



République Algérienne Démocratique et Populaire
Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique



Université Amar Thelidji- Laghouat

FACULTÉ : Technologie

DÉPARTEMENT : Génie- mécanique

MEMOIRE DE MASTER

Présenté par : Boumegouas Hamza & Dameche Missoum Abdelghani

DOMAINE : Science et Technologie

FILIERE : Génie Mécanique

OPTION : Énergétique

Thème

CALCUL D'UNE CHAMBRE FROIDE

Jury de soutenance :

Nom et Prénom	Grade	Qualité
Bensmain Belkacem	MC-B	Président
Hamdi Nacer	MA-A	Examineur
Aouissi Mokhtar	Professeur	Rapporteur

Promotion : JUIN - 2025

عنوان المذكرة: حسابات غرفة التبريد (العزل والتبريد الحراري)
الاسم واللقب: بومقواس حمزة
المؤطر: البروفيسور عويسي مخطار

ملخص: نظراً لأهمية غرف التبريد في حفظ المواد الغذائية والمنتجات الحساسة للحرارة، ونظراً للاستهلاك الكبير للطاقة في هذا النوع من الأنظمة، ارتأينا في إطار مشروع تخرج ماستر طاقة القيام بدراسة تقنية وطاقوية لغرف تبريد، من خلال إنجاز مذكرة بعنوان "حساب غرفة تبريد". حيث قد تم التركيز على إجراء الحسابات التبريدية والميزان الطاقوي لغرفتين تبريديتين: الأولى إيجابية لحفظ لحوم البقر عند درجة الحرارة 0°C ، والثانية سلبية لتجميد الأسماك عند درجة الحرارة -18°C ، تمت الدراسة باعتماد معطيات واقعية، حيث قمنا بحساب الحمل الحراري الناتج عن مختلف مصادر الفقد (الجدران، الأرضية، فتح الأبواب، المنتجات...)، وتحديد القدرة المطلوبة لوحدة التبريد، مع حساب معامل الأداء (COP) لكل غرفة.

كلمات مفتاحية: غرف التبريد، معامل الأداء، معامل الكفاءة الحرارية، الدورة التبريدية، الغازات الفريونية، موائع التبريد، التجميد، الأمن الغذائي، الحفاظ على الموارد

Memory title: Calculation and Energy Analysis of a Cold Storage Room

Full name: Boumegouas Hamza;

Full name: Dameche Missoum Abdelghani

Directed by: Pr.Aouissi Mokhtar

Abstract: Given the importance of cold rooms in preserving food products and temperature-sensitive goods, and considering the high energy consumption associated with such systems, we undertook a technical and energy-based study of refrigeration chambers as part of our Master's thesis in Energy Engineering. The project, entitled "*Cold Room Calculation*", focused on performing refrigeration and energy balance calculations for two cold rooms: a **positive-temperature room** for storing beef above 0°C , and a **negative-temperature room** for freezing fish -18°C . The study was based on realistic data, and involved calculating the thermal loads resulting from various heat gain sources (walls, floor, door openings, stored products, etc.), determining the cooling capacity required for each room, and evaluating the **Coefficient of Performance (COP)** of the refrigeration units.

Key words: Cooling, Refrigeration, Freons, Refrigerants fluids, Flash freezing, Freezing, Energy analysis, Refrigeration cycle, COP (Coefficient of Performance), Thermal Insulation, Resource Conservation

Titre du mémoire : Calcule d'une chambre froide

Nom et Prénom : Dameche Missoum Abdelghani

; Nom et Prénom : Boumegouas Hamza

Encadreur : Pr.Aouissi Mokhtar

Résumé : Compte tenu de l'importance des chambres froides dans la conservation des denrées alimentaires et des produits sensibles à la température, ainsi que de la forte consommation énergétique associée à ce type de systèmes, nous avons choisi, dans le cadre de notre projet de fin d'études en Master Énergétique, de réaliser une étude technique et énergétique portant sur des chambres froides, à travers un mémoire intitulé « **Calcul d'une chambre froide** ». L'étude s'est concentrée sur le **calcul frigorifique** et le **bilan énergétique** de deux chambres froides : une chambre **positive**, destinée à la conservation des viandes de bœuf à de température 0°C , et une chambre **négative**, utilisée pour la congélation des produits à la température de -18°C . La démarche adoptée repose sur des données réelles. Nous avons évalué les charges thermiques provenant de différentes sources de pertes (murs, sol, ouvertures de portes, produits stockés...), déterminé la puissance frigorifique nécessaire pour chaque chambre, et calculé le **Coefficient de Performance (COP)** correspondant..

Mots clés : froide, réfrigération, fréons, fluides frigorifiques, surgélation, congélation, bilan énergétiques, cycle frigorifique et COP, Isolation thermique, Conservation des ressources

Remerciements

Nous remercions et louons Allah pour nous avoir accordé le succès dans cet humble travail.

Tout d'abord, Nous tenons à exprimer nos sincères remerciements à notre encadrant, Monsieur Aouissi Mokhtar, pour sa disponibilité, ses conseils avisés et son accompagnement tout au long de la réalisation de ce mémoire. Son soutien et ses orientations ont été d'une grande importance pour nous.

Nous remercions également l'ensemble des enseignants de la faculté pour la qualité de leur enseignement et leur engagement tout au long de notre parcours universitaire, qui ont fortement contribué à notre formation académique.

Nos remerciements vont aussi à l'ensemble du personnel administratif de la faculté et du département de la Génie Mécanique, pour leur assistance et leur collaboration précieuse durant toutes les étapes de notre cursus.

Nous adressons notre gratitude à toutes les personnes qui ont, de près ou de loin, contribué à l'aboutissement de ce travail.

Et en fin Nous remercions nos parents et nos familles pour leurs encouragements constants et leur soutien

Dédicace

Je dédie ce mémoire à mes chers parents qui ont été toujours à mes côtés et m'ont toujours soutenu tout au long de ces longues années d'études. En signe de reconnaissance, qu'ils trouvent ici, l'expression de ma profonde gratitude pour tout ce qu'ils ont consenti d'efforts et de moyens pour me voir réussir dans mes études.

À toute ma famille...

*À mon grand-père,
Tu restes à jamais dans mon cœur.*

*À tous ceux qui m'ont aidé de près ou de loin et À tous mes collègues de
promotion génie mécanique 2025.*

Boumegouas Hamza.

Dédicace :

Des années de diligence dans la recherche de connaissances et de développement personnel... À ma chère, source d'inspiration et de soutien depuis l'enfance, Ma Mère.. À le propriétaire du bon cœur, l'espace d'espoir dans la vie et le soutien de bonheur de la famille, mon cher PAPA.

À mes frères et ma famille.. Surtout ma tante et mon grand-père, que Dieu le protège et prolonge sa vie.

À notre Professeur Aouissi Mokhtar, qui nous a appris la coordination et nous a aidé sans ennuyer, À tous les professeurs, collègues, et la structure administrative du Département du génie mécanique.

À mes collègues et mes amis de la SC4 HRM, à qui je voue tout mon respect et ma reconnaissance, et qui ont été pour moi un véritable soutien par leurs encouragements et leur aide sincère.

À tous ceux qui nous ont aidés, même si par supplication... À tous ceux qui m'apprennent une lettre... aux gens à savoir et à ceux qui aspirent à se surpasser... Je vous dédie ce travail...

Luttez avec ardeur pour donner une vie à vos rêves, c'est dans la persévérance que naît la grandeur. Que la morale soit la lumière qui guide vos pas, et que la connaissance et la passion du développement soient la base de votre mode de pensée, et n'oubliez jamais, que peu importe à quel point une personne atteint la connaissance, il y a plus de connaisseurs que lui.

Dameche Missoum Abdelghani.

Nomenclature :

Symboles	Désignations	Unités
Q_{tr}	Charge thermique par transmission à travers les parois	[W]
K	Coefficient de transmission thermique	[W/m ² °C]
Q_{re}	Charges thermiques due au renouvellement de l'air	[W]
m_{ae}	Débit massique de l'air extérieur admis	[kg]
v	Débit volumique d'air extérieur admis	[m ³ /j]
V	Volume de la chambre froide	[m ³]
Q_{op}	Charge thermique par ouverture des portes	[W]
C	Contenance de la chambre froide	[kg]
Q_{ec}	Charge thermique due à l'éclairage	[W]
Q_{pe}	Charge thermique due aux personnes	[W]
Q_m	Charge thermique due au matériel roulant	[W]
Q_{md}	Charge thermique due aux machines diverses	[W]
Q_{de}	Charge thermique due aux denrées entrantes	[W]
Q_{res}	Chaleur due à la respiration des denrées	[W]
q_{res}	Chaleur de respiration de la marchandise considérée	[J/kg/j]
Q	Puissances frigorifiques de l'évaporateur	[W]
P_{int}	La puissance frigorifique intermédiaire de l'évaporateur	[W]
t_{inst}	La durée journalière de Fonctionnement de l'installation frigorifique	[h/J]
Q_{vent}	Charge thermique due aux moteurs des ventilateurs des évaporateurs.	[W]
Q_{deg}	Charge thermique due aux résistances de dégivrage	[W]

Liste des figures

N° de figure	Désignation	Page
Figure 1.1	Principe de production du froid	3
Figure 1.2	Changements d'états de la matière	4
Figure 1.3	Cycle frigorifique de Carnot	5
Figure 1.4	Cycle de réfrigération	6
Figure 1.5	Modelé de Compresseur	8
Figure 1.6	Principe de travail du condenseur	8
Figure 1.7	Les Types de Détendeur	9
Figure 1.8	Modèle d'évaporateur	9
Figure 1.9	Schéma de la machine frigorifique de base	10
Figure 1.10	Cycle frigorifique de référence	11
Figure 1.11	Chambre froide	17
Figure 1.12	Composition de la paroi d'une chambre froide traditionnelle	22
Figure 1.13	Structure du sol d'une chambre froide négative	26
Figure 2.1	Diagramme de Nombre de renouvellement d'air par 24h	32
Figure 2.2	Charge thermique par ouverture des portes	33
Figure 2.3	Diagramme de l'air humide	35
Figure 3.1	Plan du chambres froides « Dimensions Et Températures »	44
Figure 3.2	Chambre n°1	45
Figure 3.3	Exemple d'un mur d'une chambre froide	48
Figure 3.4	Évaporateur Double Flux EVM_D-62	54
Figure 3.5	Chambre Froide N°2	58
Figure 3.6	Évaporateur EVC 20 2F3 6.3	64
Figure 4.1	Rapport COOLSELECTOR	69
Figure 4.2	Rapport COOLSELECTOR chambre froide N2	76
Figure 4.3	Rapport COOLSELECTOR chambre froide N2	77
Figure 4.4	Rapport COOLSELECTOR chambre froide N2	77
Figure 4.5	Rapport COOLSELECTOR chambre froide N2	78
Figure 4.6	Rapport COOLSELECTOR chambre froide N2	79
Figure 4.7	Rapport INTRACON chambre froide N°2	84
Figure 4.8	Diagramme enthalpique R404A chambre N°1	87
Figure 4.9	Paramètres thermodynamiques de la chambre froide N°1 selon (COOLSELECTOR)	87
Figure 4.10	Diagramme enthalpique R404A chambre N°2	88
Figure 4.11	Paramètres thermodynamiques de la chambre froide N°2 selon (COOLSELECTOR)	88
Figure 4.12	Caractéristiques de L'évaporateur retenu selon pour la chambre froide N°1 selon MASTERKIT	89
Figure 4.13	Schéma de L'évaporateur retenu selon pour la chambre froide N°1 selon MASTERKIT	90

Figure 4.14	Caractéristiques de L'évaporateur retenu selon pour la chambre froide N°2 selon MASTERKIT	91
Figure 4.15	Schéma de L'évaporateur retenu selon pour la chambre froide N°1 selon MASTERKIT	92

Liste des tableaux

N° de tableau	Désignation	Page
Tableau 1.1	Caractéristiques des fluides frigorigènes	15
Tableau 1.2	Températures maximales de conservation des denrées	18
Tableau 1.4	Durées pratiques de conservation des produits congelés	19
Tableau 1.4	Coefficients de conductibilité thermique des isolants utilisés pour les murs des chambres froides traditionnelles.	21
Tableau 1.5	Densité d'entreposage de différentes marchandises	25
Tableau 1.6	Coefficients de convections extérieure et intérieure	27
Tableau 1.7	Coefficients de conductibilité thermique des matériaux utilisés pour les murs des chambres froides traditionnelles	27
Tableau 2.1	Coefficients De Transmission Thermique K D'UNE Paroi Type Sandwich Composée d'une Ame En Mousse Rigide De Polyuréthane Et De Deux Revêtements Métalliques	30
Tableau 2.2	Nombre de renouvellement d'air par jour	32
Tableau 2.3	Durée moyenne de transit de différents types de marchandises entreposées en chambre froide	34
Tableau 2.4	Les valeurs d'efficacité (η en%) pour différents types d'entreposage	35
Tableau 2.5	Quantité de chaleur dégagée par unité de temps par une personne en activité moyenne dans une chambre froide	36
Tableau 2.6	Teneur en eau, point de congélation, capacité thermique massique et chaleur latente de congélation de certaines denrées.	39
Tableau 2.7	Enthalpie massique en kJ/kg de quelques denrées entreposables en chambre froide	40
Tableau 2.8	Chaleur massique de respiration de certaines denrées (fruits et légumes)	41
Tableau 3.1	Dimensions de la chambre froide n°1	45
Tableau 3.2	Résistance thermique superficiel des parois d'une chambre froide	46
Tableau 3.3	Valeurs des coefficients de transmission thermique k (W/m^2)	46
Tableau 3.4	Composition du plancher	48
Tableau 3.5	Type de chambre froide ou de meuble frigorifique et Nombre et durée des périodes de dégivrage (min/d)	54
Tableau 3.6	Bilan Frigorifique	57
Tableau 3.7	Dimension de la chambre froide N°2	57
Tableau 3.8	Composition du plancher	62
Tableau 4.1	Rapport COOLSELECTOR de la chambre froide N°1	67
Tableau 4.2	Rapport INTRACON chambre froide N°1	73
Tableau 4.3	Rapport COOLSELECTOR chambre froide N°2	80
Tableau 4.4	Les différents résultats obtenus	85
Tableau 4.5	Les puissances de compresseur et condenseur	94
Tableau 4.6	COP de la chambre froide N°1 et N°2	94

Sommaire

Résumé.....	I
Nomenclature.....	II
Liste des figures.....	III
Liste des tableaux.....	VI
Sommaire.....	V

Chapitre 1 : Étude Bibliographique

1.1 Introduction	1
1.2 Historique de la production de froid	1
1.3 Eléments de physiques	2
1.3.1 Température	2
1.3.2 Chaleur	2
1.3.3 Froid	2
1.3.4 Puissance	3
1.3.5 Pression	3
1.4 Principes de base de la réfrigération	4
1.4.1 Les principes thermodynamiques des systèmes frigorifiques	4
1.4.2 Cycle frigorifique de Carnot	5
• Processus de compression	6
• Processus de condensation	6
• Processus de détente	7
• Processus d'évaporation	7
1.5 Composants d'un système de réfrigération	7
1.5.1 Compresseur	7
1.5.2 Le condenseur	8
1.5.3 Le détendeur	8
1.5.4 Évaporateur	9
1.7 Fluide frigorigène	13
1.8 Les chambres froides	17
1.8.1 Définition et rôle de la chambre froide	17
1.8.2 Les Types des chambres froides (positive, négative, multi-températures)	17

1.9 Les catégories de chambre froide .	20
1.10 Les caractéristiques importantes des chambres froides .	20
1.11 Isolation des chambres froides .	21
1.12 Détermination des dimensions intérieures des chambres froides .	24
1.13 Dispositions Constructives Des Entrepôts Frigorifiques .	25
1.13.1 Plancher .	25
1.13.2 Sol .	25
1.13.3 Murs .	26
1.13.4 Plafond .	27
Liste des Références .	28

Chapitre 2 : Bilan frigorifique d'une chambre froide

2.1 Généralités .	29
2.2 Charges thermiques externes .	29
2.2.1 Charge thermique par transmission à travers les parois Q_{tr} .	29
2.2.2 Charges thermiques due au renouvellement de l'air Q_{re} .	31
2.3 Charge thermique par ouverture des portes Q_{op} .	33
2.4 Charges thermiques internes .	35
2.4.1 Charges thermiques internes indépendantes des produits entreposés .	35
2.4.2 Charge thermique due à des machines diverses .	37
2.4.3 Charges thermiques internes dépendantes des denrées entreposées .	37
2.4.4 Charge thermique due à la respiration des denrées Q_{res} .	40
2.5 Puissances frigorifiques de l'évaporateur .	41
2.6 Charge thermique due aux moteurs des ventilateurs des évaporateurs .	42
2.6.1 Charge thermique due aux résistances de dégivrage .	42
2.7 Puissance frigorifique effective de l'évaporateur .	42
Liste des Références .	43

Chapitre 3 : Bilan Thermique De L'installation

3.1 Introduction :	44
3.2 Données De Travail (Dimensions Et Températures) :	44

3.3 Présentation d'une chambre froide :	46
3.4 Bilan Thermique De L'installation Du Chambre froide positive :.....	46
3.4.1 Calcul des charges externes :	46
3.4.2 Charge due au renouvellement d'air :	49
3.4.3 Charge thermique par ouverture des portes (Q_{op}) :.....	50
3.4.4 Charges thermiques internes indépendantes des denrées entreposées :.....	51
3.4.4.1 Charge thermique due à l'éclairage (Q_{ec}) :	51
3.4.4.2 Charge thermique due aux personnes (Q_{pr}) :	52
3.4.4.3 Charge thermique due au matériel roulant :.....	52
3.4.4.4 Charge thermique due à des machines diverses :.....	52
3.4.5 Charges thermiques internes dépendantes des denrées entreposées :.....	52
3.4.5.1 Charge thermique due aux denrées entrantes Q_{de} :.....	52
3.4.5.2 Charge thermique due à la respiration des denrées Q_{res} :.....	53
3.4.5.3 Charge thermique due aux moteurs des ventilateurs des évaporateurs:.....	53
3.4.5.4 Charge thermique due aux résistances de dégivrage :	54
3.4.5.5 Puissance frigorifique intermédiaire de l'évaporateur :	55
3.4.6 Calcul chambre froide négative :.....	57
3.4.6.1 Calcul des charges externes :	58
3.4.6.2 Charge due au renouvellement d'air :	59
3.4.6.3 Charge thermique par ouverture des portes (Q_{op}) :.....	60
3.4.6.4 Charges thermiques internes indépendantes des denrées entreposées :.....	61
3.4.6.5 Charge thermique due à l'éclairage (Q_{ec}).	61
3.4.6.6 Charge thermique due aux personnes (Q_{pr}).	61
3.4.6.7 Charge thermique due au matériel roulant :.....	62
3.4.6.8 Charges thermiques internes dépendantes des denrées entreposées :.....	62
3.4.6.9 Charge thermique due aux denrées entrantes Q_{de} :.....	62
3.4.6.10 Charge thermique due à la respiration des denrées Q_{res} :.....	63
3.4.6.11 Puissance frigorifique intermédiaire de l'évaporateur :.....	63
3.4.6.12 Charge thermique due aux moteurs des ventilateurs des évaporateurs :.....	63
3.4.6.13 Charge thermique due aux résistances de dégivrage :	64

Chapitre 4 : Simulation Et Choix D'équipements

4 Introduction « choix d'équipements »	65
4.1 Simulation.....	65
4.2 Les différents résultats obtenus	85
4.3 Choix d'Équipements.....	85
4.3.1 Choix de l'évaporateur.....	85
4.3.2 Choix du compresseur ou du groupe de condensation	85
4.3.3 Choix du condenseur.....	86
4.4 Choix de l'évaporateur.....	89
4.5 Le Coefficient de Performance de compression du compresseur	94
ANNEXE A0	96
Conclusion générale	X

Chapitre 1 :

Étude bibliographique

1.1 Introduction :

La chambre froide représente un moyen essentiel de conservation des denrées alimentaires périssables. Elle permet de ralentir la prolifération des micro-organismes ainsi que les réactions biochimiques qui peuvent altérer la qualité des aliments. Grâce à une température contrôlée et à une humidité adaptée, elle prolonge la durée de vie des produits et garantit leur sécurité sanitaire. L'utilisation des chambres froides s'est considérablement développée dans les secteurs agroalimentaire, pharmaceutique et logistique, notamment en raison des exigences croissantes en matière de qualité et de conservation.

Le dimensionnement ou le calcul d'une chambre froide consiste à déterminer la charge thermique totale à compenser par le système frigorifique, en tenant compte de plusieurs paramètres : l'isolation des parois, la température ambiante, la température de consigne, le volume de stockage, la quantité de marchandises à refroidir, ainsi que les sources internes de chaleur.

Dans ce chapitre, nous allons présenter les principes de base du froid, les différents types de chambres froides, les étapes de calcul de la charge thermique, ainsi que les éléments clés à prendre en compte pour concevoir un système frigorifique efficace et économe en énergie. [1]

1.2 Historique de la production de froid :

A proprement parlé, la naissance de la technologie de la production du froid (par technologie nous entendons l'utilisation d'outils intellectuels et de théories pour la conception et la réalisation de machines) peut être datée du début du 20^e siècle :

La prédominance des machines à compression de fluides liquéfiables était devenue effective et la production artificielle de plus en plus importante. Il fallut toutefois attendre l'année 1915 pour que dans le pays le plus moderne de l'époque, les Etats Unis, la production artificielle de glace dépasse la production "naturelle" de glace, soit environ 25 Mt/an pour chacune.

La prédominance de l'ammoniac dans les machines à compression dura jusqu'en 1930. A cette date, trois chercheurs mettent au point des fluides frigorigènes de types hydrocarbures halogénés dont le nom commercial sera "Fréon". Thomas Migley, Albert Leon Henne et Robert R. McNary travaillaient alors dans les laboratoires de la société Frigidaire à Dayton (Ohio). La production industrielle de R12 (CCl₂F₂) en 1931 puis celle du R11, R114, R113, R22 en 1936 fut réalisée par la société Kinetic Chemical Inc à Wilmington (Delaware).

Ces fluides frigorigènes dérivés du méthane et de l'éthane dominèrent tous les secteurs de la réfrigération pendant quarante années alors que l'ammoniac restait le fluide adapté aux machines industrielles de grosse puissance. En 1973, la crise pétrolière força les industriels et les utilisateurs à une prise en compte des problèmes énergétiques. En vingt années, la technologie du froid a connu des améliorations majeures :

- Amélioration des compresseurs, notamment des compresseurs hermétiques ;
- Introduction de nouveaux types de compresseurs : compresseurs SCROLL ;
- Amélioration des performances des échangeurs grâce aux développements de tubes, ailettes et plaques à haute performance.

En 1983, la mise en évidence d'un trou d'ozone au-dessus du continent antarctique et la mise en cause des fluides de type hydrocarbures halogénés, tout particulièrement chlorofluorocarbures (CFC), bouleverse le monde du froid. Des règles internationales de réduction et d'arrêt de production des CFC sont édictées par le protocole de Montréal (1987). La réduction des émissions des gaz à effet de serre (GES) dont font partie les HFC, HCFC, fluides utilisés dans les équipements de production de froid, est engagée suite au protocole de Kyoto en 1992 et aboutit récemment à la mise en place de directives européennes contraignantes (F Gas). [1]

1.3 Eléments de physiques :

1.3.1 Température :

Le chaud et le froid sont appréciés par des sensations d'où une évaluation irrationnelle de ces grandeurs. Aussi, il a été défini la température qui permet une objectivité des mesures. La température caractérise le niveau auquel la chaleur se trouve dans un corps permettant ainsi de dire qu'un corps est plus ou moins chaud qu'un autre. Les températures dans le S.I. sont exprimées en °C (degrés Celsius) mais dans la littérature, on rencontre les degrés Fahrenheit (°F) et les degrés Kelvin (°K).

Conversion entre les différentes unités de températures.

$$(1\text{ }^{\circ}\text{F} - 32) \times 5/9 + 273,15 = 255,928\text{ K}$$

$$1\text{ }^{\circ}\text{C} = 273.15\text{ K}$$

1.3.2 Chaleur :

La chaleur est une forme d'énergie (énergie de mouvement des molécules) qui va d'un point chaud (température plus élevée) vers un point froid (température moins élevée). C'est la sensation perçue par nos organes de sens lorsque nous sommes placés devant un corps incandescent par exemple. L'unité légale est le Joule (J) mais la kcal (kilocalorie) est également utilisée. Une kcal est la quantité de chaleur qu'il faut fournir à un kg d'eau pour augmenter sa température de 1°C. Conversion d'unités :

$$1\text{ kcal} = 4,185\text{ kJ} = -1\text{ Fg (frigorie)}$$

$$1\text{ Thermie (Th)} = 1000\text{ kcal} = 4,185\text{ kJ}$$

$$1\text{ BTU} = 1,053\text{ kJ (BTU: British Thermal Unit)}$$

1.3.3 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.

Un corps est qualifié de « froid » s'il est en contact thermique avec un autre corps de température plus élevée et duquel il est susceptible de recevoir de la chaleur. [2]

Le transfert de la chaleur naturelle se fait toujours du niveau de température Ta haut vers le niveau de température bas Tb.

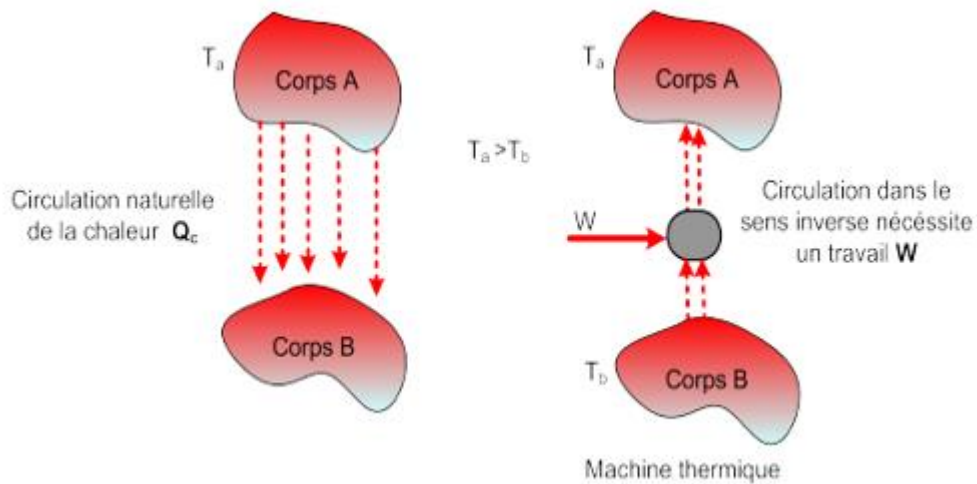


Figure 1.1 : Principe de production du froid. [3]

D'une façon générale dans le domaine de froid on trouve deux types fondamentaux :

- Le froid positif : la réfrigération (Climatisation inclus) $T \geq 0^\circ\text{C}$ consiste à produire et maintenir une température inférieure à la température ambiante.
- Le froid négatif : la congélation $T < 0^\circ\text{C}$

1.3.4 Puissance :

La puissance est le rapport de l'énergie fournie ou absorbée sur l'unité de temps et l'unité légale est le Watt (W).

