calculs a été préparé.

Après le calcul de la charge de refroidissement totale pour toutes les heures dans l'année (8760 heures) pour les pommes de terre, puis la charge de refroidissement maximale est sélectionnée à des fins de conception. Les composants du circuit de réfrigération tel que l'unité de condensation et l'évaporateur doit être choisi en fonction de la charge de refroidissement maximale. En outre, la facture totale d'électricité résultant du fonctionnement le compresseur et des ventilateurs dans le système de réfrigération de l'air a été calculée pour chaque heure de l'année. Ensuite, une étude économique a été réalisée basée sur la **payback period** du coût des nouveaux composants de la technique de **free cooling** comme le **damper** motorisé, système de commande et de capteurs qui résulte de la réduction du coût de l'électricité.

La sélection des composantes du cycle de réfrigération et les éléments nouveaux ajoutés à des techniques de **free cooling** sont basés sur la charge de refroidissement calculée. Ensuite, la charge de refroidissement qui a besoin de travail ventilateur seulement après l'utilisation de techniques de **free cooling** a été calculée et la réduction des coûts en utilisant cette technique a été estimée. Enfin, la **payback period** au cours de laquelle le nouveau système couvre le coût des nouveaux composants est trouvée.

Le coût de l'électricité par heure pour le ventilateur et le travail du compresseur peut être calculé à partir de ce qui suit:

- Si la charge de refroidissement totale est inférieure ou égale à zéro, alors
  Il n'est pas nécessaire d'utiliser le compresseur et des ventilateurs et donc le coût de l'électricité est nul.
- Si le compresseur est éteint et la charge de refroidissement est entraîné par le **free cooling**, alors que le ventilateur est actionné et que le coût de l'électricité est égale à:

$$Cout\ d'electricite = W_{\text{vent}} * \text{FP} * Cout\ d'electricite \text{ par kWh} \quad (13)$$

Où W_{vent} est le travail de ventilateurs et FP est le facteur du produit.

- Si le système de réfrigération d'air fonctionne, alors la charge de refroidissement est entraîné par le ventilateur et le travail du compresseur et le coût de l'électricité est égale à:

$$Cout\ d'electricite\ |_{\text{compresseur+vent}} = (W_{\text{compresseur}} + W_{\text{vent}}) * \text{FP} * Cout\ d'electricite \text{ par kWh} \quad (14)$$

Où $W_{\text{compresseur}}$ est le travail du compresseur et FP est le facteur le produit.

Le coefficient de performance (COP) peut être atteint une valeur très élevée dans le cas de **free cooling**. Comme on le sait, la COP est défini comme le rapport entre la charge de refroidissement de sortie et la puissance électrique d'entrée. La charge de refroidissement de sortie est la même dans les deux cas qui sont la présence d"unité d'air de refroidissement et de réfrigération sans ou avec la présence de **free cooling**. Mais, la puissance électrique d'entrée est réduite dans le cas de **free cooling** et la puissance d'entrée est uniquement la puissance nécessaire pour ventilateurs de l'évaporateur. La valeur du coefficient de performance (COP) est la suivante:

$$COP = \frac{Q_{Evaporateur}}{W_{Total}} \quad (15)$$

Comme on peut le voir d'après l'équation (15), la charge de refroidissement de l'évaporateur qui est nécessaire pour maintenir le produit de stockage à une certaine température reste la même avant et après l'utilisation de la technique de **free cooling**. Cependant, le COP dépend du travail total. Pour l'étude de cas dans la recherche présenté, la puissance du ventilateur dans le système de réfrigération de l'air est de 17.5 kW et la puissance du compresseur est de 101.7 kW. La charge de refroidissement requise a été calculée après application des équations ci-dessus et elle

est trouvée égale à 255 kW. Par conséquent, le COP avant d'utiliser des techniques de **free cooling** est:

$$COP = \frac{Q_{Evaporator}}{W_{Total}} = \frac{Q_{Evaporator}}{(W_{\text{compresseur}} + W_{\text{vent}})} = \frac{255}{101.7 + 17.5} = 2.14$$

D'autre part, la COP après l'utilisation de techniques de **free cooling** devient:

$$COP = \frac{Q_{Evaporator}}{W_{Total}} = \frac{Q_{Evaporator}}{(W_{\text{fan}})} = \frac{255}{17.5} = 14.6$$

Ces résultats montrent que le COP augmente jusqu'à une valeur très élevée après l‟utilisation des techniques de **free cooling**. Le rapport entre le COP avant et après l'utilisation de la technique de **free cooling** peut être calculé comme suit:

$$\frac{COP_{aved\ free\ cooling}}{COP_{sans\ free\ cooling}} = \frac{14.6}{2.14} = 6.84$$

Enfin, le **payback period** du coût total du nouveau composant tel que le système de contrôle et **damper** de technique de **free cooling** peut être calculée comme le rapport entre le coût du nouveau composant et le total des argents reservées qui est résulté de l'économie d'énergie après la technique de **free cooling** est appliquée.

$$\text{Payback Period} = \frac{\text{Cout pour les composants de FreeCooling}}{\text{argent reservée en utilisant la technique de Free Cooling}} \quad (16)$$

Dans l'étude de cas de la recherche présenté, il a été constaté que la **payback period** pour chaque type de produit stocké est d'environ un an.

Pomme de terre	
Température de stockage (°C)	10
Max. période de stockage	(6-8) Mois
Facteur de refroidissement	1
Temps de refroidissement	20
Cp (avant congélation) (kJ/kg°C)	3.6
Point de congélation (°C)	-1.8
La chaleur de la réaction (kJ/kg.hr)	0.162

Tableau 16: Propriétés de Produits Stockées

VIII.5 RÉSULTATS

Les logiciels auto-développé ont été conçu et construit pour calculer la charge totale de refroidissement pour chaque heure de l'année à l'aide de différents types de produits de stockage avec et sans **free cooling**. L‟utilisation des techniques de **free cooling** dépend de l'utilisation du débit massique de l'évaporateur avec la charge de refroidissement totale nécessaire. Les résultats de la charge de refroidissement qui ont besoin du travail de compresseur avant et après l'utilisation de **free cooling** sont tracés. Ensuite, une comparaison

entre le coût de l'électricité mensuel avant et après l'utilisation de **free cooling** est réalisée ainsi que le pourcentage du coût de l'électricité pour le ventilateur et le compresseur au coût total de chaque mois. Les résultats sont tirés de la pomme de terre pour montrer les performances de la technique de **free cooling**.

La technique de **free cooling** est utilisée lorsque la température extérieure est inférieure à la température de stockage à l'intérieur et dans ce cas le ventilateur de l'évaporateur fonctionne sans le démarrage du compresseur pour réduire le coût de l'électricité. La figure (46) montre la température ambiante des mois de janvier et Juillet en fonction les jours de mois pour la vallée de Bekaa, où les entrepôts frigorifiques dans l'étude présentée sont trouvés. Comme on le voit sur cette figure, il y a beaucoup de jours dans l'année où la température ambiante est inférieure à la température intérieure souhaitée et la technique de **free cooling** donc peut être utilisée à côté du dispositif de réfrigération de l'air pour garder les entrepôts frigorifiques à une température constante. Comme nous le savons, les entrepôts frigorifiques contiennent des légumes ou des fruits qui ont une chaleur de respiration et donc il doit être refroidi tout le temps autour de l'an. En utilisant la technique de **free cooling**, le nombre d'heures de fonctionnement du compresseur du système de réfrigération de l'air peut être réduit et donc le coût de l'électricité peut être réduit au minimum.

La charge de refroidissement à différents mois qui a besoin de travail du compresseur avant et après l'utilisation technique de **free cooling** pour les pommes de terre sont présentés dans les figures (46-47), qui montrent que le meilleur mois pour utiliser la technique de **free cooling** est Janvier, car la température extérieure est très basse. La figure (46) montre qu'il n'y a pas besoin de fonctionner le compresseur pendant le mois de Janvier et donc le travail du compresseur est égal à zéro. En outre, au cours du mois Janvier, le ventilateur est éteint dans beaucoup d'heures parce que la perte de chaleur par les murs, le plafond et les portes est plus que la charge de refroidissement qui a besoin le produit. En outre, il a été constaté que le coût total de l'électricité est diminué de 83% pour la pomme de terre ce mois-ci par rapport à la valeur avant d'utiliser la technique de **free cooling**.

En mois Mars, il n'est pas nécessaire d'allumer le compresseur dans quelques jours pour sauvegarder le produit de pomme de terre dans la chambre froide comme le montre la figure (47). En outre, le ventilateur de l'évaporateur est arrêté pour une courte durée, ce qui est dû à la perte de chaleur à partir des parois, du plafond et des portes est supérieur à la charge de refroidissement qui est nécessaire à partir du produit. Si un nouveau produit est inséré dans les entrepôts frigorifiques, puis l'unité de réfrigération de l'air doit être utilisée pour un court temps pour diminuer la température du produit à la valeur souhaitée. En ce mois-ci, il a été constaté

que le pourcentage de réduction du coût total de l'électricité est d'environ 66,5% par rapport à la valeur avant d'utiliser le **free cooling**. À la fin du mois Avril, l'utilisation de **free cooling** est très faible par rapport au travail du compresseur et ceci est dû au fait que le nouveau produit a été inséré dans les entrepôts frigorifiques et sa charge de refroidissement est élevée.

Les mois d'été tels que Juillet et Août peuvent être considérés comme les pires mois pour l'utilisation de techniques de **free cooling**. Le pourcentage d'économie d'énergie dans ces mois est très faible et négligeable. Par exemple, au cours du mois Août le pourcentage d'économie d'énergie ne peut pas atteindre plus de 5% pour toutes les périodes du mois, comme indiqué dans la figure (48).

Une comparaison de l'argent économisé avant et après l'utilisation de la technique de **free cooling** a été effectuée et la somme totale d'argent réservée pour les trois études du produit stocké en chaque mois est présentée dans le tableau . Le coût total de l'unité de réfrigération dans l'air fonctionnant en chaque mois qui fonctionne 24 heures par jour est la somme du coût de l'électricité pour le compresseur et les ventilateurs de l'évaporateur et le coût de l'électricité pour les ventilateurs de l'évaporateur en présence d'une technique de **free cooling**. Lorsque le compresseur est éteint, le ventilateur de l'évaporateur de l'unité de réfrigération de l'air est constamment exploité et le coût de fonctionnement du ventilateur de l'évaporateur a été calculé.