Conversion d'unités :

$$1 \text{ kW} = 860 \text{ kcal/h}$$

$$1 \text{ kcal/h} = -1 \text{ Fg/h} = 1,163 \text{ W}$$

$$1 \text{ cv (cheval)} = 736 \text{ W}$$

1.3.5 Pression :

L'unité légale de la pression est le Pascal (Pa) qui est égal à la pression uniforme exercée par une force de 1 N (Newton) sur une surface de 1 m². L'unité de pression couramment utilisée par les frigoristes est le Bar et il faut distinguer :

Les appareils de mesure des pressions (appelés manomètres) sur les systèmes frigorifiques qui sont gradués généralement en pression relative (par rapport à la pression atmosphérique) [2]

Les appareils de mesures du vide (appelés vacuomètres) sur les systèmes frigorifiques qui sont gradués en pression absolue (par rapport au vide absolu).

Conversion d'unités :

$$1 \text{ Bar} = 105 \text{ Pa} = 1.02 \text{ kg/m}^2 = 0.986 \text{ atm} = 750 \text{ mmHg}$$

$$1 \text{ Bar} = 14.54 \text{ PSI} = 10.2 \text{ mCE (mètre de colonnes d'eau)}$$

PSI : Pound per Square Inch (Livre par Pouce carré)

1.3.6 Changement d'état :

La maîtrise des deux états de la matière que sont la phase liquide et la phase vapeur est primordiale en froid. Le changement d'état se définit comme la phase de transformation d'une phase vers une autre phase.

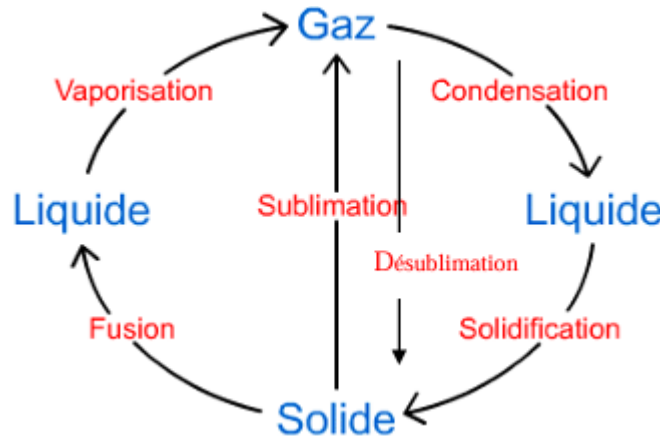


Figure 1.2 : Changements d'états de la matière [3]

1.4 Principes de base de la réfrigération :

1.4.1 Les principes thermodynamiques des systèmes frigorifiques :

- Premier principe : « L'énergie d'un système isolé se conserve. Elle ne peut être ni créée ni détruite (par contre elle se transforme). Pour des sous-systèmes de l'univers (seul système rigoureusement isolé), l'énergie est échangée sous forme de transfert thermique et de travail. Pour tout système fermé, il existe une fonction d'état conservative, homogène à une énergie, appelée énergie interne et notée U , telle que :
 $\Delta U = W + Q$ (ou $dU = \delta Q + \delta W$).
 Q : transfert thermique avec le milieu extérieur
 W : travail échangé avec le milieu extérieur.
- Deuxième principe : « Il postule l'existence d'une fonction d'état non conservative, appelée entropie et notée S , telle que pour une évolution infiniment petite $dS = \delta_e S + \delta_i S$ avec $\delta_e S = \delta Q/T$ (entropie d'échange) et avec $\delta_i S$ entropie de création (créée à l'intérieur du système par suite d'une évolution irréversible). $\delta_i S \geq 0$ Pour un système isolé, $\Delta S \geq 0$ ».

1.4.2 Cycle frigorifique de Carnot :

Le cycle de Carnot est composé de deux isothermes et de deux adiabatiques.

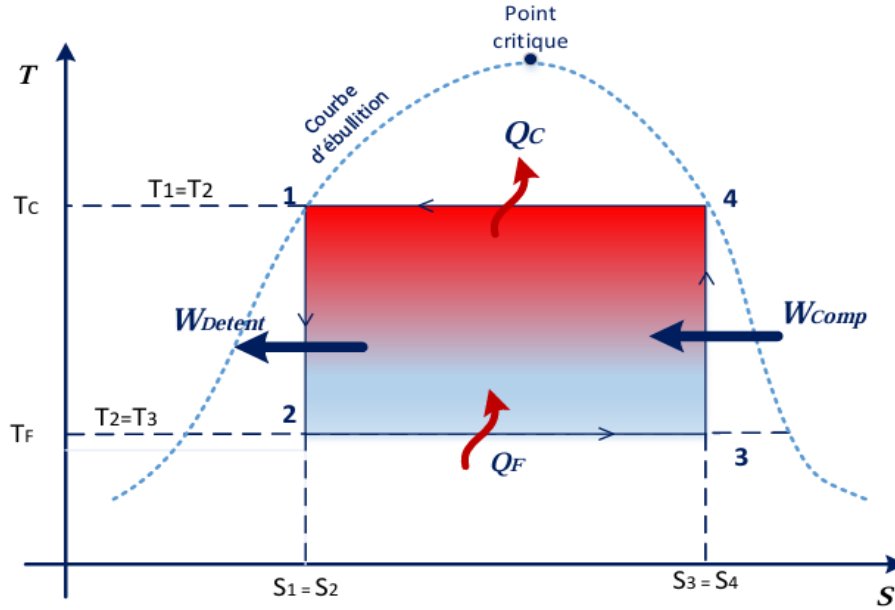


Figure 1.3 : Cycle frigorifique de Carnot [4]

1.4.3 Cycle de réfrigération :

Le cycle de réfrigération simple comporte quatre processus principaux : la compression, la condensation, la détente et l'évaporation. Ces processus se déroulent respectivement dans le compresseur, le condenseur, le détendeur et l'évaporateur.

Dans les installations réelles, le cœur du système de réfrigération est l'unité de condensation, où se déroule le processus de compression et de condensation du réfrigérant (en savoir plus).

La figure suivante illustre le schéma du cycle de réfrigération avec les processus susmentionnés, qui peut également être représenté dans le diagramme $\log(p)$ - h , comme le montre la figure 1. Ces processus thermodynamiques forment un cycle fermé appelé circuit théorique de Linde, qui est le circuit standard des véritables systèmes de réfrigération à compresseur.

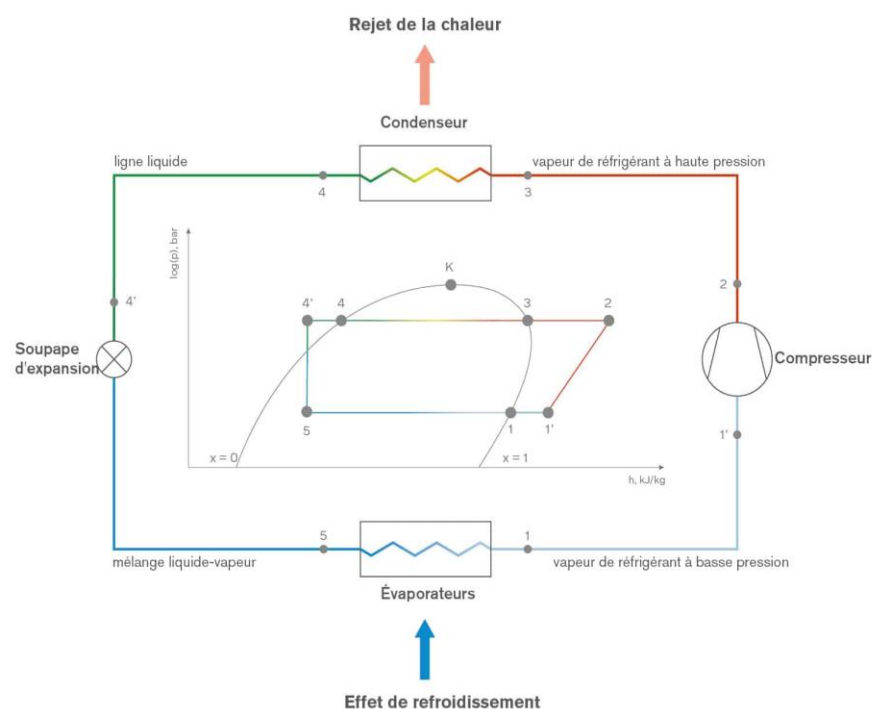


Figure 1.4 : Cycle de réfrigération [4]

- **Processus de compression :**

Comme le montre la figure 1.4, le cycle de réfrigération de base commence au point 1'. Ici, le compresseur aspire la vapeur de réfrigérant surchauffée par le tuyau d'aspiration et commence à la comprimer. La pression, la température et l'énergie de la vapeur comprimée augmentent rapidement. Le volume spécifique, en revanche, diminue de manière significative. La compression se termine au point 2, qui détermine les paramètres de la vapeur qui sort du compresseur. À ce stade, la température et l'énergie de la vapeur du réfrigérant ont la valeur la plus élevée de tout le cycle. [5]

- **Processus de condensation :**

La distance entre les points 2 et 3 représente le processus de refroidissement de cette vapeur surchauffée à haute pression jusqu'au point où elle commence à se condenser. Son énergie et son

volume spécifique diminuent légèrement. Au point 3, la vapeur n'est plus surchauffée. Au lieu de cela, elle devient complètement saturée ($x = 1$).

Le processus de condensation est illustré entre les points 3 et 4. C'est une transition de phase par laquelle la vapeur saturée devient progressivement un liquide saturé. Au cours de ce processus, beaucoup d'énergie est libérée sous forme de chaleur, qui doit être rejetée. La condensation se produit dans des conditions de pression et de température constantes et se termine au point 4 où la qualité « x » du réfrigérant est égale à zéro ($x = 0$).

- **Processus de détente :**

Dans la pratique, il est généralement recommandé de faire en sorte que le réfrigérant soit légèrement sous-refroidi. Le processus de sous-refroidissement survient des points 4 à 4' et permet au réfrigérant d'entrer dans le détendeur. Avec le sous-refroidissement, nous augmentons également la capacité de refroidissement spécifique (le segment entre les points 5 et 1 sur le graphique).

Un détendeur est utilisé pour réduire la pression du réfrigérant, qui y entre sous forme de liquide sous-refroidi (point 4') et en ressort sous forme de mélange liquide-vapeur au point 5. La qualité de ce mélange a une valeur comprise entre zéro et un ($0 < x < 1$). Le processus de détente est traité comme un processus isenthalpique : l'énergie (enthalpie, kJ/kg) du réfrigérant est constante.

- **Processus d'évaporation :**

La ligne allant des points 5 à 1 représente le processus d'évaporation à température et pression constantes. La charge thermique du fluide refroidi est transférée au réfrigérant via la surface d'échange thermique de l'évaporateur. Par conséquent, l'énergie du réfrigérant augmente considérablement. Lorsque toute la phase liquide du mélange liquide-vapeur est évaporée, le point 1 est atteint, définissant la vapeur saturée du réfrigérant ($x = 1$).

Enfin, la vapeur saturée du réfrigérant s'écoule dans le tuyau d'aspiration. Dans cette section, nous contrôlons la surchauffe du réfrigérant (en sursur plus), afin de nous assurer que le réfrigérant entrant dans le compresseur ne contiendra pas la phase liquide. Le cycle complet se termine au point 1', où le volume spécifique du réfrigérant surchauffé est le plus élevé, et où le processus de compression recommence.

1.5 Composants d'un système de réfrigération

Le système de réfrigération se compose alors des quatre organes :

1.5.1 Compresseur :

Il aspire les vapeurs de fluide frigorigène à basse pression et les comprime à haute pression. La compression est isentropique. Elle se fait en phase gazeuse. Il existe deux types de compresseur :

Les compresseurs volumétriques : la compression s'effectue par variation de volume. On peut distinguer les compresseurs alternatifs et les compresseurs rotatifs.

Les compresseurs centrifuges : la compression est obtenue par une force centrifuge.



Figure 1.5 : Modelé de Compresseur [2]

1.5.2 Le condenseur :

Il est un échangeur de chaleur qui va permettre l'évacuation de la chaleur contenue dans le fluide frigorigène gazeux issu du compresseur en le liquéfiant. Cette condensation (liquéfaction) est obtenue par le refroidissement du fluide frigorigène gazeux à pression constante par un médium qui peut être de l'eau ou de l'air. Cette évacuation de chaleur s'effectue en trois étapes :



Figure 1.6 : Principe de travail du condenseur

- La désurchauffe des vapeurs de fluide frigorigène (évacuation par chaleur sensible – tronçon AB)
- La condensation des vapeurs (évacuation par chaleur latente – étape principale – tronçon BC)
- Le sous refroidissement du fluide frigorigène liquide (évacuation par chaleur sensible – tronçon CD)

1.5.3 Le détendeur :

Il permet de réduire la pression du fluide frigorigène liquide (création de pertes de charge) issu du condenseur avant son introduction dans l'évaporateur dans le but de permettre sa vaporisation à basse température dans l'évaporateur. Les détendeurs se regroupent en trois types :

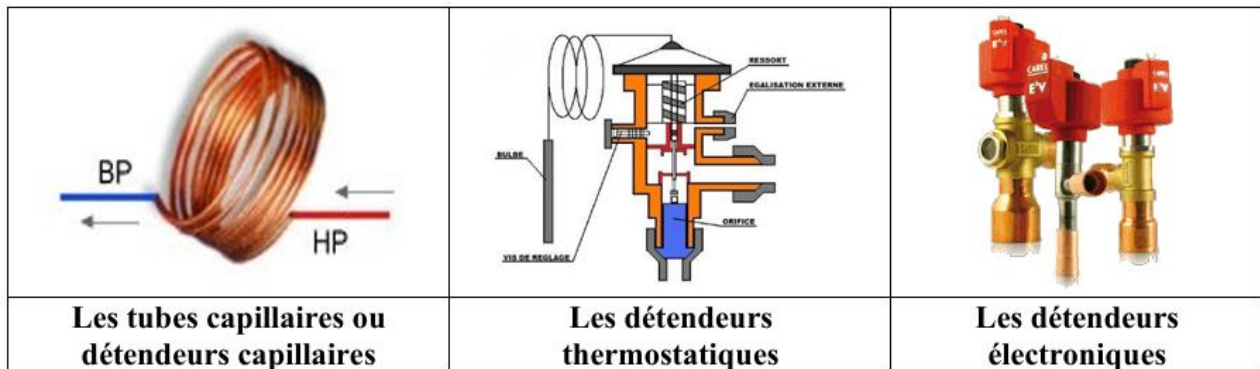


Figure 1.7 : Les Types de Détendeur [2]

1.5.4 Évaporateur :

C'est un échangeur de chaleur fonctionnant à basse pression. Il évapore le fluide frigorigène en absorbant la chaleur du milieu ambiant. L'évaporateur est placé dans l'enceinte à refroidir (le médium est alors de l'air).



Figure 1.8 : Modèle d'évaporateur [6]

1.6 Cycle frigorifique :

1.6.1 Le cycle frigorifique de référence :

Le cycle frigorifique d'une machine frigorifique est habituellement représenté dans le diagramme thermodynamique enthalpie (h) - pression (Log P) appelé diagramme Enthalpique ou diagramme de Molliere des frigoristes.

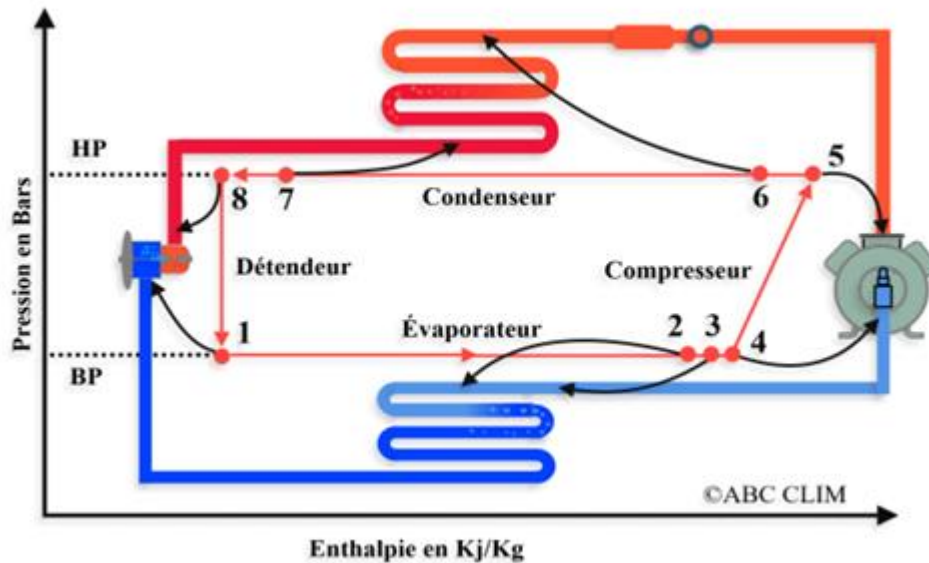


Figure 1.9 : Schéma de la machine frigorifique de base

1 à 2 : Le fluide s'évapore sa température et sa pression ne changent, mais son enthalpie augmente (quantité de chaleur). C'est la phase à laquelle le fluide capte les calories du milieu à refroidir.

État du fluide entré : mélange liquide vapeur

État du fluide sorti : vapeur surchauffée basse pression

2 à 3 : Ici c'est la fin de l'évaporateur cette zone sert à surchauffer le gaz afin d'être certain que tout le fluide soit évaporé.

4 à 5 : Le gaz est comprimé, l'augmentation de la pression s'accompagne d'une augmentation de température.

État du fluide entré : vapeur basse pression surchauffée

État du fluide sorti : vapeur haute pression surchauffée

5 à 6 : C'est la zone de la désurchauffe

6 à 7 : Le fluide passe à l'état liquide dans le condenseur sa pression ne change pas, cette condensation qui s'effectue à une température plus élevée et il permet de céder de la chaleur, l'enthalpie diminue.

État du fluide entré : vapeur haute pression surchauffée

État du fluide sorti : liquide haute pression sous-refroidi

7 à 8 : Zone du sous refroidissement

8 à 1 : Le fluide se détend par laminage (abaissement brusque de la pression) à travers un orifice, une partie du fluide se vaporise.

État du fluide entré : liquide haute pression

État du fluide sorti : mélange liquide vapeur Retour à l'étape 1 à 2

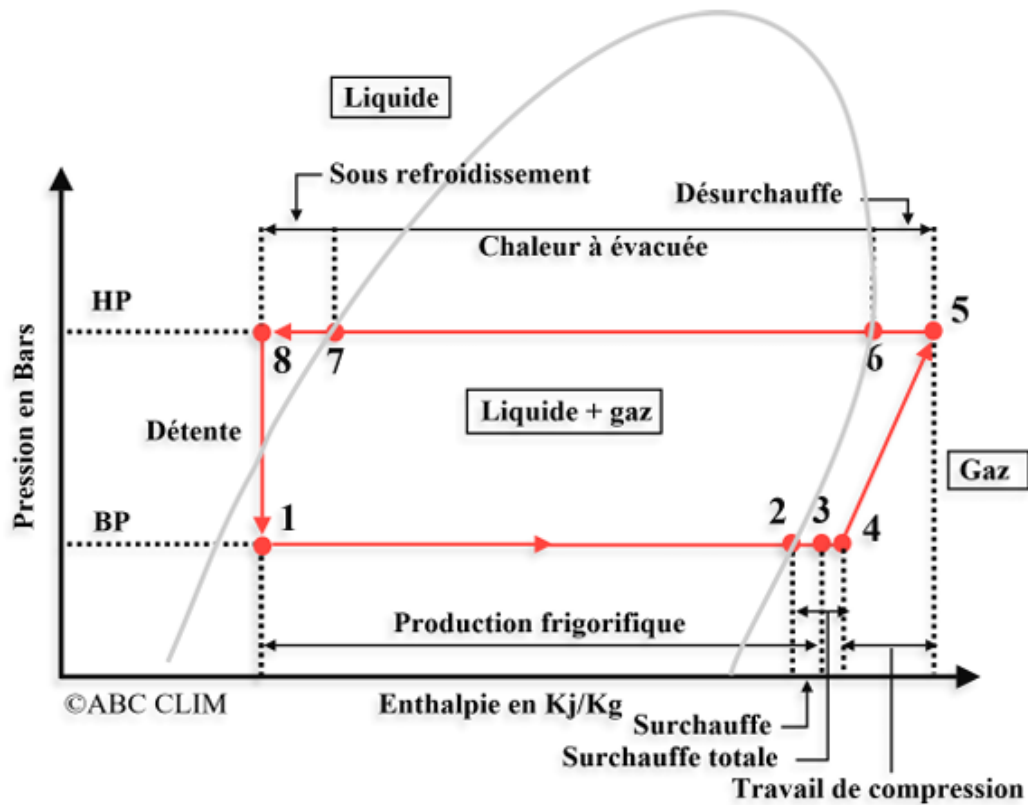


Figure 1.10 : Cycle frigorifique de référence.

Le cycle frigorifique de référence (cycle pratique) est un compromis qui permet d'effectuer l'étude et le dimensionnement des machines frigorifiques avec une précision acceptable. En pratique, ce cycle est tracé sur les bases suivantes : Compression isentropique, Détente iso enthalpie, Surchauffe de 5°C (pour étude de conception) ou SH mesurée, Sous-refroidissement de 5°C (pour étude de conception) ou SR mesuré.

Le cycle frigorifique de référence (cycle pratique) permet de s'affranchir des cycles frigorifiques proposés par la théorie de la thermodynamique appliquée à savoir :

- Le cycle théorique
- Le cycle parfait
- Le cycle réel.

Néanmoins, ces cycles présentent un grand intérêt pour l'étude théorique des systèmes Thermodynamiques.

1.6.2 Le cycle théorique :

Ce cycle qui est représenté par le diagramme 1-2-3-4 (cf. figure 1) est établi sur la base suivante :

- Pas de perte de charges dans les tubulures.
- Pas de SH au niveau de l'évaporateur.
- Pas de SR au niveau du condenseur.

Le cycle frigorifique est composé des transformations suivantes :

- Une compression polytropique (adiabatique pour le cycle théorique),
- Une condensation isobare,
- Une détente isenthalpique,
- Une vaporisation isobare.

1.6.3 Le cycle parfait :

Ce cycle qui est représenté par le diagramme 1'-2'-3'-4' (cf. figure 7.2) est établi sur la base Suivante :

- Pas de perte de charges dans les tubulures.
- SH au niveau de l'évaporateur.
- SR au niveau du condenseur

Les transformations thermodynamiques subies par le FF à l'intérieur de la machine sont les Suivantes

- Compression isentropique entre les points 1' et 2'
- Condensation iso thermique entre les points 2' et 3
- SR du FF à la sortie du condenseur entre les points 3 et 3'
- Détente iso enthalpie entre les points 3' et 4'
- Évaporation iso thermique entre les points 4' et 1
- SH du FF à la sortie de l'évaporateur entre les points 1 et 1'

1.6.4 Le cycle réel :

Ce cycle qui est représenté par le diagramme 1''-2'''-3'-4' (cf. figure 7.2) est établi sur la base suivante :

- La compression est poly tropique, le point 1' se translate au point 1'' (l'intégralité du travail de compression n'est pas transmise au FF à cause des échanges thermiques entre le système et le milieu extérieur).
- Le point 2' devient 2''' pour tenir compte :
 - De l'énergie perdue (notion de rendement indiqué)
 - Des pertes mécaniques

Coefficient de performances (COP) :

- Le coefficient de performance frigorifique :

$$COP_F = \frac{\text{froid produit à la source froide}}{\text{énergie apportée au système}} = \left| \frac{q_f}{w_{comp}} \right| = \frac{(h_A - h_D)}{(h_B - h_A)}$$

- Le coefficient de performance calorifique :

$$COP_c = \frac{\text{chaleur dégagée au puits chaud}}{\text{énergie apportée au système}} = \left| \frac{q_{ch}}{w_{comp}} \right| = \frac{-(h_C - h_B)}{(h_B - h_A)}$$

- Rendement par rapport cycle de Carnot :

$$\eta_F = \frac{COP_F}{COP_{Carnot}}$$

$$\eta_C = \frac{COP_C}{COP_{Carnot}}$$

1.7 Fluide frigorigène :

Un fluide frigorigène est un fluide pur ou un mélange de fluides purs utilisés dans les installations thermodynamiques de réfrigération, de climatisation et de pompe à chaleur. Un ensemble de critères permettent de définir le fluide le mieux adapté à une certaine utilisation.

Les HFC ont un PRG élevé, les hydrocarbures sont inflammables, l'ammoniac est toxique en cas de fuite, le dioxyde de carbone (CO₂) fonctionne à des pressions très élevées. Pour des équipements de froid et de conditionnement d'air utilisant l'un de ces fluides, il faut que les émissions soient minimisées (confinement) pour fonctionner proprement, efficacement, et en sécurité.

Une formation adaptée sera nécessaire pour certains de ces fluides, qu'ils soient inflammables ou à haute pression, dans le cadre de la maintenance ou la réparation des divers systèmes.

1.7.1 Les types de fluides :

- Les CFC, (chlorofluorocarbures) interdits depuis le 1er janvier 2001.
- Les HCFC (hydro chlorofluorocarbures), par exemple le R-22, nocif pour la couche d'ozone et générateurs d'effet de serre.
- Les HFC (hydrofluorocarbures), par exemple les R-134a, R-404A, R-407C, R-410A et R-507A, ont une action sur l'effet de serre.
- Les fluides réfrigérants naturels, par exemple le R 717 (ammoniac), R-744 (CO₂), R-290 (propane), R-600a (isobutane) et R-718 (eau) n'ont aucune action sur la couche d'ozone et l'effet de serre.
- Les HFC insaturés - des molécules à double liaison carbone, également appelées hydrofluorooléfines (HFO) sont classés A2L donc légèrement inflammables.

Fluides frigorigènes	Formule chimique	Température d'ébullition °C	Observation
R717 Ammoniac	NH ₃	-33,3	- Très courant dans les installations industrielles. - Production frigorifique importante - Toxique - Attaque le cuivre et ses alliages - Stable jusqu'à 150 °C.
R12	CCl ₂ F ₂	-29,8	- Incolore à odeur presque nulle - Extrêmement courant - Utilisé dans toutes les Installations (industrielles, Commerciales et réfrigérateurs ménagers) - Pas d'action sur les métaux utilisés sur les systèmes frigorifiques - Stable jusqu'à 120 °C.
R22	CHClF ₂	-40,8	- Incolore à odeur légèrement étherée - Largement utilisé en conditionnement d'air - Neutre vis-à-vis des métaux Usuels - Se décompose à 150 °C - très stable.
R502	R22+R115	-45,6	- Mélange azéotrope R22 (48,8%) et R115 (51,2%) - Incolore à odeur très légèrement étherée - Utilisé dans les vitrines réfrigérées, les congélateurs, les installations de surgélations des aliments - Se décompose à des températures voisines de 150°C.
R13	CClF ₃	-81,4	- Incolore à odeur étherée - Utilisé pour l'obtention de basses températures (-80 °C à -100 °C) - Se décompose à 160 °C.
R13B1	CF ₃ Br	-57,8	- Même utilisation que R13 - Lyophilisation (température - 40 °C à -70 °C).