Habituellement, la **payback period** peut être prise comme guide pour justifier l'aspect économique de l'utilisation de la technique de **free cooling** dans les systèmes de réfrigération de l'air. En supposant que le coût de 1,0 kWh d'électricité en Liban est d'environ 130 l.l. / kWh, alors on peut calculer le coût de fonctionnement de l'unité de réfrigération de l'air qui a 21.2 kW d'une puissance électrique d'entrée pour le compresseur et 101.7 kW d'une puissance électrique d'entrée pour les deux ventilateurs de l'évaporateur. Le coût de la consommation d'énergie électrique est calculé par multiplier la puissance du compresseur et ventilateurs avec le nombre d'heures de fonctionnement pour l'unité de réfrigération de l'air. Le coût total pour les composants de la technique de free cooling (système de contrôle et **damper** motorisé) pour l'unité de réfrigération dans l'étude présente est approximativement égal à 6000$/évaporateur. Les données présentées dans le tableau montrent que la **payback period** environ un an. La **payback period** des composants de la technique **free cooling** est raisonnable et, par conséquent, il est recommandé d'utiliser gratuitement la technique de **free cooling** dans la climatisation et le système réfrigération de l'air.

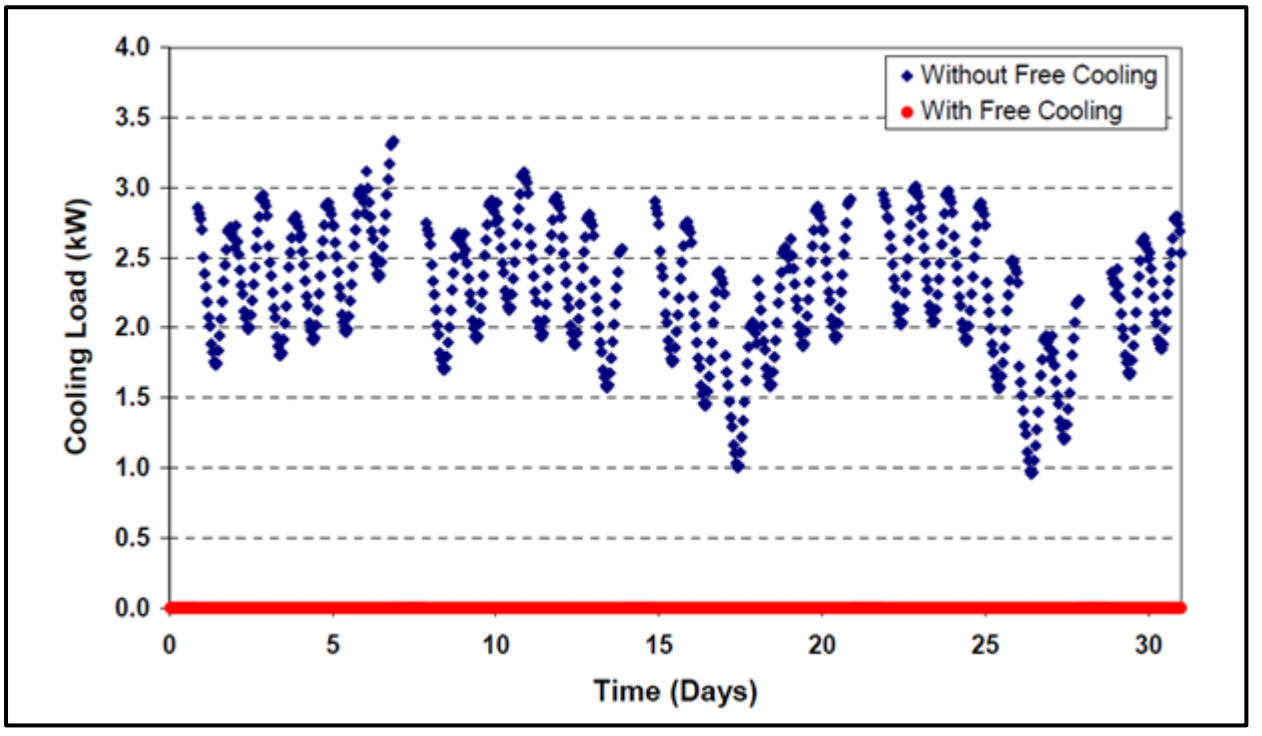


Figure 47: Cooling load en janvier avec et sans "Free Cooling"

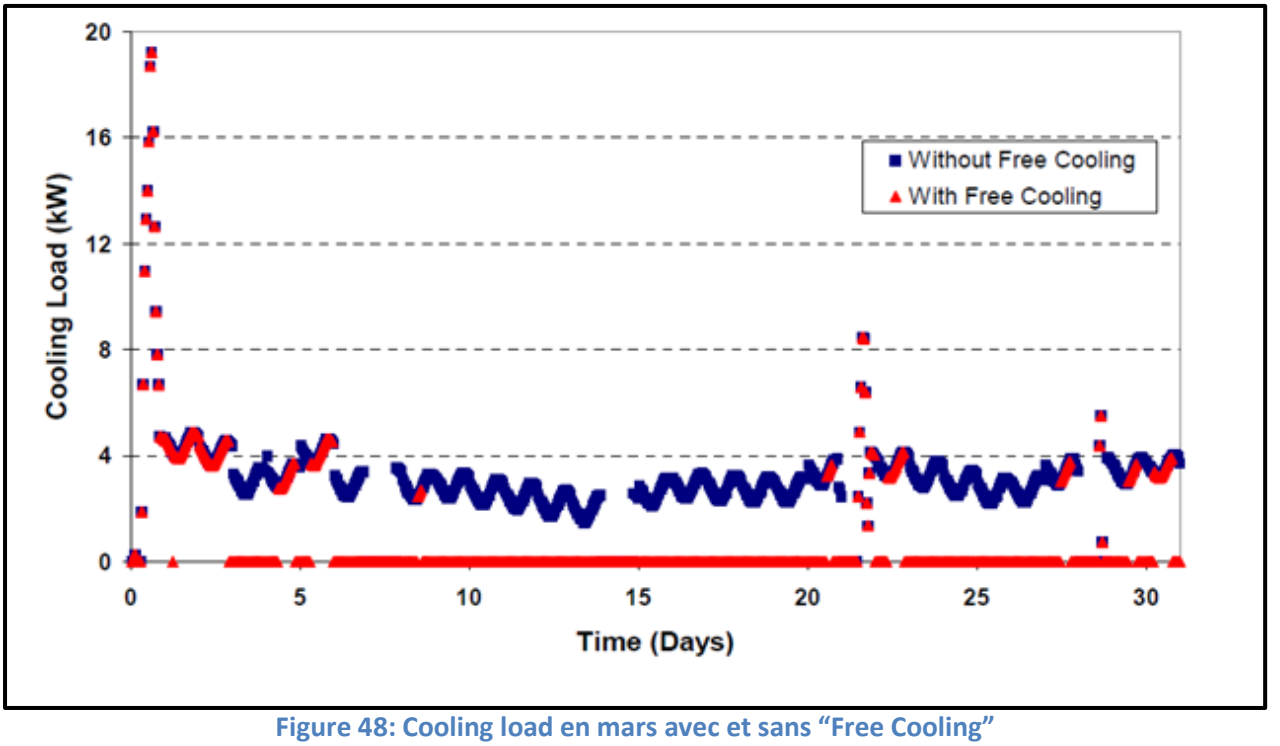


Figure 48: Cooling load en mars avec et sans "Free Cooling"

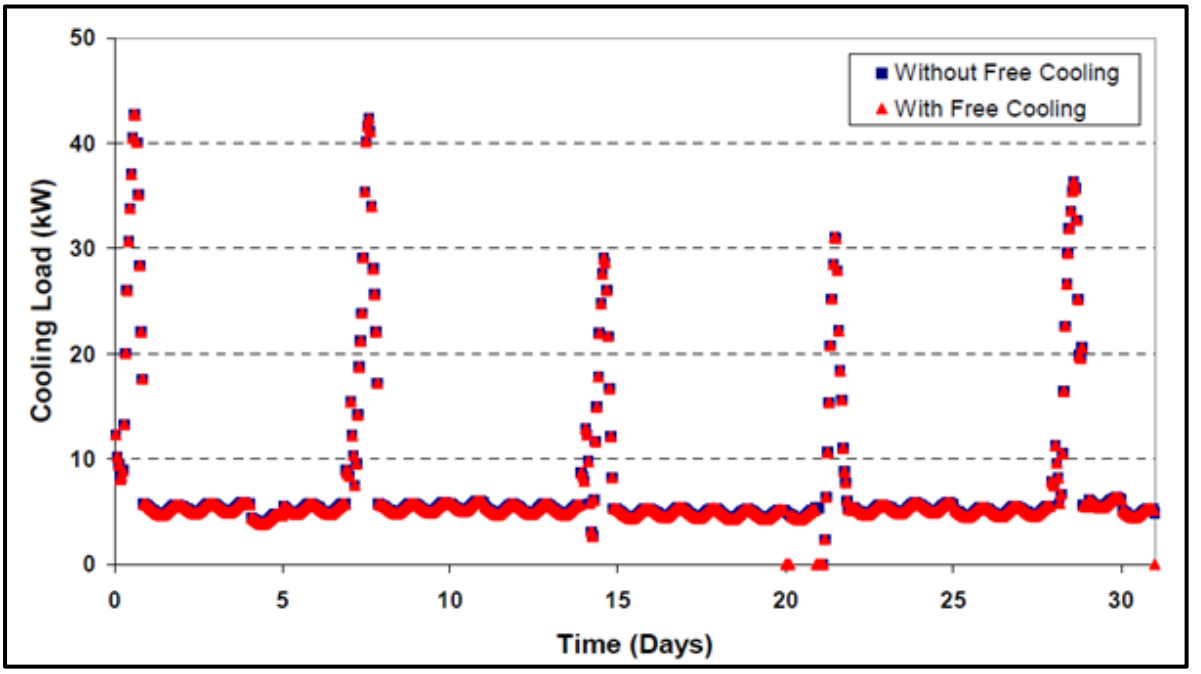


Figure 49: Cooling load en août avec et sans "Free Cooling"

L'argent économisé en ($) de l'aide de techniques free cooling de chaque mois et pour trois différents types de produits.

Mois	Argent Economisé ($)
Janvier	965
Février	886.8
Mars	813.4
Avril	486
Mai	316.2
Juin	207.2
Juillet	65
Août	103.8
Septembre	151.8
Octobre	316.2
Novembre	913.4
Décembre	959.6
Totale	6233.4

Tableau 17: L'argent économisé en chaque mois

Une comparaison entre l'argent mensuel économisé pour le système de réfrigération de l'air avant et après l'utilisation de la technique de **free cooling** a été effectuée et les résultats sont présentés dans la figure (49).

Le rapport entre le coût de l'électricité totale qui est entraîné à partir de l'exploitation du compresseur et / ou les ventilateurs de l'évaporateur de l'unité de réfrigération de l'air, avec ou sans **free cooling** est représentée sur la figure (49). Les résultats présentés dans la figure (49)

montrent que 83% du coût total de l'électricité peuvent être réservés dans le mois Janvier et cette valeur est réduite à moins de 5% au cours des mois d'été, comme Juillet. Le coût des composants de **free cooling** tels que le système de contrôle et les **dampers** motorisés peuvent être récupérés après un an de fonctionnement. Une comparaison entre le coût de l'électricité totale pour faire fonctionner l'unité de réfrigération de l'air dans le cas de la présence ou de l'absence de **free cooling** est représentée sur la figure (49). Le montant de l'économie d'argent pour chaque mois dans le cas de l'utilisation de la technique de **free cooling** est clairement présenté dans cette figure.

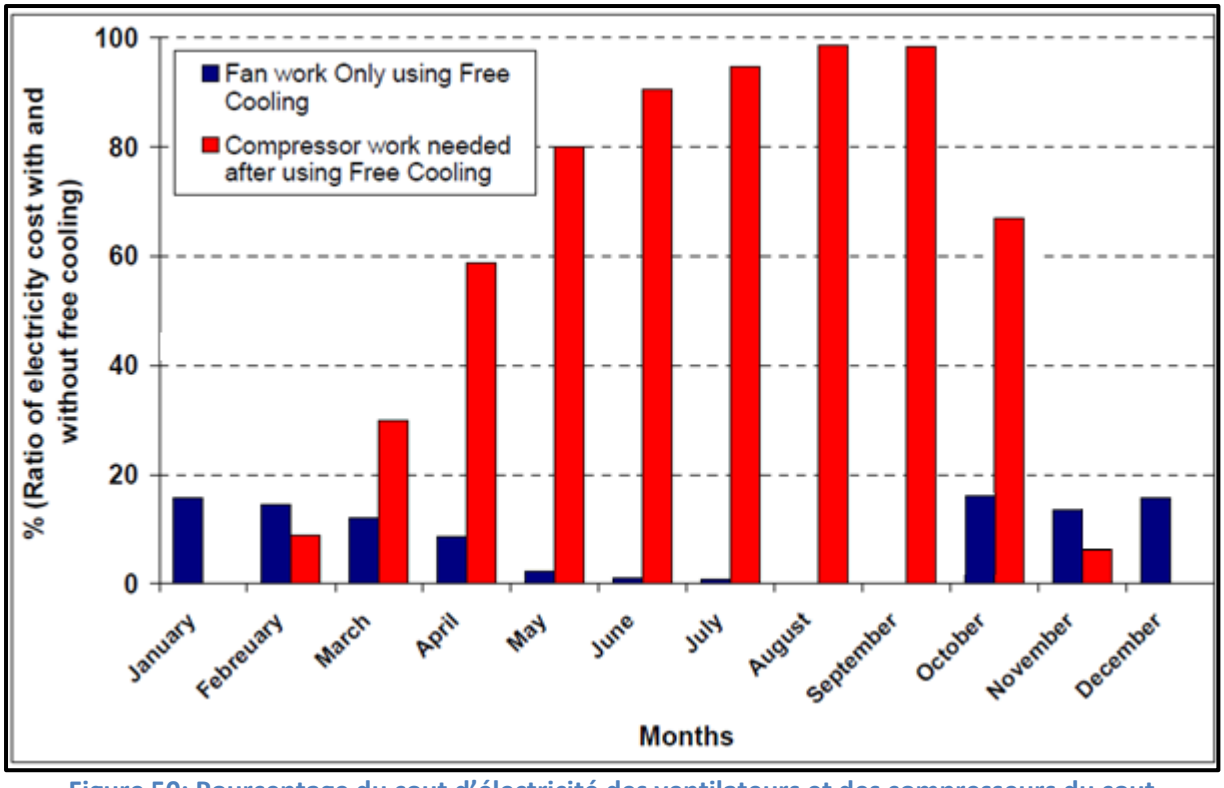


Figure 50: Pourcentage du cout d'électricité des ventilateurs et des compresseurs du cout total pour chaque mois de stockage de la pomme de terre

VIII.6 Conclusions

Si la température extérieure ambiante descend en dessous de la température de l'air de refroidissement nécessaire de consigne, puis La technique de **free cooling** peut être utilisée pour économiser de l'énergie à chaque fois. La technique de **free cooling** est respectueuse de l'environnement et son utilisation aura un impact positif sur la réduction des émissions de CO2 et sur les phénomènes de réchauffement planétaire. L'objectif principal de cette étude est de

mettre l'accent sur certains hangars utilisant La technique de **free cooling** dans le système de réfrigération de l'air en particulier pour les entrepôts frigorifiques qui contiennent certains légumes ou des fruits qui doivent être refroidis tous les jours pendant la période de stockage. Si la température extérieure est inférieure à la valeur de consigne des chambres froides, puis une charge de refroidissement est nécessaire en raison de la chaleur de respiration des produits. Le système de réfrigération de l'air dans les petits entrepôts frigorifiques utilise les techniques de **free cooling** pour réduire sensiblement les coûts d'énergie. La valeur typique du coefficient de performance se situe entre 2 et 3. Cependant, il y a des périodes de l'année où la température ambiante de refroidissement peuvent être utilisés pour fournir à peu près le **free cooling** et le COP peut atteindre à 14.86, où la consommation d'énergie seulement à partir de l'utilisation de ventilateurs dans l'évaporateur. Par conséquent, le coefficient de performance après avoir utilisé les techniques de **free cooling** atteint environ 6.84 fois sa valeur avant d'utiliser cette technique.

Lors du **free cooling** le compresseur de l'unité de réfrigération de l'air est essentiellement éteindre, économisant ainsi de l'énergie et permettant également prévu d'entretien préventif doit avoir lieu. Il a été constaté que cette mesure d'efficacité énergétique est économiquement intéressante et permet d'économiser les travaux du compresseur d'électricité à payer pour le coût d'installation de **damper** pour le **free cooling** en moins d'une année en Liban.

Le système de **free cooling** est une bonne technique pour stocker des produits frais tels que les pommes de terre, de citron et de tomate parce que la température extérieure est inférieure à la température de stockage de certains produits dans les mois froids. L'utilisation de la technique de **free cooling** dans des chambres froides dépend de l'emplacement des magasins et une grande économie d'énergie peut être reçue que si la température ambiante à l'emplacement des entrepôts frigorifiques est minimale. Les technique de **free cooling** est très efficace à mettre en œuvre dans les unités de climatisation et de réfrigération d'air pendant les mois froids d'hiver ou comme Janvier, Février, Novembre et Décembre et le pourcentage de réduction d'énergie peut atteindre plus de 80%, car le compresseur est désactivé à la plupart du temps dans ces mois. Toutefois, dans les autres mois comme Mars et Avril, l'économie d'énergie dans ces mois est bonne et elle peut atteindre 50% après l'utilisation de la technique **free cooling**. D'autre part, dans le semestre d'été, le pourcentage d'économie d'énergie qui résulte de la technique de **free cooling** est inférieur à 10% parce que la température ambiante est élevée.

PARTIE VIII

ETUDE ECONOMIQUE ET ENVIRONNEMENTALE

VIII.1 : Etude Economique

Dans cette étude, on calcule le rendement exérgétique du système installe avec et sans dégivrage par l‟eau chaude et avec et sans l‟utilisation de la technique Free Cooling.

Rendement exégétique = $\text{valeur absolue éxérgie utile} / \text{éxérgie payé}$

On groupe les résultats par ces 3 tableaux :

VIII.1.1 : Rendement exérgétique avec dégivrage par l'eau chaude

Exérgie avec dégivrage par l'eau chaude		
T Source Froide	263	K
T Source chaude	318	K
T Reference	311	K
T Utile	273	K
θ Source Froide	-0.18251	K
θ Source Chaude	0.022013	K
Q Source Froide	330	KW
Q Source Chaude	510	KW
éxérgie source froide	-60.2281	KW.K
éxérgie source chaud	11.22642	KW.K
Exérgie paye (Bitzer: 8GE-60Y-40P)	165	KW
Exérgie paye (Copeland: MOPSH 4P/6MU-40X)	201.15	KW
Rendement exérgétique (Bitzer)	0.433058	
Rendement exérgétique (Copeland)	0.35523	

Tableau 18: calcul de rendement exérgétique avec dégivrage par l'eau chaude

Le Rendement exérgétique (Bitzer) est plus grand que celle du Rendement exérgétique (Copeland) ; c‟est pour cela on a choisi les équipes de cette société.

VIII.1.2 : Rendement exérgétique sans dégivrage par l'eau chaude et sans l'utilisation de la méthode de Free Cooling

Exérgie sans dégivrage par l'eau chaude et sans Free Cooling		
T Source Froide	263	K
T Source chaude	318	K
T Reference	311	K
T Utile	273	K
θ Source Froide	-0.18251	K
θ Source Chaude	0.022013	K
Q Source Froide	330	KW
Q Source Chaude	510	KW
éxérgie source froide	-60.2281	KW.K
Exérgie paye (Bitzer: 8GE-60Y-40P)	175	KW
Exérgie paye (Copeland: MOPSH 4P/6MU-40X)	211.15	KW
Rendement exérgétique (Bitzer)	0.344161	

Tableau 19: calcul de rendement exégétique sans dégivrage par l'eau chaude

Ce résultat montre que l"utilisation de dégivrage par l"eau chaude a augmenté le rendement exérgétique de 0.09.

VIII.1.3 : Rendement exérgétique avec l'utilisation de la méthode de Free Cooling

Exérgie en utilisant Free Cooling		
T Source Froide	263	K
T Source chaude	318	K
T Reference	311	K
T Utile	273	K
θ Source Froide	-0.18251	K
θ Source Chaude	0.022013	K
Q Source Froide	330	KW
Q Source Chaude	510	KW
éxérgie source froide	-60.2281	KW.K
Exérgie paye (Ventilateur des évaporateurs)	38.61	KW
Rendement exérgétique	1.55991	

Tableau 20: Calcul du rendement exérgétique avec l'utilisation de la méthode de Free Cooling

Ce résultat montre que l"utilisation du système Free Cooling a augmenté le rendement exérgétique à 1.56, ce qui est le plus favorable.

VIII.2 : Etude Environnementale

VIII.2.1 Classifications des émissions

VIII.2.1.1 Emission directes

D"une façon général, un équipement est un système qui échange de la matière et de l"énergie avec l"environnement. Au niveau des échanges de matières, l"utilisateur connait les flux de matières entrant dans le système et la règlementation impose de maitrise le flux de sortit, notamment en effectuant des analyses des effluant.
Il est donc possible de dresser un tableau précis de différente émission dans l"environnement que ce soit sous forme de déchet solide ou d"effluant liquide ou gazeux.
Pour être rigoureux, la démarche doit être globalisée au centre de production sans oublier les fuites des équipements.
La difficulté pour évaluer ses émission réside dans la collecte d"information qui impose de tenir a jours tous les effluant entrant et de connaitre les flux sortant ce qui peut exiger d"avoir recours à des méthodes d"analyses sophistiqués. Ayant collecté ses informations et connaissant l"impact environnementale de chaque espèce émise, il est alors possible de faire la somme de tous les impacts normés.