R114	C ₂ Cl ₂ F ₄	3,5	- Utilisé dans les installations de climatisation et pompe à chaleur industrielles.
R142b	C ₂ H ₃ ClF ₂	-9,25	- Utilisé dans les installations de pompes à chaleur industrielles (jusqu'à 100°C en température de condensation).
R404A	HFC	-45,8	- Incolore à odeur légèrement éthérée - Très stable - Produits toxiques et corrosifs - Installations industrielles et commerciales à température négative - Surgélateur - Centrales frigorifiques.
R744	CO ₂	-78,5	- Incolore - Odeur inodore - Stable dans les conditions normales - Substance classée non toxique et non corrosive - Domaine d'application : machine frigorifiques.
R290 propane HC	C ₃ H ₈	-42,4	- Incolore, d'odeur douceâtre - Non décelable aux faibles Concentrations - Domaines d'application : l'application principale est les pompes à chaleur - Température critique 96,7 °C.
R407	R32+R125+R134a	-43,4	- Mélange zéotrope R32 (23%) et R125 (25%) et R134a (52%) - Incolore d'odeur légèrement éthérée - Très stable - Domaines d'application : l'application principale est le conditionnement de l'air de petites et moyennes puissance - Température critique 86,2 °C.

Tableau 1.1 Caractéristiques des fluides frigorigènes [2]

1.7.2 Critère de choix d'un fluide :

* Critères thermodynamiques :

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

- Utilisation : Climatisation, rafraîchissement, froid industriel...
- Critères thermodynamiques : COP élevé, température critique élevée, pression adaptée aux conditions d'utilisation.
- Critère technique (Affecte la faisabilité des systèmes de réfrigération et l'interaction entre les fluides et les composants du système).
- Critère de sécurité (Toxicité, Inflammabilité).
- Critères environnementaux : GWP (Potentiel de réchauffement global).
- Critères économiques : viable dans le temps, rapport efficacité/prix. ∞ 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 coût abordable et d'un approvisionnement facile. [7]

Cas particulier :

L'ammoniac est certainement le fluide le plus dangereux pour l'homme et son environnement, il possède une action irritante et corrosive pour la peau et les voies respiratoires des protections sont donc nécessaires (gants, masque, combinaison).

En outre étant soluble dans l'eau il représente un danger pour la nappe phréatique.

1.8 Les chambres froides :

Une chambre froide est un espace spécialement conçu pour stocker des produits périssables à des températures basses et contrôlées. Ces chambres sont utilisées dans divers secteurs, notamment l'industrie alimentaire, la restauration, la santé et la recherche. Elles sont équipées de systèmes de réfrigération sophistiqués pour maintenir des températures constantes, garantissant ainsi la conservation des produits frais sur le long terme. Ces espaces sont cruciaux pour préserver la qualité, la fraîcheur et la sécurité des aliments et des matériaux sensibles à la température. [8]

1.8.1 Définition et rôle de la chambre froide :

Une chambre froide est une enceinte destinée à conserver des produits (agroalimentaires, pharmaceutiques, etc...), à une humidité relative et une température (généralement inférieure à la température ambiante) fixées. Ses façades, son plafond et son plancher sont thermiquement isolés.

La technologie d'isolation des façades et du plafond la plus utilisée actuellement est celle des panneaux sandwichs, où une couche compacte d'isolant (polyuréthane, polystyrène, etc....) est prise en sandwich entre deux plaques métalliques. Ces panneaux sont préfabriqués, et permettent des constructions plus rapides, plus efficaces et plus économiques que les technologies précédentes.¹



Figure 1.11 : Chambre froide

1.8.2 Les Types des chambres froides (positive, négative, multi-températures) :

Les chambres froides sont des espaces à basse température dans lesquels, grâce à un système de réfrigération qui établit certaines conditions climatiques, favorisant le processus de conservation ou

de fabrication de différents produits. En fonction de la plage de température à laquelle les chambres froides fonctionnent, il existe deux types de chambres froides :

1.8.2.1 Les chambres froides positives ou chambre de réfrigération :

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 conservé dans la chambre froide. Les calculs de température sont établis pour une chambre froide positive de :

Chambre froide positive	Domaine d'application	Plage de température
	Local de préparation froide	10 à 12 °C
	Local de réserve sèche	16 à 20 °C
	Chambre de réfrigération	0 à 8°C
	Chambre de fruits et légumes	7 à 15°C
	Local poubelle	9 à 11°C

Tableau 1.2 : Températures maximales de conservation des denrées [9]

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....). [7]

1.8.2.2 Les chambres froides négatives :

1 Congélation :

La congélation est le procédé qui consiste à abaisser la température d'une denrée à un niveau tel que la majeure partie de son eau de constitution soit transformée en cristaux de glace plus ou moins gros.

Les températures de conservation des produits congelés sont comprises entre -10 et -30 °C et la durée de conservation est fonction de la température de stockage et de la nature des denrées. [2]

2 Surgélation :

La surgélation, encore appelée congélation rapide, consiste à soumettre une denrée à l'action du froid à basse température de façon à provoquer rapidement la cristallisation de l'eau (plage de -1°C à -5°C) de la denrée et à abaisser sa température à une valeur suffisamment faible pour que la proportion d'eau non congelée soit très faible. La température recherchée est de l'ordre de -18°C à -20°C. [2]

Produits	Durée pratique de conservations (En mois)		
	-18°C	-25°C	-30°C
Fruits			
Pêches, abricots ou cerises (douces ou Acides) dans le sucre	12	18	24
Pêches dans le sucre, avec acide Ascorbique	18	24	>24
Framboises et fraises, sans sucre	12	18	24
Framboises et fraises, avec sucre	18	>24	>24
Légumes			
Asperges	15	24	>24
Brocolis	15	24	>24
Choux	15	24	>24
Carotte	18	24	>24
Haricots en grains	18	>24	>24
Pommes de terre frites	24	>24	>24
Produits de la mer			
Poissons gras	4	8	12
Poissons maigres	8	18	24
Homards et crabes	6	12	15
Palourdes, huîtres	4	10	12
Produits laitiers			
Beurre (de crème pasteurisée et maturée)	8	12	15
Crème	6	12	18
Crème glacée	6	12	18

Tableau 1.3: Durées pratiques de conservation des produits congelés. [2]

1.9 Les catégories de chambre froide :

On distingue trois catégories de chambre froide :

1.9.1 Les chambres froides traditionnelles :

Le local de ce type est fabriqué en maçonnerie, mais avec double mur de chaque cote pour bien abaisser le transfert thermique et pour protéger cette isolation, il faut placer un écran par vapeur

1.9.2 Les chambres froides préfabriquées indémontables :

Les parois de ce type de chambre froide est fabriquée en usine et le montage définitif se fait sur chantier à l'aide de cadres métalliques et un système spécial de fixation

1.9.3 Les chambres froides préfabriquées démontables :

Ce type de chambre froide est composé de panneaux sandwich peuvent être rassemblés et démontés plusieurs fois et la fixation se fait par une clé qui serre les panneaux entre elle finit par un joint isolant l'avantage de ce type la possibilité de déplacer la chambre froide en autre place facilement.

1.10 Les caractéristiques importantes des chambres froides :

1.10.1 Température contrôlée :

Les chambres froides permettent de maintenir une température constante et basse, généralement entre 0°C et -30°C, en fonction des besoins spécifiques des produits stockés.

1.10.2 Isolation thermique :

Elles sont équipées d'une isolation thermique adéquate pour empêcher la chaleur de pénétrer à l'intérieur et pour maintenir une température constante.

Étagères ou racks : Les produits sont généralement stockés sur des étagères ou des racks pour faciliter l'organisation et l'accès aux articles.

1.10.3 Système de réfrigération :

Les chambres froides sont équipées d'un système de réfrigération qui maintient la température souhaitée. Cela peut être réalisé à l'aide de compresseurs, de condenseurs et d'évaporateurs

1.10.4 Contrôle de l'humidité :

Certains types de chambres froides offrent également un contrôle de l'humidité pour préserver la qualité des produits stockés.

1.10.5 Portes étanches :

Les portes des chambres froides sont généralement étanches pour empêcher l'air chaud de pénétrer et l'air froid de s'échapper.

1.10.6 Alarmes de sécurité :

Pour assurer la sécurité des produits, certaines chambres froides sont équipées d'alarmes qui se déclenchent en cas de variations de température ou de dysfonctionnements du système. [10]

1.11 Isolation des chambres froides :

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

1.11.1 Isolation traditionnelle :

L'isolant généralement utilisé est le polystyrène (sous forme de plaques ou de feuilles). Lorsque l'épaisseur de l'isolation est supérieure à 8 cm (voir 10 cm dans certains cas), il est adopté une seule couche d'isolation ; dans le cas contraire, il est adopté deux couches d'isolation à joints croisés.

	Fibre de verre	Polystyrène	Polyuréthane
Coefficient de conductibilité thermique λ (W/m°C)	0.03	0.03	0.025

Tableau 1.4 : Coefficients de conductibilité thermique des isolants utilisés pour les murs des chambres froides traditionnelles. [2]

L'isolant doit être protégé contre les chocs, le revêtement classique utilisé est l'enduit grillagé.

Il s'agit de grillage à mailles hexagonales (mailles de 25 mm) fixé contre l'isolant par des étriers et recouvert par un enduit ciment.

Pour les grandes chambres froides, il peut être mis en œuvre de la tôle en acier nervurée.

Le plafond n'est généralement pas protégé à cause du faible risque de chocs.

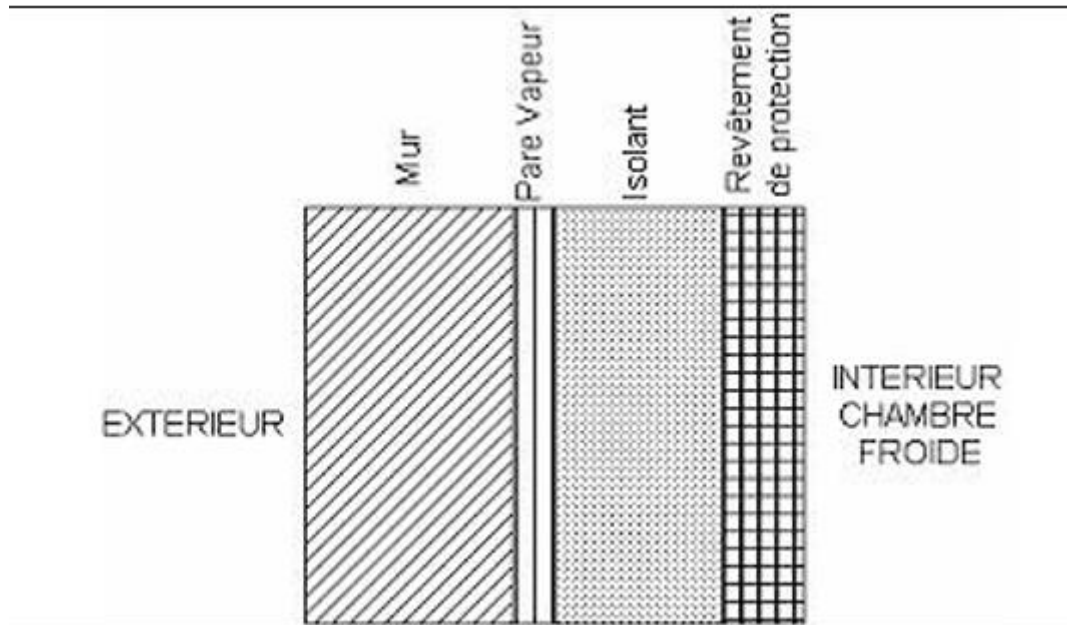


Figure 1.12 : Composition de la paroi d'une chambre froide traditionnelle [2]

1.11.2 Panneaux préfabriqués :

Les panneaux préfabriqués utilisés dans les chambres froides sont constitués d'un isolant (polyuréthane) dont les faces sont intimées collées à deux feuilles résistantes :

- Tôle en acier galvanisé (1 mm).
- Alliage d'aluminium.
- Acier inoxydable.
- Stratifié verre - polyester (3 à 4 mm).
- Contreplaqué qualité marine (10 mm).

L'assemblage des panneaux pour la constitution de la chambre froide est effectué sur le site. Les panneaux préfabriqués sont des panneaux sandwich à âme isolante en polyuréthane avec des épaisseurs variant de 60 à 200 mm.

Les hauteurs courantes des chambres froides modulables vont de 2 à 3.20 m. Les différents types de portes (pivotantes, coulissantes, va et vient,...) s'adaptent sur ces chambres, les portes doivent être équipées d'un système de chauffage de l'hubriserie pour les chambres froides à température négative.

1.11.3 Isolation du sol :

Les dispositions concernant l'isolation du sol ont été passées en revue dans la partie traitant du sol des chambres froides

1.11.4 Portes isothermes :

Les portes d'accès aux enceintes frigorifiques ou chambres froides sont constitués de panneaux sandwich à âme isolante en polyuréthane expansé avec des parements en tôle d'acier galvanisée (comme pour les panneaux préfabriqués).

L'épaisseur d'isolation de la porte dépend de la température intérieure des chambres froides, aussi on distingue des portes isothermes pour chambres froides positives (de 40 à 100 mm) et des portes pour chambres froides négatives (de 100 à 150 mm).

Les portes isothermes se déclinent en :

- 1 Portes pivotantes (adaptées pour passage du personnel et petits chariots – largeur de 0.60 à 1.40 m et hauteur de 1.90 à 2.20 m)
- 2 Portes coulissantes (adaptées pour passage d'engins de grandes dimensions – largeur de 0.95 à 2.40 m et hauteur de 1.85 à 2.50 m)
- 3 Portes sectionnelles qui sont utilisées en façades des grands entrepôts frigorifiques et qui servent de frontières entre le quai et l'intérieur (ouvertures rapides sur de grandes dimensions – jusqu'à 8 m de largeur et 7 m de hauteur)

Les portes isothermes sont en général munies d'un joint périphérique et d'une raclette qui sont écrasés à la fermeture.

Pour les chambres froides négatives, une résistance électrique basse tension intégrée sur le pourtour de l'huissierie fonctionne en continu. Ce qui évite le givrage du pourtour et le « collage » du joint.

La commande des portes peut être manuelle (petits entrepôts) ou motorisée. En option, les portes peuvent être équipées de protections en partie inférieure, de serrures à clé, de dispositif anti-effraction...

Cependant, quel que soit le type de verrouillage extérieur, les portes doivent posséder un dispositif de sécurité permettant une ouverture facile « surtout par l'intérieur » (barre anti panique pour portes pivotantes et sectionnelles, manœuvre manuelle de sécurité, portes de secours intégrée ou indépendante).

1.11.6 Avantages de l'isolation thermique pour la chambre froide :

Une chambre froide bien isolée aux murs, au plafond et aux parois permet de bien conserver les aliments. En effet, une chambre froide avec une bonne isolation thermique améliore le système de production de froid. Ainsi, il contribuera à ralentir ou à prévenir l'affaiblissement brutal des aliments.

1.11.7 Les types des isolants utilisés

Les principaux matériaux isolants utilisés dans les chambres froides sont les suivants :

- **Mousses de polyuréthane :**

Ces mousses rigides sont fabriquées à partir de mélange de polyisocyanates et de polyéthers qui en présence d'agents gonflants donnent naissance à une mousse de matière plastique

alvéolaire. Les produits issus des moules de fabrication sont découpés en panneaux et utilisés comme les panneaux de liège ou de polystyrène. Masse volumique : 30/40 kg/ m³. Coefficient de conductibilité : 0.025 w/m.k.

- **Panneaux « sandwichs »**

Les revêtements intérieur et extérieur des panneaux sandwichs à âme isolantes en polyuréthane sont en tôle traitée contre l'oxydation, peinte avec une peinture laquée cuite au four, ils peuvent être également constitués par des résines polyester.

1.11.8 Les normes d'isolation :

L'isolation des chambres froides 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 de marche du compresseur.

L'isolation doit limiter le coefficient global de transmission thermique à 0.36 W/m².C à travers toutes les parois des chambres froides.

1.11.9 Le choix de l'isolant pour la chambre froide :

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

- Conductivité thermique : 0.027.
- Epaisseur à mettre : compatible avec les normes d'isolation.
- Mode de construction : panneaux en sandwich à âme isolante en mousse de polyuréthane. [7]

1.12 Détermination des dimensions intérieures des chambres froides :

Le volume intérieur (volume brut) d'une chambre est obtenu à partir :

Du volume utile de la chambre froide, elle-même déterminée à partir des densités utiles d'entreposage, des caractéristiques des denrées et du mode de gerbage ; les densités utiles d'entreposage sont exprimées en kg de masse nette par m³

Des volumes nécessaires pour la circulation de l'air, la manutention, l'installation frigorifique...

Pour un avant-projet, le volume intérieur brut peut être pris égal à 2 fois le volume utile, pour des produits divers il peut être égal à 160 kg/m³ en réfrigération et 300 kg/m³ en congélation.

Pour déterminer avec précision, il faut tracer les plans de chargement et calculer les espaces réservés à la circulation des marchandises et à la circulation de l'air.

Il peut être fait référence aux densités utiles d'entreposage par m³ de volume brut suivant le produit et le mode de stockage (palettisé ou pas).

Les palettes sont normalisées principalement 1 m x 1.2 m. La hauteur est variable, le plus souvent elle est autour de 1.8 mètres.

La hauteur intérieure est déterminée en fonction des modes de manutention et de gerbage. Elle peut atteindre environ 10 mètres, ce qui correspond à un gerbage de 5 piles de palettes (gerbage maximale le plus utilisé). La manutention est assurée par des chariots élévateurs ou des transpalettes. Il s'agit de chariots électriques ou éventuellement à moteur à gaz liquéfié (butane).

Lorsque la manutention dans la chambre froide est manuelle, la hauteur des piles n'excède pas 3 mètres en général et la hauteur intérieure de la chambre est comprise entre 3.5 et 4 m, l'espace libre étant réservé au passage de l'air soufflé par les frigorifères (évaporateurs).

Le tableau 1.6 donne les densités utiles d'entreposage de différentes marchandises.

Marchandise concernée	Densité d'entreposage (kg/m ³)	Conditionnement	Marchandise concernée	Densité d'entreposage (kg/m ³)	Conditionnement
Bananes	250 300	Régimes Caisses bois	Pommes de terre	400 700	Sacs En vrac
Beurre	650 1000	Tonnelets Cartons	Viande réfrigérée séchée	650	Balles
Fromage	500	Caisses	Viande congelée de bœuf	300	En vrac
Fruits exotiques	350	Caisses	Viande congelée de mouton	300	En vrac
Œufs	350	Caisses	Sucre	750	Sacs
Lait	800	Caisses	Légumes	420	Expresso

Tableau 1.5 : Densité d'entreposage de différentes marchandises. [2]

1.13 Dispositions Constructives Des Entrepôts Frigorifiques :

1.13.1 Plancher :

Le plancher des chambres froides doit être dimensionné pour supporter la charge des denrées entreposées d'une part et celle occasionnée par la manutention d'autre part. Les charges statiques généralement adoptées sont de 4 tonnes / m² (ou 3 tonnes / m²). Pour les charges roulantes (chariots élévateurs par exemple), il est admis une charge de 1 tonne par roue. Dans la pratique, il est souvent adopté 5 tonnes / m².

1.13.2 Sol :

La congélation du sol des chambres froides (surtout les chambres négatives) peut entraîner des soulèvements du sol (surtout sur les terrains mal drainés à structure argileuse fine) si certaines dispositions ne sont pas prises. Les solutions adoptées sont :

- La mise en œuvre d'un vide sanitaire d'au moins 60 cm de hauteur (pour les petites surfaces).

- La mise en œuvre de résistances électriques ou de circulation d'eau glycolée réchauffée dans un échangeur alimenté par l'eau de refroidissement du condenseur par exemple (pour les grandes surfaces)

Pour le chauffage électrique, il est adopté une puissance d'installation des résistances de 10W/m^2 .

Pour le chauffage avec de l'eau glycolée, il est mis en œuvre un réseau encastré de 2 à 3 cm dans le béton de fondation. Le chauffage des sols des chambres froides doit être associé à un dispositif de sécurité par thermostat de sol.

Une disposition généralement admise pour le sol des chambres froides négatives est la mise en œuvre d'une dalle flottante en béton armé coulée sur l'isolant,

L'ossature comportant deux couches superposées à mailles carrées (10 cm). L'ossature métallique des dalles doit être mise à la masse pour des raisons de sécurité électrique.

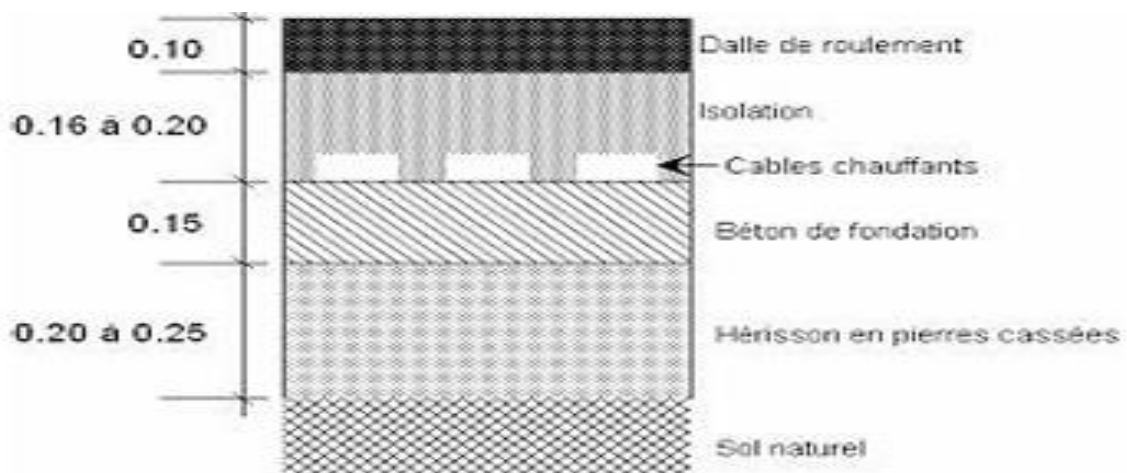


Figure 1.13 : Structure du sol d'une chambre froide négative.

Pour les chambres froides positives, la disposition courante consiste à couler sur un remblai une dalle en béton de 16 à 20 cm.

1.13.3 Murs :

Pour les entrepôts frigorifiques à un seul niveau, la charpente métallique est la meilleure solution.

Pour les murs, il est utilisé du matériau économique pour remplir les vides entre les poteaux de la charpente métallique (agglomérés de ciment de 0.15 à 0.20 m d'épaisseur avec enduits extérieur et intérieur de 1.5 à 2 cm au ciment).

	Extérieur	Intérieur		
		Paroi très ventilée	Paroi peu ventilée	Paroi non ventilée
Coefficient de convection h (kCal/h/m ² °C)	20	15	10	7

Tableau 1.6 : Coefficients de convections extérieure et intérieure.

	Béton armé	Agglomément	Brique creuse	Brique pleine	Mortier ciment	Asphalte	Bois	Enduit grillagé
Coefficient de conductibilité thermique λ (W/m°C)	1.3	0.6	0.3 à 0.5	0.6 à 0.75	0.8	0.5	0.12 à 0.15	0.9

Tableau 1.7 : Coefficients de conductibilité thermique des matériaux utilisés pour les murs des chambres froides traditionnelles.

1.13.4 Plafond :

Il s'agit en général de plafond non porteur. Il s'agit généralement de plafond de type suspendu avec réseau de chevrons supporté par l'aile inférieure des entrants de la charpente ou suspendu aux pièces de charpente. [9]

Liste des Références :

- Encyclopidie de l'énergie, Article : 074, Usage et production de froid, MARVILLET Christophe. [1]
- CFmnLog, TECHNIQUE GENERALE, TECHNIQUE DU FROID COURS DE BASE, YSH04054. [2]
- B. w. e. C. abderahim, Etude d'une chambre froide située dans une zone saharienne, bouira, 17/10/2018. [3]
- Les fonctions d'état et les 3 principes de la thermodynamique, Pierre-Alexis GAUCHARD Agrégé de chimie, Docteur ès sciences, Année universitaire 2011/2012, Université Joseph Fourier de Grenoble. [4]
- <https://areacooling.com/areacademy/fr/cycle-de-refrigeration-de-base/> [5]
- Logiciel de Masterkit réfrigération choix d'évaporateur [6]
- Mémoire sous le thème Chambre Froide fait par Othman.Jaber.2013. dumas-01222212 [7]
- Cours de Machines Frigorifiques [8]
- Mémoire « Effet de l'isolation thermique des chambres froides sur leur consommation énergétique et capacité de stockage » [9]
- « PFE : CHAMBRE FROIDE Institut supérieure des études technologique de Rades » [10]

Chapitre 2 :

BILAN FRIGORIFIQUE

2 Bilan frigorifique d'une chambre froide

2.1 Généralités :

Le calcul des charges thermiques d'une chambre froide a pour objet la détermination de la puissance frigorifique de l'équipement à mettre en œuvre pour la réfrigération de cette chambre.

Les charges thermiques d'une chambre froide se répartissent en deux catégories :

- Les charges thermiques externes
- Les charges thermiques internes

Les charges thermiques externes comprennent :

- Les charges dues aux apports de chaleur par transmission à travers l'enveloppe de la chambre froide (parois verticales, plancher bas et plancher haut)
- Les charges dues au renouvellement d'air
- Les charges dues à l'ouverture des portes

Les charges thermiques internes se divisent en deux catégories que sont les charges dépendantes des produits entreposés et les charges indépendantes des produits entreposés.

Les charges thermiques internes dépendantes des produits entreposés comprennent :

- Les charges dues aux produits entrants
- Les charges dues à la respiration des produits (fruits et légumes)

Les charges thermiques internes indépendantes des produits entreposés comprennent :

- Les charges dues à l'éclairage
- Les charges dues à l'éclairage
- Les charges dues à la chaleur dégagée par le moteur de chaque ventilateur d'évaporateur
- Les charges dues au dégagement de chaleur des résistances électriques des évaporateurs lorsque ces résistances sont mises sous tension en période de dégivrage.

2.2 Charges thermiques externes :

2.2.1 Charge thermique par transmission à travers les parois Q_{tr} :

Le calcul s'effectue paroi par paroi à savoir les quatre parois verticales puis le plancher haut (toiture) et enfin le plancher bas lorsqu'il s'agit de chambre froide négative.