VIII.2.1.1 Emissions indirectes

Les émissions indirectes sont liées à la consommation d"énergies et leur évaluation est plus délicate. En effet, autant il est faciles de comptabiliser la quantité d"énergie consomme provenant de réseaux par l"utilisation des compteurs, autant il est difficiles de connaitre exactement les émissions associer à la consommation d"énergie. Dans ce cas des « Ratios » résultants des moyennes liées au réseau sont utilisés.
Normalisation des émissions associées à l"effet de serre (EDS)
Parmi les types d"émission qui ont retenu une attention particulière, nous en citons trois :

- Les émissions des substances appauvrissants la couche d"ozone.
- Les polluants affectant la qualité de l"air, du sous-sol, ou de l"eau.
- Les émissions entrainant un renforcement de l"effet de serre.

Toutes ces émissions jouent un rôle important et une analyse environnementale impose de les prendre toute en considération. Cependant, à titre d"illustration nous nous pencherons tous particulièrement sur les émissions qui entrainent un renforcement de l"effet de serre, car dans les procèdes énergétiques elles jouent un primordiale.

VIII.2.1 GWP, t_{Ceq} et TEWI

Afin de caractérisées l"impact sur l"échauffement planétaires d"une substance, le GWP a été introduit.
La substance prise comme référence est le CO_2.

Nom	Formule et proportion de chaque composant pour les mélanges	GWP (100 ans)	ODP
CFC			
R11	$CFCl_3$	4000	1
R12	CF_2Cl_2	8500	1
HCFC			
R22	CF_2HCl	1700	0,055
R408A	R125/143a/22 (7/46/47)	(2650)	
R401A	R22/152a/124 (53/13/34)	(970)	
HFC			
R32	CH_2F_2	580	0
R125	CF_3CHF_2	3200	0
R134a	CF_3CH_2F	1300	0
R143a	CF_3CH_3	4400	0
Mélange HFC			
R404A	R125/143a/134a (44/52/4)	3260	0
R407C	R32/125/134a (23/25/52)	1525	-
R410A	R32/125 (50/50)	1730	-
R422A	R125/134a/600a (85,1/11,5/3,4)	2535	-
R422D	R125/134a/600a (65,1/31,5/3,4)	2235	-
R427A	R32/125/143a/134a (15/25/10/50)	1830	-
R507A	R125/143a (50/50)	3300	-

Tableau 21: GWP et ODP des différents Fluides Frigorigènes

L"impact d"une substance dépend de la durée de prise en considération, car dans l"atmosphère les substances ont une durées de vie differente.la référence la plus couramment utilisée, est le GWP_{100} qui correspond à 100 ans.

TEWI (Total Equivalent Warning Impact)

Le TEWI est un concept permettant de valoriser le réchauffement planétaire (global warming) durant la vie opérationnelle d'un système de réfrigération par exemple, utilisant un fluide frigorigène déterminé en tenant compte de l'effet direct dû aux émissions de fluide frigorigène et à l „effet indirect dû à l"énergie requise pour faire fonctionner le système.

A titre indicatif, il est donné par la formule :

TEWI = (GWP x L x n) + (GWP x m [1-C]) + n x E x β

Où :

- GWP_{100} : global warming potential
- L : émissions annuelles de fluide en kg;
- n : durée de vie du système en années;
- m : charge en fluide frigorigène en kg;
- C : facteur de récupération / recyclage compris entre 0 et 1;
- E : consommation annuelle d"énergie en kWh;
- β : émission de CO_2 en kg / kWh.
- L = m x f

m :

	volume	nombre	masse volumique	total
compresseur	5 dm^3	4	0.030553009 Kg/ dm^3	0.61106 Kg
condenseur	22.7 dm^3	4	1.149425287 Kg/ dm^3	104.3678 Kg
évaporateur	32.3 dm^3	2	0.030553009 Kg/ dm^3	1.973724 Kg
Masse Totale				106.9526 Kg

Tableau 22: Calcul de la masse totale de fluide frigorigène utilisé

	nombre d'équipements	puissance (KWh/an)
Compresseur	4	791904
Condenseur	4	31536
Evaporateur	15	336891.204
Pompe recirculation échangeur froid	1	28032
Pompe recirculation évaporateur	15	91980
pompe principale froid	1	69204
pompe principale chaud	1	21024
Pompe recirculation échangeur chaud	4	17520
Total		1388091.204

Tableau 23: Calcul de la puissance annuelle totale des différents équipements

Données	valeur
GWP	3260
fuites	5%
n	2
m	106.9526
C	1
E	1388091.204
β Liban	0.84
β France	0.1

Tableau 24: Valeur de différentes données pour calculer le TEWI

				Comparaison Liban -France
Sans Free Cooling	TEWI Liban	2332319.223	Kg CO2/an	8.391320561
	TEWI France	277944.2408	Kg CO2/an	
Free Cooling	TEWI Liban	565977.2227	Kg CO2/an	8.4
	TEWI France	67378.2408	Kg CO2/an	
Avec Free Cooling	TEWI Liban	1743538.556	Kg CO2/an	8.392258852
	TEWI France	207755.5741	Kg CO2/an	
Réduction	Liban	74.75557115	Kg CO2/an	moyenne
	France	74.74721316	Kg CO2/an	8.394526471

Tableau 25: Calcul de TEWI et comparaison entre Liban et France

CONCLUSION GENERALE

Né d'une prise de conscience des difficultés que rencontre Le secteur agricole du Liban, ce projet nous a permis de mettre en application les connaissances acquises durant notre formation .Par ailleurs i1 constitue une interaction de plusieurs domaines de l'ingénierie tels que la transmission de chaleur, le froid, la climatisation, la rentabilité des projets, etc.

En ce qui concerne l'objectif visé, il serait prématuré de dégager une conclusion générale sur la rentabilité et la faisabilité du projet. En effet une telle conclusion sera qu‟avec l‟utilisation de ces équipes et l‟utilisation du système de dégivrage par l‟eau chaude et l‟utilisation de la technique de Free Cooling nous permis de réduire les couts payée ainsi que minimiser les effets environnementaux.

Néanmoins, on peut affirmer que l'orientation vers les énergies renouvelables notamment l'énergie photovoltaïque et l‟énergie éolienne, est une alternative fiable et respectueuse de l'environnement face à la problématique de l'énergie, mais cela attend l‟encouragement et la contribution des gouvernements locales.

Références Bibliographiques et Sitographiques

[1] **MEUNIER.F, KOUSCHIC.S.C**
Comparative thermodynamic study of sorption systems, second lan analysis. In.J. of Refrigeration, Vol 19, 1996, GB ;

[2] Dewey, D.H. 1983. Controlled atmosphere storage of fruits and vegetables .In S. Thorn, ed., Developments in food preservation .London: applied science.

[3] Hallowell, E.R. 1980.Cold and freezer storage manual. Westport, CT:AVI .356 PP.

[4] Normes européennes NF EN 378-1, NF EN 378-2, NF EN 378-3, NF EN 378-4, Décembre 2000.

[5] W.MAAKE- H.-J. ECKERT – Jean-Louis CAUCHEPIN, PYC .ed. 1993, Le Pohlman –Manuel technique du froid.

[6] **NGUYEN-THE C., CARLIN F**. The microbiology of minimally processed fresh fruits and vegetables. Critical Reviews in Food Science and Nutrition, 1994, vol. 34, n° 4, pp. 371-\\401.

[7] Évaluation des ambiances froides. Détermination de l"isolement. Rapport technique. ISO/TR11079. Décembre 1993. Saint-Denis La Plaine: AFNOR; 1993: 38 p.

[8] Confinement des fluides frigorigènes sur les installations de froid commercial, ADEME, 30/09/02

[9] **L. PALANDRE, S. BARRAULT, D. CLODIC** Inventaires et prévisions des émissions de fluides frigorigènes – Centre d'énergétique des Mines de Paris - Année 2002.

[10] **Van D Baxter** IEA Annex 26: Advanced Supermarket Refrigeration/Heat Recovery Systems Final Report Volume 1 –septembre 2003.

[9] **Maxime DUMINIL**– FRIGOPORTEURS Guide technique pour le refroidissement indirect - AFF 2005.

[10] A. Al-Salaymeh, M. Al-Salaymeh, M. Rabah, M. abdelkader, "Enhancement of the coefficient of performance in Air Conditioning systems by Utilizing Free Cooling", Proceedings of the 2nd International Conference on Thermal Engineering: Theory and Application, Al-Ain, UAE, Jan. 3-6, 2006.

[11] Y. Song, Y. Akashi, J. Yee, "Energy performance of a cooling plant system using the inverter chiller for industrial building", Energy and Buildings, Vol. 39, 2007, p. 289-297.

[12] E.M. Mina, T.A. Newell, A.M. Jacobi, "A generalized coefficient of performance for conditioning moist air", International Journal of Refrigeration, Vol. 28, 2005, p. 784-790.

[13] S. Medved, C. Arkar, "Correlation between the local climate and the free-cooling potential of latent heat storage", Energy and Buildings, Vol. 40, 2008, p. 429-437.

[14] B. Zalba, J.M. Marin, L.F. Cabeza, H. Mehling, "Free cooling of buildings with phase change materials", International Journal of Refrigeration, Vol. 27, No. 8, 2004, p. 839-849.

[15] C. Arkar, B. Vidrih, S. Medved, "Efficiency of free cooling using latent heat storage integrated into the ventilation system of a low energy building", International Journal of Refrigeration, Vol. 30, No. 1, 2007, p. 134-143.

[16] R.J. Dossat, T.J. Horan, "Principles of Refrigeration", 5th Ed. Prentice Hall; 2002.