La charge thermique par transmission a pour valeur :

$$Q_{tr} = k \times S \times \Delta T \quad (1)$$

Q_{tr} : charge thermique par transmission à travers les parois (en W)

K : coefficient de transmission thermique de la paroi considérée en $W/m^2 \cdot ^\circ C$

S : surface de la paroi considérée en m^2

ΔT : différence de température entre les deux côtés de la paroi considérée en $^\circ C$

Le coefficient de transmission thermique K s'exprime comme suit :

$$k = \frac{1}{\frac{1}{hi} + \sum \frac{e}{\lambda} + \frac{1}{he}} \quad (2)$$

K : coefficient de transmission thermique en W/m²°C

1/hi : résistance thermique superficielle interne en m²°C/W

$\Sigma e/\lambda_n$: somme des résistances thermiques des différentes couches de matériaux constituant la paroi en m². °C/W

1/he : résistance thermique superficielle externe en m²°C/W

e_n : épaisseur de la paroi n en m

λ_n : conductivité thermique de la paroi n en W/m°C

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

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

Pour les chambres froides positives : 7 Kcal/h/m² (8 W/m²)

Les chambres froides négatives : 5 kcal/h/m² (6 W/m²)

Epaisseur d'isolant (mm)	Coefficient K (W/m ² °C)	Ecart de température conseillé (°C)	Utilisation jusqu'à environ
50	0.39	20	-4
60	0.32		
75	0.26	34	-10
80	0.24		
100	0.19	45	-20
125	0.15	56	-30
150	0.13	70	-45
160	0.12		
180	0.11		
200	0.10		

Tableau 2.1: Coefficients De Transmission Thermique K D'UNE Paroi Type Sandwich Composée d'une Ame En Mousse Rigide De Polyuréthane Et De Deux Revêtements Métalliques. [1]

2.2.2 Charges thermiques due au renouvellement de l'air Q_{re} :

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

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

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

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

$$Q_{re} = m_{ae} \times \Delta h \quad (3)$$

Q_{re} : charge thermique par renouvellement d'air en W

m_{ae} : Débit massique de l'air extérieur admis en kg/s

Δh : différence d'enthalpie entre l'air extérieur et l'air de la chambre froide en J/kg

Le débit massique de l'air extérieur admis peut s'obtenir par la relation suivante :

$$m_{ae} = \frac{v \times \rho}{86400} \quad (4)$$

m_{ae} : Débit massique de l'air extérieur admis en kg/s

v : Débit volumique d'air extérieur en m^3/j

ρ : masse volumique de l'air dans la chambre froide en kg/m^3

(86 400 = nombre de secondes dans une journée)

Le débit volumique peut être obtenu par la relation suivante :

$$v = n \times V \quad (5)$$

v : Débit volumique en m^3 /j

V : volume de la chambre froide en m^3

n : taux de renouvellement de l'air extérieur

n (en j-1) peut être déterminé par la relation :

$n = 70 / \sqrt{V}$, pour les chambres positives

$n = 85 / \sqrt{V}$, pour les chambres négatives

n (en j-1) peut être déterminé par la relation : avec V en m^3

Le taux de renouvellement est lié au trafic des produits, des machines et des personnes entre l'extérieur et l'intérieur de la chambre froide.

Plus le trafic est intense, plus le taux de renouvellement est élevé.

Lorsque le trafic est intense, dans la formule exprimant n , 70 peut être remplacé par 100.

D'après ce qui précède, la chaleur due au renouvellement d'air peut s'exprimer :

$$Q_{re} = (n \times V \times \rho \times \Delta h) / 86400 \quad (6)$$

Q_{re} : chaleur due au renouvellement de l'air en W

n : taux de renouvellement de l'air par jour

V : volume intérieur de la chambre froide en m³

$\rho_{a,a}$: masse volumique de l'air dans la chambre froide en kg/m³

$$\rho_{a,a} = \frac{\rho_0}{1 + \frac{\theta}{273,15}} \quad (7)$$

$$\rho_0 = 1.293 \text{ kg/m}^3$$

θ : La température de la chambre froide exprimée en °C

Δh : différence d'enthalpie entre l'air extérieur et l'air ambiant de la CF en J/kg

Volume de la chambre [m ³]	Température intérieure [°C]	
	Ti ≤ 0 °C	Ti > 0 °C
120	6	8
150	5	7
175	5	6
250	4	5.3
300	4	5
500	3	4
750	2	3.3
1000	2	3
1500	1	2
2000	1	1
2500	1	1

Tableau. 2.2 : Nombre de renouvellement d'air par jour.

Nombre de renouvellement d'air par 24h dûs aux ouvertures de portes et aux infiltrations

*si service intensif : $n = nr^2$
 *si longue conservation (service faible) : $n = nr^{0,6}$

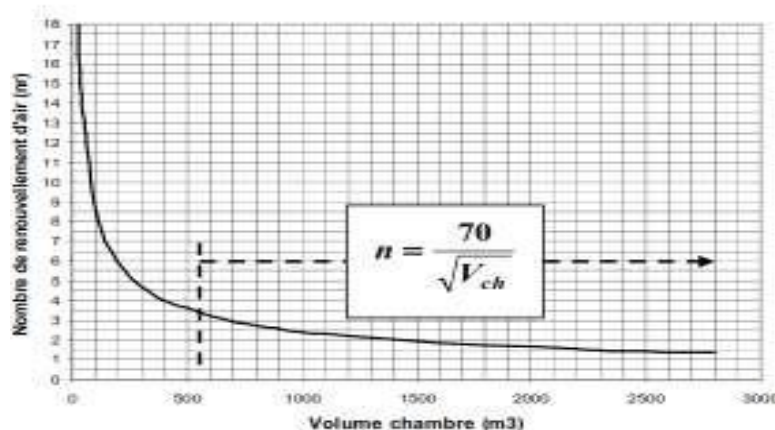


Figure 2.1 Diagramme de Nombre de renouvellement d'air par 24h [2]

2.3 Charge thermique par ouverture des portes Q_{op} :

Pour les petites chambres froides, le calcul du renouvellement d'air est suffisant.

Par contre pour les chambres froides de grand volume comportant plusieurs portes, on suppose presque toujours qu'il n'y a que très rarement ouverture simultanée de plusieurs portes et le calcul est effectué pour une seule porte.

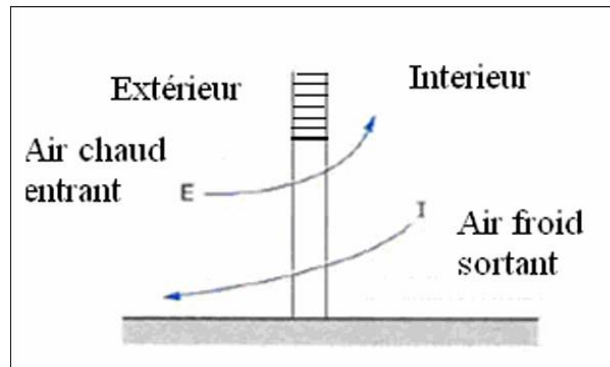


Figure 2.2 Charge thermique par ouverture des portes [3]

La charge thermique par ouverture des portes s'obtient par la relation suivante :

$$Q = 8 + (0.067 \times \Delta T) \times t_{ouv} \times \rho_{aa} \times l \times h \times A \times C_{min}$$

A est un facteur qui se calcule comme suit :

$$A = (h_{ae} - h_{aa}) \times \left(h \times \left(1 - \frac{\rho_{ae}}{\rho_{aa}} \right) \right)^{1/2} \quad (8)$$

Q_{op} : Charge thermique par ouverture des portes en W

ΔT : Ecart de température de l'air entre les 2 côtés de la porte en °C

t_{ouv} : temps d'ouverture des portes exprimé en mn/h

ρ_{aa} : masse volumique de l'air dans la chambre froide en kg/m³

ρ_{ae} : masse volumique de l'air de l'autre côté de la porte en kg/m³

h_{aa} : enthalpie de l'air dans la chambre froide en KJ/kg

h_{ae} : enthalpie de l'air de l'autre côté de la porte autre que la chambre froide en KJ/kg

l : largeur de la porte en m

h : hauteur de la porte en m C_{min} : coefficient de minoration dû à la présence éventuelle d'un rideau d'air ($C = 1$ dans le cas d'une porte sans rideau et $C = 0.25$ en présence d'un rideau) .

Détermination du temps d'ouverture des portes d'une chambre froide

Ce calcul débute par la détermination du tonnage entreposable dans la chambre froide.

A partir de cette valeur, une estimation du flux horaire maximal de marchandises entrant ou sortant (stockage ou déstockage).

Le temps moyen pendant lequel la porte d'une chambre froide reste ouverte pour permettre le transit de 1 tonne d'un type de marchandise est donné par l'expérience. On procède alors au calcul du temps nécessaire (porte ouverte) pour permettre le passage de la marchandise considérée.

Le temps moyen pendant lequel la porte d'une chambre froide reste ouverte pour permettre le transit de 1 tonne d'un type de marchandise donné comprend le temps nécessaire au passage à l'aller (à plein ou à vide) et le temps nécessaire au retour (à vide ou à plein)

$$t_{ouv} = d_t \times \frac{f_j}{24} \quad (9)$$

t_{ouv} : temps d'ouverture en mn/h

d_t : durée moyenne d'ouverture des portes pour permettre le passage des marchandises en minute par tonne (mn/t)

f_j : flux journalier de marchandises en tonne/jour (t/j)

Type de porte	Type de marchandise	dt (mn/t)
Porte à ouverture manuelle	Cas de la viande animale sur pendoir	15
	Cas des marchandises palettisées	6
Porte automatique commandée	Cas de la viande animale sur pendoir	1
	Cas des marchandises palettisées	0.8

Tableau 2.3 Durée moyenne de transit de différents types de marchandises entreposées en chambre froide.

2.3.1 La contenance totale C d'une chambre froide peut être calculée suivant la formule suivante :

$$C = A \times H \times d_e \times \eta_0 \quad (10)$$

C : contenance de la chambre froide en Kg

A : surface de la chambre froide en m²

H : hauteur maximale de gerbage en m

d_e : densité d'entreposage en kg/m³ (voir Tableau II.3)

η_0 : coefficient d'occupation au sol des marchandises en % (voir tableau II.4)

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

Tableau 2.4 les valeurs d'efficacité (η en%) pour différents types d'entreposage [1]

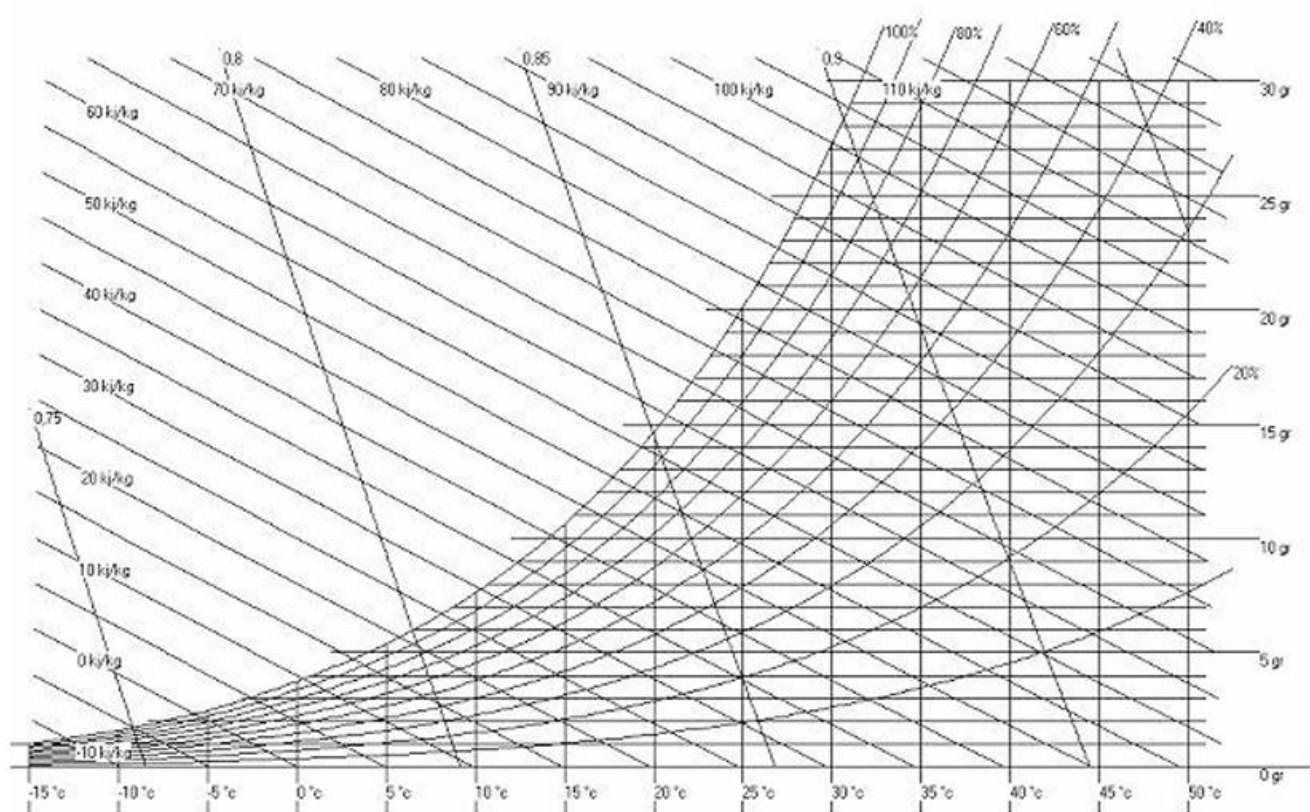


Figure 2.3 Diagramme de l'air humide. [1]

2.4 Charges thermiques internes :

2.4.1 Charges thermiques internes indépendantes des produits entreposés :

2.4.1.1 Charge thermique due à l'éclairage :

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

L'éclairage nominal habituellement prévu oscille entre 60 et 100 lux ce qui fait que l'on peut adopter une charge thermique d'environ 6 W/m² au sol.

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

$$Q_{ec} = \frac{n \times p \times t}{24} \quad (11)$$

Q_{ec} : Charge thermique due à l'éclairage en W

n : nombre de luminaires

P : puissance de chaque luminaire en W

t : durée de fonctionnement des luminaires en h/j

2.4.1.2 Charge thermique due aux personnes :

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

$$Q_{pe} = \frac{n \times q \times t}{24} \quad (12)$$

Q_{pe} : charge thermique due aux personnes en W

n : nombre de personnes opérant dans la chambre froide

q : quantité de chaleur dégagée par unité de temps par une personne en activité en W

t : durée de présence de chaque personne dans la chambre froide en h/j

Le métabolisme d'une personne en activité dans une chambre froide est lié à la température intérieure de celle-ci.

Le tableau 2.5 donne le métabolisme d'une personne en activité dans une chambre froide en fonction de la température de celle-ci.

Température de la chambre froide (°C)	Quantité de chaleur dégagée par personne
20	180
15	200
10	210
5	240
0	270
-5	300
-10	330
-15	360
-20	390

Tableau 2.5 : Quantité de chaleur dégagée par unité de temps par une personne en activité moyenne dans une chambre froide [1]

2.4.1.3 Charge thermique due au matériel roulant :

La charge thermique due au matériel roulant (chariots élévateurs et transpalettes) se calcule comme suit :

$$Q_m = \frac{n \times P \times t}{24} \quad (13)$$

Q_m : charge thermique due au matériel roulant en W

n : nombre de matériels roulants d'un type donné

P : puissance totale de chaque type de matériel en W

t : durée de fonctionnement du matériel roulant en h/j

2.4.2 Charge thermique due à des machines diverses :

La charge thermique due aux machines diverses (étuves, cutters, hachoirs...) se calcule comme suit :

$$Q_{md} = \frac{n \times P \times t}{24} \quad (14)$$

Q_{md} : charge thermique due aux machines diverses

n : nombre de personnes opérant dans la chambre froide

P : puissance de chaque type de machine en W

t : durée de fonctionnement de chaque type de machine en h/j

2.4.3 Charges thermiques internes dépendantes des denrées entreposées :

2.4.3.1 Charge thermique due aux denrées entrantes Q_{de} :

Les produits introduits se trouvent presque toujours à une température supérieure à la température de la chambre froide.

Ils dégagent une certaine quantité de chaleur aussi longtemps que leur température n'est pas tombée à la température d'entreposage.

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

$$Q_{de} = (m \times (C_1 \times (T_1 - T_2) + L + C_2 \times (T_2 - T_3))) / 86400 \quad (15)$$

Q_{de} : charge thermique due aux denrées entrantes

m : masse de denrée introduite chaque jour en kg

C_1 : capacité thermique massique avant congélation des denrées en J/kg°C

C_2 : capacité thermique massique après congélation des denrées en J/kg°C

L : chaleur latente de congélation de la denrée introduite en J/kg

T_1 : température initiale de la denrée introduite en °C

T_2 : température de congélation de la denrée introduite en °C

T_3 : température d'entreposage des denrées en °C

Lorsqu'il ne s'agit que de denrées non congelées à réfrigérer, la formule ci-dessus se résume à :

$$Q_{de} = \frac{m \times C_1 \times (T_1 - T_2)}{86400} \quad (16)$$

Dans ce cas de figure, T_2 est la température d'entreposage des denrées (T_2 est supérieure à la température de congélation de la denrée introduite).

Lorsqu'il s'agit de denrées congelées à conserver dans une chambre froide dont la température est inférieure à la température de congélation de ces denrées, la formule ci-dessus va s'écrire :

$$Q_{de} = \frac{m \times C_2 \times (T_2 - T_3)}{86400} \quad (17)$$

Dans ce cas de figure, T_2 est la température initiale de la denrée introduite et T_3 est la température d'entreposage de la chambre froide.

La capacité thermique massique d'un produit ou d'une denrée est liée à sa composition surtout à sa teneur en eau. Les formules suivantes donnent avec une bonne approche la capacité thermique connaissant la teneur en eau et la teneur en matière solide du produit

Capacité thermique avant congélation :

$$C = \frac{a + 0.46 \times b}{100} \quad (18)$$

Capacité thermique après congélation :

$$C' = \frac{0.5 \times a + 0.46 \times b}{100} \quad (19)$$

Avec :

a : teneur en eau

b : teneur en matière solide

c et c' s'expriment en kcal/kg°C

Par exemple pour l'eau : $a = 100$, $b = 0$, $c = 1$ kcal/kg°C, $c' = 0.5$ kcal/kg°C.

La charge thermique due aux denrées entrantes peut être obtenue également en utilisant les enthalpies des denrées comme suit : c et c' s'expriment en kcal/kg°C

$$Q_{de} = \frac{m \times \Delta h}{86400} \quad (20)$$

Q_{de} : Charge thermique due aux denrées entrantes

m : masse de denrée introduite chaque jour en kg

Δh : différence entre les enthalpies massiques des denrées à l'introduction et à la température de conservation dans la chambre froide en J/kg

Fromage à pâte	50...35		2.52 ...1.88	1.67...1.26	176...109
Fruits, en général	84	-2	3.64	1.97	281
Eau	100	0	4.19	2.1	335
Légumes, en général	88	-1.4	3.77	1.93	295
Petits pois	74.3	-1.09	3.31	1.76	246
Poisson, maigre à gras	85...62	-2.22	3.6...2.93	1.88.....1.59	283...206
Pommes	84.1	-2	3.85	1.88	281
Tomates immatures	93	-0.56	3.98	2.01	311
Viande, maigre à gras	77...40	-1.5	3.18.....2.1	1.76...1.42	251....167
Foie, congelé	70	-1.7		1.72	232

Tableau 2.6: Teneur en eau, point de congélation, capacité thermique massique et chaleur latente de congélation de certaines denrées.

Denrée	Températures (°C)										
	-20	-18	-15	-10	-5	0	5	10	15	20	25
Beurre	0	4.2	10.9	22.6	36.8	93	108	126	147	172	
Fruits	0	6.7	17.2	39.4	83	272	291	309	328	347	366
Lait, condensé				0	10.9	21.8	32.7	43.5	54.4	65.3	76.2
Lait, écrémé				0	37.7	291	310	230	350	370	390
Poissons, filets	0	5.4	14.6	34.7	67	282	300	318	337	355	373
Poisson, gras	0	5	14.2	32.7	61.5	249	266	283	301	317	354
Viande, abats	0	5	13.8	33.1	62.8	261	279	296	314		349

Tableau 2.7 : Enthalpie massique en kJ/kg de quelques denrées entreposables en chambre froide

2.4.4 Charge thermique due à la respiration des denrées Q_{res} :

Q_{res} : Les produits végétaux (fruits et légumes) dégagent de la chaleur du fait de leur respiration. Il faut tenir compte de la charge correspondante qui a pour valeur :

$$Q_{\text{res}} = \frac{m \times q_{\text{res}}}{86400} \quad (21)$$

Q_{res} : chaleur due à la respiration des denrées en W

m : masse de marchandise considérée en kg

q_{res} : chaleur de respiration de la marchandise considérée en J/kg/j

Denrée	Chaleur massique de respiration			Denrée	Chaleur massique de respiration		
	(kJ/t.h) à				(kJ/t.h) à		
	0°C	10°C	20°C		0°C	10°C	20°C
Ail	54	293	572	Haricots verts	279	663	1 745
Ananas mures	89	229	300	Oignons	250	712	2 195
Bananes mures		337	698	Oranges	31	98	241
Carottes avec fanes	101	168	412	Petits pois	384	768	2 041
Carottes sans fanes	164	318	1 000	Poivre	131	344	463
Champignons	384	820	2 006	Pommes	53	175	356
Chou	213	691	1 727	Pommes de terre	75	91	143
Chou fleur	181	433	1 211	Tomates vertes	28	125	331
Fraises	134	506	865	Tomates mures	58	125	323

Tableau 2.8 : Chaleur massique de respiration de certaines denrées (fruits et légumes). [1]

2.5 Puissances frigorifiques de l'évaporateur :

La charge frigorifique effective est la somme de toutes ces charges précédemment déterminées

$$Q = Q_{tr} + Q_{re} + Q_{op} + Q_{ec} + Q_{pe} + Q_{de} + Q_{res} + Q_{vent} + Q_{deg} \quad (22)$$

En désignant par t_{inst} la durée journalière de Fonctionnement de l'installation frigorifique en heures, la puissance frigorifique intermédiaire de l'évaporateur P_{int} (en W) s'écrit :

$$P_{int} = \frac{Q_{int} \times 24}{t_{inst}} \quad (23)$$

En général la durée de marche de l'installation frigorifique (t_{inst}) est de 18 heures par jour pour les produits congelés et de 16 heures par jour dans les autres cas.

Pour les installations industrielles, la durée de fonctionnement de l'installation va de 18 à 20 heures par jour tandis que pour les installations commerciales, cette durée va de 14 à 16 heures par jour.

La puissance effective doit intégrer le calcul des charges dues aux moteurs des ventilateurs et aux résistances de dégivrage.

Ces charges nécessitent de connaître le nombre et le type d'évaporateurs prévus (indications qui seront normalement connues qu'une fois le bilan frigorifique établi).

La détermination provisoire des évaporateurs se fait à partir du calcul de la puissance frigorifique prévisionnelle P_{prev} en ajoutant 20% à la puissance frigorifique intermédiaire.

Après le choix de ou des évaporateurs et le calcul des charges dues aux moteurs de ceux-ci et aux résistances électriques de dégivrage, la puissance frigorifique calculée peut être comparée à la puissance frigorifique prévisionnel.

2.6 Charge thermique due aux moteurs des ventilateurs des évaporateurs :

La charge thermique due aux moteurs des ventilateurs des évaporateurs s'écrit :

$$Q_{\text{vent}} = \frac{n \times p \times t}{t_{\text{inst}}} \quad (24)$$

Q_{vent} : charge thermique due aux moteurs des évaporateurs en W

n : nombre de moteurs de ventilateurs

P : puissance du ventilateur considérée en W

t : durée de fonctionnement des ventilateurs en h/j

t_{inst} : durée de marche de l'installation frigorifique en h/j

2.6.1 Charge thermique due aux résistances de dégivrage :

Il existe différents systèmes de dégivrage d'un évaporateur mais il s'agit souvent de résistances électriques.

La charge thermique due aux résistances de dégivrage s'écrit :

$$Q_{\text{deg}} = \frac{n \times p \times t}{t_{\text{inst}}} \quad (25)$$

Q_{deg} : charge thermique due aux résistances de dégivrage en W

n : nombre de résistances électriques

P : puissance calorifique de chaque résistance d'un type donné en W

t : durée journalière de dégivrage en h/j

t_{inst} : durée de marche de l'installation frigorifique en h/j

2.7 Puissance frigorifique effective de l'évaporateur :

La puissance frigorifique effective de l'évaporateur s'obtient en ajoutant à la puissance frigorifique intermédiaire de celui-ci, les puissances dues aux charges thermiques des moteurs des ventilateurs et des résistances de dégivrage.

Après le calcul de cette puissance effective, on peut la comparer à la puissance effective prévisionnelle. En général la différence entre ces deux puissances est faible.

Pour la sélection des évaporateurs, on peut adopter des coefficients de sécurité allant de 20 à 50%.

Liste des Références :

[1] VRINAT. G. Production de froid. Technique de l'ingénieur B 9745.

[2] CALCUL DES CHAMBRES FROIDES BILAN FRIGORIFIQUE SIMPLIFE H. JBREDIDERT.

[3] CFmnLog TECHNIQUE DU FROID COURS DE BASE Edition : juillet07.

Chapitre 3 :

***BILAN THERMIQUE
DE L'INSTALLATION***

3. Bilan Thermique De L'installation

3.1 Introduction :

Pour dimensionner une installation frigorifique d'entreposage des aliments (congélation et surgélation), il est nécessaire dans un premier temps :

- De connaître très exactement la température souhaitée.
- De préciser les modalités et contraintes de réalisation de l'installation.
- Puis de définir un concept d'installation.

Donc, on doit procéder à la détermination des charges thermiques de la chambre froide, ceux-ci correspondant permettent d'en calculer les charges frigorifiques nécessaire pour en dimensionner les différents composants de l'installation.

3.2 Données De Travail (Dimensions Et Températures) :

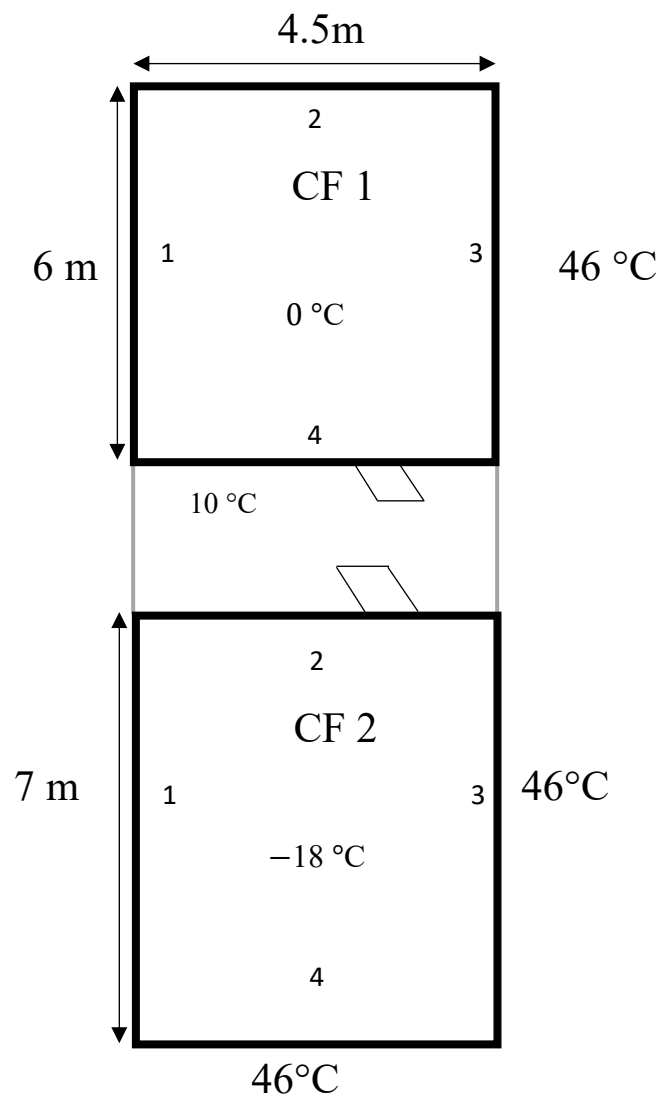


Figure 3.1 : Plan du chambres froides « Dimensions Et Températures »

Chambre froide 1	Intitulés	Valeurs
Dimensions Intérieures	Largeur	6 m
	Longueur	4.5 m
	Hauteur	4.5 m
	Volume	121.5 m3
Température et Humidités	Température intérieure	0 °C
	Température extérieure	46 °C
	Humidité relative intérieure	70 %
	Humidité relative extérieure	30 %
Denrées	Température d'entrée des denrées	7 °C
	Quantité par jour	3455 kg

Tableau 3.1 : Dimensions de la chambre froide n°1



Figure 3.2 : Chambre n°1

3.3 Présentation d'une chambre froide :

La chambre froide étudiée est conçue et réalisée dans le but d'assurer le stockage de viande de bœuf.