Sites Web:

www.bitzer.de/eng

www.econ.ubc.ca/copeland/homepage

www.friga-bohn.com

www.alfalaval.com

www.wilo.com

www.iifiir.org

www.raee.org

www.emersonclimate.com

Annexes

Annexe A.II.2 : Ecart virtuel de température pour les murs

Table 223 Cooling Load Temperature Differences for Calculating Cooling Load from Sunlit Walls

$\Delta\theta_{ev}$ en °C pour les murs

North Latitude, Wall Facing	0100	0200	0300	0400	0500	0600	0700	0800	0900	1000	1100	1200	1300	1400	1500	1600	1700	1800	1900	2000	2100	2200	2300	2400	H of Maximum CLTD	Minimum CLTD	Maximum CLTD	Diff CLT
Group A Walls																												
N	8	8	8	7	7	7	7	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	7	7	7	7	8	8	2	6	8	2
NE	11	11	10	10	10	9	9	9	8	8	8	9	9	9	9	10	10	10	11	11	11	11	11	11	22	8	11	3
E	14	13	13	13	12	12	11	11	10	10	10	11	11	12	12	13	13	13	14	14	14	14	14	14	22	10	14	4
SE	13	13	13	12	12	11	11	10	10	10	10	10	10	11	11	12	12	13	13	13	13	13	13	13	22	10	13	3
S	11	11	11	11	10	10	9	9	9	8	8	8	8	8	8	8	9	9	10	10	11	11	11	11	23	8	11	3
SW	14	14	14	14	13	13	12	12	11	11	10	10	10	9	9	10	10	10	11	12	13	13	14	14	24	9	14	5
W	15	15	15	14	14	14	13	13	12	12	11	11	10	10	10	10	10	11	11	12	13	14	14	15	1	10	15	5
NW	12	12	11	11	11	11	10	10	10	9	9	8	8	8	8	8	8	8	9	9	10	11	11	11	1	8	12	4
Group B Walls																												
N	8	8	8	7	7	6	6	6	5	5	5	5	5	5	5	6	6	7	7	8	8	8	8	8	24	5	8	3
NE	11	10	10	9	9	8	7	7	7	7	8	8	9	9	10	10	11	11	11	12	12	12	11	11	21	7	12	5
E	13	13	12	11	10	10	9	8	8	9	9	10	12	13	13	14	14	15	15	15	15	15	14	14	20	8	15	7
SE	13	12	12	11	10	10	9	8	8	8	8	9	10	11	12	13	14	14	14	14	14	14	14	14	21	8	14	6
S	12	11	11	10	9	9	8	7	7	6	6	6	6	7	8	9	10	11	11	12	12	12	12	12	23	6	12	6
SW	15	15	14	13	13	12	11	10	9	9	8	8	7	7	8	9	10	11	13	14	15	15	16	16	24	7	16	9
W	16	16	15	14	14	13	12	11	10	9	9	8	8	8	8	8	9	11	12	14	15	16	16	17	24	8	17	9
NW	13	12	12	11	11	10	9	9	8	7	7	7	6	6	7	7	8	8	9	11	12	13	13	13	24	6	13	7
Group C Walls																												
N	9	8	7	7	6	5	5	4	4	4	4	4	5	5	6	6	7	8	9	9	9	10	9	9	22	4	10	6
NE	10	10	9	8	7	6	6	6	6	7	8	10	10	11	12	12	12	13	13	13	13	12	12	11	20	6	13	7
E	13	12	11	10	9	8	7	7	8	9	11	13	14	15	16	16	17	17	16	16	16	15	14	13	18	7	17	10
SE	13	12	11	10	9	8	7	6	7	7	9	10	12	14	15	16	16	16	16	16	16	15	14	13	19	6	16	10
S	12	11	10	9	8	7	6	6	5	5	5	5	6	8	9	11	12	13	14	14	14	14	13	12	20	5	14	9
SW	16	15	14	12	11	10	9	8	7	7	6	6	6	7	8	10	12	14	16	18	18	18	18	17	22	6	18	12
W	17	16	15	14	12	11	10	9	8	7	7	7	7	7	8	9	11	13	16	18	19	20	19	18	22	7	20	13
NW	14	13	12	11	10	9	8	7	6	6	5	5	6	6	6	7	9	10	12	14	15	15	15	15	22	5	15	10
Group D Walls																												
N	8	7	7	6	5	4	3	3	3	3	4	4	5	6	6	7	8	9	10	11	11	10	10	9	21	3	11	8
NE	9	8	7	6	5	5	4	4	6	8	10	11	12	13	13	13	14	14	14	13	13	12	11	10	19	4	14	10
E	11	10	8	7	6	5	5	5	7	10	13	15	17	18	18	18	18	18	17	17	16	15	13	12	16	5	18	13
SE	11	10	9	7	6	5	5	5	5	7	10	12	14	16	17	18	18	18	17	17	16	15	14	12	17	5	18	13
S	11	10	8	7	6	5	4	4	3	3	4	5	7	9	11	13	15	16	16	16	15	14	13	12	19	3	16	15
SW	15	14	12	10	9	8	6	5	5	4	4	5	5	7	9	12	15	18	20	21	21	20	19	17	21	4	21	17
W	17	15	13	12	10	9	7	6	5	5	5	5	6	6	8	10	13	17	20	22	23	22	21	19	21	5	23	18
NW	14	12	11	9	8	7	6	5	4	4	4	4	5	6	7	8	10	12	15	17	18	17	16	15	22	4	18	14
Group E Walls																												
N	7	6	5	4	3	2	2	2	3	3	4	5	6	7	8	10	10	11	12	12	11	10	9	8	20	2	12	10
NE	7	6	5	4	3	2	3	5	8	11	13	14	14	14	14	14	15	14	14	13	12	11	9	8	16	2	15	13
E	8	7	6	5	4	3	3	6	10	15	18	20	21	21	20	19	18	18	17	15	14	12	11	9	13	3	21	18
SE	8	7	6	5	4	3	3	4	7	10	14	17	19	20	20	20	19	18	17	16	14	13	11	10	15	3	20	17
S	8	7	6	5	4	3	2	2	2	3	5	7	10	14	16	18	19	18	17	16	14	13	11	10	17	2	19	17
SW	12	10	8	7	6	4	4	3	3	3	4	5	7	10	14	18	21	24	25	24	22	19	17	14	19	3	25	22
W	14	12	10	8	6	5	4	3	3	4	4	5	6	8	11	15	20	24	27	27	25	22	19	16	20	3	27	24
NW	11	9	8	6	5	4	3	3	3	3	4	5	6	7	9	11	14	18	21	21	20	18	15	13	20	3	21	18
Group F Walls																												
N	5	4	3	2	1	1	1	2	3	4	5	6	8	9	11	12	12	13	13	13	11	9	7	6	19	1	13	12
NE	5	4	3	2	1	1	3	8	13	16	17	16	16	15	15	15	15	14	13	12	10	9	7	6	11	1	17	16
E	5	4	3	2	2	1	4	9	16	21	24	25	24	22	20	19	18	17	15	13	11	10	8	7	12	1	25	24
SE	5	4	3	2	2	1	2	6	10	15	20	23	24	23	22	20	19	17	16	14	12	10	8	7	13	1	24	23
S	5	4	3	2	2	1	1	1	2	4	7	11	15	19	21	22	21	19	17	15	12	10	8	7	16	1	22	21
SW	8	6	5	4	3	2	1	1	2	3	4	6	10	14	20	24	28	30	29	25	20	16	13	10	18	1	30	29
W	9	7	5	4	3	2	2	2	2	3	4	6	8	11	16	22	27	32	33	30	24	19	15	12	19	2	33	31
NW	8	6	4	3	2	2	1	1	2	3	4	6	7	9	12	15	19	24	26	24	20	16	12	10	19	1	26	25

Annexe A.III.6 Ecart virtuel de température pour les toits

Table 222 Cooling Load Temperature Differences for Calculating Cooling Load from Flat Roofs

$\Delta\theta_{ev}$ en °C pour les toits

Roof No	Description of Construction	Mass, kg/m²	R-value, W/m²·°C	0100	0200	0300	0400	0500	0600	0700	0800	0900	1000	1100	1200	1300	1400	1500	1600	1700	1800	1900	2000	2100	2200	2300	2400	Hour of Maximum CLTD	Minimum CLTD	Maximum CLTD	Difference CLTD
	Without Suspended Ceiling																														
1	Steel sheet with 25.4-mm (or 50.8-mm) insulation	34 (39)	1.209 (0.704)	0	−1	−2	−2	−3	−2	3	11	19	27	34	40	43	44	43	39	33	25	17	10	7	3	3	1	14	−3	44	47
2	25.4-mm wood with 25.4-mm insulation	39	0.965	3	2	0	−1	−2	−2	−1	2	8	15	22	29	35	39	41	41	39	35	29	21	13	11	8	5	16	−2	41	43
3	101.6-mm l.w. concrete	88	1.209	5	3	1	0	−1	−2	−2	1	5	11	18	25	31	36	39	40	40	37	32	25	19	14	10	7	16	−2	40	42
4	50.8-mm h.w. concrete with 25.4-mm (or 50.8-mm) insulation	142	1.170 (0.693)	7	5	3	2	0	−1	0	2	6	11	17	23	28	33	36	37	37	34	30	25	20	16	12	10	16	−1	37	38
5	25.4-mm wood with 50.8-mm insulation	44	0.619	2	0	−2	−3	−4	−4	−4	−2	3	9	15	22	27	32	33	36	35	32	27	20	14	10	6	3	16	−4	36	40
6	152.4-mm l.w. concrete	137	0.897	12	10	7	5	3	2	1	0	2	4	8	13	18	24	29	33	35	36	35	32	28	24	19	16	18	0	36	34
7	63.5-mm wood with 25.4-mm insulation	63	0.738	16	13	11	9	7	6	4	3	4	5	8	11	15	19	23	27	29	31	31	30	27	25	22	19	19	3	31	28
8	203.2-mm l.w. concrete	151	0.715	20	17	14	12	10	8	6	5	4	4	5	7	11	14	18	22	25	28	30	30	29	27	25	22	20	4	30	26
9	101.6-mm h.w. concrete with 25.4-mm (or 50.8-mm) insulation	254 (254)	1.136 (0.681)	14	12	10	8	7	5	4	4	6	8	11	15	19	22	25	28	29	30	29	27	24	21	19	16	18	4	30	26
10	63.5-mm wood with 50.8-mm insulation	63	0.328	18	15	13	11	9	8	6	5	5	5	7	10	13	17	21	24	27	28	29	29	27	25	23	20	19	5	29	24
11	Roof terrace system	366	0.602	19	17	15	14	12	11	9	8	7	8	8	10	12	15	18	20	22	24	25	26	25	24	22	21	20	7	26	19
12	152.4-mm h.w. concrete with 25.4-mm (or 50.8-mm) insulation	366 (366)	(1.090) (0.664)	18	16	14	12	11	10	9	8	8	9	10	12	15	17	20	22	24	25	25	25	24	22	20	19	19	8	25	17
13	101.6-mm wood with 25.4-mm (or 50.8-mm) insulation	93 (93)	0.602 (0.443)	21	20	18	17	15	14	13	11	10	9	9	9	10	12	14	16	18	20	22	23	24	24	23	22	22	9	24	15
	With Suspended Ceiling																														
1	Steel Sheet with 25.4-mm (or 50.8-mm) insulation	44 (49)	0.761 (0.522)	1	0	−1	−2	−3	−3	0	5	13	20	28	35	40	43	43	41	37	31	23	15	10	7	5	3	15	−3	43	46
2	25.4-mm wood with 25.4-mm insulation	49	0.653	11	8	6	5	3	2	1	2	4	7	12	17	22	27	31	33	35	34	32	28	24	20	17	14	17	1	35	34
3	101.6-mm l.w. concrete	97	0.761	10	8	6	4	2	1	0	0	2	6	10	16	21	27	31	34	36	36	34	30	26	21	17	13	17	0	36	36
4	50.8-mm h.w. concrete with 25.4-mm insulation	146	0.744	16	14	13	11	10	8	7	7	8	9	11	14	17	19	22	24	25	26	26	23	23	21	20	18	18	7	26	19
5	25.4-mm wood with 50.8-mm insulation	49	0.471	14	11	9	7	5	4	3	3	4	6	10	16	18	23	27	30	31	32	31	29	26	22	19	16	18	3	32	30
6	152.4-mm l.w. concrete	127	0.619	18	15	13	11	9	7	6	4	4	4	6	9	12	16	20	24	27	29	30	30	28	26	23	20	20	4	30	26
7	63.5-mm wood with 25.4-mm insulation	73	0.545	19	18	16	14	12	12	10	9	8	8	9	10	12	14	17	19	21	23	24	25	24	23	22	21	20	8	25	17
8	203.2-mm l.w. concrete	161	0.528	22	20	18	16	15	13	11	10	9	8	8	8	9	11	14	16	19	21	23	25	25	25	24	23	20	8	25	17
9	101.6-mm h.w. concrete with 25.4-mm (or 50.8-mm) insulation	259 (264)	0.727 (0.511)	17	16	15	14	13	13	12	11	11	11	12	13	15	16	18	19	20	21	21	21	21	20	19	18	19	11	21	10
10	63.5-mm wood with 50.8-mm insulation	73	0.409	19	18	17	16	14	13	12	11	10	10	10	11	12	14	16	18	19	21	22	23	23	22	22	21	21	10	23	13
11	Roof terrace system	376	0.466	17	16	16	15	15	14	13	13	13	12	12	13	13	14	15	16	16	17	18	18	19	18	18	18	21	12	19	9
12	152.4-mm h.w. concrete with 25.4-mm (or 50.8-mm) insulation	376 (376)	0.710 0.499	16	16	15	15	14	13	13	12	12	12	12	13	14	15	16	17	18	18	19	19	19	18	18	18	20	12	19	9
13	101.6-mm wood with 25.4-mm (or 50.8-mm) insulation	93 (97)	0.465 (0.363)	20	19	19	18	17	16	15	14	14	13	12	12	12	12	13	14	15	16	15	19	20	20	20	20	23	12	20	8