Elle permet la conservation du produit en mode réfrigération, à une température intérieure constante de 0 °C.

3.4 Bilan Thermique De L'installation :

3.4.1 Calcul des charges externes :

Les parois verticales sont constituées de panneaux sandwich autoporteurs dont l'âme est constituée de mousse rigide de polyuréthane de 100 mm d'épaisseur.

Ils sont conformés de façon à éviter les ponts thermiques et liaisonnés au moyen de crochets de serrage à excentrique.

La constitution des portes sera considérée comme équivalente à celle des parois verticales.

Sachant que la mousse rigide de polyuréthane utilisée a une masse volumique de 40 kg/m³ à laquelle correspond un coefficient de conduction thermique de 0,02 W/m. K

On commence par déterminer le coefficient de transmission thermique K de la paroi donnant sur l'extérieur. On a :

Coté externe de la paroi	$1/h_e$ (m ² .k/w)	Coté interne de la paroi	$1/h_i$ (m ² .k/w)
Cas où il est en contact avec l'air extérieur	0,03	Cas d'une chambre froide en ventilation mécanique	0,06
Cas où il est en contact avec un autre local	0,12	Cas d'une chambre froide en ventilation naturelle	0,12

Tableau 3.2 : Résistance thermique superficiel des parois d'une chambre froide

Epaisseur d'isolant (mm)	Coefficient de transmission thermique de la paroi K [w/m ²]	Ecart de température conseillé (C°)	Utilisation jusqu'à environ c°
50	0,39	20	-4 C°
75	0,26	34	-10 C°
100	0,19	45	-20 C°
125	0,15	56	-30 C°
150	0,13	70	-40 C°

Tableau 3.3 : Valeurs des coefficients de transmission thermique k (w/m²)

$$1/h_i : 0,06 \quad [3.1]$$

$$1/h_e : 0,12 \quad [3.2]$$

$$K = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \sum \frac{e}{\lambda} + \frac{1}{h_e}} \quad [3.3]$$

$$K = \frac{1}{0,06 + \frac{0,100}{0,02} + 0,03} \\ = 0.19 \text{ W/m}^2 \quad [3.4]$$

Pour la paroi 1 :

$$Q_{tr1} = K. S. \Delta T \\ = 0.19 \times (6 \times 4.5) \times (46 - 0) \\ = 235.98 \text{ w}$$

Pour la paroi 2 :

$$Q_{tr2} = K. S. \Delta T \\ = 0.19 \times (4.5 \times 4.5) \times (46 - 0) \\ = 176.98 \text{ w}$$

Pour la paroi 3 :

$$Q_{tr3} = K. S. \Delta T \\ = 0.19 \times (6 \times 4.5) \times (46 - 0) \\ = 235.98 \text{ w}$$

Pour la paroi 4 :

$$Q_{tr4} = K. S. \Delta T \\ = 0.19 \times (4.5 \times 4.5) \times (10 - 0) \\ = 38.47 \text{ w}$$

Pour la paroi 5 :

$$Q_{tr5} = K. S. \Delta T \\ = 0.19 \times (6 \times 4.5) \times (46 - 0) \\ = 235.98 \text{ w}$$

Matériaux	Epaisseur (m)	Conductivité (W/m.K)
Prédalle béton	0.15	1.297
Bitume	0.015	0.16
Polystyrène	0.1	0.03
Dalle	0.1	1.297
Chape	0.05	1.924
Pavage	0.015	1.005

Tableau 3.4 : Composition du plancher

$$Q_{\text{plancher}} = K' \times Sp \times \Delta T \quad [3.5]$$

$$K = \frac{1}{\frac{1}{h_{\text{int}}} + \frac{1}{h_{\text{ext}}} + \frac{e_1}{\gamma} + \frac{e_2}{\gamma} + \frac{e_3}{\gamma} + \frac{e_4}{\gamma} + \frac{e_5}{\gamma} + \frac{e_6}{\gamma}}$$

Puisque le sol de la chambre froide étant réalisé sur terre-plein, les mouvements d'air par convection e sous-face du sol sont nuls.

$$K = \frac{1}{\frac{1}{8} + \frac{0.15}{1.297} + \frac{0.015}{0.16} + \frac{0.1}{0.03} + \frac{0.1}{1.297} + \frac{0.05}{1.924} + \frac{0.015}{1.05}}$$

$$K = 0.2464 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$$

En partant pour le terre-plein d'une température de + 15 °C, la charge par le sol est :

$$Q_{\text{plancher}} = K. S. \Delta T$$

$$Q_{\text{plancher}} = 0,264 \times (6 \times 4.5) \times (15 - 0)$$

$$Q_{\text{plancher}} = 106.92 \text{ w}$$

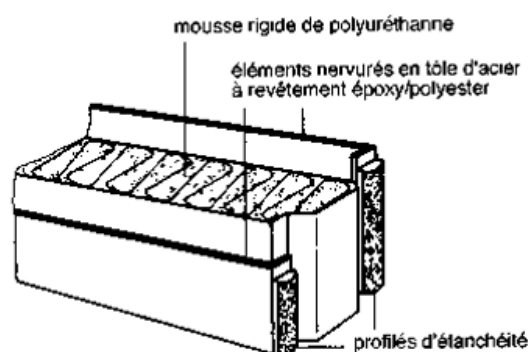


Figure 3.3 : Exemple d'un mur d'une chambre froide

D'où la charge thermique totale due aux apports Se chaleur par transmission à travers l'enveloppe de la chambre froide :

$$Q_{\text{tot}} = Q_{\text{tr1}} + Q_{\text{tr2}} + Q_{\text{tr3}} + Q_{\text{tr4}} + Q_{\text{tr5}} + Q_{\text{plancher}}$$

$$Q_{\text{tot}} = 1030.31 \text{ w}$$

3.4.2 Charge due au renouvellement d'air :

Dans de nombreuses chambres froides, il est prévu renouveler plus ou moins l'air ambiant. C'est-à-dire de remplacer une partie de l'air de la chambre froide par de l'air extérieur dont la température est une partie de l'année supérieure à celle de la chambre froide. La quantité d'air neuf admise doit être refroidie de la température extérieure à la température de la chambre froide et constitue donc une charge thermique.

$$Q_{ren} = \dot{m} (h_{ext} - h_{int}) \text{ avec } \dot{m} = \frac{\dot{v}}{V_{sp}(\text{interne})}$$

$$\begin{aligned} V_{cf} &= 6 \times 4.5 \times 4.5 \\ &= 121.5 \text{ m}^3 \end{aligned}$$

Le taux journalier de renouvellement d'air est :

$$\tau = \frac{70}{\sqrt{V_{cf}}} = \frac{70}{\sqrt{121.5}} = 6.35 \text{ jour}^{-1}$$

On peut donc en conclure que le débit volume d'air neuf est :

$$\dot{v} = 121.5 \times 6.35 = 771.52 \text{ m}^3/\text{jour}$$

Caractéristiques de l'air à l'intérieur de la chambre froide : $T_i = 0^\circ\text{C}$ et $HR = 80\%$

La masse volumique de l'air de la resserre est :

$$\begin{aligned} \rho &= \frac{1.293}{1 + \frac{0}{273.15}} \\ &= 1.293 \text{ kg/m}^3 \end{aligned}$$

D'où le débit-masse d'air neuf :

$$\begin{aligned} m_{ae} &= \frac{771.52 \times 1.293}{86400} \\ &= 0.015460 \text{ kg/s} \end{aligned}$$

Caractéristiques de l'air à l'extérieur de la chambre froide : $T_e = 46^\circ\text{C}$ et $HR = 30\%$

D'après le diagramme de l'air humide :

$$h_{ae} = 93.4 \text{ kJ/kg}$$

De même, pour l'air de la chambre froide à 0°C et 80% d'humidité relative

$$h_{ai} = 7.5 \text{ kJ/kg}$$

On a par conséquent :

$$\begin{aligned} \Delta h &= h_{ae} - h_{ai} \\ &= 93.4 - 7.5 \\ &= 85.9 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

La charge thermique par renouvellement d'air :

$$\begin{aligned}
 Q_{re} &= 0.0115460 \times 85.9 \\
 &= 0.9918014 \text{ kw} \\
 &= 991.80 \text{ w}
 \end{aligned}$$

3.4.3 Charge thermique par ouverture des portes (Q_{op}) :

Dans le cas de petites chambres froides commerciales ne comportant qu'une seule porte, on se contente du calcul de la charge par renouvellement d'air tandis que dans le cas d'une chambre froide d'assez grand volume comportant plusieurs portes, il est recommandé d'effectuer également le calcul de la charge par ouverture des portes. Dans l'hypothèse où la chambre comporte plusieurs portes, on suppose presque toujours qu'il n'y a que très rarement ouverture simultanée de plusieurs portes et c'est pourquoi le calcul n'est effectué que pour une seule porte.

La charge thermique par ouverture des portes est donnée par la formule :

$$Q_{inf} = m_i (h_{ext} - h_{int}) \text{ où } m_i = (8 + 0,067\Delta T) \times t \times \rho_{cf} \times l_p \times h_p \times \sqrt{h_p \left(1 - \frac{\rho_{ext}}{\rho_{cf}}\right)}$$

On a :

$$\Delta T = 10 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

ρ_{aa} : masse volumique de l'air dans la chambre froide en kg/m³

$$\rho = \frac{1.293}{1 + \frac{\theta}{273.15}}$$

$$\rho_0 = 1.293 \text{ kg/m}^3$$

θ : La température de la chambre froide exprimée en $^{\circ}\text{C}$

$$l_p = 2 \text{ m}$$

$$h_p = 2.5 \text{ m}$$

$$\rho = \frac{1.293}{1 + \frac{10}{273.15}} = 1.2473 \text{ kg/m}^3$$

D'après le diagramme de l'air humide :

$$T = 10^{\circ}\text{C} \text{ et } H = 70\%$$

$$h_{ae} = 23.43 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{aa} = 7.5 \text{ kJ/kg}$$

C_{min} : (1 dans le cas d'une porte sans rideau et $C = 0.25$ en présence d'un rideau).

La contenance totale C d'une chambre froide peut être calculée suivant la formule suivante :

$$C = A \times h \times d_e \times \eta_0$$

Avec :

$$A = 6 \text{ m} \times 4.5 \text{ m} = 27 \text{ m}^2$$

$h = 3 \text{ m}$ courante vu la hauteur sous plafond de la chambre froide

$d_e = 350 \text{ kg/m}^3$ (la viande réfrigérée sur pendoir)

$\eta_0 = 0,5$ (tableau 2.4 pour des marchandises réfrigérées palettisées à rotation rapide).

On trouve : $C = 27 \times 3 \times 350 \times 0.5 = 14175 \text{ kg}$

Étant donné le type de chambre froide dont il s'agit, on peut raisonnablement estimer que chaque jour. Les mouvements de marchandises représentent 25 % de la capacité de stockage soit dans notre cas :

$$14175 \times 25\% = 3544 \text{ kg}$$

Cette valeur représente le flux journalier de marchandises f , soit 3.544 t/j.

Par ailleurs, si l'on suppose que les portes de la chambre froide sont du type à commande automatique et que les marchandises considérées sont palettisées, le tableau ** nous indique une durée moyenne d'ouverture des portes (de transit) :

$$d_i = 0,8 \text{ min/t.}$$

D'où le temps d'ouverture des portes :

$$\tau_p = \frac{0,8 \times 3.544}{24} = 0.118 \text{ min/h}$$

La charge thermique par ouverture des portes est alors :

$$= (8 + 0,067 \times 10) \times 0.118 \times 1.293 \times 2 \times 2.5 \times \sqrt{2.5 \left(1 - \frac{1.2473}{1.293}\right)} \times (23.43 - 7.5)$$

$$Q_{op} = 31.29 \text{ w}$$

3.4.4 Charges thermiques internes indépendantes des denrées entreposées :

3.4.4.1 Charge thermique due à l'éclairage (Q_{ec}) :

Dans des chambres froides classiques, les luminaires prévus doivent pouvoir résister au froid et l'humidité, être étanches à l'eau, être protégés des contacts avec tous objets (degré de protection IP 68 d'après les normes NF C 20-010 et 51-115 et être insensibles aux effets de la poussière L'éclairage nominal habituellement poussière entre 60 et 100 Ix ce qui fait que le projecteur peut partir dans ses calculs sur la base d'une charge thermique d'environ 6 W/m².

Dans notre cas la resserre est éclairée 4 luminaires dont la puissance unitaire compris celle du starter, est de 50 W/et qu'ils fonctionnent 8 heures par jour.

On a :

$$Q_{ec} = \frac{4 \times 50 \times 8}{24} = 66.66 \text{ w}$$

Nous avons cependant précisé que la puissance installée était généralement de 6 W/m.

La chambre froide ayant une surface de 27m², la puissance correspondante est :

$$Q_{ec} = 27 \times 6 = 162 \text{ w}$$

C'est cette dernière valeur que nous choisirons.

3.4.4.2 Charge thermique due aux personnes (Q_{pr}) :

Dans le cas de notre resserre, le nombre de personnes qui y travaillent est de 3 et qu'elles y travaillent 8 heures par jour.

On a :

$$Q_{pr} = \frac{n \times q \times t}{24}$$

La température ambiante de la resserre étant de 0 °C, la quantité de chaleur dégagée par personne et par unité de temps est, d'après le **tableau 2.5**

$$q = 270 \text{ W.}$$

Dans le cas de notre resserre, le nombre de personnes qui y travaillent est de 3 et qu'elles y travaillent 8 heures par jour.

On a par conséquent :

$$Q_{pe} = \frac{3 \times 270 \times 8}{24} = 270 \text{ w}$$

On remarquera que dans la plupart des cas, la valeur de t due à l'éclairage est la même que celle de t due au personnel.

3.4.4.3 Charge thermique due au matériel roulant :

On suppose qu'il n'est pas prévu d'engin de transport motorisé, mais seulement des transpalettes manuels.

On a donc :

$$Q_m = 0 \text{ w}$$

3.4.4.4 Charge thermique due à des machines diverses :

On suppose qu'il n'y a aucune machine particulière dans la chambre froide. On a par conséquent:

$$Q_{md} = 0 \text{ w}$$

3.4.5 Charges thermiques internes dépendantes des denrées entreposées :**3.4.5.1 Charge thermique due aux denrées entrantes Q de :**

Le flux journalier de marchandises tait estime à 3544 kg. Si l'on suppose que la viande est introduite dans la resserre à la température de +7 °C et que la capacité thermique massique moyenne de la viande de bœuf avant congélation est égale à 3,2 kJ/kg - K (**tableau 2.6** qui indique également que le point de congélation de cette viande est de -1,5 °C ce qui fait que température de la chambre froide étant de 0 °C, on se trouve bien en présence de viande seulement réfrigérée), la charge due aux produits entrants est :

$$Q_{de} = \frac{m \times c_1 \times (T_1 - T_2)}{86\,400}$$

$$Q_{de} = \frac{3544 \times 3.2 \times 7}{86\,400} = 0.918 \text{ kw} = 918 \text{ w}$$

3.4.5.2 Charge thermique due à la respiration des denrées Q_{res} :

Les produits végétaux entreposés dégagent de la chaleur du fait de leur respiration, de même que les fromages du fait de leur fermentation. En présence de tels produits, il faut donc tenir compte également de la charge correspondante qui a pour valeur :

La chambre froide utilisée pour l'entreposage de viande réfrigérée. Etant donné que seuls les produits végétaux et les fromages dégagent de la chaleur de respiration ou de fermentation,

$$\text{On a : } Q_{\text{esp}} = 0 \text{ w}$$

3.4.5.3 Charge thermique due aux moteurs des ventilateurs des évaporateurs:

Dans les chambres froides modernes, on utilise toujours des évaporateurs équipés d'un ou plusieurs ventilateurs ce qui permet d'assurer un brassage et une circulation efficaces de l'air. Chaque ventilateur est entraîné par un moteur électrique qui dégage de la chaleur qui s'ajoute à la chaleur dégagée par les différentes autres sources.

La charge due aux moteurs des ventilateurs est alors donnée par la formule :

$$Q_{\text{vent}} = \frac{n \times p \times t}{t_{\text{rinst}}}$$

Ce calcul nécessite donc de connaître le nombre et le type d'évaporateurs prévus (nombre de ventilateurs, ainsi que les moteurs de puissance associée par évaporateur). Ces informations ne sont normalement connues qu'une fois le bilan frigorifique établi. C'est pourquoi l'on procède, dans un premier temps, à une détermination provisoire du nombre et du type d'évaporateurs à prévoir. Cette estimation fera l'objet d'une vérification ultérieure, une fois la charge thermique totale effective connue.

Cette estimation provisoire tient également compte de la charge thermique résultant du dégivrage, dont le calcul sera abordé dans le paragraphe suivant.

La détermination provisoire du nombre et du type d'évaporateurs à prévoir se fait à partir du calcul provisoire de la puissance frigorifique prévisionnelle Q .

Laquelle s'obtient en ajoutant 20 % à la puissance frigorifique intermédiaire

$$Q_{\text{int}} = 1.2 \times P_{\text{prev}} \text{ en w}$$

$$Q_{\text{int}} = 1.2 \times 5105 = 6126 \text{ w}$$

En se rapportant du catalogue d'un fabricant on peut choisir par exemple un évaporateur : EVM 25C 1F 6.3

Dont les caractéristiques sont les suivantes :

- Puissance frigorifique : 6 800 W
- En chambre positive (0 °C), une température d'évaporation de -8 °C et un écart de température de 8 K
- Deux ventilateurs avec deux moteurs d'une puissance de 150 W
- Une résistance électrique de dégivrage d'une puissance calorifique de 1 200 W.



Figure 3.4 : Évaporateur Double Flux EVM_D-62

On peut à présent calculer la charge thermique due au moteur du ventilateur de l'évaporateur, à savoir :

$$Q_{\text{vent}} = \frac{2 \times 150 \times 16}{16}$$

$$Q_{\text{vent}} = 300 \text{ w}$$

En supposant que la durée de fonctionnement du ventilateur est de 16 h/j.

3.4.5.4 Charge thermique due aux résistances de dégivrage :

$$Q_{\text{deg}} = \frac{n \times p \times t}{t_{\text{inst}}}$$

Type de chambre froide ou de meuble frigorifique		Nombre et durée des périodes de dégivrage (min/d)
Groupe I	Chambre froide de produits congelés Chambre froide sans chauffage Meuble îlot Armoire frigorifique Présentoir frigorifique à viande en air recyclé sans chauffage Présentoir frigorifique à pâtisserie à ventilation naturelle	2 x 60 min/jour
Groupe II	Resserre à viande Séchoir à saucissons Chambre de saumurage Chambre de maturation	4 x 20 min/jour
Groupe III	Chambre froide à produits laitiers Chambre froide à fruits et légumes	3 x 20 min/jour

Tableau 3.5 : Type de chambre froide ou de meuble frigorifique et Nombre et durée des périodes de dégivrage (min/d)

Il s'agit d'une resserre à viande, le tableau III-5 nous indique que la durée totale de dégivrage doit être :

$$\begin{aligned} T_{\text{deg}} &= 4 \times 20 \text{ min/jour} \\ &= 80 \text{ min/jour} \\ &= 1.3333 \text{ h/jour} \end{aligned}$$

L'évaporateur présélectionné au précédent paragraphe étant équipé résistance de 1 200 W.

La charge due à cette résistance est :

$$\begin{aligned} Q_{\text{deg}} &= \frac{4 \times 1200 \times 1.3333}{16} \\ &= 399.99 \text{ w} \\ &= 400 \text{ w} \end{aligned}$$

3.4.5.5 Puissance frigorifique intermédiaire de l'évaporateur :

Arrivé à ce stade du calcul, il est nécessaire de déterminer la puissance frigorifique intermédiaire. Que le ou les évaporateurs devront assurer afin de couvrir la charge thermique intermédiaire Q somme des différentes charges unitaires précédemment calculées. Cette puissance frigorifique intermédiaire nous sera ensuite utile pour déterminer, ainsi que nous le verrons au prochain paragraphe, la puissance frigorifique prévisionnelle

La charge thermique intermédiaire est :

$$Q = Q_{\text{tr}} + Q_{\text{re}} + Q_{\text{op}} + Q_{\text{ec}} + Q_{\text{pe}} + Q_{\text{de}} + Q_{\text{res}} + Q_{\text{vent}} + Q_{\text{deg}}$$

$$\begin{aligned} Q &= 1030.31 + 991.80 + 31.29 + 162 + 270 + 0 + 0 + 918 + 0 \\ &= 3403.4 \text{ w} \end{aligned}$$

Si l'on fixe la durée journalière de fonctionnement de l'installation à 16 h.

la puissance frigorifique intermédiaire de l'évaporateur est alors :

$$\begin{aligned} Q_{\text{prévs}} &= \frac{3403.4 \times 24}{16} \\ &= 5105 \text{ w} \end{aligned}$$

Contrôle de la puissance frigorifique effective Q_e de l'évaporateur :

Nous avons trouvé une puissance frigorifique intermédiaire :

$$P_{\text{prev}} = 5105 \text{ w}$$

Si l'on ajoute à cette valeur :

- la charge due au moteur du ventilateur de l'évaporateur

$$Q_{\text{vent}} = 300 \text{ w}$$

Ainsi que la charge due à la résistance de dégivrage savoir :

$$Q_{\text{deg}} = 200 \text{ W.}$$

On obtient la puissance effective de l'évaporateur savoir :

$$Q_{\text{eff}} = 5\,105 + 300 + 200$$

$$Q_{\text{eff}} = 5\,705 \text{ w}$$

N°	Désignation	Unité		Situation	RdC	Total
1	Type de chambre froide			Resserre à viande		
2	Isolant thermique : polyuréthane	cm	Coeff K	10	0.19	
3	Dimensions internes	L x l x h		6 x 4.5 x 4.5	m	
4	Dimensions externes	L x l x h		6.2 x 4.7 x 3.4	m	
5	Volume	m³				121.5
6	État de l'air extérieur t_e, ϕ_e	°C / %		+46		30
7	État de l'air intérieur t_i, ϕ_i	°C / %		0		80
8	Type de denrée			Viande de bœuf		
9	Masse de denrées introduites / jour	kg/j				3544
10	Température d'introduction des denrées	°C		+7		
11	Contenance totale de la chambre froide	kg				14175
12	Nombre d'opérateurs chaque jour	Temps de séjour		h/j		3
13	Éclairage	W		Durée d'allumage	h/j	162 / 8
14	Autres gains de chaleur	W		Durée	h/j	—
15	Charge par transmission paroi 1 Q_{t1}	W				235.98
16	Charge par transmission paroi 2 Q_{t2}	W				176.98
17	Charge par transmission paroi 3 Q_{t3}	W				235.98
18	Charge par transmission portes Q_{tp}	W				31.29
19	Charge par transmission plafond Q_{tc}	W				235.98
20	Charge par transmission sol Q_{ts}	W				106.92
21	Taux de renouvellement d'air					6.35
22	Différences d'enthalpie	kJ/kg				85.9
23	Charge par renouvellement d'air Q_a	W				991.80
24	Masse de denrées introduites par jour	kg/j				3544
25	Capacité thermique massique avant congélation c_1	kJ/kg·K				3.2
26	Capacité thermique massique après congélation c_2	kJ/kg·K				
27	Chaleur latente de congélation λ	kJ/kg				
28	Chaleur de respiration q_r	kJ/kg·j				
29	Écart de température ΔT	K				7
30	Charge due aux denrées entrantes Q_p	W				918
31	Charge due à la respiration des denrées Q_r	W				
32	Flux de chaleur par personne	W				270
33	Charge due aux personnes Q_o	W				270
34	Charge due à l'éclairage Q_e	W				162
35	Autres charges thermiques	W				
36	Charge thermique intermédiaire Q_{tot}	W				3403.4
37	Durée de fonctionnement de l'installation	h/j				16
38	Puissance frigorifique intermédiaire Q_i	W				6126

39	Température d'évaporation	°C			-8
40	Type d'évaporateur présélectionné				Double Flux EVM_D-62
41	Puissance des moteurs des ventilateurs	W			300
42	Durée de fonctionnement des ventilateurs	h/j			16
43	Charge due aux moteurs des ventilateurs Q_v	W			300
44	Puissance des résistances de dégivrage	W			1 200
45	Durée totale de dégivrage	h/j		1.3333	
46	Charge due au dégivrage $Q_{dég}$	W			400
47	Puissance frigorifique effective de l'évaporateur Q_{eff}	W			5 705
48	Type de machine frigorifique suivant catalogue				
49	Températures effectives d'évaporation et de condensation	°C			
50	Fluide frigorigène	R-404A			

Tableau 3.6 : Bilan Frigorifique

3.4.6 Calcul chambre froide négative :

Rôle de la chambre froide :

Dans cette chambre, on adopte la conservation des poissons dans une chambre froide de contenance C, avec une variation de température allant de - 18°C.