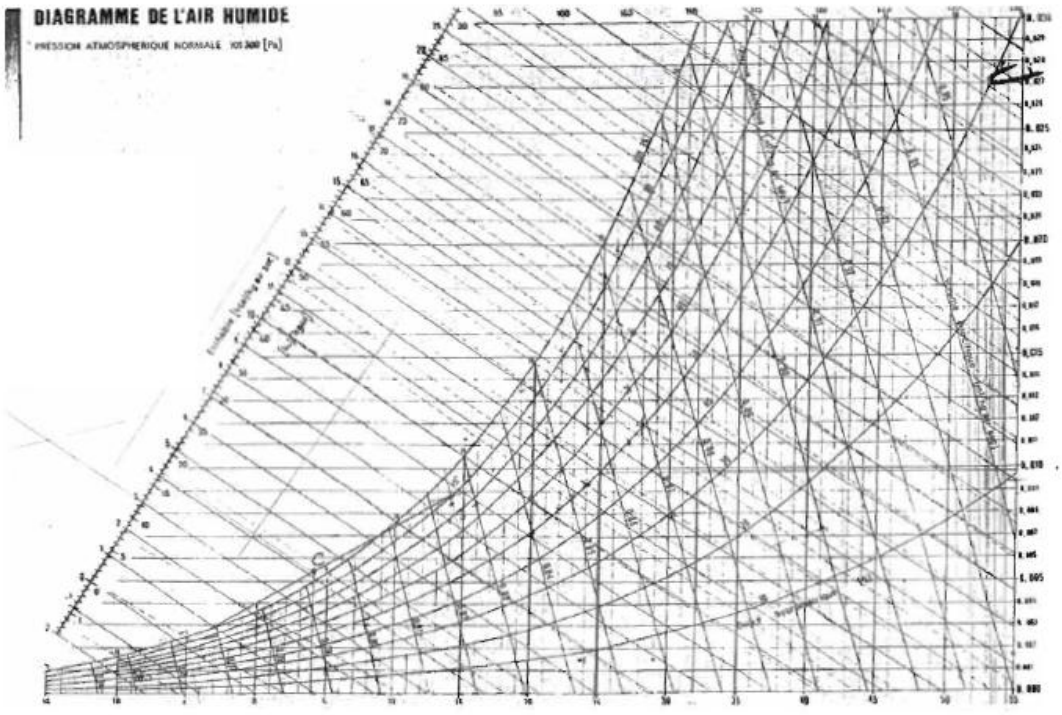
Annexe III.7 Le facteur correctif latitude-mois

Table CLTD Correction For Latitude and Month Applied to Walls and Roofs, [illegible]

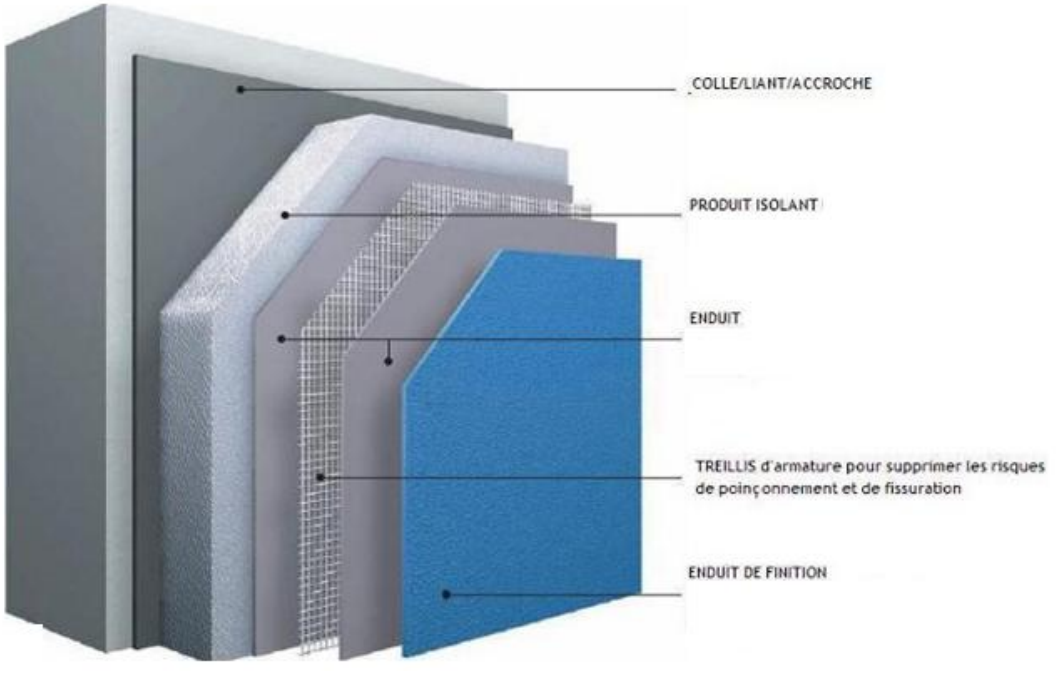
Lat.	Month	N	NNE NNW	NE NW	ENE WNW	E W	ESE WSW	SE SW	SSE SSW	S	HOR
0	Dec	-1.6	-2.7	-2.7	-2.7	-1.1	0.0	1.6	3.3	5.0	-0.5
	Jan/Nov	-1.6	-2.7	-2.2	-2.2	-0.5	0.0	1.1	2.2	3.8	-0.5
	Feb/Oct	-1.6	-1.1	-1.1	-1.1	-0.5	-0.5	0.0	-0.5	3.8	-0.0
	Mar/Sept	-1.6	0.0	0.5	-0.5	-0.5	-1.6	-1.6	-2.7	-4.4	0.0
	Apr/Aug	2.7	2.2	1.6	0.0	-1.1	-2.7	-3.3	-4.4	-4.4	-1.1
	May/Jul	5.5	3.8	2.7	0.0	-1.6	-3.8	-4.4	-5.0	-4.4	-2.2
	Jun	6.6	5.0	2.7	0.0	-1.6	-3.8	-5.0	-5.5	-4.4	-2.7
8	Dec	-2.2	-3.3	-3.3	-3.3	-1.6	0.0	2.2	4.4	6.6	-2.7
	Jan/Nov	-1.6	-2.7	-3.3	-2.7	-1.1	0.0	1.6	3.3	5.5	-2.2
	Feb/Oct	-1.6	-2.2	-1.6	-1.6	-0.5	-0.5	0.5	1.1	2.2	-0.5
	Mar/Sept	-1.6	-1.1	-0.5	-0.5	-0.5	-1.1	-1.1	-1.6	-2.2	0.0
	Apr/Aug	1.1	1.1	1.1	0.0	-0.5	-2.2	-2.7	-3.8	-3.8	-0.5
	May/Jul	3.8	2.7	2.2	0.0	-1.1	-2.7	-3.8	-5.0	-3.8	-1.1
	Jun	5.0	3.3	2.2	0.0	-1.1	-3.3	-4.4	-5.0	-3.8	-1.1
16	Dec	-2.2	-3.3	-4.4	-4.4	-2.2	-0.5	2.2	5.0	7.2	-5.0
	Jan/Nov	-2.2	-3.3	-3.8	-3.8	-2.2	-0.5	2.2	4.4	6.6	-3.8
	Feb/Oct	-1.6	-2.7	-2.7	-2.2	-1.1	0.0	1.1	2.7	3.8	-2.2
	Mar/Sept	-1.6	-1.6	-1.1	-1.1	-0.5	-0.5	0.0	0.0	0.0	-0.5
	Apr/Aug	-0.5	0.0	-0.5	-0.5	-0.5	-1.6	-1.6	-2.7	-3.3	0.0
	May/Jul	2.2	1.6	1.6	0.0	-0.5	-2.2	-2.7	-3.8	-3.8	0.0
	Jun	3.3	2.2	2.2	0.5	-0.5	-2.2	-3.3	-4.4	-3.8	0.0
24	Dec	-2.7	-3.8	-5.0	-5.5	-3.8	-1.6	1.6	5.0	7.2	-7.2
	Jan/Nov	-2.2	-3.3	-4.4	-5.0	-3.3	-1.6	1.6	5.0	7.2	-6.1
	Feb/Oct	-2.2	-2.7	-3.3	-3.3	-1.6	-0.5	1.6	3.8	5.5	-3.8
	Mar/Sept	-1.6	-2.2	-1.6	-1.6	-0.5	-0.5	0.5	1.1	2.2	-1.6
	Apr/Aug	-1.1	-0.5	0.0	-0.5	-0.5	-1.1	-0.5	-1.1	-1.6	0.0
	May/Jul	0.5	1.1	1.1	0.0	0.0	-1.6	-1.6	-2.7	-3.3	0.5
	Jun	1.6	1.6	1.6	0.5	0.0	-1.6	-2.2	-3.3	-3.3	0.5
32	Dec	-2.7	-3.8	-5.5	-6.1	-4.4	-2.7	1.1	5.0	6.6	-9.4
	Jan/Nov	-2.7	-3.8	-5.0	-6.1	-4.4	-2.2	1.1	5.0	6.6	-8.3
	Feb/Oct	-2.2	-3.3	-3.8	-4.4	-2.2	-1.1	2.2	4.4	6.1	-5.5
	Mar/Sept	-1.6	-2.2	-2.2	-2.2	-1.1	-0.5	1.6	2.7	3.8	-2.7
	Apr/Aug	-1.1	-1.1	-0.5	-1.1	0.0	-0.5	0.0	0.5	0.5	-0.5
	May/Jul	0.5	0.5	0.5	0.0	0.0	-0.5	-0.5	-1.6	-1.6	0.5
	Jun	0.5	1.1	1.1	0.5	0.0	-1.1	-1.1	-2.2	-2.2	1.1
40	Dec	-3.3	-4.4	-5.5	-7.2	-5.5	-3.8	0.0	3.8	5.5	-11.6
	Jan/Nov	-2.7	-3.8	-5.5	-6.6	-5.0	-3.3	0.5	4.4	6.1	-10.5
	Feb/Oct	-2.7	-3.8	-4.4	-5.0	-3.3	-1.6	1.6	4.4	6.6	-7.7
	Mar/Sept	-2.2	-2.7	-2.7	-3.3	-1.6	0.5	2.2	3.8	5.5	-4.4
	Apr/Aug	-1.1	-1.6	-1.1	-1.1	0.0	0.0	1.1	1.6	2.2	-1.1
	May/Jul	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.5	0.5
	Jun	0.5	0.5	0.5	0.0	0.5	0.0	0.0	-0.5	-0.5	1.1
48	Dec	-3.3	-4.4	-6.1	-7.7	-7.2	-5.5	-1.6	1.1	3.3	-11.6
	Jan/Nov	-3.3	-4.4	-6.1	-7.2	-6.1	-4.4	-0.5	2.7	4.4	-13.3
	Feb/Oct	-2.7	-3.8	-5.5	-6.1	-4.4	-2.7	0.5	4.4	6.1	-10.5
	Mar/Sept	-2.2	-3.3	-3.3	-3.8	-2.2	-0.5	2.2	4.4	6.1	-6.6
	Apr/Aug	-1.6	-1.6	-1.6	-1.6	-0.5	0.0	2.2	3.3	3.8	-2.7
	May/Jul	0.0	-0.5	0.0	0.0	0.5	0.5	1.6	1.6	2.2	0.0
	Jun	0.5	0.5	1.1	0.5	1.1	0.5	1.1	1.1	1.6	1.1
56	Dec	-3.8	-5.0	-6.6	-8.8	-8.8	-7.7	-5.0	-2.7	-1.6	-13.3
	Jan/Nov	-3.3	-4.4	-6.1	-8.3	-7.7	-6.6	-3.3	-0.5	1.1	-13.3
	Feb/Oct	-3.3	-4.4	-5.5	-6.6	-5.5	-3.8	0.0	3.3	5.0	-12.2
	Mar/Sept	-2.7	-3.3	-3.8	-4.4	-2.7	-1.1	2.2	4.4	6.6	-8.3
	Apr/Aug	-1.6	-2.2	-2.2	-2.2	-0.5	0.5	2.7	3.8	5.0	-4.4
	May/Jul	0.0	0.0	0.0	0.0	1.1	1.1	2.7	3.3	3.8	-1.1
	Jun	1.1	0.5	1.1	0.5	1.6	1.6	2.2	2.7	3.3	0.0
64	Dec	-3.8	-5.0	-6.6	-8.8	-9.4	-10.0	-8.8	-7.7	-6.6	-14.4
	Jan/Nov	-3.8	-5.0	-6.6	-8.8	-8.8	-8.8	-7.2	-5.5	-4.4	-14.4
	Feb/Oct	-3.3	-4.4	-6.1	-7.7	-7.2	-5.5	-2.2	0.5	2.2	-14.4
	Mar/Sept	-2.7	-3.8	-5.0	-5.5	-3.8	-2.2	1.1	3.8	6.1	-13.3
	Apr/Aug	-1.6	-2.2	-2.2	-2.2	-0.5	0.5	2.7	5.0	6.1	-8.3
	May/Jul	0.5	0.0	0.5	0.0	1.6	2.2	3.3	4.4	5.5	-3.8
	Jun	1.1	1.1	1.1	1.1	2.2	2.2	3.3	3.8	5.0	0.0