Chambre froide 2	Intitulés	Valeurs
Dimensions Intérieures	Largeur	7 m
	Longueur	4.5 m
	Hauteur	4.5 m
	Volume	141.75 m ³
Température et Humidités	Température intérieure	-18 °C
	Température extérieure	46 °C
	Humidité relative intérieure	30 %
	Humidité relative extérieure	30 %
Denrées	Température d'entrée des denrées	2 °C
	Quantité par jour	6 201.5kg

Tableau 3.7: Dimension de la chambre froide n°2



Figure 3.5 : Chambre Froide N°2

3.4.6.1 Calcul des charges externes :

Pour la paroi 1 :

$$\begin{aligned}
 Q_{tr1} &= K. S. \Delta T \\
 &= 0.19 \times (7 \times 4.5) \times (46 - (-18)) \\
 &= 383.04 \text{ w}
 \end{aligned}$$

Pour la paroi 2 :

$$\begin{aligned}
 Q_{tr2} &= K. S. \Delta T \\
 &= 0.19 \times (4.5 \times 4.5) \times (10 - (-18)) \\
 &= 107.73 \text{ w}
 \end{aligned}$$

Pour la paroi 3 :

$$\begin{aligned}
 Q_{tr3} &= K. S. \Delta T \\
 &= 0.19 \times (7 \times 4.5) \times (46 - (-18)) \\
 &= 383.04 \text{ w}
 \end{aligned}$$

Pour la paroi 4 :

$$\begin{aligned}
 Q_{tr4} &= K. S. \Delta T &= 0.19 \times (4.5 \times 4.5) \times (10 - (-18)) \\
 &= 246.25 \text{ w}
 \end{aligned}$$

$Q_{tr5} = K. S. \Delta T$

$$= 0.19 \times (7 \times 4.5) \times (46 - (-18))$$

$$= 383.04 \text{ w}$$

En partant pour le terre-plein d'une température de + 15 °C, la charge par le sol est :

$$Q_{\text{plancher}} = K \cdot S \cdot \Delta T$$

$$= 0,264 \times (7 \times 4.5) \times (15 - (-18))$$

$$= 257.80 \text{ w}$$

$$Q_{\text{tot}} = Q_{\text{tr1}} + Q_{\text{tr2}} + Q_{\text{tr3}} + Q_{\text{tr4}} + Q_{\text{tr5}} + Q_{\text{plancher}}$$

$$Q_{\text{tot}} = 1760.9 \text{ w}$$

3.4.6.2 Charge due au renouvellement d'air :

$$Q_{\text{ren}} = \dot{m} \cdot (h_{\text{ext}} - h_{\text{int}}) \text{ avec } \dot{m} = \frac{\dot{v}}{V_{\text{sp}}(\text{interne})}$$

$$V_{\text{cf}} = 7 \times 4.5 \times 4.5$$

$$= 141.75 \text{ m}^3$$

Le taux journalier de renouvellement d'air est :

$$\tau = \frac{70}{\sqrt{V_{\text{cf}}}} = \frac{70}{\sqrt{141.75}} = 5.8 \text{ jour}^{-1}$$

On peut donc en conclure que le débit volume d'air neuf est :

$$\dot{v} = 141.75 \times 5.8 = 822.15 \text{ m}^3/\text{jour}$$

Caractéristiques de l'air à l'intérieur de la chambre froide : $T_i = 0^\circ\text{C}$ et $HR = 80\%$

La masse volumique de l'air de la resserre est :

$$\rho = \frac{1.293}{1 + \frac{-18}{273.15}}$$

$$= 1.384 \text{ kg/m}^3$$

D'où le débit-masse d'air neuf :

$$m_{\text{ac}} = \frac{822.15 \times 1.384}{86400}$$

$$= 0.013169 \text{ kg/s}$$

Caractéristiques de l'air à l'extérieur de la chambre froide : $T_e = 46^\circ\text{C}$ et $HR = 30\%$

D'après le diagramme de l'air humide :

$$h_{\text{ae}} = 93.4 \text{ kJ/kg}$$

De même, pour l'air de la chambre froide à -18°C et 30 % d'humidité relative

$$h_{\text{ai}} = -18 \text{ kJ/kg}$$

On a par conséquent :

$$\begin{aligned}
 \Delta h &= h_{ae} - h_{ai} \\
 &= 93.4 - (-18) \\
 &= 111.4 \text{ kJ/kg}
 \end{aligned}$$

La charge thermique par renouvellement d'air :

$$\begin{aligned}
 Q_{re} &= 0.013169 \times 111.4 \\
 &= 1.4670 \text{ kw} \\
 &= 1467 \text{ w}
 \end{aligned}$$

3.4.6.3 Charge thermique par ouverture des portes (Q_{op}) :

La charge thermique par ouverture des portes est donnée par la formule :

$$Q_{inf} = \dot{m} (h_{ext} - h_{int}) \text{ où } \dot{m} = (8 + 0,067 \Delta T) \times t \times \rho_{cf} \times l_p \times h_p \times \sqrt{hp \left(1 - \frac{\rho_{ext}}{\rho_{cf}} \right)}$$

On a :

$$\Delta T = 10 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

ρ_{aa} : masse volumique de l'air dans la chambre froide en kg/m³

$$\rho = \frac{1.293}{1 + \frac{-18}{273.15}}$$

$$\rho_0 = 1.384 \text{ kg/m}^3$$

θ : La température de la chambre froide exprimée en $^{\circ}\text{C}$

$$l_p = 2 \text{ m}$$

$$h_p = 2.5 \text{ m}$$

$$\rho = \frac{1.293}{1 + \frac{10}{273.15}} = 1.2473 \text{ kg /m}^3$$

D'après le diagramme de l'air humide :

$$T = 10^{\circ}\text{C} \text{ et } H = 70\%$$

$$h_{ae} = 23.43 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{aa} = -18 \text{ kJ/kg}$$

C_{min} : (1 dans le cas d'une porte sans rideau et $C = 0.25$ en présence d'un rideau).

La contenance totale C d'une chambre froide peut être calculée suivant la formule suivante :

$$C = A \times h \times de \times \eta_0$$

Avec :

$$A = 7 \text{ m} \times 4.5 \text{ m} = 31.5 \text{ m}^2$$

$h = 3 \text{ m}$ courante vu la hauteur sous plafond de la chambre froide

$d_e = 350 \text{ kg/m}^3$ (la viande réfrigérée sur pendoir)

$\eta_0 = 0,75$ (tableau ** pour entreposage des marchandises congelées palettisées à faible rotation).

On trouve : $C = 31.5 \times 3 \times 350 \times 0.75 = 24\,806.2 \text{ kg}$

Étant donné le type de chambre froide dont il s'agit, on peut raisonnablement estimer que chaque jour. Les mouvements de marchandises représentent 25 % de la capacité de stockage soit dans notre cas :

$$24\,806.2 \times 25\% = 6\,201.5 \text{ kg}$$

Cette valeur représente le flux journalier de marchandises f , soit 6.202 t/j.

Par ailleurs, si l'on suppose que les portes de la chambre froide sont du type à commande automatique et que les marchandises considérées sont palettisées, le tableau ** nous indique une durée moyenne d'ouverture des portes (de transit) :

$$d_i = 0,8 \text{ min/t.}$$

D'où le temps d'ouverture des portes :

$$\tau_p = \frac{0.8 \times 6.201}{24} = 0.206 \text{ min/h}$$

La charge thermique par ouverture des portes est alors :

$$= (8 + 0,067 \times 28) \times 0.206 \times 1.384 \times 2 \times 2.5 \times \sqrt{2.5 \left(1 - \frac{1.2473}{1.384}\right)} \times (23.43 - (-18))$$

$$Q_{op} = 289.83 \text{ w}$$

3.4.6.4 Charges thermiques internes indépendantes des denrées entreposées :

3.4.6.5 Charge thermique due à l'éclairage (Q_{ec}).

Dans notre cas la resserre est éclairée 6 luminaires dont la puissance unitaire compris celle du starter, est de 50 W/et qu'il fonctionne 8 heures par jour.

On a :

$$Q_{ec} = \frac{6 \times 50 \times 8}{24} = 100 \text{ w}$$

Nous avons cependant précisé que la puissance installée était généralement de 6 W/m². La chambre froide ayant une surface de 31.5m², la puissance correspondante est :

$$Q_{ec} = 31.5 \times 6 = 189 \text{ w}$$

3.4.6.6 Charge thermique due aux personnes (Q_{pr})

Dans le cas de notre resserre, le nombre de personnes qui y travaillent est de 3 et qu'elles y travaillent 8 heures par jour.

La température ambiante de la resserre étant de -18 °C, la quantité de chaleur dégagée par personne et par unité de temps est, d'après le tableau 3.8

Température de la chambre froide (°C)	Quantité de chaleur dégagée par personne
-15	360
-18	390

Tableau 3.8 : Composition du plancher

$q = 378 \text{ W}$.

On a par conséquent :

$$Q_{pe} = \frac{3 \times 378 \times 8}{24} = 378 \text{ w}$$

3.4.6.7 Charge thermique due au matériel roulant :

On suppose qu'il n'est pas prévu d'engin de transport motorisé, mais seulement des transpalettes manuels.

On a donc :

$$Q_m = 0 \text{ w}$$

3.4.6.8 Charge thermique due à des machines diverses :

On suppose qu'il n'y a aucune machine particulière dans la chambre froide. On a par conséquent:

$$Q_{md} = 0 \text{ w}$$

3.4.6.9 Charges thermiques internes dépendantes des denrées entreposées :

3.4.6.9 Charge thermique due aux denrées entrantes Q de :

$$Q_{denrées} = \frac{f_j [c_1 \times (T_i - T_{cong}) + L + c_2 \times (T_{cong} - T_f)]}{86400}$$

Avec : f_j : flux journalier, en [kg]

C_1 : Capacité thermique massique avant congélation, en [kJ/kg.K]

T_i : Température initiale ou d'introduction, en [°C]

T_{cong} : Température de congélation, en [°C]

L : Chaleur latente, en [kJ/kg.K]

C_2 : Capacité thermique massique après congélation, en [kJ/kg.K]

T_f : Température finale, en [°C]

On a les données suivantes :

Le flux journalier de marchandises tait estime à 6201.5kg.

$C_1 = 3,4 \text{ [kJ/kg.K]} ; C_2 = 1,600 \text{ [kJ/kg.K]} ; L = 255 \text{ [kJ/kg.K]} ; T_i = +2 \text{ [°C]} ;$

$T_{cong} = -2, 2 \text{ [°C]} ; T_f = (-18 \text{ °C})$

$$Q_{denrées} = \frac{6202 [3.4(2 - (-2.2)) + 255 + 1.6 \times (-2.2 - (-18))]}{86400}$$

$$= 21.144 \text{ kw}$$

$$Q_{\text{denrées}} = 21\,144 \text{ w}$$

3.4.6.10 Charge thermique due à la respiration des denrées Q_{res} :

La chambre froide utilisée pour congélation les poissons. Etant donné que seuls les produits végétaux et les fromages dégagent de la chaleur de respiration ou de fermentation,

$$\text{on a : } Q_{\text{esp}} = 0 \text{ w}$$

3.4.6.11 Puissance frigorifique intermédiaire de l'évaporateur :

La charge thermique intermédiaire est :

$$Q = Q_{\text{tr}} + Q_{\text{re}} + Q_{\text{op}} + Q_{\text{ec}} + Q_{\text{pe}} + Q_{\text{de}} + Q_{\text{res}} + Q_{\text{vent}} + Q_{\text{deg}}$$

$$Q = 1760.9 + 1467 + 289.83 + 189 + 378 + 0 + 0 + 21\,144 + 0$$

$$Q = 25\,228.7 \text{ w}$$

Si l'on fixe la durée journalière de fonctionnement de l'installation à 18 h.

la puissance frigorifique intermédiaire de l'évaporateur est alors :

$$\begin{aligned} P_{\text{prev}} &= \frac{25228.7 \times 24}{18} \\ &= 33\,638.26 \text{ w} \\ &= 33.638 \text{ kw} \end{aligned}$$

3.4.6.12 Charge thermique due aux moteurs des ventilateurs des évaporateurs :

$$Q_{\text{int}} = 1.2 \times P_{\text{prev}} \text{ en w}$$

$$\begin{aligned} Q_{\text{int}} &= 1.2 \times 33\,628.26 = 40\,366 \text{ w} \\ &= 40.366 \text{ kw} \end{aligned}$$

Ces résultats nous permettent de calculer ou de choisir l'évaporateur

En se rapportant du catalogue d'un fabricant on peut choisir par exemple un évaporateur : EVC 20 2F3 6.3

Dont les caractéristiques sont les suivantes :

- Puissance frigorifique : 40 KW
- Température intérieure de la chambre -18 °C
- 3 ventilateurs avec 3 moteurs d'une puissance de 750 W
- Une résistance électrique de dégivrage d'une puissance calorifique de 5 800 W.



Figure 3.6 : EVC 20 2F3 6.3

On peut à présent calculer la charge thermique due au moteur du ventilateur de l'évaporateur, à savoir :

$$Q_{\text{vent}} = \frac{3 \times 750 \times 16}{18}$$

$$Q_{\text{vent}} = 2000 \text{ w}$$

En supposant que la durée de fonctionnement du ventilateur est de 16 h/j.

3.4.6.13 Charge thermique due aux résistances de dégivrage :

$$Q_{\text{deg}} = \frac{n \times p \times t}{t_{\text{inst}}}$$

Il s'agit d'une chambre froide de congélation des poissons, le **tableau 3.5** nous indique que la durée totale de dégivrage doit être :

$$T_{\text{deg}} = 2 \times 60 \text{ min/jour}$$

$$= 120 \text{ min/jour}$$

$$= 2 \text{ h/jour}$$

La charge due à cette résistance est :

$$Q_{\text{deg}} = \frac{3 \times 5800 \times 2}{18}$$

$$= 1933 \text{ w}$$

On obtient la puissance effective de l'évaporateur savoir :

$$Q_{\text{eff}} = 33\,638 + 2000 + 1933$$

$$Q_{\text{eff}} = 33\,771 \text{ w}$$

$$Q_{\text{eff}} = 33.771 \text{ kw}$$

Chapitre 4 :

**SIMULATION ET
CHOIX
D'EQUIPEMENTS**

4 Introduction « choix d'équipements » :

Le choix approprié des équipements frigorifiques dans une chambre froide revêt une importance capitale pour garantir le bon fonctionnement de l'espace de stockage.

Les équipements frigorifiques efficaces contribuent à réduire les coûts énergétiques associés au fonctionnement de la chambre froide. En choisissant des systèmes de réfrigération économes en énergie et des compresseurs performants, on peut minimiser la consommation d'électricité et réaliser des économies à long terme.

4.1 Simulation :

Les programmes et les sites tels que Coolselector, INTARCON (voir ANNEXE A0) permettent de faciliter la réalisation d'un bilan frigorifique précis, ainsi que de faire le dimensionnement des différents organes de l'installation, chacun de ces outils offre des fonctionnalités spécifiques qui peuvent être utilisées de manière efficace pour atteindre l'objectif de la simulation.

L'utilisation de ces programmes et de ces sites peut être efficace pour réaliser un dimensionnement précis d'un bilan frigorifique. Ces outils offrent des fonctionnalités spécifiques qui facilitent la sélection des composants, l'évaluation des charges thermiques et le calcul des performances du système frigorifique. Cependant, il est important de noter que l'efficacité de ces outils dépend également des connaissances et de l'expérience de l'utilisateur. Il est recommandé de disposer de compétences techniques et de comprendre les principes de base de la réfrigération pour utiliser ces outils de manière optimale et obtenir des résultats précis. Dans certains cas, faire appel à des experts en génie frigorifique peut être bénéfique pour garantir la précision du dimensionnement d'un bilan frigorifique.

**Résultats de la simulation du calcul de la chambre
froide n°1 par le Logiciel COOLSELECTOR 2**

Coolselector2



Informations sur le projet

Nom du projet :
 Commentaires :
 Créé par :
 Coolselector2 version: 5.5.6. Base de données: 121
 Imprimé: Lundi 23 Juin 2025
 Préférences utilisées: Toutes les applications

Chambre froide 1

Chambre froide 1 - Groupe de condensation

Conditions de fonctionnement

Fluide frigorigène :	R134a		
Température de point de rosée d'évapo	-8,7 °C	Température extérieure:	47,0 °C
Pression d'évaporation :	2,111 bar	Sous-refroidissement :	3,0 °C
Surchauffe utile :	5,7 °C	Sous-refroidissement additionnel :	0 °C
Surchauffe additionnelle :	0 °C	Altitude:	769,0 m
Température des gaz de retour :	-3,0 °C		
Conditions nominales :	<i>Personnaliser</i>		
Puissance frigorifique requise:	3840 W		

Sélection : OP-MPIM068MLP00E, R134a

Modèle	OP-MPIM068MLP00E
Numéro de code	114X4306
Modèle de compresseur	MLZ030T4
Gamme de produits	Optyma™ Plus
Version du produit	P00
Fluide frigorigène	R134a
Refroidissement [W]	3840
COP refroidissement [W/W]	1,54
Puissance totale [W]	2492
Courant total [A]	7,034
Fréquence [Hz]	50
Alimentation électrique	380 - 400 V 3 ph
Tc [°C]	54,7

Tableau 4.1 : Rapport COOLSELECTOR de la chambre froide N°1

Coolselector2



Chambre froide 1 - Régulateur de chambre froide

Régulateur de chambre froide AK-RC 111

Alimentation électrique	
Tension	230 V~ ± 10% 50Hz / 60Hz
Puissance max. (électronique seulement)	~ 7 VA
Courant nominal (avec toutes les charges connectées)	16 A
Conditions climatiques	
Température de fonctionnement	-5 to 50°C
Température de stockage	-10 to 70°C
Humidité relative extérieure	Inférieur à 90% HR
Caractéristiques générales	
Types de capteurs pouvant être connectés	NTC 10K 1%
Résolution	0.1 °C
Précision de lecture du capteur	± 0.5 °C
Plage de lecture	-45 - 99 °C
Caractéristiques de sortie	
Compresseur	(Relais 30A AC1). 10 A 250 V~ (AC3) (2HP)
Dégivrage	(Relais 30A AC1). 16 A 250 V~ (AC1)
Ventilateurs	(Relais 16A AC1). 2.7 A 250 V~ (AC3)
Eclairage	(Relais 16A AC1). 16 A 250 V~ (AC1)
Remarque	e des absorptions contemporaines des sorties ci-dessus ne doit pas dépasser 16 A
Aux 1 (contact sec)	(Relais 5A AC1). 5(3) A 250 V~
Aux 2 (contact sec)	(Relais 5A AC1). 5(3) A 250 V~
Protection électrique générale	tothermique 16A. Id=300 mA. (Id=30 mA sur demande). Pouvoir de coupure 4.5 kA
Caractéristiques dimensionnelles	
Dimensions	18.0 cm x 9.6 cm x 26.3 cm (HxPxL)
Isolation et caractéristiques mécaniques	
Indice de protection du coffret	IP65
Matériau du coffret	ABS auto-extinguible
Type d'isolation	Classe II
Commander	
AK-RC 111 code number	080Z3220

Suite du Tableau 4.1 : Rapport COOLSELECTOR de la chambre froide N°1

Coolselector2



Régulateur et accessoires pour détendeur électronique	
Régulateur de surchauffe EKE 1A	080G5300
Afficheur pour EKE 1A	080G0294
Câble pour afficheur	080G0075
AK-PS 075 alimentation électrique pour EKE 1A	080Z0053
Batterie de secours EKE 2U	080G5555
Transmetteur de pression DST P110	075G1013
Câble pour transmetteur de pression DST P110	064G0950
Sonde de température ACCPBT	080G0206. Quantité mini. de commande: 10 pcs

Figure 4.1: Rapport COOLSELECTOR

Coolselector2



Chambre froide 1 - Détails chambre froide

Conditions évaporateur

Puissance frigorifique :	3840 W
Température de point de rosée :	-8,7 °C
Température entrée air:	0 °C
Différence moyenne température:	8,7 °C
Puissance ventilateur estimée:	210 W
Puissance dégivrage estimée:	1510 W

Charge chambre froide calculée:

Transmission:	1805 W
Infiltration:	1124 W
Glace sur évaporateur:	73 W
Total denrées:	1400 W
Refroidissement denrées:	1400 W
Respiration denrées:	0 W
Lumières:	120 W
Personnels:	136 W
Ventilateurs:	210 W
Autre :	0 W
Dégivrage:	116 W
Total:	4983 W

Détails chambre froide:

Condition chambre:	
Température :	0 °C
Humidité relative:	80,0 %
Heures de fonctionnement:	16,0 h
Dimensions intérieures:	
Longueur :	4,50 m
Largeur :	6,00 m
Hauteur :	3,99 m
Denrées:	
Type :	Viande
Quantité par jour:	3544 kg
Température d'entrée :	7,0 °C
Renouvellement d'air (infiltration):	
Température :	46,0 °C
Humidité relative:	30,0 %
Ouvertures de porte:	Parfois

Suite du Tableau 4.1 : Rapport COOLSELECTOR de la chambre froide N°1

Coolselector2



Taux de renouvellement d'air:	6,4
Transfert de chaleur:	
Epaisseur panneau:	0,1000 m
Température extérieure à la chambre:	46,0 °C
Température sous-sol:	15,0 °C
Le sol est isolé:	Oui
Charges supplémentaires:	
Lumières:	240 W
Ventilateurs:	210 W
Personnels:	8,0 h/jour
Autre :	0 W
Dégivrage:	
Type de dégivrage:	Naturel
Dégivrage par jour:	4,0
Defrosts time:	30

Suite du Tableau 4.1 : Rapport COOLSELECTOR de la chambre froide N°1

Résultats de la simulation du calcul de la
chambre froide n°1 par le Logiciel
INTARCON

Chambre Frigorifique



Type de chambre froide			
❖ Chambre frigorifique modulable			
Épaisseur d'isolation	100 mm		
Isolation du sol	Oui		
Longueur (intérieur)	4.5 m		
Largeur (à l'intérieur)	6 m		
Hauteur (intérieure)	4.5 m		
Volume intérieur	121.5 m³		
Application			
❖ Conservation à température positive		Température de la chambre	0 °C
Emplacement			
❖ ALGÉRIE		Température ambiante	46 °C
Type de produit			
❖ VIANDE RÉFRIGÉRÉE		Température de stockage	0 °C
Conservation de l'humidité	80 %	Point de congélation	-1.5 °C
Contenu en eau	60 %	Chaleur spécifique	3.2 kJ/kg·K
Chaleur de respiration	0 kJ/kg	Chaleur spécifique congelée	2.1 kJ/kg·K
Emballage			
Type d'emballage	En vrac	Poids de l'emballage	0 kg/kg
Charge de produit			
Densité de charge	350 kg/m³	Charge totale	14175 kg
Taux de turnover journalier	8 %/24h	Rotation quotidienne	3544 kg/24h
Température d'entrée	7 °C		
Site			
❖ À l'intérieur du bâtiment		Altitude	769 m
Température ambiante	46 °C	Humidité relative ambiante	30 %
Température moyenne mensuelle minimale	35 °C	Température moyenne mensuelle maximale	38 °C
Isolation thermique			
Mur	Polyuréthane [0.19 W/mK]	Zone 98.44 m²	Épaisseur1r00 mm Conductivité 0.19 W/m·K
Plafond	Polyuréthane [0.19 W/mK]	Zone 28.06 m²	Épaisseur1r00 mm Conductivité 0.19 W/m·K
Sol	Polyuréthane injecté [0.264 W/mK]	Zone 28.06 m²	Épaisseur1r00 mm Conductivité 0.264 W/m·K
Porte	Poliuretano inyectado [0.025 W/mK]	Zone 8 m²	Épaisseur7r15 mm Conductivité 0.025 W/m·K
Vitrage			
Fenêtre	Verre triple	Zone	0 m²
Ventilation naturelle			
Température de l'air extérieur	46 °C	Humidité de l'air extérieur	30 %
Ouvertures quotidiennes de porte	12.9 /24h	Renouvellements quotidiens	6.4 /24h
Atmosphère contrôlée			
Production naturelle de CO2	2.7 kgCO2/dia	Concentration maximale admissible de CO2	2 %
Débit de ventilation	3.137 m³/h		
Profession du personnel			
Puissance unitaire	272 W/pers	Personne	3 pers

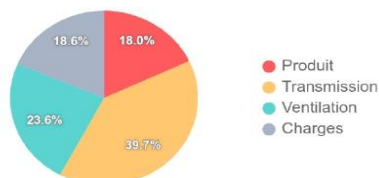
Tableau 4.2: Rapport INTRACON chambre froide N°1

Chambre Frigorifique



Foudre			
Puissance unitaire	0 W/m²	Surface	27 m²
Résistance de la porte			
Puissance unitaire	0 W/m	Périmètre	9 m
Dégivrage			
Type de dégivrage	Électrique		
Ventilateurs			
Débit d'air	2430 m³/h	Pression statique totale	150 Pa
Efficacité	30.64 %	Puissance électrique	0.33 kW
Autres charges thermiques			
Puissance électrique	0 kW	Horaires quotidiens	8 h/24h
Besoins en réfrigération			
Période de calcul	24 h		
Refroidissement du produit	68108 kJ		
Transfert de chaleur	150014 kJ		
Renouvellement de l'air	89107 kJ		
Charges thermiques	70313 kJ		
TOTAL	377542 kJ		
Temps de fonctionnement	16 h		
Capacité de refroidissement requise			
Puissance frigorifique pour la conservation des produits	3489 W	Capacité totale de refroidissement	5526 W
Capacité de refroidissement spécifique	47.95 W/m³		

Catégorie	Pourcentage
Produit	18.0%
Transmission	39.7%
Ventilation	23.6%
Charges	18.6%



*Toutes les précautions ont été prises pour assurer l'exactitude de ce calcul, mais aucune responsabilité n'est assumée pour tout dommage ou perte pouvant résulter de son utilisation.

Tableau 4.2 : Suite du Rapport INTRACON chambre froide N°1

Résultats de la simulation du calcul de la
chambre froide N°2 par le Logiciel
COOLSELECTOR 2

Coolselector2



Informations sur le projet

Nom du projet : Bilan frigorifique chambre N02
 Commentaires :
 Créé par :
 Coolselector2 version: 5.5.6. Base de données: 121
 Imprimé: Lundi 23 Juin 2025
 Préférences utilisées: Toutes les applications

Chambre froide 1

Chambre froide 1 - Groupe de condensation

Conditions de fonctionnement

Fluide frigorigène :	R452A		
Température de point de rosée d'évaporation :	-28,2 °C	Température extérieure:	47,0 °C
Pression d'évaporation :	1,983 bar	Sous-refroidissement :	3,0 °C
Température d'évaporation à point-moyen:	-29,2 °C	Sous-refroidissement additionnel :	0 °C
Surchauffe utile :	6,6 °C	Altitude:	0 m
Surchauffe additionnelle :	0 °C		
Température des gaz de retour :	-21,6 °C		

Conditions nominales : *Personnaliser*
Puissance frigorifique requise: 26150 W

Sélection : OP-LPOM168LLP02E, R452A

Pourcentage de correspondance (24,0%) inférieur à la valeur minimum (90%).