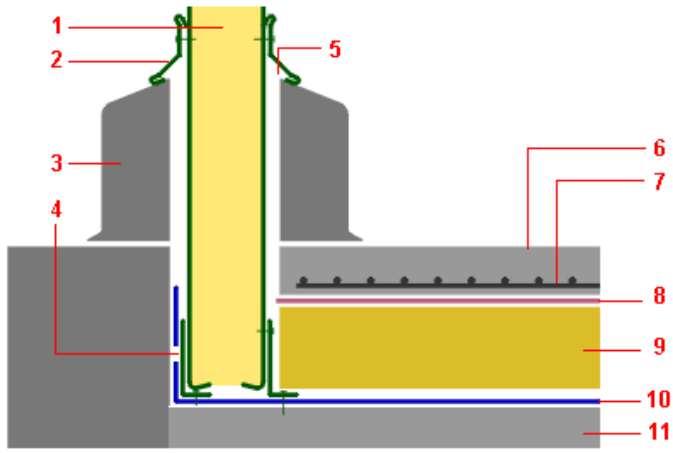
1) The correction is applied directly on the CLTD for a wall or roof as given in Tables 222 & 223
2) The CLTD correction given in this table is not applicable to Table 223 Cooling Load Temperature Differences for Conduction through Glass.

Annexe II.3 Diagramme de l'air humide DAH



Annexe AIII.2





1 Panneau sandwich isolant
2 Tôle pliée de finition
3 Banquette béton rapportée
4 Equerres de fixation
5 Joints d'étanchéité
6 Chape en béton armé
7 Armature
8 Feuille de désolidarisation
9 Isolant haute densité
10 Film pare-vapeur
11 Dalle en béton

Annexe A.III.5 Valeur du renouvellement d'air en fonction du volume V de la chambre froide

Volume de la chambre (m^3)	R		Volume de la chambre (m^3)	R		Volume de la chambre (m^3)	R		Volume de la chambre (m^3)	R	
	–	+		–	+		–	+		–	+
2,5	52	70	20	16,5	22	100	6,8	9	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	13,0	17,5	200	4,6	6	1 000	1,9	2,4
5,0	35	47	40	11,5	15,0	250	4,1	5,3	1 500	1,5	1,95
7,5	28	38	50	10,0	13,0	300	3,7	4,8	2 000	1,3	1,65
10,0	24	32	60	9,0	12,0	400	3,1	4,1	2 500	1,1	1,45
15,0	19	26	80	7,7	10,0	500	2,8	3,6	≥ 3 000	1,05	1,30

Valeurs du renouvellement R en fonction du volume V de la chambre froide

Annexe A.III4 Coefficient d'occupation du sol d'une chambre froide en fonction du type d'entreposage de marchandises

Type d'entreposage	η_o
Entreposage de marchandises réfrigérées palettisées à faible rotation	0,65...0,70
Entreposage de marchandises réfrigérées palettisées à rotation rapide	0,45...0,50
Entreposage de marchandises congelées palettisées à faible rotation	0,75...0,80
Entreposage de marchandises congelées palettisées à rotation rapide	0,50...0,60

Annexe A.III.3 : Densité d'entreposage de différents produits

Marchandise concernée	d, kg/m³	Conditionnement
Poisson, en saumure	350	tonneaux
harengs	800	tonneaux
morue salée	600	caisses
sardines	900	tonneaux
Pommes	350	caisses
Pommes de terre	400	sacs
	700	en vrac
Pruneaux	600	caisses
	800	en vrac
Raisins secs	600	caisses
Raves	600	en vrac
Rhum	550	fûts
Riz	700	sacs
Saindoux	550	seaux
Soja, graines de	800	sacs
Sucre	750	sacs
Suif	500	tonneaux
Tabac	250	balles
	350	tonneaux
Tripes	500	tonneaux
Viande réfrigérée, sur pendoir	350	en vrac
salée	650	boîtes
séchée	650	balles
Viande congelée		
de bœuf	300	en vrac
de mouton	300	en vrac
de porc	350	en vrac
Vin	400	tonneaux
	650	cubitainers

Mueller SYSTEMS

Plate Strainer

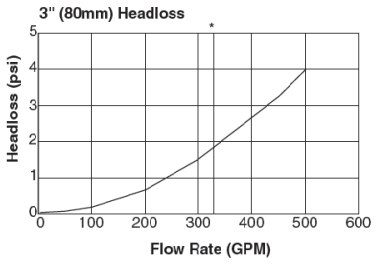
Parts

Sizes 2", 3", 4", 6", 8", 10"

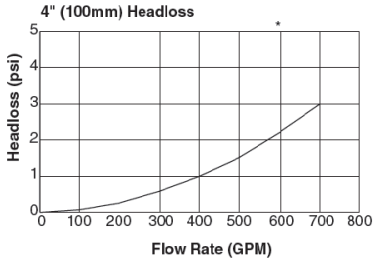
Annexe: Strainer head loss

Plate Strainer

Performance



Performance



3 way valve pressure loss

Flow rate Q to be calculated as:

$$Q = Kv \times \sqrt{\Delta p}$$

Pressure los **Δp** to be calculated as

$$\Delta p = \left(\frac{Q}{K_v}\right)^2$$

Q (in m^3/h)

Δp (bar)