Modèle	OP-LPOM168LLP02E
Numéro de code	114X3486
Modèle de compresseur	LLZ034T4A
Gamme de produits	Optyma™ Plus
Version du produit	P02
Fluide frigorigène	R452A
Refroidissement [W]	6272
COP refroidissement [W/W]	0,87
Puissance totale [W]	7207
Courant total [A]	15,91
Fréquence [Hz]	50
Alimentation électrique	380 - 400 V 3 ph
Te [°C]	54,1

Figure 4.2 : Rapport COOLSELECTOR chambre froide N2

Coolselector2

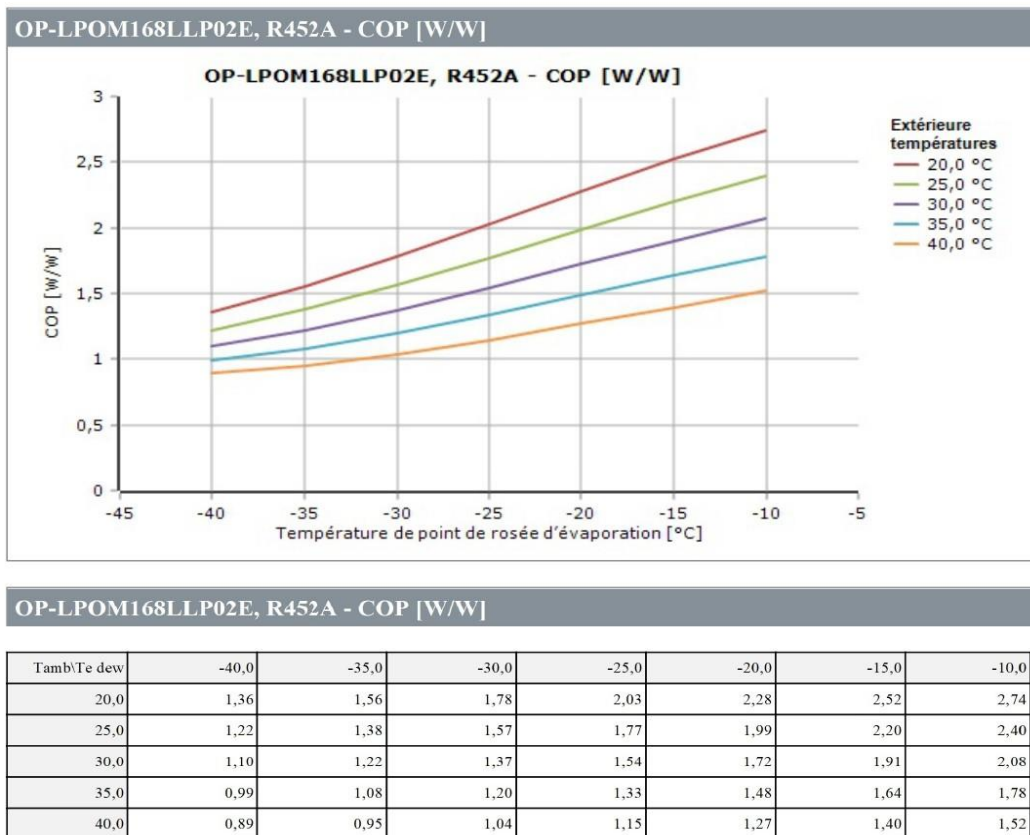


Figure 4.3 : Rapport COOLSELECTOR chambre froide N2

Coolselector2



Chambre froide 1 - Régulateur et accessoires pour détendeur électronique

Régulateur et accessoires pour détendeur électronique

Régulateur de surchauffe EKE 1A	080G5300
Afficheur pour EKE 1A	080G0294
Câble pour afficheur	080G0075
AK-PS 075 alimentation électrique pour EKE 1A	080Z0053
Batterie de secours EKE 2U	080G5555
Transmetteur de pression DST P110	075G1013
Câble pour transmetteur de pression DST P110	064G0950
Sonde de température ACCPBT	080G0206. Quantité mini. de commande: 10 pcs

Figure 4.4 : Rapport COOLSELECTOR chambre froide N2

Coolselector2

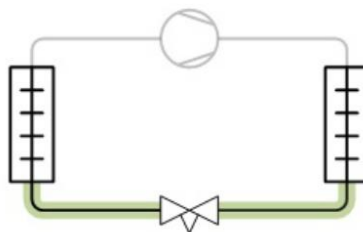


Chambre froide 1 - Ligne liquide

Conditions de fonctionnement

Fluide frigorigène :	R452A	Puissance frigorifique :	26150 W
Débit massique dans la conduite :	0,365 kg/s	Puissance calorifique :	52830 W
Température de point de rosée d'évaporatio	-28,2 °C	Température de point de rosée de condensati	59,0 °C
Pression d'évaporation :	1,985 bar	Pression de condensation :	27,61 bar
Température moyenne d'évaporation :	-29,1 °C	Sous-refroidissement :	3,0 °C
Surchauffe utile :	6,6 °C	Sous-refroidissement additionnel :	0 °C
Surchauffe additionnelle :	0 °C		
Température de refoulement :	92,2 °C		

Système et conduite : Détente directe - Ligne liquide



Total de la conduite

Chute de pression	25,63 bar
Chute de la température de saturation	88,4 °C

Avertissement dans un ou plusieurs composants

Pipe. Tuyauterie: Tuyauterie en cuivre DIN-EN 18

	Longueur	1,00 m
	Angle	0 deg
	Chute de pression	0,016 bar
	Chute de la température de saturation	0,0 °C
	Vitesse, entrée	1,90 m/s
	Raccordement	OK

Tuyauterie: Réducteur en cuivre DIN-EN 18 x 28

	Nombre	1
	Chute de pression	0,004 bar
	Chute de la température de saturation	0,0 °C
	Vitesse, entrée	1,90 m/s
	Raccordement	OK

Figure 4.5 : Rapport COOLSELECTOR chambre froide N2

Coolselector2



EVR. Electrovanne: EVR 25 v2

	Chute de pression	0,110 bar
	Chute de la température de sa	0,2 °C
	Vitesse, entrée	0,78 m/s
	État de la vanne	Partiellement ouverte
	Raccordement	OK

Numéro de code sélectionné pour EVR 25 v2:

EVR 25: 032L2200

Tuyauterie: Réducteur en cuivre DIN-EN 28 x 12

	Nombre	1
	Chute de pression	0,066 bar
	Chute de la température de saturation	0,1 °C
	Vitesse, entrée	0,78 m/s
	Raccordement	OK

Tuyauterie: Réducteur en cuivre DIN-EN 12 x 8

	Nombre	1
	Chute de pression	0,410 bar
	Chute de la température de saturation	0,7 °C
	Vitesse, entrée	4,85 m/s
	Raccordement	OK

EEV. Détendeur électronique: ETS 6-40

	Puissance maximum	26130 W
	Puissance minimum	4359 W
	Charge	100 %
	Chute de pression	24,02 bar
	Chute de la température de saturation	77,2 °C
	Vitesse, entrée	13,48 m/s
	État de la vanne	Ouverte
	Raccordement	OK

La puissance du détendeur est trop faible

Numéros de codes sélectionnés pour ETS 6-40:

ETS 6 - 40: 034G5060. Quantité mini. de commande: 100 pcs

ETS 6: 034G5100. Quantité mini. de commande: 100 pcs

Distributer. Distributeur: Distributor

	Chute de pression	1,000 bar
	Chute de la température de saturation	10,2 °C
	Vitesse, entrée	0 m/s
	Raccordement	OK

Figure 4.6 : Rapport COOLSELECTOR chambre froide N2

Coolselector2



Chambre froide 1 - Détails chambre froide

Conditions évaporateur

Puissance frigorifique :	6272 W
Température de point de rosée :	-28,2 °C
Température entrée air:	-18,0 °C
Différence moyenne température:	12,1 °C
Puissance ventilateur estimée:	210 W
Puissance dégivrage estimée:	1510 W

Charge chambre froide calculée:

Transmission:	303 W
Infiltration:	1356 W
Glace sur évaporateur:	88 W
Total denrées:	29040 W
Refroidissement denrées:	29040 W
Respiration denrées:	0 W
Lumières:	107 W
Personnels:	169 W
Ventilateurs:	210 W
Autre :	0 W
Dégivrage:	80 W
Total:	31350 W

Détails chambre froide:

Condition chambre:	
Température :	-18,0 °C
Humidité relative:	70,3 %
Heures de fonctionnement:	18,0 h
Dimensions intérieures:	
Longueur :	4,50 m
Largeur :	7,00 m
Hauteur :	3,99 m
Denrées:	
Type :	Poisson
Quantité par jour:	6202 kg
Température d'entrée :	2,0 °C
Renouvellement d'air (infiltration):	
Température :	46,0 °C
Humidité relative:	30,0 %
Ouvertures de porte:	Parfois

Page 8/9

Tableau 4.3: Rapport COOLSELECTOR chambre froide N°2

Coolselector2



Taux de renouvellement d'air:	5,8
Transfert de chaleur:	
Epaisseur parneau:	0,1000 m
Température extérieure à la chambre:	-18,0 °C
Température sous-sol:	15,0 °C
Le sol est isolé:	Oui
Charges supplémentaires:	
Lumières:	240 W
Ventilateurs:	210 W
Personnels:	8,0 h/jour
Autre :	0 W
Dégivrage:	
Type de dégivrage:	Naturel
Dégivrage par jour:	4,0
Defrosts time:	30

Suite du Tableau 4.3: Rapport COOLSELECTOR chambre froide N2

Résultats de la simulation du calcul de la chambre froide n°1 par le Logiciel INTARCON

Chambre Frigorifique



Type de chambre froide			
❖ Chambre frigorifique modulable			
Épaisseur d'isolation	100 mm		
Isolation du sol	Oui		
Longueur (intérieur)	4.5 m		
Largeur (à l'intérieur)	7 m		
Hauteur (intérieure)	4.5 m		
Volume intérieur	141.75 m³		
Application			
❖ Conservation à température négative		Température de la chambre	-18 °C
Emplacement			
❖ ALGÉRIE		Température ambiante	46 °C
Type de produit			
❖ POISSON CONGELÉ		Température de stockage	-18 °C
Conservation de l'humidité	70 %	Point de congélation	-2.2 °C
Contenu en eau	73 %	Chaleur spécifique	3.2 kJ/kg·K
Chaleur de respiration	0 kJ/kg	Chaleur spécifique congelée	1.6 kJ/kg·K
Emballage			
Type d'emballage	En vrac	Poids de l'emballage	0 kg/kg
Charge de produit			
Densité de charge	175 kg/m³	Charge totale	24806.5 kg
Taux de turnover journalier	25 %/24h	Rotation quotidienne	6202.5 kg/24h
Température d'entrée	7 °C		
Refroidissement du produit			
❖ Sphère		Poids par pièce	0.1 kg
Épaisseur du produit	59.21 mm	Densité	892 kg/m³
Conductivité	1.2 W/m²·K	Vitesse	0.1 m/s
Température finale au centre du produit	-18 °C	Temps de refroidissement	24 h
Température de l'air	-18 °C		
Site			
❖ À l'intérieur du bâtiment		Altitude	769 m
Température ambiante	46 °C	Humidité relative ambiante	20.78 %
Température moyenne mensuelle minimale	46 °C	Température moyenne mensuelle maximale	46 °C
Isolation thermique			
Mur	Polystyrène expansé [0.035 W/mK]	Zone 107.64 m²	Épaisseur 100 mm Conductivité 0.035 W/m·K
Plafond	Polystyrène expansé [0.035 W/mK]	Zone 32.66 m²	Épaisseur 100 mm Conductivité 0.035 W/m·K
Sol	Polystyrène expansé [0.035 W/mK]	Zone 32.66 m²	Épaisseur 100 mm Conductivité 0.035 W/m·K
Porte	Polystyrène expansé [0.035 W/mK]	Zone 8 m²	Épaisseur 75 mm Conductivité 0.035 W/m·K
Vitrage			
Fenêtre	Verre triple	Zone	0 m²
Ventilation naturelle			
Température de l'air extérieur	46 °C	Humidité de l'air extérieur	30 %
Ouvertures quotidiennes de porte	7.4 /24h	Renouvellements quotidiens	4.2 /24h

23/6/2025

1

Figure 4.6 : Rapport INTRACON chambre froide N°2

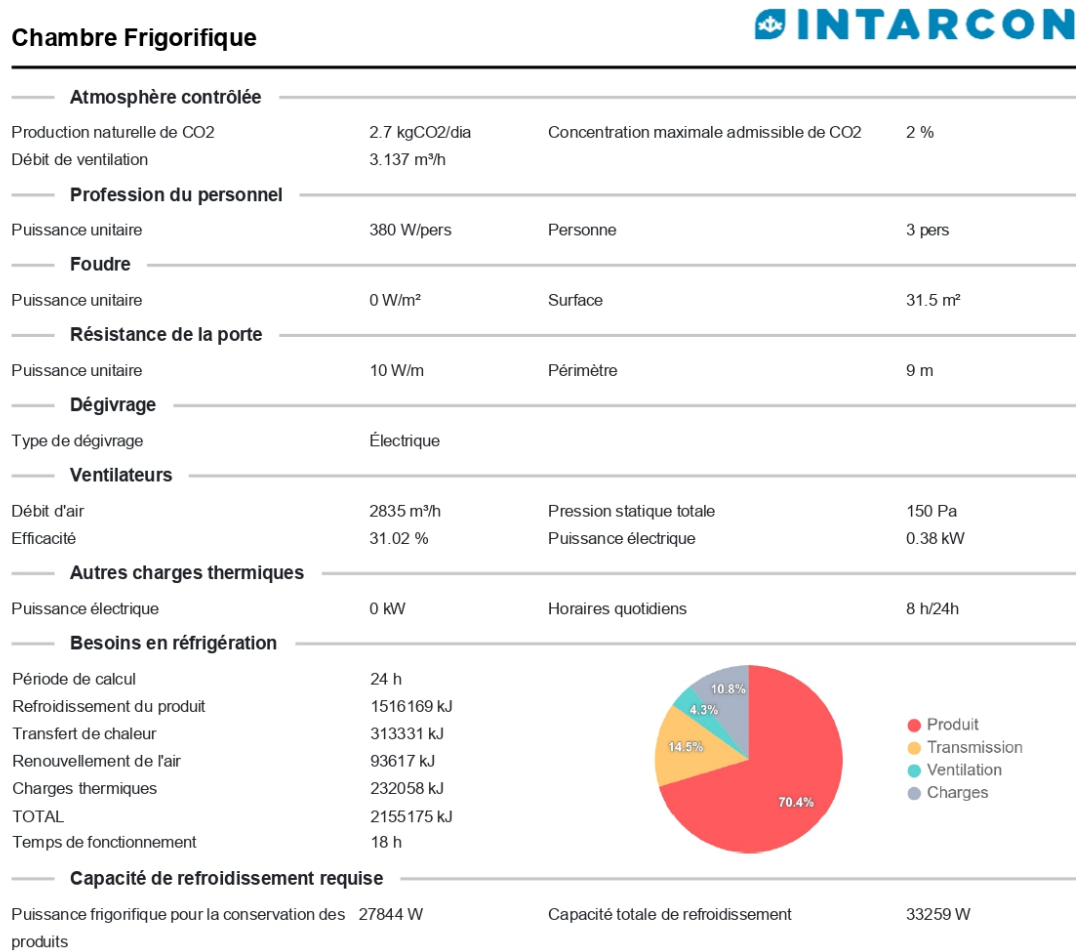


Figure 4.7 : Rapport INTRACON chambre froide N2

4.2 Les différents résultats obtenus :

Chambre	Coolselector	INTARCON	Calcul manuel
N°1	3840 w	3489 w	3403.5w
N°2	26160 w	27844 w	25 228.7 w

Tableau 4.4 Les différents résultats obtenus

4.3 Choix d'Équipements :

4.3.1 Choix de l'évaporateur :

Dans les chambres froides, les évaporateurs sont en général en convection forcée avec les ventilateurs placés sur la face avant.

Ils sont montés en hauteur juste en dessous du plafond de la chambre froide de telle manière que le soufflage de la veine d'air primaire (sortant de l'évaporateur) soit au-dessus des denrées stockées, ce qui va induire des mouvements d'air secondaire dans la zone d'entreposage des produits.

Une telle circulation de l'air permet à l'évaporateur de jouer efficacement son rôle.

La sélection pratique des évaporateurs s'effectue sur la base des recommandations du constructeur. Un point important de la sélection concerne l'écartement des ailettes.

On rencontre des évaporateurs dont l'écartement entre ailettes (pas) est :

- De 4.5 mm, ils conviennent pour les installations dont la température d'évaporation est supérieure ou égale à 0°C.
- De 7 mm, ils conviennent aux resserres à viande et aux chambres froides de congélation.
- De 12 mm, ils conviennent pour les installations dont la température d'évaporation est inférieure à -3°C avec des apports en humidité élevés (réfrigération rapide).

La sélection d'une chambre froide est fonction de la destination de la chambre froide projetée.

Elle se base également sur la température d'évaporation et sur la différence entre la température ambiante (température intérieure de la chambre froide) et la température d'évaporation.

Dans ce cas la température à réaliser T_f est la température ambiante de la chambre froide qui est égale à 0°C, est aussi la température d'entrée de l'air. Prenons $\Delta T = 8$ K, ce qui donne une température d'évaporation $T_0 = -8^\circ\text{C}$. Prenons comme fluide frigorigène le R 404a.

4.3.2 Choix du compresseur ou du groupe de condensation :

Le compresseur est choisi sur une même base que l'évaporateur, c'est-à-dire pour une même puissance frigorifique et les mêmes conditions de fonctionnement (température d'évaporation, température de condensation).

La sélection pratique du compresseur est effectuée sur la base des tableaux ou diagrammes du constructeur. Les données constructrices sont généralement établies sur la base de la norme internationale ISO DIS 9 309 (température à l'aspiration de 25°C sans sous refroidissement du liquide).

Pour le groupe de condensation (association compresseur condenseur bouteille liquide), la sélection est pratiquement identique à la sélection d'un compresseur. Une des variables d'entrée pour la sélection du groupe est la température d'entrée du fluide de refroidissement (air) et non pas la température de condensation du FF (pour la sélection du compresseur).

4.3.3 Choix du condenseur :

La sélection pratique d'un condenseur à air est généralement déterminée sur la base de :

La température d'entrée de l'air au condenseur.

La température de condensation.

L'écart de température entre la température de condensation et la température d'entrée de l'air au condenseur.

Les catalogues (tableaux ou diagrammes) fournisseurs donnent la démarche à suivre pour la sélection de ces équipements. Des tableaux ou diagrammes annexes permettent de déterminer les coefficients de correction à appliquer s'il y'a lieu.

4.3.3.1 CHAMBRE N°1 :

Conditions de fonctionnement :

- Fluide frigorigène : R404a
- Production frigorifique : $Q_o = 5105 \text{ W}$
- Température d'évaporation : $\theta_o = -8^\circ\text{C}$
- Température de condensation : $\theta_k = +56^\circ\text{C}$

4.3.3.2 CHAMBRE N°1 :

Conditions de fonctionnement :

- Fluide frigorigène : R404a
- Production frigorifique : $Q_o = 33.638 \text{ KW}$
- Température d'évaporation : $\theta_o = -26^\circ\text{C}$
- Température de condensation : $\theta_k = +56^\circ\text{C}$

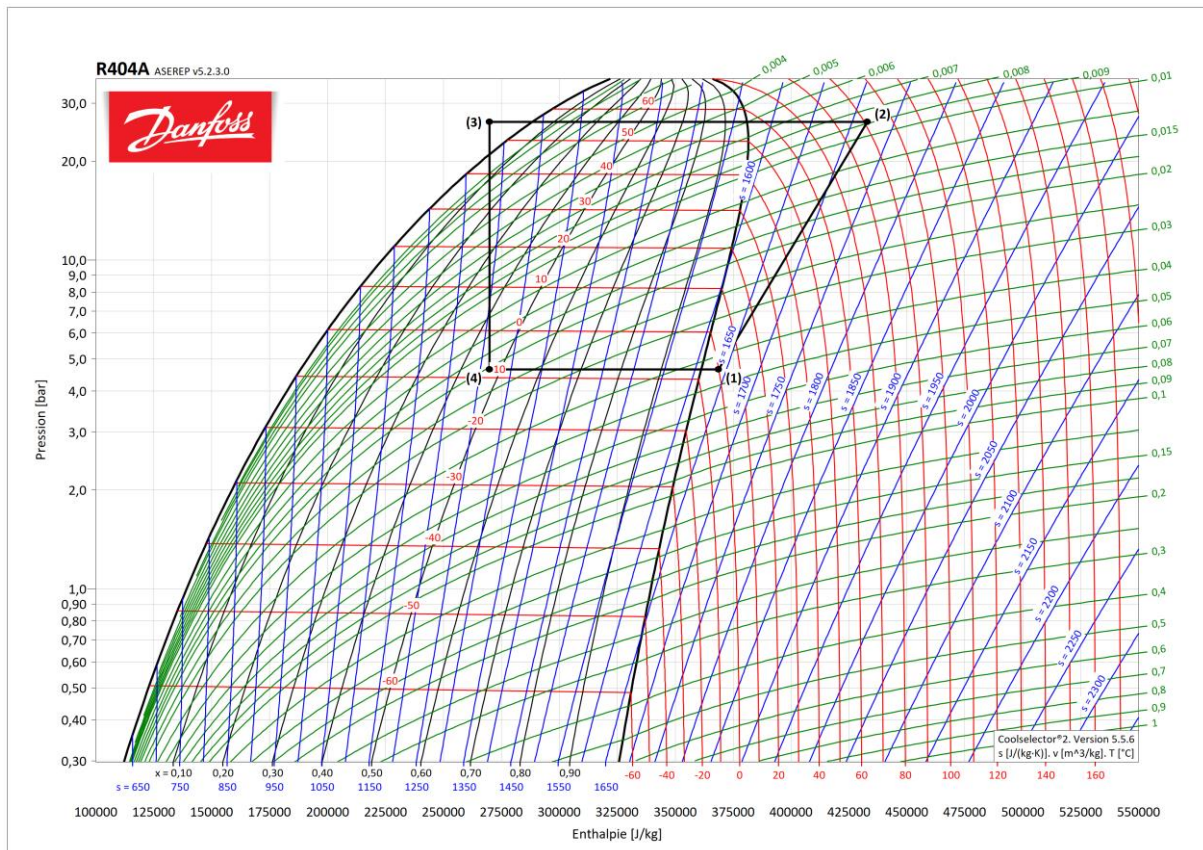


Figure 4.8: Diagramme enthalpique R404A chambre N°1

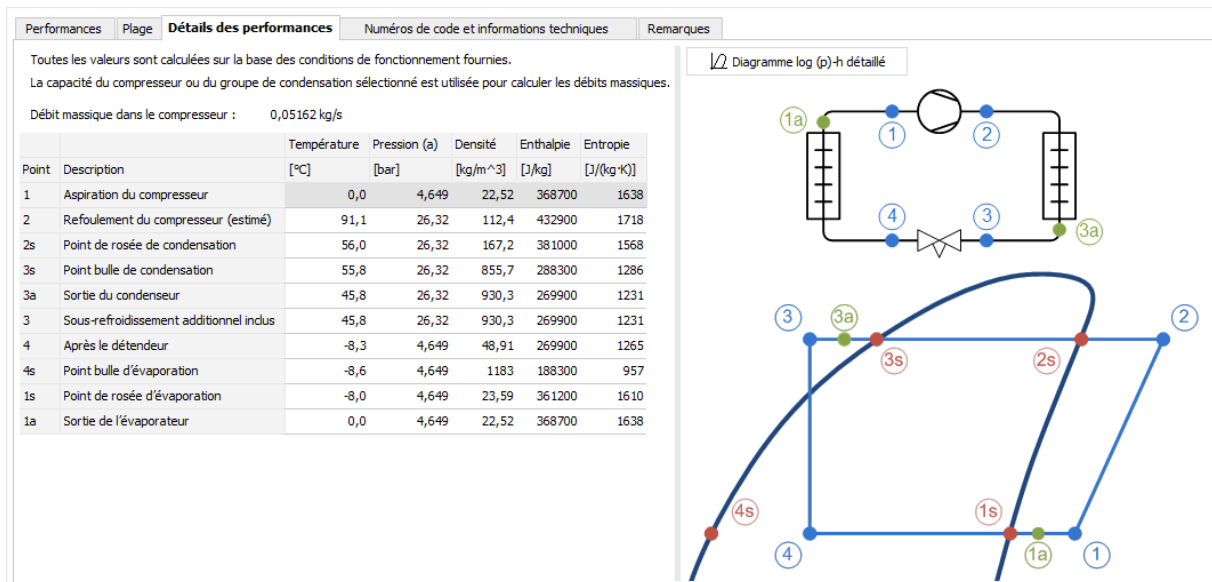


Figure 4.9 : Paramètres thermodynamique de la chambre froide N°1 selon (COOLSELECTOR)

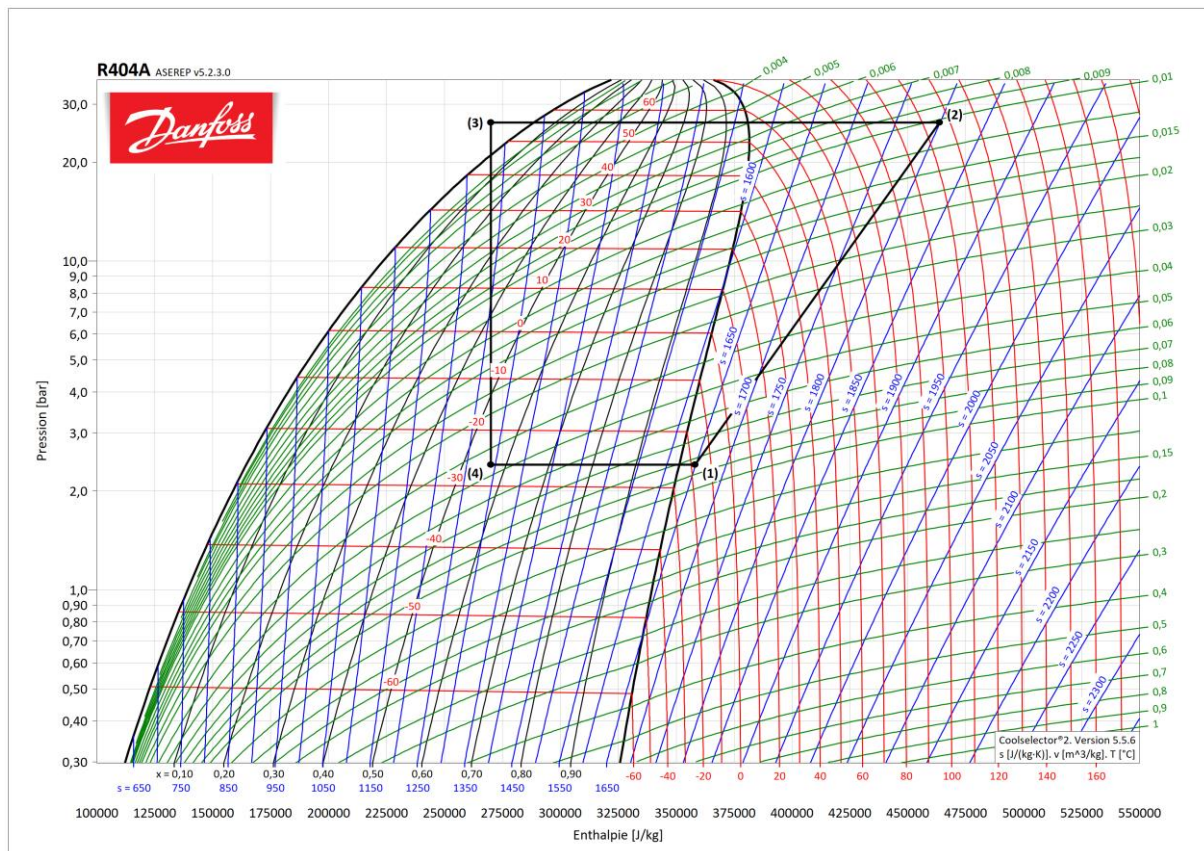


Figure 4.10 : Diagramme enthalpique R404A chambre N°2

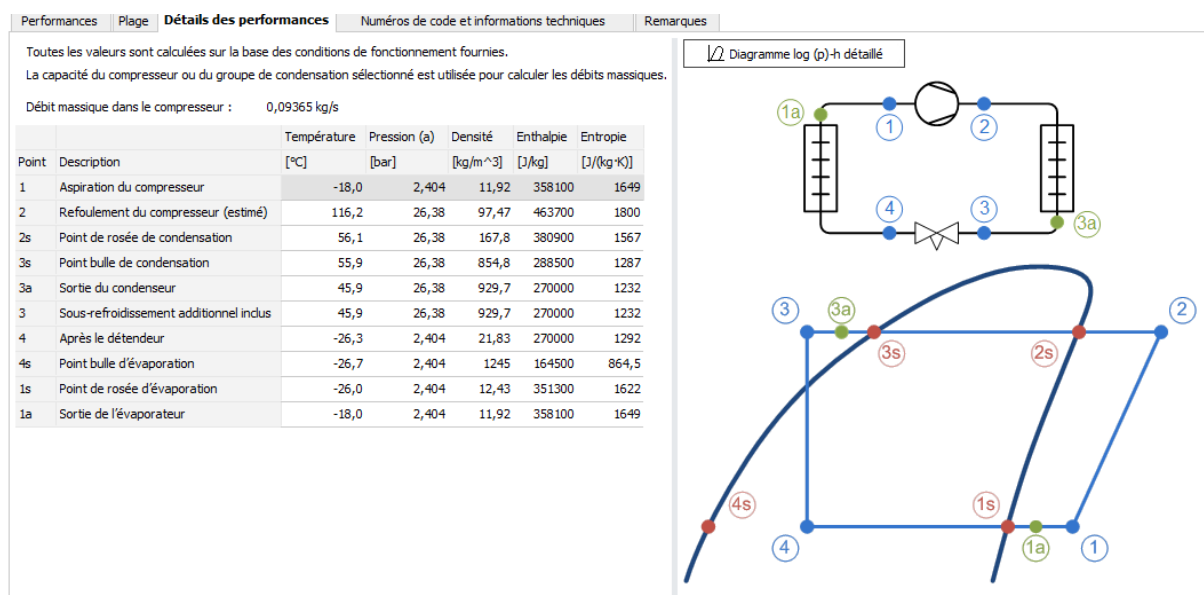


Figure 4.11 Paramètres thermodynamique de la chambre froide N°2 selon (COOLSELECTOR)