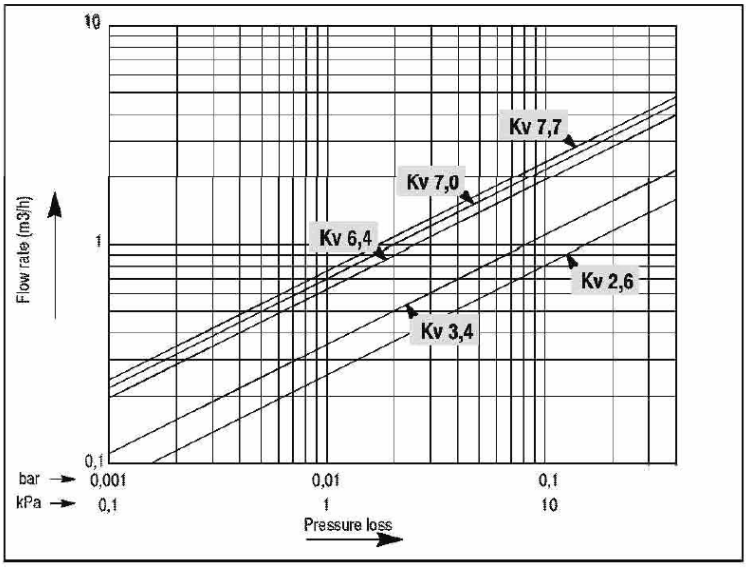


TABLE 10—VALVE LOSSES IN EQUIVALENT FEET OF PIPE*

Screwed, Welded, Flanged, and Flared Connections

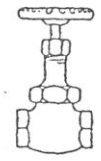
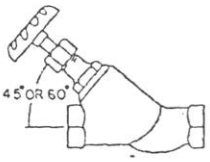
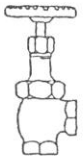
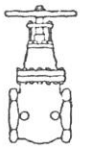
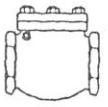
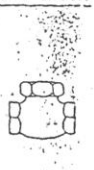
NOMINAL PIPE OR TUBE SIZE (in.)	GLOBE†	60° - Y	45° - Y	ANGLE†	GATE†	SWING CHECK†	LIFT CHECK**
							
⅜	17	8	6	6	0.6	5	Globe & Vertical Lift Same as Globe Valve**
½	18	9	7	7	0.7	6	
¾	22	11	9	9	0.9	8	
1	29	15	12	12	1.0	10	
1¼	38	20	15	15	1.5	14	
1½	43	24	18	18	1.8	16	
2	55 ft	30	24	24	2.3	20	
2½	69	35	29	29	2.8	25	
3	84	43	35	35	3.2	30	
3½	100	50	41	41	4.0	35	Angle Lift Same as Angle Valve
4	120	58	47	47	4.5	40	
5	140	71	58	58	6	50	
6	170	88	70	70	7	60	
8	220	115	85	85	9	80	
10	280	145	105	105	12	100	
12	320	165	130	130	13	120	
14	360	185	155	155	15	135	
16	410	210	180	180	17	150	
18	460	240	200	200	19	165	
20	520	275	235	235	22	200	
24	610	320	265	265	25	240	

TABLE 12—SPECIAL FITTING LOSSES IN EQUIVALENT FEET OF PIPE

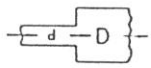
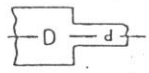
NOM. PIPE OR TUBE SIZE (in.)	SUDDEN ENLARGEMENT* d/D			SUDDEN CONTRACTION* d/D			SHARP EDGE*		PIPE PROJECTION*	
	¼	½	¾	¼	½	¾	Entrance	Exit	Entrance	Exit
										
⅜	1.4	0.8	0.3	0.7	0.5	0.3	1.5	.8	1.5	1.1
½	1.8	1.1	0.4	0.9	0.7	0.4	1.8	1.0	1.8	1.5
¾	2.5	1.5	0.5	1.2	1.0	0.5	2.8	1.4	2.8	2.2
1	3.2	2.0	0.7	1.6	1.2	0.7	3.7	1.8	3.7	2.7
1¼	4.7	3.0	1.0	2.3	1.8	1.0	5.3	2.6	5.3	4.2
1½	5.8	3.6	1.2	2.9	2.2	1.2	6.6	3.3	6.6	5.0
2	8.0	4.8	1.6	4.0	3.0	1.6	9.0	4.4	9.0	6.8
2½	10	6.1	2.0	5.0	3.8	2.0	12	5.6	12	8.7
3	13	8.0	2.6	6.5	4.9	2.6	14	7.2	14	11
3½	15	9.2	3.0	7.7	6.0	3.0	17	8.5	17	13
4	17	11	3.8	9.0	6.8	3.8	20	10	20	16
5	24	15	5.0	12	9.0	5.0	27	14	27	20
6	29	22	6.0	15	11	6.0	33	19	33	25
8	—	25	8.5	—	15	8.5	47	24	47	35
10	—	32	11	—	20	11	60	29	60	46
12	—	41	13	—	25	13	73	37	73	57
14	—	—	16	—	—	16	86	45	86	66
16	—	—	18	—	—	18	96	50	96	77
18	—	—	20	—	—	20	115	52	115	90
20	—	—	—	—	—	—	142	70	142	108
24	—	—	—	—	—	—	163	83	163	130

Table 11- pertes de charge des coudes et tés exprimés en longueur équivalente de tube (m)

Diamètre nominal du tube ou pipe (inches)	Coudes						Tes				Coudes à onglets		
	Petit rayon 90°	Grand rayon 90°	Male femelle 90°	Petit rayon 45°	Malle femelle 45°	Petit rayon 180°	Changement de direction	Passage direct: Sans réduction	Passage direct: Réduction 1/4	Passage direct: Réduction 1/2	90°	60°	45°
3/8	1.4	0.9	2.3	0.7	1.1	2.3	2.7	0.9	1.2	1.4	2.7	1.1	0.6
½	1.6	1	2.5	0.8	1.3	2.5	3	1	1.4	1.6	3	1.3	0.7
¾	2	1.4	3.2	0.9	1.6	3.2	4	1.4	1.9	2	4	1.6	0.9
1	2.6	1.7	4.1	1.3	2.1	4.1	5	1.7	2.3	2.6	5	2.1	1
1 ¼	3.3	2.3	5.6	1.7	3	5.6	7	2.3	3.1	3.3	7	3	1.5
1 ½	4	2.6	6.3	2.1	3.4	6.3	8	2.6	3.7	4	8	3.4	1.8
2	5	3.3	8.2	2.6	4.5	8.2	10	3.3	4.7	5	10	4.5	2.3
2 ½	6	4.1	10	3.2	5.2	10	12	4.1	5.6	6	12	5.2	2.8
3	7.5	5	12	4	6.4	12	15	5	7	7.5	15	6.4	3.2
3 ½	9	5.9	15	4.7	7.3	15	18	5.9	8	9	18	7.3	4
4	10	6.7	17	5.2	8.5	17	21	6.7	9	10	21	8.5	4.5
5	13	8.2	21	6.5	11	21	25	8.2	12	13	25	11	6
6	16	10	25	7.9	13	25	30	10	14	16	30	13	7
8	20	13	-	10	-	33	40	13	18	20	40	17	9
10	25	16	-	13	-	42	50	16	23	25	50	21	12
12	30	19	-	16	-	50	60	19	26	30	60	25	13
14	34	23	-	18	-	55	68	23	30	34	68	29	15
16	38	26	-	20	-	62	78	26	35	38	78	31	17
18	42	29	-	23	-	70	85	29	40	42	85	37	19
20	50	33	-	26	-	81	100	33	44	50	100	41	22
24	60	40	-	30	-	94	115	40	50	60	115	49	25

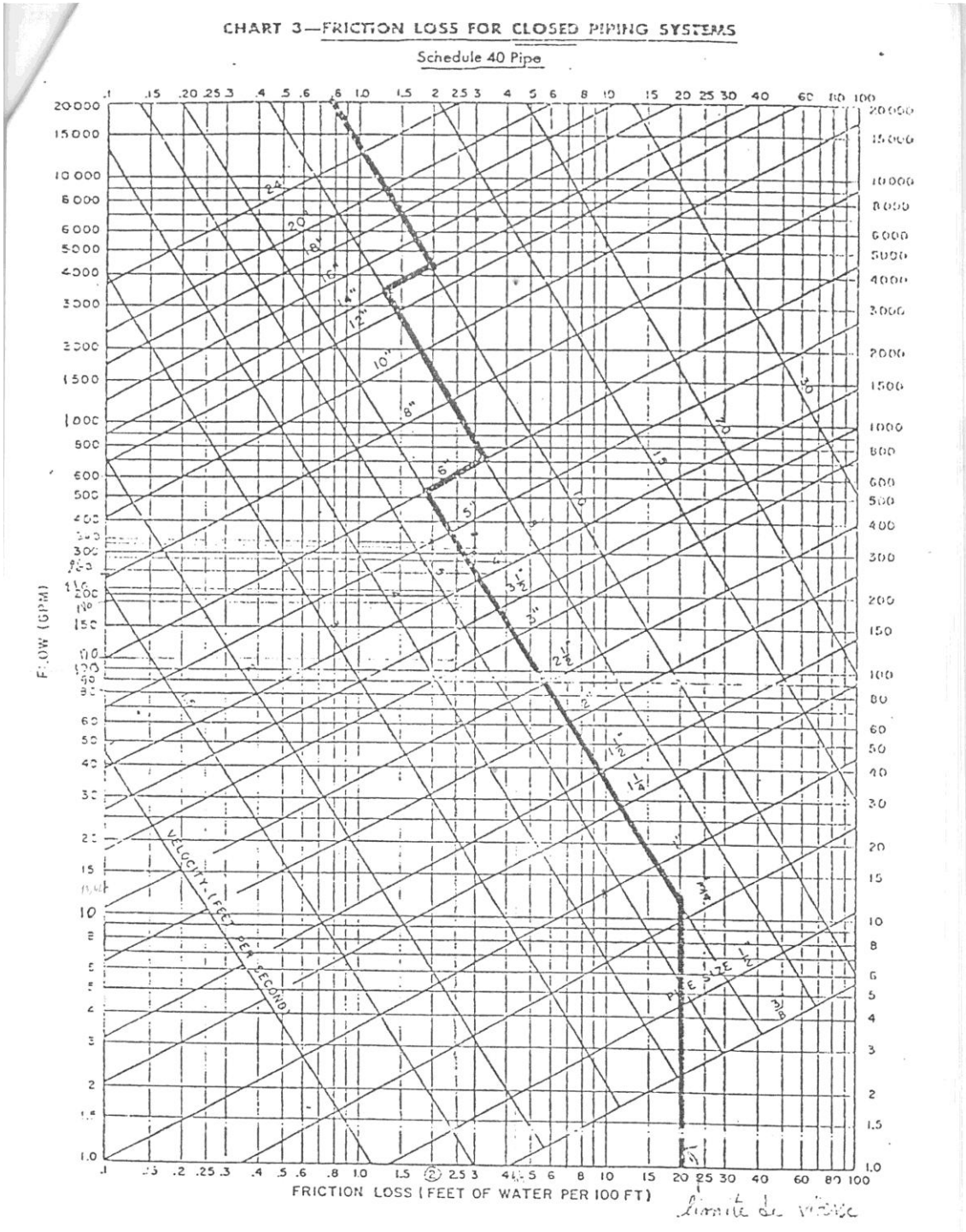


CHART 3—FRICTION LOSS FOR CLOSED PIPING SYSTEMS
Schedule 40 Pipe
FLOW (GPM)
FRICTION LOSS (FEET OF WATER PER 100 FT)
VELOCITY (FEET PER SECOND)
PIPE SIZE