4.4 Choix de l'évaporateur :



info@masterkitrefrigeration.com
www.masterkitrefrigeration.com

Client : CHAMBRE FROIDE N01
Référence :
Projet :
Commentaire :
REFRISOFT : V3.0
Date d'impression : 23/06/2025

Page : 1 / 2

EVAPORATEUR CUBIQUE

Modèle	EVM 25C 1F 6.3		
Puissance	6,80 kW	SHF	- -
Réfrigérant	R404A		
Condition standard	SC2		
Delta T1	8 K	Température sortie fluide	- °C
Température d'évaporation	-8 °C	Température sortie Air	- °C
Entrée Température Air	0 °C	Sortie Humidité Relative	- %
Débit d'air	3341 m³/h	Pression disponible	0 Pa
Niveau de pression sonore	50 dbA	à la distance de	5 m
Matériau ailettes	Aluminium	Altitude	0 m
Ecartement d'ailettes	6.3 mm	Projection d'air (0.5m/s)	13 m
Volume circuit	4.1 dm³	Surface d'échange	18.4 m²

DIMENSIONS & POIDS

Longueur	1025 mm	Poids	55 kg
Hauteur	580 mm	Raccordement entrée	22 mm
Profondeur	480 mm	Raccordement sortie	22 mm

DONNEES VENTILATEURS

Nombre	1	Diamètre	400 mm
Vitesse de rotation	1430 r.p.m	Couplage	-
Puissance totale	160 W	Intensité totale	0.7 A
Tension - Phase(s)	230-1 V	Fréquence	50 Hz

Prix

Prix unitaire	0,00 €	Conditions de livraison	- -
Options	0,00 €	Délai de livraison	- -
Prix Total	0,00 €	Emballage	- -
Remise	0,00 €		
Prix Total net	0,00 €		

Figure 4.12 : Caractéristiques de L'évaporateur retenu selon pour la chambre froide N°1 selon MASTERKIT

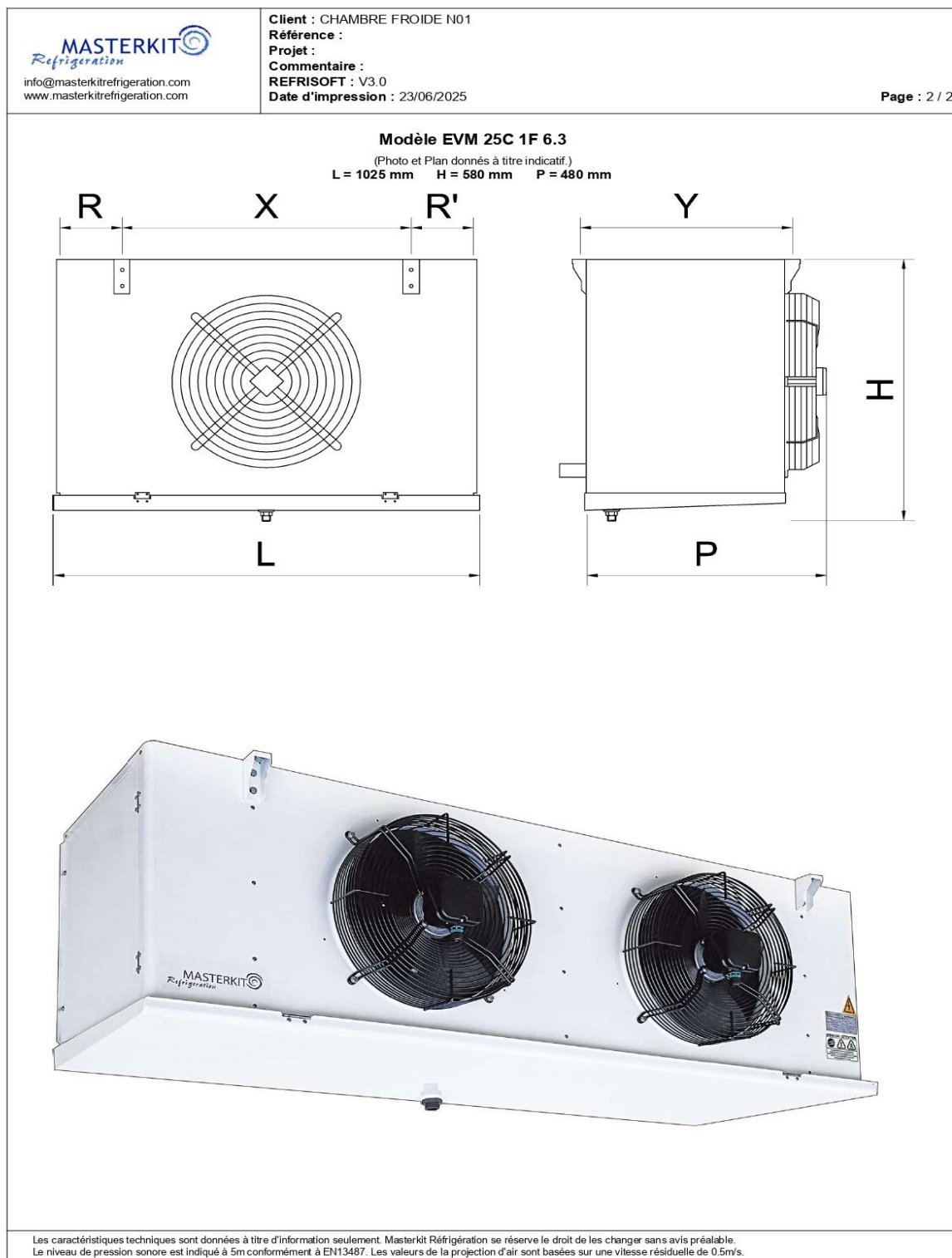


Figure 4.13: Schéma de L'évaporateur retenu selon pour la chambre froide N°1 selon MASTERKIT



info@masterkitrefrigeration.com
www.masterkitrefrigeration.com

Client : CHAMBRE FROIDE N2
Référence :
Projet :
Commentaire :
REFRISOFT : V3.0
Date d'impression : 23/06/2025

Page : 1 / 2

EVAPORATEUR CUBIQUE

Modèle	EVC 450 3F6 6.3		
Puissance	45,61 kW	SHF	- -
Réfrigérant	R404A		
Condition standard	SC3		
Delta T1	7 K	Température sortie fluide	- °C
Température d'évaporation	-25 °C	Température sortie Air	- °C
Entrée Température Air	-18 °C	Sortie Humidité Relative	- %
Débit d'air	36829 m³/h	Pression disponible	0 Pa
Niveau de pression sonore	58 dbA	à la distance de	5 m
Matériau ailettes	Aluminium	Altitude	0 m
Ecartement d'ailettes	6.3 mm	Projection d'air (0.5m/s)	35 m
Volume circuit	48.8 dm³	Surface d'échange	214.4 m²

DIMENSIONS & POIDS

Longueur	4550 mm	Poids	465 kg
Hauteur	880 mm	Raccordement entrée	35 mm
Profondeur	700 mm	Raccordement sortie	54 mm

DONNEES VENTILATEURS

Nombre	3	Diamètre	630 mm
Vitesse de rotation	1330 r.p.m	Couplage	-
Puissance totale	3750 W	Intensité totale	7.5 A
Tension - Phase(s)	400-3 V	Fréquence	50 Hz

Prix

Prix unitaire	0,00 €	Conditions de livraison	- -
Options	0,00 €	Délai de livraison	- -
Prix Total	0,00 €	Emballage	- -
Remise	0,00 €		
Prix Total net	0,00 €		

Figure 4.14 : Caractéristiques de L'évaporateur retenu selon pour la chambre froide N°2 selon MASTERKIT

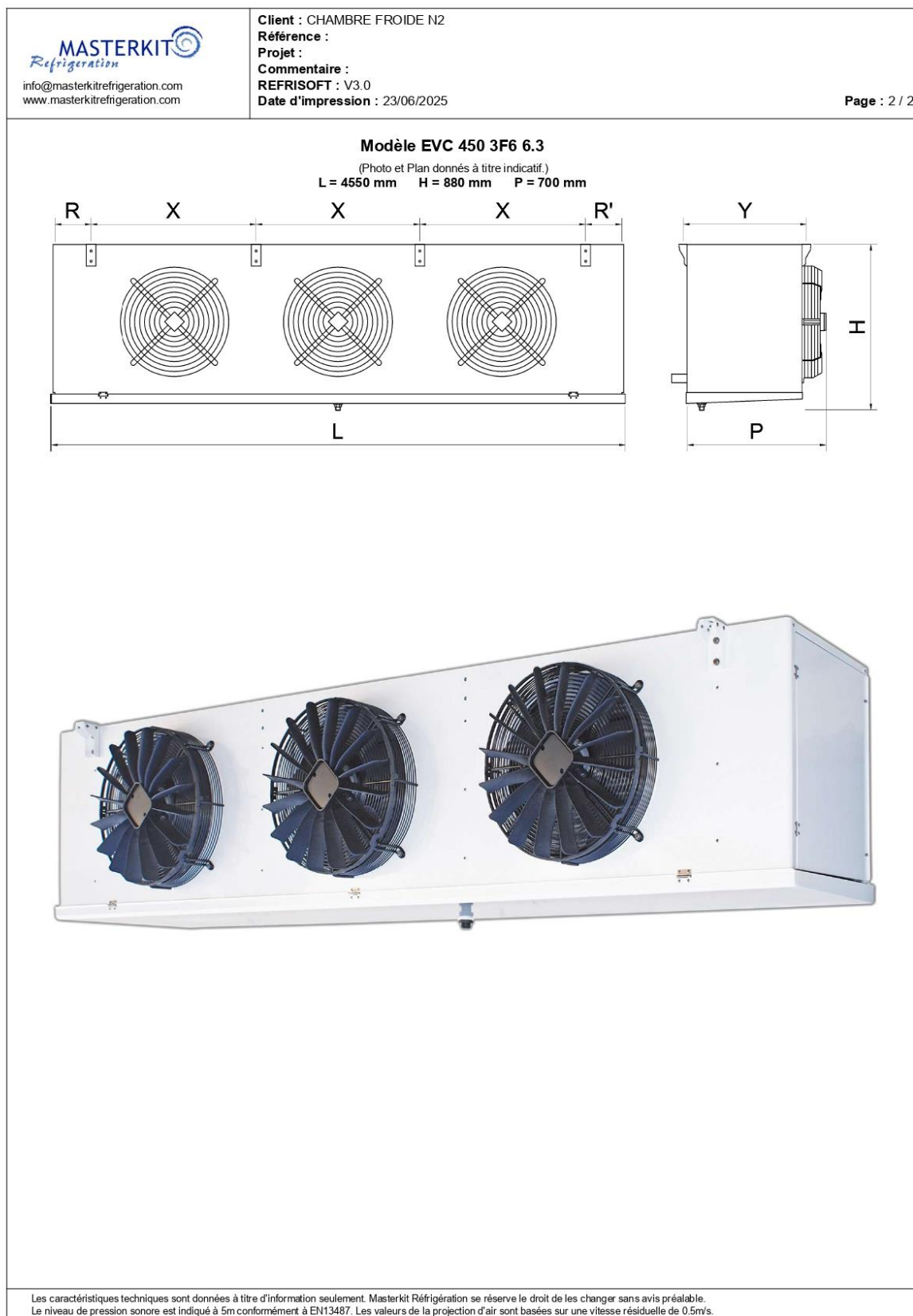


Figure 4.15 : Schéma de L'évaporateur retenu selon pour la chambre froide N°1 selon MASTERKIT

Alors pour déterminer les puissances du compresseur et le condenseur nous devons extraire ΔH d'après le diagramme et le débit massique Q_m (cas de chambre froide 1)

(Cas de chambre froide 1) :

$$\Delta H_{\text{éva}} = 368 - 269 = 99 \text{ kJ/kg} \quad 4.1$$

$$\Delta H_{\text{comp}} = 432 - 368 = 64 \text{ kJ/kg} \quad 4.2$$

$$\Delta H_{\text{cond}} = 381 - 269 = 112 \text{ kJ/kg} \quad 4.3$$

(Cas de chambre froide 2) :

$$\Delta H_{\text{éva}} = 358 - 270 = 88 \text{ kJ/kg} \quad 4.4$$

$$\Delta H_{\text{comp}} = 463 - 358 = 105 \text{ kJ/kg} \quad 4.5$$

$$\Delta H_{\text{cond}} = 380 - 270 = 110 \text{ kJ/kg} \quad 4.6$$

- La puissance d'évaporateur N°1 : 6.8 KW

- La puissance d'évaporateur N°2 : 45.6 KW

$$\text{Et : } Q_m = \frac{p}{\Delta H_{\text{éva}}} \text{ kg/s}$$

$$\text{Alors on obtient : } Q_{m1} = \frac{6.8}{99} = 0.068 \text{ kg/s} \quad 4.7$$

$$Q_{m2} = \frac{45.6}{88} = 0.518 \text{ kg/s} \quad 4.8$$

Donc maintenant on peut calculer les puissances :

1) Compresseur :

$$P = Q_m \times \Delta H \quad 4.9$$

$$\text{- La puissance compresseur N°1} = 0.068 \times 64 = 4.352 \text{ kW} \quad 4.10$$

$$\text{- La puissance compresseur N°2} = 0.518 \times 105 = 54.39 \text{ kW} \quad 4.11$$

2) Condenseur :

$$\text{- La puissance condenseur N°1} = 0.068 \times 112 = 7.616 \text{ kW} \quad 4.12$$

$$\text{- La puissance condenseur N°2} = 0.518 \times 110 = 56.98 \text{ kW} \quad 4.13$$

	Chambre	ΔH (Kj/Kg)		
			Qm (Kg/s)	P (KW)
Compresseur	N°1	64	0.068	4.352
	N°2	105	0.518	54.39
Condenseur	N°1	112	0.068	7.616
	N°2	110	0.518	56.98

Tableau 4.5 : Les puissances de compresseur et condenseur**4.5 Le Coefficient de Performance de compression du compresseur :**

$$r = \frac{P_{evap}}{P_{comp}} \quad \text{III.14}$$

Plus ce rapport est élevé, plus le compresseur travaille difficilement, ce qui peut diminuer le COP.

Le COP compression du compresseur pour de compresseur

Chambre	COP
N°1	1.56
N°2	0.83

Tableau 4.6 : COP de la chambre froide N°1 et N°2

ANNEXE A0

ANNEXE A0

LOGICIEL Coolselector :



Ce logiciel sert à optimiser la consommation d'énergie et à augmenter l'efficacité de tout système HVACR. Exécutez des calculs impartiaux basés sur un ensemble de conditions de fonctionnement, telles que la capacité de refroidissement, le réfrigérant, l'évaporation et la température de condensation, puis sélectionnez les meilleurs composants pour votre conception.

INTARCON :



INTARCON est né en 2007 comme une initiative commune d'un groupe des entrepreneurs et professionnels appartenant au secteur de la réfrigération et l'air conditionné pour développer une nouvelle gamme d'équipements de réfrigération commerciale.

INTARCON est une entreprise spécialisée dans le développement, la fabrication et la commercialisation d'équipements de réfrigération commerciale et industrielle. Ils proposent une large gamme de produits tels que des groupes frigorifiques, des chambres froides, des armoires réfrigérées, des vitrines et bien d'autres solutions frigorifiques. INTARCON propose via leur site web des services de bilan thermique pour les chambres froides, permettant d'évaluer précisément les besoins de refroidissement et de choisir les équipements frigorifiques appropriés. Ces services contribuent à garantir des conditions de stockage optimales, une conservation efficace des produits et une gestion énergétique optimisée.

IV.2 L'exécution des programmes :

IV.2.1 Coolselector :

1) L'interface principale du programme :

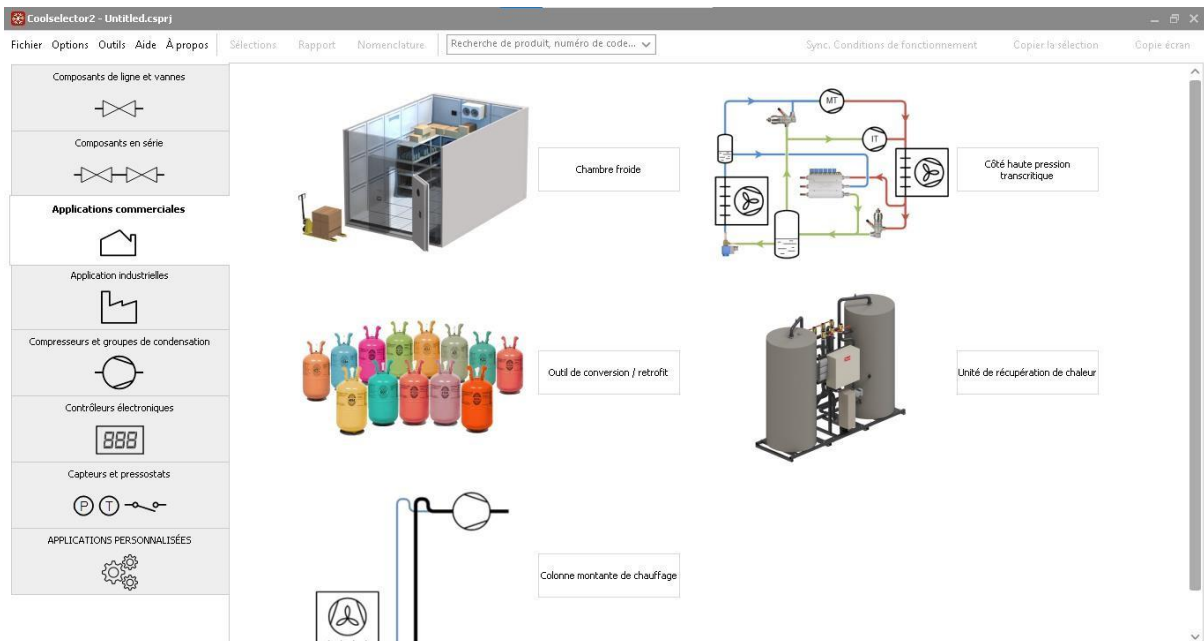


Figure A0.1 : Interface principale

2) Étape 1 : Assistant charge thermique :



Figure A0.2 : Étape N°1

3) Étape 2 : Résumé charge thermique de la chambre :

Chambre froide - Etape 2 de 5: Résumé charge thermique chambre froide

Les données ci dessous sont nécessaires pour calculer la puissance frigorifique de la chambre froide :

Longueur :	6,00 m	Condition chambre:		Denrées:	
Largeur :	5,00 m	Température :	5,0 °C	Produits :	
Hauteur :	3,60 m	Humidité relative:	80 %	Quantité par jour:	4000 kg
		Heures de fonctionnement:	17,3 h	Température d'entrée :	10,0 °C
				Charge thermique respiration:	
				Masse totale dans la chambre:	20000 kg

☒ Dimensions intérieures
☐ Dimensions extérieures

Renouvellement d'air (infiltration):

Température : 28,0 °C
Humidité relative: 55 %

☒ Ouvertures de porte:
Parfois

☐ Taux de renouvellement d' : 4,81
(fois le volume de la chambre par 24 heures)

Transfert de chaleur:

☒ Panneaux standards ☐ Panneaux personnalisés

Type : Polyuréthane

Épaisseur: 100,0 mm

Température extérieure à la char: 28,0 °C
Température sous-sol: 10,0 °C

☒ Le sol est isolé

Charges additionnelles:

Lumières: 240 W
Ventilateurs: 210 W
Personnels: 1 h/jour
Autre: 0 W

☒ Dégivrage ☐ Electrique ☒ Naturel

Puissance: 1510 W
Dégivrage par jour: 4
Temps de dégivrage: 30 min

[Aide](#) [< Précédent](#) [Suivant >](#)

Figure A0.3 : Étape N°2

4) Étape 3 : Choix type de condensation :

Chambre froide - Etape 3 de 5: Groupe de condensation

Région, gamme, fluide frigorigène sont nécessaires pour optimiser la sélection d'un groupe de condensation

Sélectionner une région :
Africa

Sélectionnez la gamme de groupes de condensation:

☐ Optyma™ Plus
Groupe de condensation carrossé, superposable, porte sur charnières, régulateur électronique, variateur de vitesse du ventilateur, sectionneur, fusibles, bornier, contacteurs, pressostats, réservoir liquide, vannes, filtre, voyant.
relays, pressure switch, receiver, stop valves, filter drier, sight glass.

☐ Optyma™ Slim pack
Groupe de condensation carréné, fusibles, bornier, relais de surcharge, pressostats, réservoir liquide, vannes, filtre, voyant.

☒ Optyma™
Groupe de condensation nu pour installation extérieure, boîtier électrique, bornier, pressostats, réservoir liquide, vannes.

☒ Autoriser la sélection d'une unité intérieure si aucune unité extérieure ne peut être trouvée dans la gamme de produits préférée

Sélectionner le fluide frigorigène:
R134a

[Aide](#) [< Précédent](#) [Suivant >](#)

Figure A0.4 : Étape N°3

5) Étape 4 : Choix de type de détendeur :

Chambre froide - Etape 4 de 5: Détendeur

Sélectionnez le type de détendeur que vous souhaitez utiliser dans votre Chambre Froide

☒ Détendeur électronique (ETS 6)
 ☐ Détendeurs thermostatiques :

Matériau préféré pour le détendeur :
 ☒ Laiton
 ☐ Acier inoxydable

Type de raccord: ODF Brasure DIN-EN

Sélectionner le régulateur et les accessoires pour le détendeur électronique:

☒ Régulateur de surchauffe EKE 1A
☒ Afficheur pour EKE 1A
☒ Câble pour afficheur
☒ AK-PS 075 alimentation électrique pour EKE 1A
☒ Batterie de secours EKE 2U
☒ Transmetteur de pression DST P110
☒ Câble pour transmetteur de pression DST P110
☒ Sonde de température ACCPBT

Aide < Précédent Suivant >

Figure A0.5 : Étape N°4

6) Étape 5 : Conditions de fonctionnement :

Chambre froide - Etape 5 de 5: Conditions de fonctionnement

Vérifiez la puissance frigorifique calculée et les conditions de fonctionnement avant de cliquer sur "Selection":

Conditions de fonctionnement

Puissance requise:

Puissance frigorifique : 2,602 kW

Évaporation :

Température de point de rosée : -3,3 °C

Surchauffe utile : 5,4 K

Surchauffe additionnelle : 0 K

☐ Température des gaz de retour : -2,0 °C

Condensation :

Température extérieure: 32,0 °C

Sous-refroidissement : 3,0 K

Sous-refroidissement additionnel : 0 K

Altitude: 0 m

Chambre froide:

Température : 5,0 °C

Humidité relative: 80,0 %

Heures de fonctionnement: 17,3 h

Détails de la charge:

Transmission:	0,807 kW
Infiltration:	0,437 kW
Glace sur évaporateur:	0,029 kW
Total denrées:	1,092 kW
Refroidissement denrées:	1,092 kW
Respiration denrées:	0 kW
Lumières:	0,014 kW
Personnels:	0,014 kW
Ventilateurs:	0,210 kW
Autre :	0 kW
Dégivrage:	0 kW
Total:	2,602 kW

Longueur de tuyauterie entre le groupe de condensation et l'évaporateur : 1,00 m

L'évaporateur n'est pas sélectionné. Contactez votre fournisseur

Aide < Précédent Sélectionner

Figure A0.6 : Étape 5

7) Rapport frigorifique :

Coolselector2 - Untitled.cspj

Fichier Options Outils Aide À propos Sélections Rapport Nomenclature Recherche de produit, numéro de code...

Sync. Conditions de fonctionnement Copier la sélection Copie écran

Mettre à jour

Police: Arial

Informations sur le projet :

Nom du projet :

Commentaires :

Créé par :

Éléments à inclure dans le rapport :

☒ Sélectionner tout ☐ Voir tout

☐ Désélectionner tout ☐ Réduire tout

☒ Chambre froide 1

Imprimer PDF Exporter

Page 1 of 8

Coolselector2

Danfoss

Informations sur le projet

Nom du projet :
 Commentaires :
 Créé par :
 Coolselector2 version: 5.2.6. Base de données: 99
 Imprimé: Mardi 23 Mai 2023
 Préférences utilisées: Toutes les applications

Chambre froide 1

Chambre froide 1 - Groupe de condensation

Conditions de fonctionnement

Fluide frigorigène :	R134a		
Température de point de rosée d'évapo	-3,3 °C	Température extérieure:	32,0 °C
Pression d'évaporation :	2,594 bar	Sous-refroidissement :	3,0 K
Surchauffe utile :	5,4 K	Sous-refroidissement additionnel :	0 K
Surchauffe additionnelle :	0 K	Altitude:	0 m
Température des gaz de retour :	2,1 °C		

Conditions nominales : Personnaliser

Puissance frigorifique requise: 2,602 kW

Sélection : OP-MCZC048MTA02E, R134a

Figure A0.7 : Rapport frigorifique

Conclusion :

Du modèle mathématique adopté par le programmeur du logiciel et aussi peut-être à cause des approximations

Le but de notre travail étant en premier lieu d'approfondir nos connaissances dans le domaine du froid ainsi que de faire le bilan thermique de deux chambre froides une positive et l'autre négative ce qui va nous permettre de calculer les différents caractéristiques des différents organes de cette installation et de les dimensionner, le calcul a été d'une part fait manuellement et d'autre part par l'exploitation de deux logiciels de simulation (COOLSELECTOR 2 & INTRCON) ; ce qui nous a permis d'avoir des résultats pour pouvoir les comparer entre eux

Les résultats obtenus ne s'éloignent pas entre eux il existe une légère différence qui peut résulter des différences entre les modèles mathématiques adopté par le programmeur du logiciel et aussi peut-être à cause des approximations

Enfin nous nous sommes arrivés à notre objectif principal qui était d'effectuer un bilan thermique efficace et de sélectionner les équipements de refroidissement appropriés pour notre projet.